



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MECHANICKÝ ČISTÍCÍ STROJ

MECHANICAL CLEANER-MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. VLASTIMIL MAREK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JIŘÍ MALÁŠEK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Vlastimil Marek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Mechanický čistící stroj

v anglickém jazyce:

Mechanical cleaner-machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte konstrukci mechanických česlí pro čističku odpadních vod dle zadaných parametrů:

šířka kanálu 800 mm,

hloubka kanálu 1850 mm,

výsypná výška 600 mm,

sklon česlí 70°.

Cíle diplomové práce:

Posouzení optimálního návrhu konstrukce vzhledem k provozním podmínkám a zatížení.

Provedení technických a pevnostních výpočtů.

Zhotovení výkresu sestavy zařízení a důležitých detailních výkresů.

Seznam odborné literatury:

1. Shigley J.E.,Mischke Ch.R.,Budynas R.G.: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
2. Bigoš P.,Kulka J.,Kopas M.,Mantič M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach. 2012. ISBN 978-80-553-1187-6
3. Jančík, L.: Části a mechanismy strojů, ČVUT Praha, 2004.
4. Klimeš P.: Části a mechanismy strojů I, II, VUT Brno 2003.
5. Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost, VUT Brno, 1992.
6. Gajdůšek, J., Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno 1988.
7. Dražan,F. a kol.: Teorie a stavba dopravníků.
8. Kolář, D. a kol.: Části a mechanismy strojů.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 20.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá konstrukcí mechanicky shrabovaných česlí pro čistírnu odpadních vod, které budou umístěny v přívodním kanále šířky 800 mm a hloubky 1 850 mm. Práce obsahuje rešerši používaných systémů, návrh vlastního konstrukčního řešení, návrh pohonu mechanismu a další nezbytné pevnostní a technické výpočty. Práce je doplněna výkresovou dokumentací sestavy stroje a dalších důležitých detailů.

KLÍČOVÁ SLOVA

česle, řetězové česle, mechanické předčištění, shrabky, stírací lišta, elektromotor

ABSTRACT

This master's thesis deals with design of mechanical screen cleaning machine for wastewater treatment plant, which will be placed in 800 mm wide and 1 850 mm deep intake canal. Thesis includes research of produced systems, construction design, drive unit design and other necessary strength and technical calculations. Thesis is supplemented by drawing of machine and its details.

KEYWORDS

screens, chain bar screens, mechanical pre-treatment, screenings, rake bar, electric motor



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAREK, V. *Mechanický čistící stroj*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 98 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jméno a přímení



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné připomínky, které mi pomohly při tvorbě této práce. Rovněž bych chtěl poděkovat rodině za podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	17
1 Česle	18
1.1 Ručně stírané česle.....	18
1.2 Strojně stírané česle	19
1.2.1 Strojně stírané česle řetězové	19
1.2.2 Spodem stírané řetězové česle	21
1.2.3 Strojně stírané česle vozíkové	22
1.2.4 Zahnuté česle	22
1.2.5 Samočisticí česle pásové	23
1.2.6 Samočisticí česle stupňovité.....	24
1.2.7 Hydraulické česle teleskopické	25
1.2.8 Hydraulické česle dvouramenné.....	26
1.2.9 Bubnové česle.....	27
2 Volba konstrukčního řešení	28
2.1 Zadané parametry	29
2.2 Doplnující parametry	29
2.2.1 Bezpečnostní výška	29
2.2.2 Sklon kanálu	29
2.2.3 Šířka průřezu	29
2.2.4 Šířka česlice.....	29
3 Výpočet průtočné rychlosti a zatížení česlí	30
3.1 Průtočná rychlost	30
3.1.1 Plocha průřezu	30
3.1.2 Omočený obvod.....	30
3.1.3 Hydraulický poloměr.....	30
3.1.4 Chézyho rychlostní součinitel podle Manninga	30
3.1.5 Rychlost proudu v kanále	31
3.1.6 Průtočný průřez v rámu česlí	31
3.1.7 Průtočná rychlost mezi česlicemi	31
3.1.8 Ztrátová výška hladiny	31
3.2 Zatížení česlí	32



4	Návrh pohonu	33
4.1	Návrh řetězu.....	33
4.1.1	Hmotnost řetězu.....	34
4.1.2	Roztečný průměr řetězového kola	34
4.2	Rozbor zatížení	35
4.3	Zatížení tažené větve řetězu.....	36
4.3.1	Hmotnost shrabků.....	36
4.3.2	Složka tíhové síly ve směru pohybu řetězu	36
4.3.3	Třecí síla mezi shrabky a česlicovou mříží	37
4.3.4	Třecí síla mezi stírací lištou a česlicovou mříží	37
4.3.5	Valivý odpor válečků tažené větve řetězu.....	37
4.3.6	Čepové tření mezi válečky a pouzdry v tažené větvi řetězu.....	37
4.3.7	Nominální tahová síla v tažené větvi řetězu.....	38
4.3.8	Volba rychlosti pohybu stíracích lišt.....	38
4.3.9	Korigovaná tahová síla v tažené větvi řetězu	38
4.4	Zatížení volné větve řetězu	38
4.4.1	Složka tíhové síly ve směru pohybu řetězu	38
4.4.2	Valivý odpor válečků volné větve řetězu	38
4.4.3	Čepové tření mezi válečky a pouzdry ve volné větvi řetězu	39
4.4.4	Nominální tahová síla ve volné větvi řetězu	39
4.4.5	Korigovaná tahová síla ve volné větvi řetězu.....	39
4.5	Návrh elektromotoru a převodovky	39
4.5.1	Požadovaná hnací síla na řetězovém kole	39
4.5.2	Požadovaný moment na výstupu převodovky	39
4.5.3	Požadovaný výkon na výstupu převodovky	39
4.5.4	Požadované otáčky výstupní hřídele převodovky	39
4.5.5	Volba elektromotoru a převodovky.....	40
4.5.6	Kontrola otáček výstupní hřídele převodovky.....	41
4.5.7	Kontrola výkonu elektromotoru	41
4.6	Volba pojistné spojky	42
4.7	Kontrola řetězu	44
4.7.1	Vypínací moment spojky.....	44
4.7.2	Tahová síla v tažené části řetězu při vypnutí.....	44



4.7.3	Měrný tlak mezi čepy a pouzdry řetězu.....	44
4.8	Návrh a kontrola hřídele	45
4.8.1	Návrh rozměrů hřídele.....	45
4.8.2	Návrh pera mezi hřídelem a převodovkou	46
4.8.3	Výpočet zatěžujících sil.....	47
4.8.4	Rovnice statické rovnováhy.....	49
4.8.5	Průběh ohybového momentu	50
4.8.6	Průběh krouticího momentu	53
4.8.7	Určení nebezpečných míst.....	54
4.8.8	Výpočet meze únavy materiálu	55
4.8.9	Výpočet meze pevnosti ve smyku	55
4.8.10	Pevnostní výpočet v bodě 1	55
4.8.11	Pevnostní výpočet v bodě 2	57
4.8.12	Pevnostní výpočet v bodě 3	58
4.8.13	Pevnostní výpočet v bodě 4.....	60
4.8.14	Vyhodnocení bezpečnosti hřídele.....	61
4.9	Návrh a kontrola ložisek	62
4.9.1	Volba ložisek	62
4.9.2	Výpočet radiálních sil	64
4.9.3	Ekvivalentní dynamické zatížení.....	64
4.9.4	Trvanlivost ložisek	64
5	Přehled konstrukčních prvků	66
5.1	Rám stroje	66
5.1.1	Zahnuté Česlice	67
5.1.2	Ochranný plech.....	69
5.2	Napínací zařízení	70
5.3	Uchycení elektromotoru s převodovkou.....	71
5.4	Stírací lišta	72
5.5	Ukotvení stroje ke kanálu	73
5.6	Zakrytování stroje.....	74
6	Pevnostní kontrola metodou konečných prvků	75
6.1	Pevnostní kontrola stírací lišty.....	75
6.1.1	Síťování modelu	75



6.1.2	Pevnostní kontrola při přetížení z důvodů vyšší hmotnosti.....	76
6.1.3	Pevnostní kontrola při přetížení z důvodu vzpříčení předmětu na kraji.....	78
6.1.4	Pevnostní kontrola při přetížení z důvodu vzpříčení předmětu uprostřed.....	80
6.1.5	Vyhodnocení bezpečnosti.....	82
6.2	Pevnostní kontrola řetězu.....	82
6.2.1	Síťování modelu	82
6.2.2	Okrajové podmínky	82
6.2.3	Vyhodnocení výsledku	84
	Závěr.....	85
	Použité informační zdroje.....	86
	Seznam použitých zkratk a symbolů	90
	Seznam příloh.....	98



ÚVOD

Jedním z největších problémů současného světa je znečištění vody ve vodních tocích a nádržích. Jedním ze zdrojů znečištění je vypouštění odpadních vod, jednak komunálních, dále pak průmyslových, zemědělských a jiných. Množství odpadních vod z důvodu růstu populace, jejich vyšších životních nároků a z důvodu neustálého rozšiřování průmyslu, stále roste. Proto je potřeba se čím dál více zabývat jejich čištěním. Například evropská směrnice 91/271/EHS požaduje, aby svou vlastní čistírnu odpadních vod (dále jen ČOV) měla každá aglomerace s počtem ekvivalentních obyvatel vyšším jak 2000 EO [1].

Čištění odpadních vod probíhá nejčastěji ve třech stupních:

- mechanické (primární) čištění
- biologické (sekundární) čištění
- terciální čištění

Mechanické čištění zajišťují lapák šterku, česle, lapák písku, lapák tuků a usazovací nádrž. První čtyři zařízení bývají označovány jako ochranná část ČOV nebo také jako mechanické předčištění.

Cílem této práce je dle zadaných parametrů navrhnout zařízení k odstraňování nečistot z česlí. Dílčími úkoly bude volba vhodného konstrukčního řešení na základě rešerše, provedení technických a pevnostních výpočtů, MKP kontrola vybraných součástí a tvorba výkresové dokumentace.



1 ČESLE

Jak již bylo řečeno, česle jsou součástí mechanického předčištění ČOV. Jejich úkolem je zachytit hrubé plovoucí a unášené látky a zabránit tak poškození dalších zařízení ČOV.

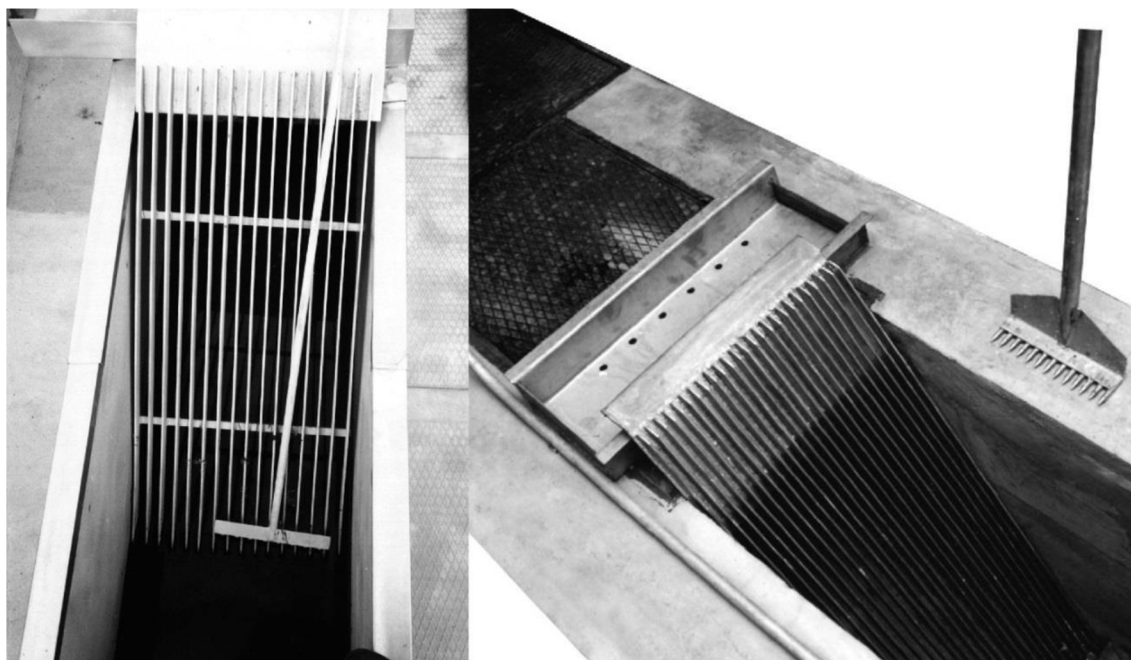
Jedná se o mříž umístěnou v přívodním kanále ČOV. Jednotlivé pruty mříže se nazývají česlice, mezera mezi nimi průlina. Velikost průliny je ovlivněna požadavky na odstranění suspendovaných látek a požadavky následujících procesů čištění.

Na přítoku do čistírny musí být vždy osazeny jemné česle s průlinou 2 až 6 mm (pro membránové čistírny 0,5 až 2 mm). Jako ochranu před poškozením jemných česlí lze použít česle hrubé s průlinou 20 až 50 mm [2].

Nečistoty zachycené na česlích (shrabky) je nutné v pravidelných intervalech shrabovat a předat k dalšímu zpracování. To spočívá v jejich odvodnění a následné likvidaci (např. spálení ve spalovnách, uložení na skládkách, a v případě většího podílu organických látek kompostování) [2]. Podle způsobu shrabování se česle dělí na ručně a strojně stírané.

1.1 RUČNĚ STÍRANÉ ČESLE

Jedná se o nejjednodušší řešení česlí, kde odstraňování shrabků probíhá ručně pomocí hrabla. Instalují se do míst, kde je předpokládán nenáročný provoz, například do obtokových kanálů strojně stíraných česlí. Úhel sklonu se volí v rozmezí 30° až 75° [3].



Obr. 1 Ručně stírané česle [4]



1.2 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE

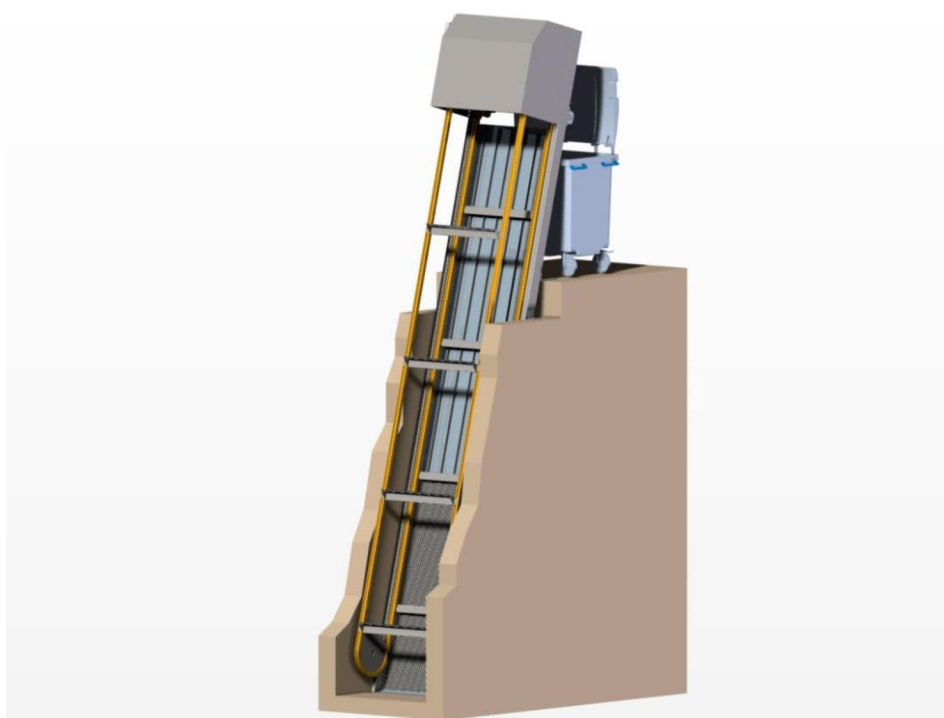
U strojně stíraných česlí mohou být shrabky odstraňovány různými způsoby, jejichž přehled je uveden dále. Čistící cyklus může být spouštěn automaticky v pravidelných časových intervalech nebo na základě zvýšení hladiny před česlemi z důvodu ucpání průlin, případně také ručně obsluhou.

Strojně stírané česle se obvykle osazují v objektech s více kanály. Pokud je v objektu kanál pouze jeden, je potřeba zavést obtokový kanál s ručně stíranými česlemi.

V závislosti na technologickém řešení čističky je vhodné strojně stírané česle kombinovat se zařízením, které zabezpečuje dopravu shrabků, jejich odvodnění a lisování (např. šnekový dopravník a odvodňovací lis). Shrabky mohou také přepadávat do kontejneru a k dalšímu zpracování být převezeny na jiné umístění.

1.2.1 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE ŘETĚZOVÉ

Nosnou konstrukcí řetězových česlí je rám s česlicovou mříží, v jehož horní části je umístěn pohon řetězových kol a mechanismus napínání řetězů. Odstraňování shrabků probíhá ode dna nahoru pomocí stíracích lišt nebo kartáčů. Ty jsou upevněny na postranních hnacích řetězech a svým pohybem po přední straně česlicové mříže unášejí shrabky směrem k přepadové hraně, kde tyto přepadávají samovolně, případně mohou být setřeny stíracím mechanismem nebo odstříknuty vodou. Řetězy mohou být vyrobeny z oceli nebo litiny a mohou být opatřeny plastovými válečky. Ve spodní části rámu jsou umístěna vodící řetězová kola. Nevýhodou tohoto řešení je umístění pohyblivých částí pod vodou.



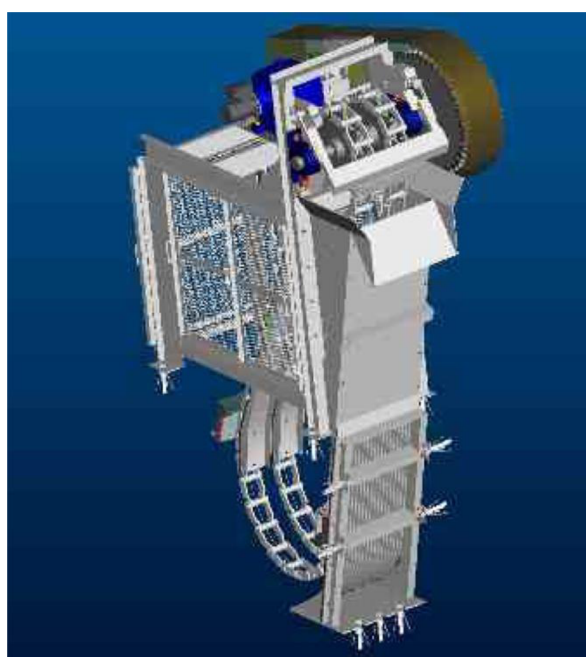
Obr. 2 Strojně stírané česle řetězové [5]



Částečným řešením problému ponořených pohyblivých částí je systém, kdy je řetěz v celé své délce veden ve vodících lištách, jak je vidět na Obr. 3. Dalším řešením je systém Catenary bar screens. Zde se jedná o řetězové česle, kde je řetěz při pohybu dolů veden tak, aby ve spodní části utvořil křivku zvanou řetězovka (Obr. 4). Obě tato řešení umožňují absenci vodících řetězových kol a s nimi spojených ložisek a hřídelí. Jedinou pohyblivou součástí ponořenou pod vodou je potom řetěz.



Obr. 3 Řetězové česle s vodícími lištami [4]

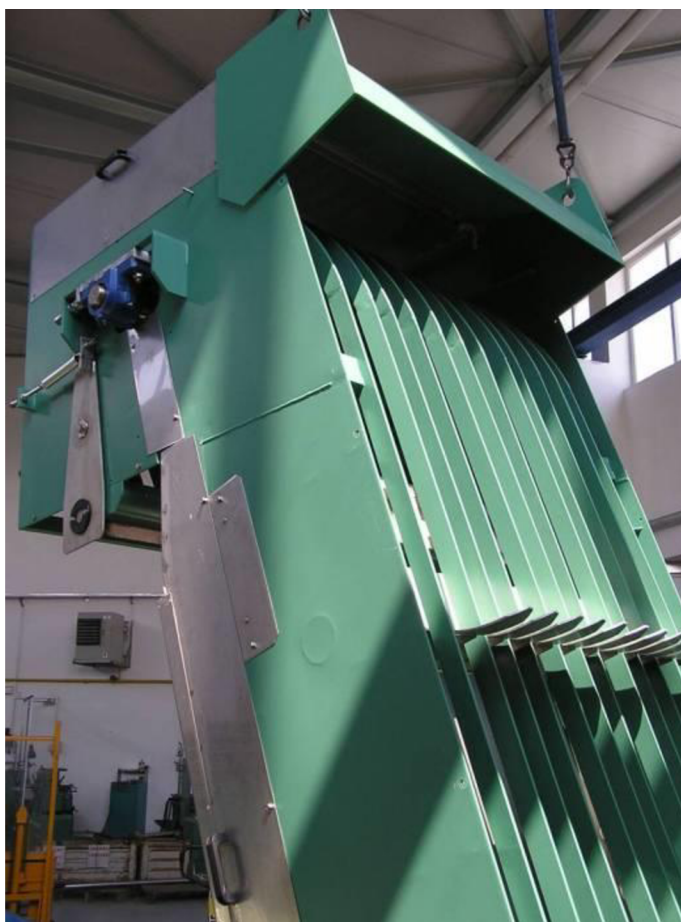


Obr. 4 Řetězové česle Catenary bar screens [6]



1.2.2 SPODEM STÍRANÉ ŘETĚZOVÉ ČESLE

Jedná se o podobnou konstrukci jako u řetězových česlí. Rozdíl je v tom, že stírací lišty se pohybují po zadní straně česlicové mříže a jsou opatřeny tvarovanými „prsty“, které prochází průlinami a posouvají shrabky po česlicích směrem vzhůru k výsypce, kde bývají shrnuty. Výhodou oproti česlím stíraným zepředu je ochrana stíracích lišt před objemnými tělesy. V případě nesprávné funkce mechanismu, který čistí stírací lišty, se však může stát, že setřené nečistoty se dostanou za česle a mohou pak poškodit další zařízení.

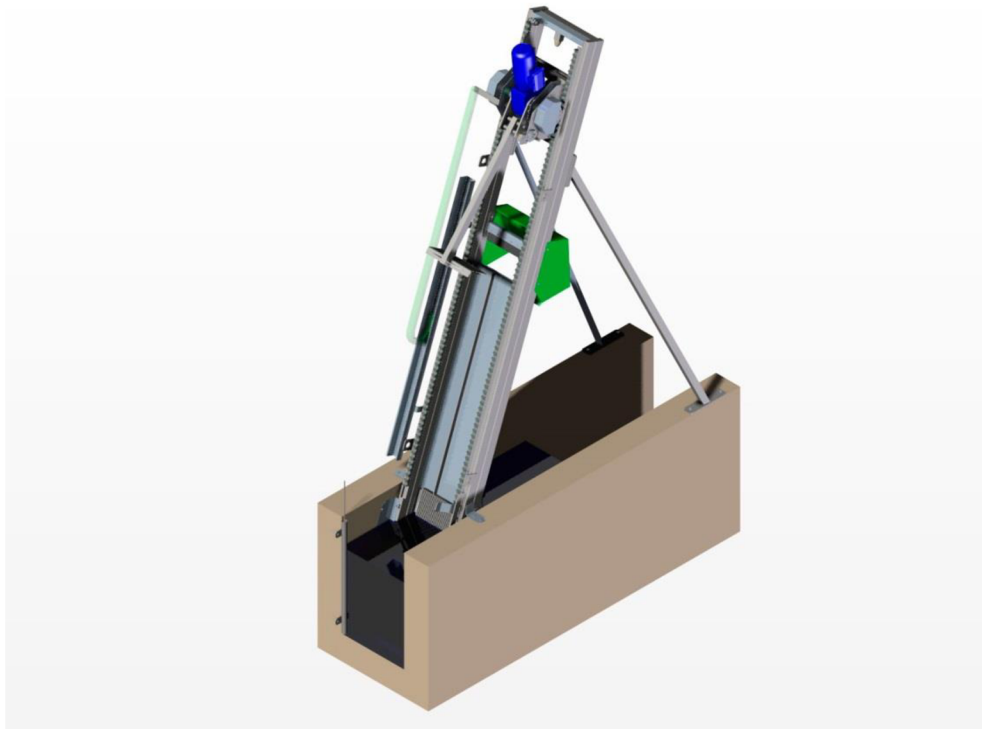


Obr. 5 Strojní česle spodem stírané [4]



1.2.3 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE VOZÍKOVÉ

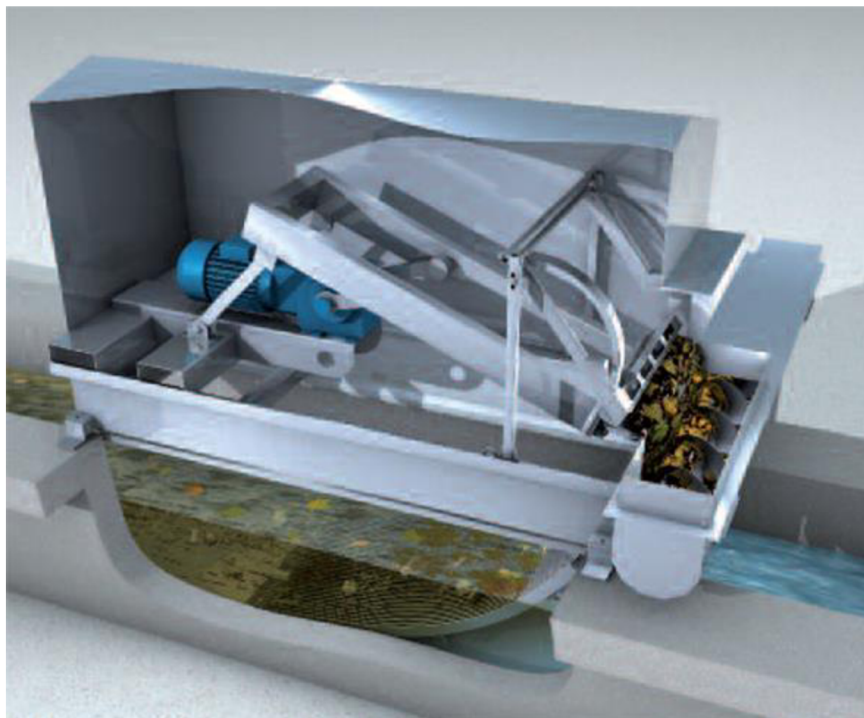
Česlicová mříž je umístěna v rámu, na jehož bočnicích jsou umístěny pojezdové hřebeny, po kterých se pohybuje vozík se stíracími hráběmi. Vozík nese pohon a zvedací mechanismus hrábí. Tento mechanismus zajišťuje veškeré pohyby hrábí při stírání nečistot z česlicové mříže. Vozík pojíždí vždy nad úrovní hladiny v kanále a do vody tak zasahují pouze hrábě. Jistou nevýhodou tohoto systému může být jeho velká zástavbová výška.



Obr. 6 Strojně stírané česle vozíkové [5]

1.2.4 ZAHNUTÉ ČESLE

Na rozdíl od předchozích řešení zde nejsou česlice přímé, ale zakřivené. Odstraňování shrabků obstarávají hrábě připevněné ke čtyřkloubovému mechanismu, jehož hnací člen je poháněn elektromotorem. V konečné fázi shrabování jsou hrábě plynule očištěny pomocí otočného hřebene a shrabky shrnuty do žlabu, v němž je umístěn šnekový dopravník. Stejně jako u vozíkových česlí zde nejsou pod vodou umístěny žádné hnací členy a do vody zasahují pouze hrábě.



Obr. 7 Zahnuté česle CurveMax® [7]

1.2.5 SAMOČISTÍČÍ ČESLE PÁSOVÉ

Toto řešení je od všech předchozích odlišné v tom, že zde chybí česlicová mříž, která je nahrazena kontinuálním česlicovým pásem. Ten se v pravidelných intervalech pootáčí a shrabky zachycené na vhodně tvarovaných česlicích se tak při každém pootočení posunou směrem vzhůru. V horní části se překlopí a výsypkou jsou usměrněny k dalšímu zpracování.

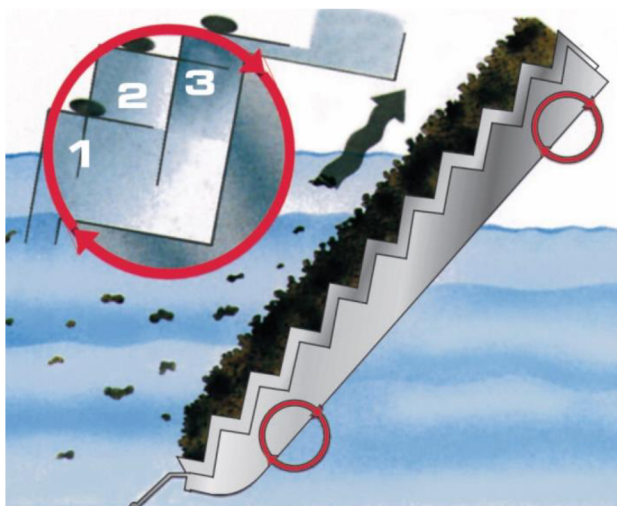


Obr. 8 Samočistící česle pásové [4]



1.2.6 SAMOČISTÍCÍ ČESLE STUPŇOVITÉ

Jedná se o systém s jednou pohyblivou a jednou pevnou česlicovou mříží. Jednotlivé česlice jsou opatřeny zuby, které na nich tvoří stupně pro zachycování a přesouvání shrabků. Pohyblivá česlicová mříž je vsazena do mezer mříže pevné a je uchycena k dvouklíkovému paralelogramovému mechanismu. Tento systém zajistí, že pohyblivá mříž při každém svém otočení posune shrabky o jeden stupeň výš. Princip je vidět na *Obr. 9*.

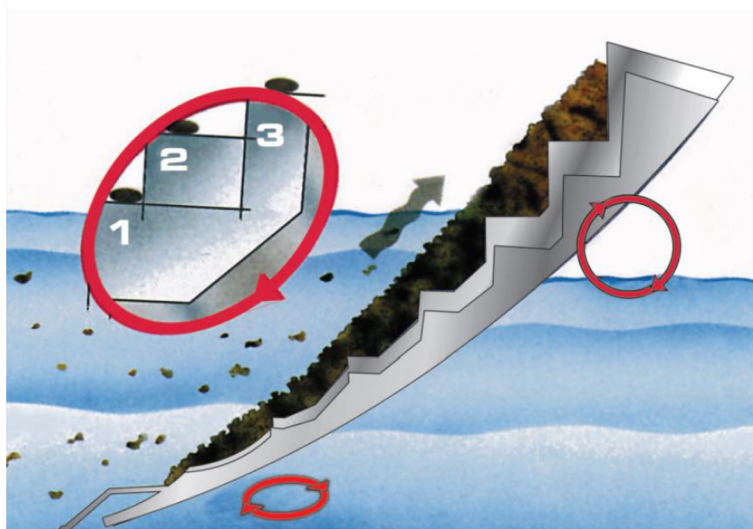


Obr. 9 Princip stupňovitých česlí [8]



Obr. 10 Stupňovité česle MEVA Rotoscreen [8]

Vylepšenou verzi tohoto systému nabízí firma Nordic Water pod označením MEVA Monoscreen. Pohyblivá mříž je stejně jako v předchozím případě uchycena k dvouklíkovému mechanismu, koná však obecný rovinný pohyb. Spodní část, která je ponořena pod vodu, se pohybuje s menší výchylkou než horní, což má za následek menší rychlost vody mezi pevnými a pohyblivými česlicemi.



Obr. 11 Princip česlí MEVA Monoscreen [9]

1.2.7 HYDRAULICKÉ ČESLE TELESKOPICKÉ

K nosnému rámu česlí je připojeno výkyvné teleskopické rameno, k jehož konci je připevněna stírací lišta. Vysouvání teleskopického ramena zajišťuje přímočarý hydromotor umístěný buď uvnitř ramene, nebo na jeho povrchu. Při zasouvání ramene se stírací lišta pohybuje po česlicích směrem vzhůru a unáší tak shrabky, směrem k přepadové hraně. Při vysouvání musí být rameno od česlí odklopeno, což zajišťuje druhý přímočarý hydromotor uchycený k rámu česlí.

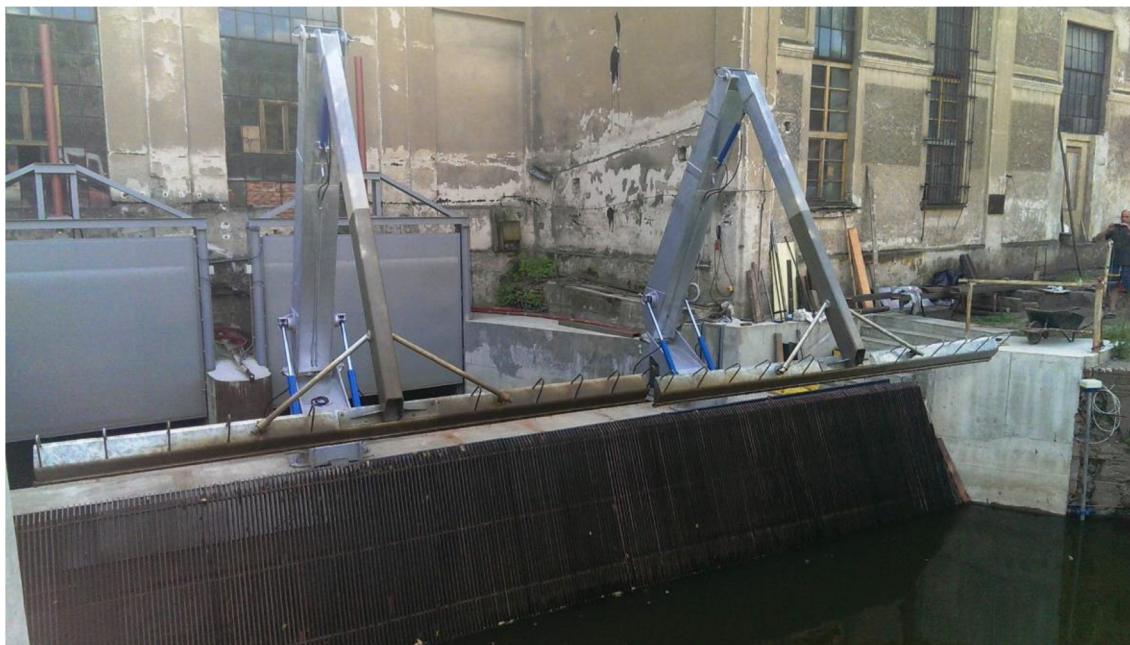


Obr. 12 Hydraulické česle teleskopické [10]



1.2.8 HYDRAULICKÉ ČESLE DVOURAMENNÉ

Princip je velice podobný pracovnímu mechanismu rypadla. K rámu česlí je připojeno naklápěcí rameno a k němu rameno se stírací lištou. Pohyb ramen je zajištěn přímočarými hydromotory, které mohou být zdvojené. Při pohybu nahoru, je stírací lišta přitlačena k česlicím, při pohybu dolů je od nich odklopena.

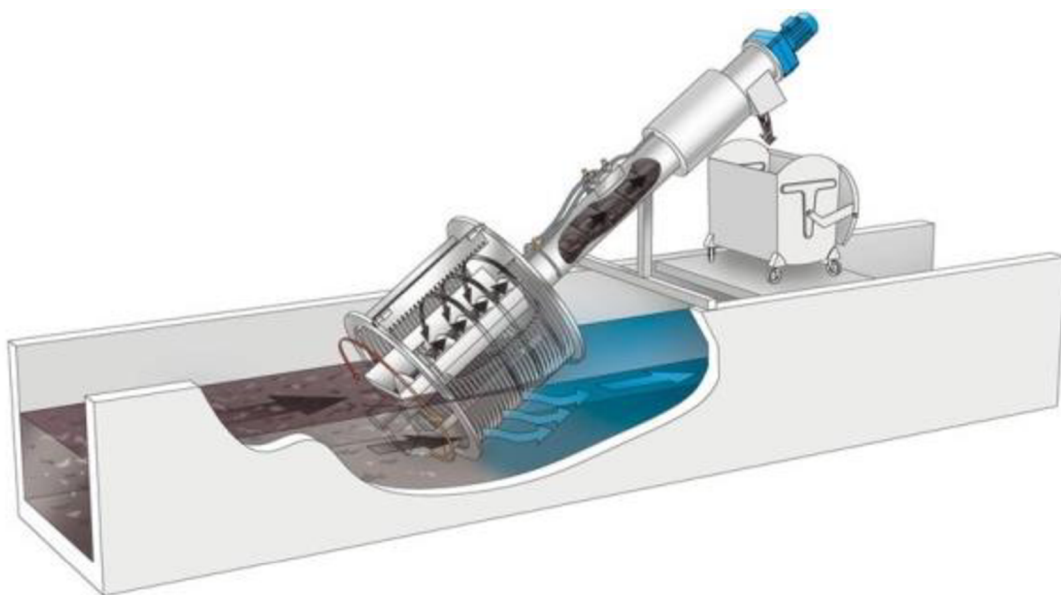


Obr. 13 Hydraulické česle dvouramenné [11]



1.2.9 BUBNOVÉ ČESLE

Bubnové česle jsou konstrukčně výrazně odlišné ode všech předchozích řešení. Rám stroje tvoří šnekový dopravník, na jehož konci je umístěn česlicový koš. Na jeho česlicích jsou zachytávány nečistoty. Čištění může probíhat dvěma způsoby. Buď jsou nečistoty shrabávány stírací lištou, která rotuje kolem česlicového koše (Obr. 14), nebo jsou nečistoty shrabávány pevnou stírací lištou z rotujícího koše (Obr. 15). Shrabky v obou případech padají do žlabu šnekového dopravníku, ve kterém jsou zároveň odvodněny a slisovány. Celé zařízení je v přívodním kanále umístěno pod úhlem 35°.



Obr. 14 Bubnové česle s rotační lištou [12]



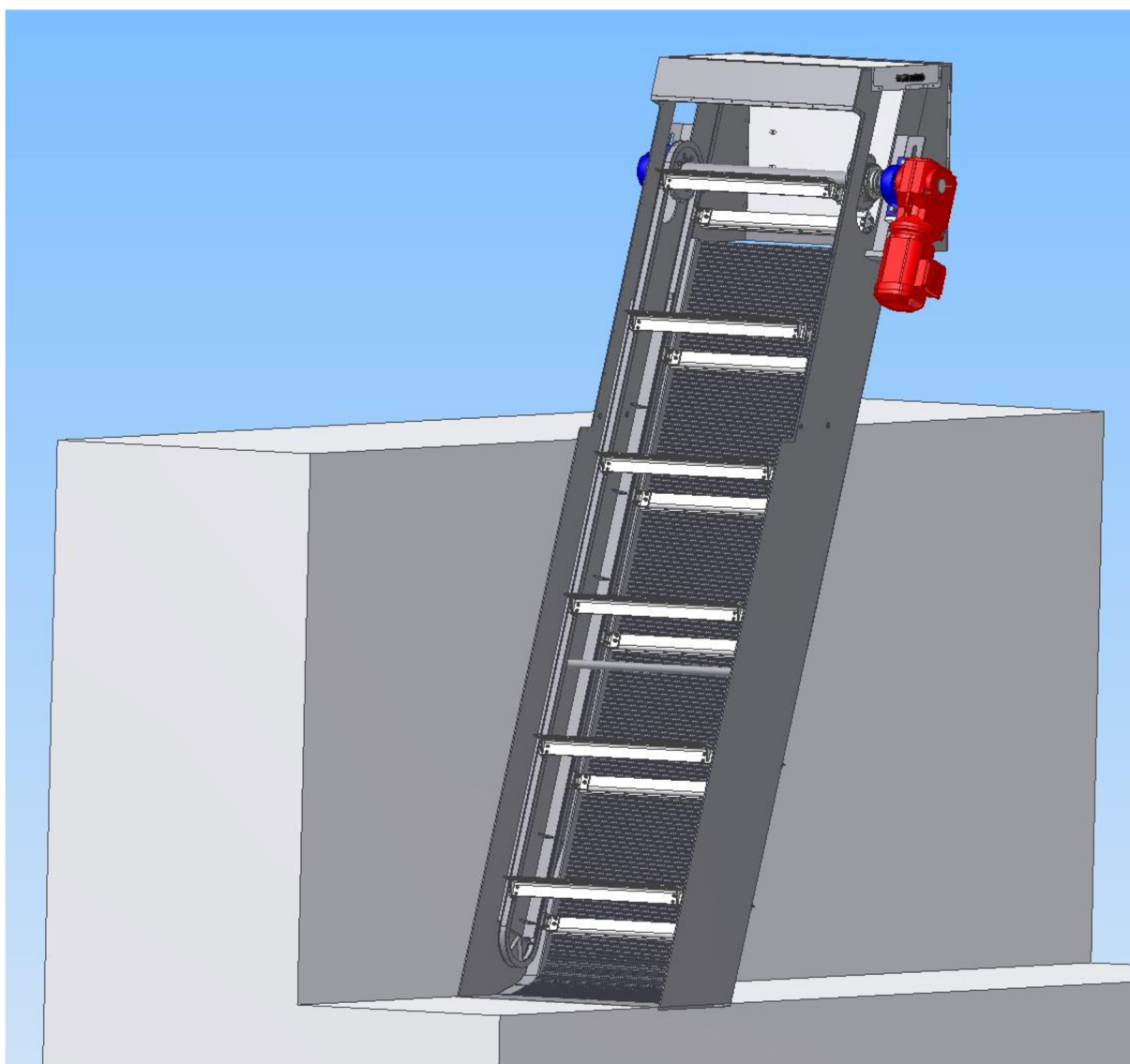
Obr. 15 Bubnové česle s rotačním košem [13]



2 VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Na základě rešerše z předchozí kapitoly a po zvážení požadavků ze zadání bylo zvoleno konstrukční řešení pomocí řetězového systému bez spodních vodicích kol. U tohoto systému je při zadané výsypné výšce (600 mm) možno dosáhnout relativně malé zástavbové výšky, což umožňuje snadnou údržbu všech mechanismů.

Řetězový systém vyžaduje pro svou funkci použití řetězu, jehož část bude vždy ponořena pod vodní hladinou. Toto bude vyřešeno použitím nerezového řetězu s plastovými válečky a voděodolným plastickým mazivem. O konstrukci jednotlivých částí stroje budou pojednávat další kapitoly.



Obr. 16 Zvolené konstrukční řešení – celkový pohled bez předního krytu



2.1 ZADANÉ PARAMETRY

- šířka kanálu $B = 800 \text{ mm}$
- hloubka kanálu $H = 1850 \text{ mm}$
- výsypaná výška $h_v = 600 \text{ mm}$
- sklon česlí $\alpha = 70^\circ$

2.2 DOPLŇUJÍCÍ PARAMETRY

Pro provedení technických výpočtů je potřeba k zadaným parametrům doplnit několik dalších, jejichž hodnoty je třeba zvolit.

2.2.1 BEZPEČNOSTNÍ VÝŠKA

Jedná se o minimální vzdálenost hladiny od okraje kanálu. Dle [3] by se měla pohybovat v rozmezí 0,5 až 1 m. Tento rozměr ovlivňuje rychlost mezi česlicemi.

$H_1 = 850 \text{ mm}$... zvoleno s ohledem na maximální dovolenou rychlost mezi česlicemi

2.2.2 SKLON KANÁLU

Sklon kanálu se obvykle pohybuje řádově v rozmezí desetin až setin procenta. Tento parametr rovněž ovlivňuje rychlost mezi česlicemi.

$i = 0,03 \%$... zvoleno s ohledem na maximální dovolenou rychlost mezi česlicemi

2.2.3 ŠÍŘKA PRŮLINY

Pro návrh mechanismu v této práci není definováno, zda se má jednat o česle hrubé nebo jemné. Vzhledem k vyšší potřebě použití jemných česlí v ČOV bylo zvoleno použití jemných česlí s průlinou 5 mm.

$b_p = 5 \text{ mm}$

2.2.4 ŠÍŘKA ČESLICE

$b_\xi = 3 \text{ mm}$... zvoleno



3 VÝPOČET PRŮTOČNÉ RYCHLOSTI A ZATÍŽENÍ ČESLÍ

3.1 PRŮTOČNÁ RYCHLOST

Aby nedocházelo k protlačení shrabků skrz česlicovou mříž, nesmí podle normy ČSN EN 12 255-3 velikost průtočné rychlosti mezi česlicemi přesáhnout hodnotu $v_{\text{čmax}} = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

K určení průtočné rychlosti mezi česlicemi je potřeba znát rychlost proudu v kanále, která se určí pomocí Chézyho rovnice [3].

3.1.1 PLOCHA PRŮŘEZU

$$H_{\text{max}} = H - H_1 = 1850 - 850 = 1\,000 \text{ mm} \quad (1)$$

$$S = H_{\text{max}} \cdot B = 1000 \cdot 800 = 800\,000 \text{ mm}^2 = 0,8 \text{ m}^2 \quad (2)$$

kde:

H_{max} [mm] maximální výška hladiny v kanále

3.1.2 OMOČENÝ OBVOD

$$O = B + 2 \cdot H_{\text{max}} = 800 + 2 \cdot 1\,000 = 2\,800 \text{ mm} \quad (3)$$

3.1.3 HYDRAULICKÝ POLOMĚR

$$R = \frac{S}{O} = \frac{800\,000}{2\,800} = 285,714 \text{ mm} = 0,285714 \text{ m} \quad (4)$$

3.1.4 CHÉZYHO RYCHLOSTNÍ SOUČINITELE PODLE MANNINGA

$$C = \frac{1}{n} \cdot R^{\frac{1}{6}} = \frac{1}{0,014} \cdot 0,285714^{\frac{1}{6}} = 57,969 \text{ m}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5)$$

kde:

n [-] součinitel drsnosti podle Manninga, pro betonový žlab $n = 0,014$ [15]



3.1.5 RYCHLOST PROUDU V KANÁLE

Rychlost proudu kapaliny v kanále podle Chézyho rovnice:

$$v = C \cdot \sqrt{R \cdot i} = 57,969 \cdot \sqrt{285,714 \cdot 0,0003} = 0,537 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

3.1.6 PRŮTOČNÝ PRŮŘEZ V RÁMU ČESLÍ

$$B_p = b_p \cdot z_p = 5 \cdot 85 = 425 \text{ mm} \quad (7)$$

$$S_p = H_{\max} \cdot B_p = 1000 \cdot 425 = 425\,000 \text{ mm}^2 \quad (8)$$

kde:

B_p [mm] průtočná šířka v rámu česlí

z_p [-] počet průlin; $z_p = 85$ zvoleno s ohledem na celkové rozměry zařízení

S_p [mm] plocha průtočného průřezu v rámu česlí

3.1.7 PRŮTOČNÁ RYCHLOST MEZI ČESLICEMI

$$Q = v \cdot S = 0,537 \cdot 0,8 = 0,4296 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (9)$$

$$v_\varepsilon = \frac{Q}{S_p} = \frac{0,4296}{0,425} = 1,011 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (10)$$

kde:

Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový průtok kapaliny v kanále

Platí $v_\varepsilon < v_{\varepsilon\max}$. Navržené rozměry tedy vyhovují podmínce dovolené rychlosti.

3.1.8 ZTRÁTOVÁ VÝŠKA HLADINY

$$h_\varepsilon = \beta \cdot \left(\frac{b_\varepsilon}{b_p} \right)^{\frac{4}{3}} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \sin \alpha = 1,83 \cdot \left(\frac{3}{5} \right)^{\frac{4}{3}} \cdot \frac{0,537^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \sin 70^\circ = 0,012 \text{ m} = 12 \text{ mm} \quad (11)$$

kde:

β [-] součinitel tvaru česlic; pro zvolený tvar česlic (zaoblení z přední strany) je jeho hodnota $\beta = 1,83$ [3]

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] tíhové zrychlení; $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$



3.2 ZATÍŽENÍ ČESLÍ

Při výpočtu zatížení česlí je třeba uvažovat mezní stav, kdy je česlicová mříž zcela ucpána nečistotami. Zatížení se určí ze vztahu pro tlakovou sílu působící na šikmou plochu.

$$S_{\check{c}} = z_{\check{c}} \cdot b_{\check{c}} \cdot H_{\max} = 84 \cdot 0,003 \cdot 1 = 0,252 \text{ m}^2 \quad (12)$$

$$F_{\check{c}\check{c}} = S_{\check{c}} \cdot \frac{H_{\max}}{2} \cdot \rho_v \cdot g \cdot \sin \alpha = 0,252 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot \sin 70^\circ = 1\,236 \text{ N} \quad (13)$$

$$F_{\check{c}} = \frac{F_{\check{c}\check{c}}}{z_{\check{c}}} = \frac{1\,236}{84} = 14,71 \text{ N} \quad (14)$$

kde:

$S_{\check{c}}$	[m ²]	celková plocha česlic kolmá na směr rychlosti
$z_{\check{c}}$	[-]	počet česlic; zvoleno $z_{\check{c}} = 84$
H_{\max}	[m]	dle (1); 1 000 mm = 1 m
$F_{\check{c}\check{c}}$	[N]	celková síla od sloupce kapaliny působící na česle
ρ_v	[kg·m ⁻³]	hustota vody; $\rho_v = 1\,000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Síla působící na jednu česlici $F_{\check{c}} = 14,71 \text{ N}$ je vzhledem k celkovým rozměrům zařízení minimální a je možno ji zanedbat.



4 NÁVRH POHONU

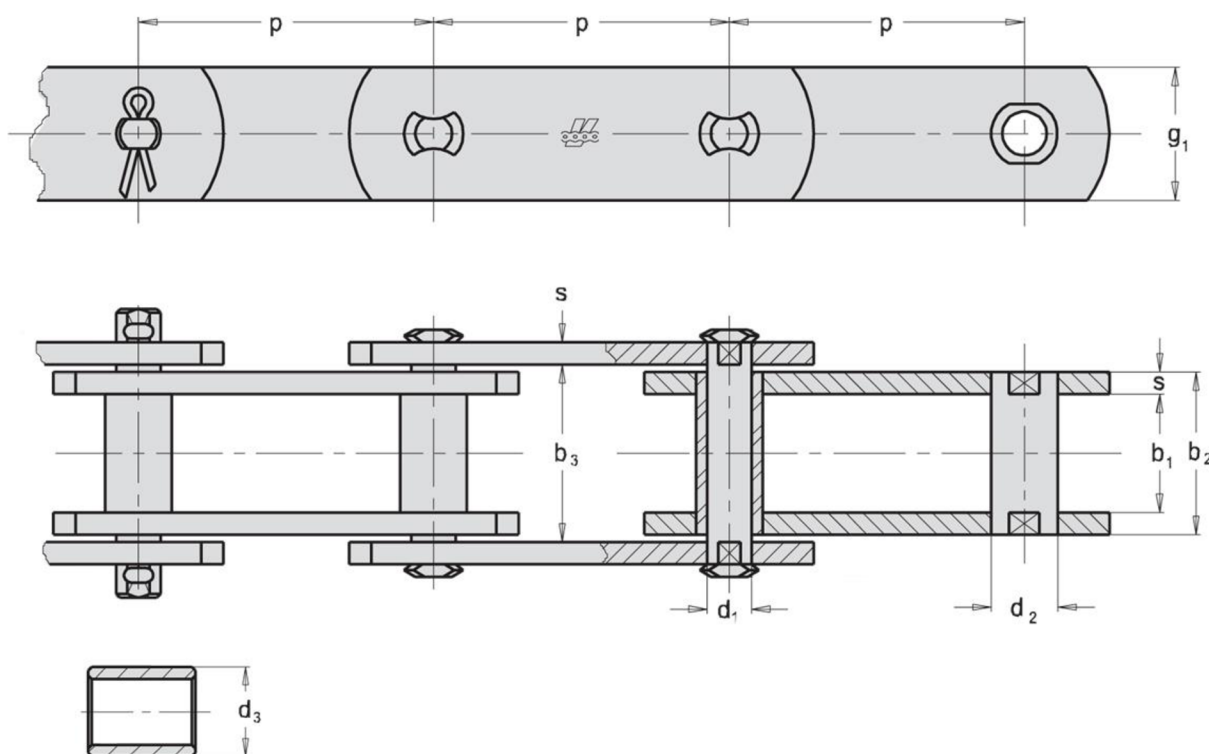
Pohon stíracích lišt bude realizován pomocí dvou řetězů umístěných v bočnicích, kde budou vedeny pomocí vodicích lišt. Hnací řetězová kola budou umístěna na společné hřídeli a poháněna elektromotorem s převodovkou.

4.1 NÁVRH ŘETĚZU

Aby v dalších výpočtech bylo možno určit zatížení řetězu, je třeba znát jeho hmotnost a je tedy potřeba zvolit, jaký řetěz bude použit.

Byl zvolen dopravní řetěz rozměrové řady M28 dle DIN 8167 s roztečí $P = 50$ mm [16]. Jelikož bude řetěz pracovat pod vodou, bude vyroben z nerezové oceli třídy 1.4462 (17 381) s plastovými válečky z materiálu PA12, který má velmi nízkou nasákavost (0,04 resp. 0,07 % za 24 resp. 96 h) a je proto vhodný k použití pod vodou [17][18]. Mazání bude zajištěno pomocí plastického maziva FUCHS RENOLIT AQUA 2, které je odolné proti vyplachování vodou [19].

Délka řetězu byla zvolena $l_r = 6$ m a počet stíracích lišt $z_{hc} = 12$. Stírací lišty budou k řetězu připevněny pomocí unášecích článků vlastní konstrukce.

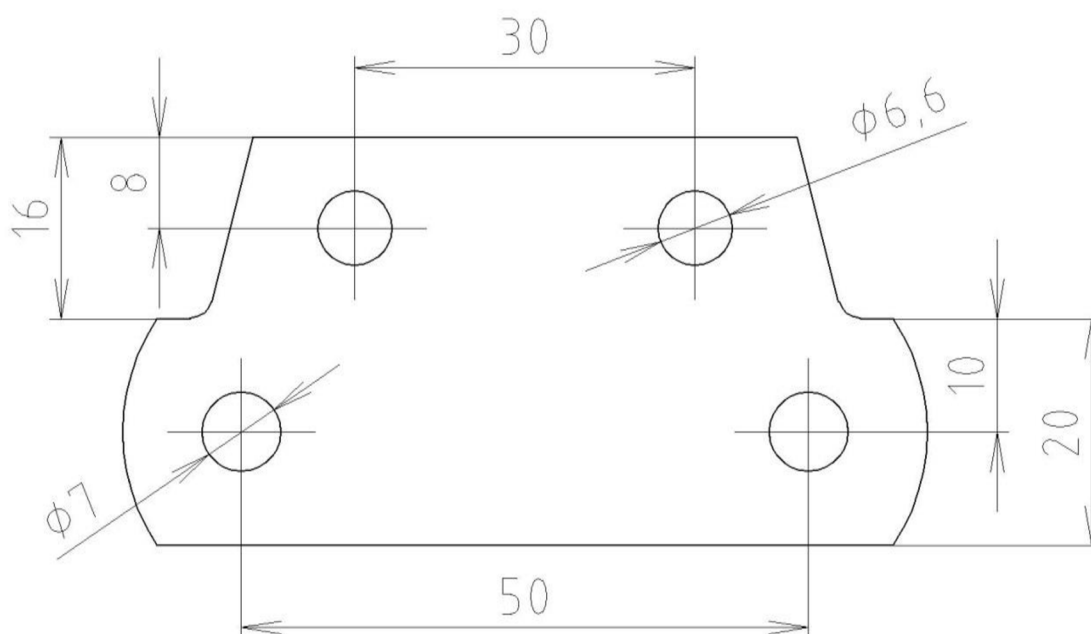


Obr. 17 Schéma řetězu [16]



Tab. 1 Rozměry řetězu [16]

Rozměry řetězu [mm]								
P	d_1	d_2	d_3	s	$b_{1 \text{ min}}$	$b_{2 \text{ max}}$	$b_{3 \text{ min}}$	g_1
50	7	10	15	3	18	25	25,2	20



Obr. 18 Nákres unášečného článku řetězu

4.1.1 HMOTNOST ŘETĚZU

$$m_r = q_r \cdot l_r = 1,54 \cdot 6 = 9,24 \text{ kg} \quad (15)$$

kde:

$$q_r \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad \text{délková hmotnost řetězu; } q_r = 1,54 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} [20]$$

$$l_r \quad [\text{m}] \quad \text{délka řetězu; zvoleno } l_r = 6 \text{ m}$$

4.1.2 ROZTEČNÝ PRŮMĚR ŘETĚZOVÉHO KOLA

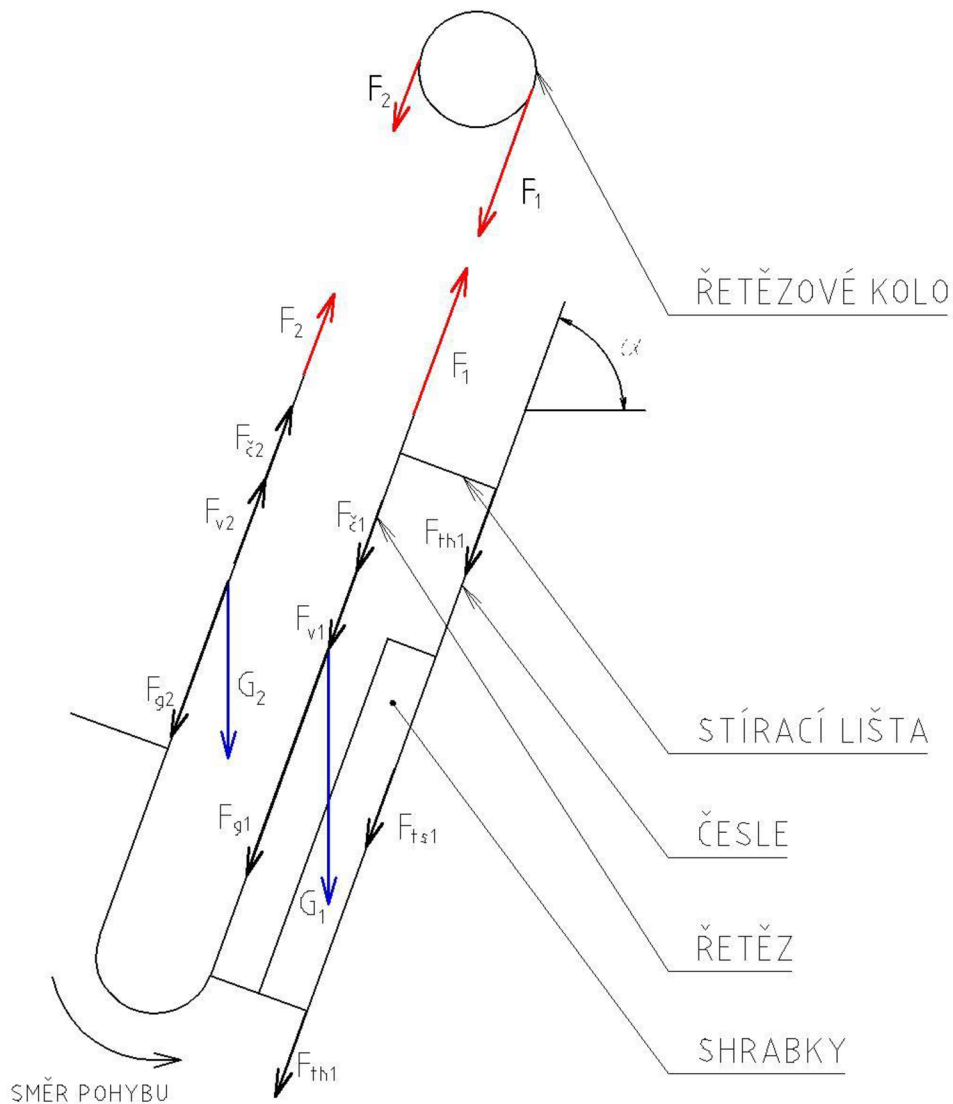
$$d_r = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_z}\right)} = \frac{50}{\sin\left(\frac{180^\circ}{12}\right)} = 193,185 \text{ mm} \quad (16)$$

kde:

$$z_z \quad [-] \quad \text{počet zubů řetězového kola; zvoleno } z_z = 12$$



4.2 ROZBOR ZATÍŽENÍ



Obr. 19 Schéma zatížení řetězu

Výsledná síla v tažené větvi řetězu je dána součtem složky tíhové síly všech pohyblivých částí ve směru pohybu řetězu F_{g1} , třecí síly mezi shrabky a česlicovou mříží F_{ts1} , třecích sil mezi stíracími lištami a česlicovou mříží F_{th1} , valivého odporu válečků F_{v1} a čepového tření mezi válečky a pouzdry F_{c1} .

Ve volné větvi je výsledná síla daná velikostí složky tíhové síly ve směru pohybu řetězu F_{g2} , proti které působí valivý odpor F_{v2} a čepové tření F_{c2} .



4.3 ZATÍŽENÍ TAŽENÉ VĚTVY ŘETĚZU

4.3.1 HMOTNOST SHRABKŮ

Pro určení hmotnosti shrabků je třeba předpokládat plné ucpání česlicové mříže. Tento stav by ovšem při provozu neměl nikdy nastat, což bude zajištěno čištěním v pravidelných intervalech, které bude možno v případě zvýšené produkce shrabků (například při dešti) zkrátit až na minimum a zajistit tak kontinuální čištění.

$$S_h = b_h \cdot h_h + h_c \cdot b_p \cdot z_p = 679 \cdot 30 + 30 \cdot 5 \cdot 85 = 33\,120 \text{ mm}^2 \cong 0,033 \text{ m}^2 \quad (17)$$

$$V_s = S_h \cdot \frac{H}{\cos(\alpha)} = 0,033 \cdot \frac{1,85}{\cos(70)} = 0,178 \text{ m}^3 \quad (18)$$

$$m_s = \rho_s \cdot V_s = 980 \cdot 0,178 = 174,44 \text{ kg} \quad (19)$$

kde:

S_h	[m ²]	pracovní plocha stírací lišty
b_h	[mm]	šířka stírací lišty; zvoleno 679 mm
h_h	[mm]	hloubka stírací lišty; zvoleno 30 mm
h_c	[mm]	hloubka česlice 30 mm
V_s	[m ³]	objem shrabků
ρ_s	[kg · m ⁻³]	hustota shrabků; shrabky jsou z převážné části tvořeny vodou a mokrým dřevem, zvoleno $\rho_s = 980 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

4.3.2 SLOŽKA TÍHOVÉ SÍLY VE SMĚRU POHYBU ŘETĚZU

$$F_{g1} = \left(m_s + z_r \cdot \frac{m_r}{2} + z_h \cdot m_h \right) \cdot g \cdot \sin(\alpha) =$$

$$= \left(174,44 + 2 \cdot \frac{9,24}{2} + 6 \cdot 3,19 \right) \cdot 9,81 \cdot \sin(70) = 1869,7 \text{ N} \quad (20)$$

kde:

z_r	[-]	počet řetězů; $z_r = 2$
z_h	[-]	počet stíracích lišt v jedné větvi řetězu; $z_h = 6$
m_h	[kg]	hmotnost stírací lišty; $m_h = 3,19 \text{ kg}$, odměřeno z 3D modelu

**4.3.3 TŘECÍ SÍLA MEZI SHRABKY A ČESLICOVOU MŘÍŽÍ**

$$F_{ts1} = m_s \cdot g \cdot f_{ts} \cdot \cos(\alpha) = 174,44 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot \cos(70) = 292,6 \text{ N} \quad (21)$$

kde:

f_{ts} [-] součinitel smykového tření mezi shrabky a ocelí; shrabky jsou z velké části tvořeny mokrým dřevem, kde je součinitel smykového tření 0,2 [21]; z důvodu předpokládané vyšší adhezivity shrabků byla zvolena hodnota $f_{ts} = 0,5$

4.3.4 TŘECÍ SÍLA MEZI STÍRACÍ LIŠTOU A ČESLICOVOU MŘÍŽÍ

$$F_{th1} = m_h \cdot g \cdot f_{th} \cdot \cos(\alpha) = 3,19 \cdot 9,81 \cdot 0,2 \cdot \cos(70) = 2,1 \text{ N} \quad (22)$$

kde:

f_{th} [-] součinitel smykového tření mezi stírací lištou a česlicovou mříží; pro ocel – ocel $f_{th} = 0,2$ [22]

4.3.5 VALIVÝ ODPOR VÁLEČKŮ TAŽENÉ VĚTVE ŘETĚZU

$$F_{v1} = \frac{m_r}{2} \cdot g \cdot \frac{2 \cdot \varepsilon}{d_3} \cdot \cos(\alpha) = \frac{9,24}{2} \cdot 9,81 \cdot \frac{2 \cdot 2}{15} \cdot \cos(70) = 4,1 \text{ N} \quad (23)$$

kde:

ε [mm] rameno valivého odporu pro rozhraní polymer – ocel;
 $\varepsilon = 2 \text{ mm}$ [23]

4.3.6 ČEPOVÉ TŘENÍ MEZI VÁLEČKY A POUZDRY V TAŽENÉ VĚTVI ŘETĚZU

$$f_{\check{c}} = \frac{\pi}{2} \cdot f_{tp} = \frac{\pi}{2} \cdot 0,3 = 0,471 \quad (24)$$

$$F_{\check{c}1} = \frac{m_r}{2} \cdot g \cdot \frac{f_{\check{c}} \cdot d_1}{d_v} \cdot \cos(\alpha) = \frac{9,24}{2} \cdot 9,81 \cdot \frac{0,471 \cdot 7}{15} \cdot \cos(70) = 3,4 \text{ N} \quad (25)$$

kde:

$f_{\check{c}}$ [-] součinitel čepového tření mezi ocelí a polymery

f_{tp} [-] součinitel smykového tření mezi ocelí a polymery; $f_{tp} = 0,3$ [24]



4.3.7 NOMINÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA V TAŽENÉ VĚTVI ŘETĚZU

$$F_{1n} = \frac{F_{g1} + F_{ts1}}{z_r} + F_{v1} + F_{c1} + z_{h1} \cdot F_{th1} = \frac{1869,7 + 292,6}{2} + 4,1 + 3,4 + 6 \cdot 2,1 = 1101,3 \text{ N} \quad (26)$$

4.3.8 VOLBA RYCHLOSTI POHYBU STÍRACÍCH LIŠT

Rychlost pohybu závisí na délce shrabovacího cyklu, která by dle ČSN EN 12 255-3 neměla přesáhnout dvě minuty. Byla zvolena rychlost řetězu $v_r = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a doba pracovního cyklu $t_c = 60 \text{ s}$, což při délce řetězu 6 m umožní každé stírací liště vykonat 2 až 3 pracovní pohyby a zajistí tak dokonalé očištění česlicové mříže i stíracích lišt.

4.3.9 KORIGOVANÁ TAHOVÁ SÍLA V TAŽENÉ VĚTVI ŘETĚZU

Aby se zohlednily další vlivy na zatížení řetězu, násobí se nominální tahová síla součinitelem provozu a součinitelem rychlosti [25].

$$F_{1k} = F_{1n} \cdot k_s \cdot k_v = 1101,3 \cdot 1,3 \cdot 0,9 = 1288,5 \text{ N} \quad (27)$$

kde:

k_s [-] součinitel provozu; $k_s = 1,3$ [25]

k_v [-] součinitel rychlosti; pro rychlost $v_r = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a zvolený počet zubů řetězového kola $z_r = 12$ je $k_v = 0,9$ [25]

4.4 ZATÍŽENÍ VOLNÉ VĚTVY ŘETĚZU

4.4.1 SLOŽKA TÍHOVÉ SÍLY VE SMĚRU POHYBU ŘETĚZU

$$F_{g2} = \left(\frac{m_r}{2} + z_h \cdot m_h \right) \cdot g \cdot \sin(\alpha) = \left(\frac{9,24}{2} + 6 \cdot 3,19 \right) \cdot 9,81 \cdot \sin(70) = 219 \text{ N} \quad (28)$$

4.4.2 VALIVÝ ODPOR VÁLEČKŮ VOLNÉ VĚTVY ŘETĚZU

$$F_{v2} = \left(\frac{m_r}{2} + z_h \cdot m_h \right) \cdot g \cdot \frac{2 \cdot \varepsilon}{d_v} \cdot \cos(\alpha) = \left(\frac{9,24}{2} + 6 \cdot 3,19 \right) \cdot 9,81 \cdot \frac{2 \cdot 2}{15} \cdot \cos(70) = 21,3 \text{ N} \quad (29)$$



4.4.3 ČEPOVÉ TŘENÍ MEZI VÁLEČKY A POUZDRY VE VOLNÉ VĚTVI ŘETĚZU

$$\begin{aligned}
 F_{\epsilon 2} &= \left(\frac{m_r}{2} + z_h \cdot m_h \right) \cdot g \cdot \frac{f_{\epsilon} \cdot d_1}{d_v} \cdot \cos(\alpha) = \\
 &= \left(\frac{9,24}{2} + 6 \cdot 3,19 \right) \cdot 9,81 \cdot \frac{0,3 \cdot 6}{15} \cdot \cos(70) = 9,6 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{30}$$

4.4.4 NOMINÁLNÍ TAHOVÁ SÍLA VE VOLNÉ VĚTVI ŘETĚZU

$$F_{2n} = F_{g2} - F_{v2} - F_{\epsilon 2} = 219 - 21,3 - 9,6 = 188,1 \text{ N} \tag{31}$$

4.4.5 KORIGOVANÁ TAHOVÁ SÍLA VE VOLNÉ VĚTVI ŘETĚZU

$$F_{2k} = F_{2n} \cdot k_s \cdot k_v = 188,1 \cdot 1,3 \cdot 0,9 = 220,1 \text{ N} \tag{32}$$

4.5 NÁVRH ELEKTROMOTORU A PŘEVODOVKY

4.5.1 POŽADOVANÁ HNACÍ SÍLA NA ŘETĚZOVÉM KOLE

$$\Delta F = F_{1k} - F_{2k} = 1288,5 - 220,1 = 1068,4 \text{ N} \tag{33}$$

4.5.2 POŽADOVANÝ MOMENT NA VÝSTUPU PŘEVODOVKY

$$M_k = z_r \cdot \Delta F \cdot \frac{d_r}{2} = 2 \cdot 1068,4 \cdot \frac{193,185}{2} = 206\,398 \text{ Nmm} \cong 206,4 \text{ Nm} \tag{34}$$

4.5.3 POŽADOVANÝ VÝKON NA VÝSTUPU PŘEVODOVKY

$$P_{np} = z_r \cdot \Delta F \cdot v_r = 2 \cdot 1068,4 \cdot 0,25 = 534,2 \text{ W} \cong 0,53 \text{ kW} \tag{35}$$

4.5.4 POŽADOVANÉ OTÁČKY VÝSTUPNÍ HŘÍDELE PŘEVODOVKY

$$n_h = \frac{v_r}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d_r}{2}} = \frac{0,25}{2 \cdot \pi \cdot \frac{0,193}{2}} = 0,41 \text{ s}^{-1} = 24,6 \text{ min}^{-1} \tag{36}$$

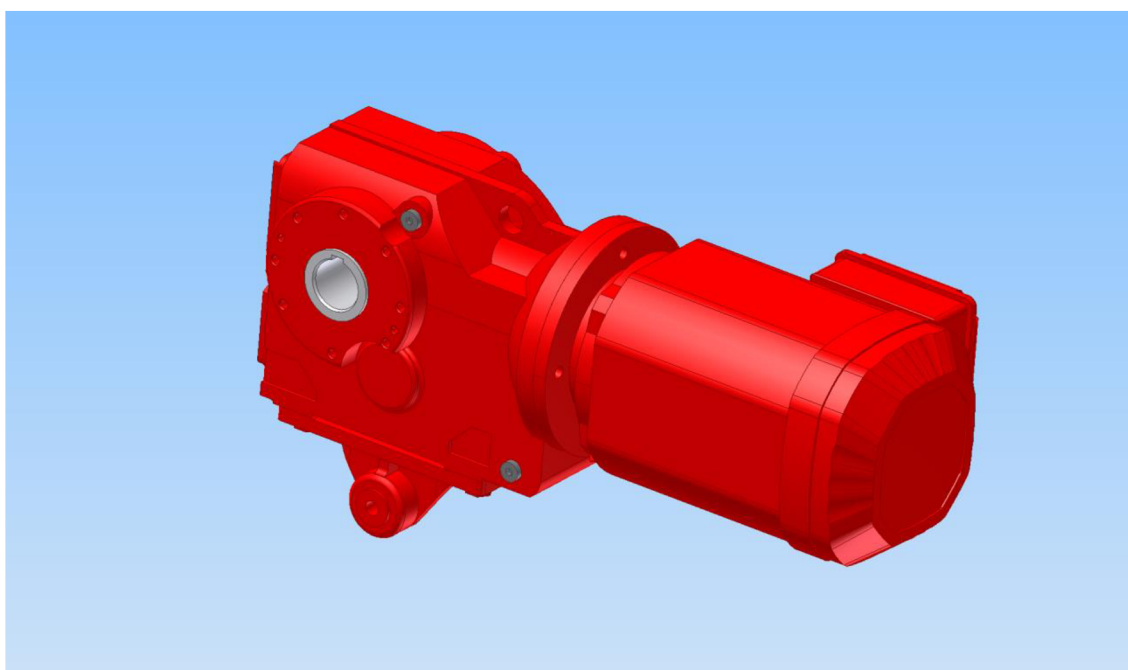


4.5.5 VOLBA ELEKTROMOTORU A PŘEVODOVKY

Dle vypočtených požadovaných hodnot byl zvolen převodový motor s označením KA47/TDRE80M4 od firmy SEW-EURODRIVE. Jedná se o čtyřpólový třífázový asynchronní motor s kuželočelní převodovkou. Převodovka je osazena dutou výstupní hřídelí a ramenem pro uchycení elektromotoru.

Parametry převodového motoru [26]:

- jmenovité otáčky elektromotoru	$n_m = 1435 \text{ min}^{-1}$
- jmenovitý výkon elektromotoru	$P_m = 0,75 \text{ kW}$
- krouticí moment na výstupu převodovky	$M_{kp} = 285 \text{ Nm}$
- převodový poměr	$i_p = 56,83$
- účinnost převodovky	$\eta_p = 0,96$
- průměr duté hřídele	$d_{h1} = 35 \text{ mm}$
- momentová přetížitelnost	$\zeta = 2,9$
- hmotnost	$m_m = 30 \text{ kg}$



Obr. 20 Převodový motor SEW-EURODRIVE KA47/TDRE80M4 [26]



4.5.6 KONTROLA OTÁČEK VÝSTUPNÍ HŘÍDELE PŘEVODOVKY

$$n_{h,skut} = n_m \cdot \frac{1}{i_p} = 1435 \cdot \frac{1}{56,83} = 25,251 \text{ min}^{-1} \quad (37)$$

$$\Delta n_{\%} = \frac{|n_h - n_{h,skut}|}{n_h} \cdot 100 = \frac{|24,6 - 25,251|}{24,6} \cdot 100 = 2,64 \% \quad (38)$$

kde:

$n_{h,skut}$ [min⁻¹] skutečné otáčky výstupní hřídele převodovky

$\Delta n_{\%}$ [%] procentuální odchylka skutečných otáček od požadovaných

Odchylka od požadovaných otáček $\Delta n_{\%} = 2,64 \%$ je zcela zanedbatelná a nijak neovlivní chod stroje ani předchozí výpočty. Převodovka tedy může být použita.

4.5.7 KONTROLA VÝKONU ELEKTROMOTORU

$$P_{mp,skut} = P_m \cdot \eta_p = 0,75 \cdot 0,96 = 0,72 \text{ kW} \quad (39)$$

Skutečný výkon na výstupu převodovky $P_{mp,skut} = 0,72 \text{ kW}$ je větší než požadovaný, zvolený motor tedy může být použit.



4.6 VOLBA POJISTNÉ SPOJKY

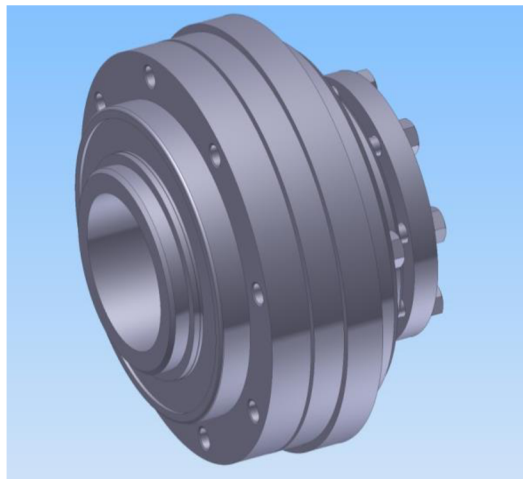
Jelikož má elektromotor vysokou momentovou přetížitelnost ($\zeta = 2,9$) a je oproti požadovaným hodnotám lehce naddimenzován, mohlo by v případě zablokování hrabla o vzpříčený předmět dojít ke zhruba čtyřnásobnému zvětšení tažných sil v řetězech, než by byl pomocí tepelné ochrany vypnut elektromotor. Tato skutečnost vede ke zbytečnému předimenzování rozměrů všech součástí, obzvláště uvážíme-li, že pravděpodobnost nastání takové situace je velmi nízká.

Proto bylo zvoleno použití dvou pojistných spojek mezi hřídelí a řetězovými koly. Jedná se o synchronní kuličkové pojistné spojky řady EAS-Compact-R od firmy MAYR vyrobené z nerezové oceli. Synchronní provedení zajišťuje uložení náboje vůči hřídeli pouze v jedné konkrétní poloze, což usnadní seřízení polohy řetězových kol v případě vypnutí spojky. Spojení hřídele s nábojem spojky je řešeno svěrným spojem pomocí kuželového pouzdra. Hnaná součást je ke spojce připevněna pomocí šroubů.

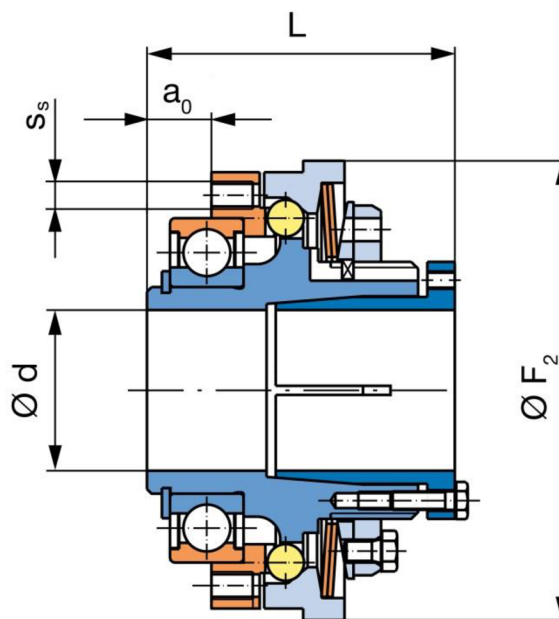
Rozpojení spojky bude snímáno pomocí vypínačů MAYR Namur External s externím čidlem, které po rozpojení spojky zajistí okamžité vypnutí motoru (s pomocí vhodné řídicí jednotky, která bude mít za úkol rovněž pravidelné spouštění a vypínání zařízení). Okamžité vypnutí jednak zabráni zablokování stírací lišty z důvodu působení tahové síly pouze v jednom řetězu v době, než dojde k vypnutí druhé spojky a jednak zabráni elektromotoru zbytečnému chodu naprázdno. Signál o vypnutí spojky rovněž umožní řídicí jednotce upozornit údržbu na poruchu stroje.

Parametry spojky [27]:

- | | |
|--------------------|---------------------------------------|
| - označení | 3 / 49A.515.0 / 50 |
| - vypínací moment | $M_v = 70$ až 175 Nm |
| - maximální otáčky | $n_{smax} = 1\ 200$ min ⁻¹ |



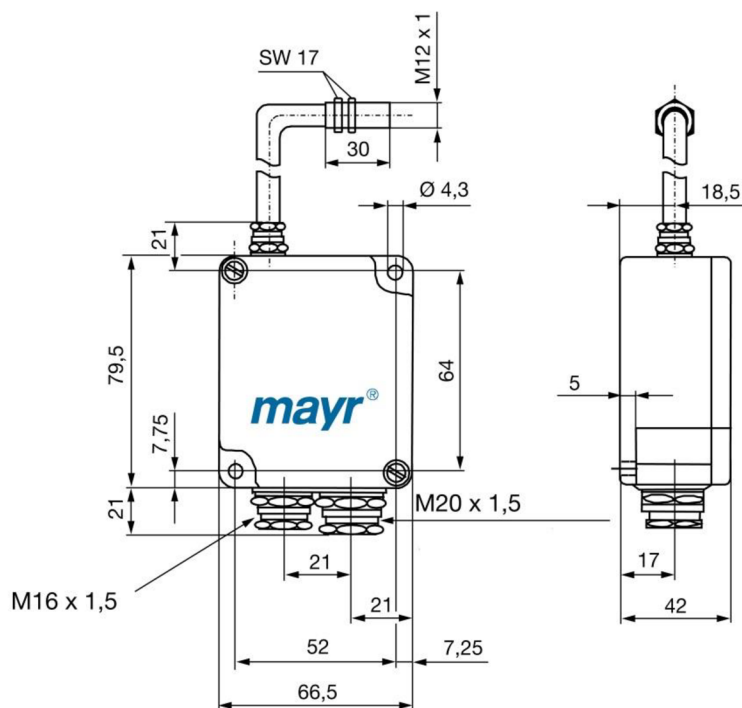
Obr. 21 Pojistná spojka EAS-Compact-R [28]



Obr. 22 Základní rozměry spojky EAS-Compact-R [27]

Tab. 2 Základní rozměry spojky [27]

Rozměrová řada	Rozměry spojky [mm]				
	$\varnothing d$	L	$\varnothing F_2$	s_s	a_0
3	50	86	130	8 x M8	18



Obr. 23 Vypínač Namur External [29]



4.7 KONTROLA ŘETĚZU

4.7.1 VYPÍNACÍ MOMENT SPOJKY

Vypínací moment jedné spojky je určen jako polovina celkového krouticího momentu vynásobeného koeficientem přetížení, který má zajistit, aby při drobném přetížení nedocházelo k vypínání spojky.

$$M_{k,\max} = k_p \cdot M_k = 1,1 \cdot 206,4 = 227 \text{ Nm} \quad (40)$$

$$M_{kv} = \frac{M_{k,\max}}{z_r} = \frac{227}{2} = 113,5 \text{ Nm} \quad (41)$$

kde:

k_p [-] součinitel přetížení; zvoleno $k_p = 1,1$

Na základě výpočtu byl zvolen vypínací moment spojky $M_{kv} = 115 \text{ Nm}$, a tedy $M_{k,\max} = 230 \text{ Nm}$.

4.7.2 TAHOVÁ SÍLA V TAŽENÉ ČÁSTI ŘETĚZU PŘI VYPNUTÍ

$$\Delta F_{\max} = \frac{2 \cdot M_{kv}}{d_r} = \frac{2 \cdot 115}{193,185} = 1,1906 \text{ kN} = 1\,190,6 \text{ N} \quad (42)$$

$$F_{1\max} = \Delta F_{\max} + F_{2k} = 1190,6 + 220,1 = 1\,410,7 \text{ N} \quad (43)$$

kde:

ΔF_{\max} [N] maximální hnací síla na jednom řetězovém kole

4.7.3 MĚRNÝ TLAK MEZI ČEPY A POUZDRY ŘETĚZU

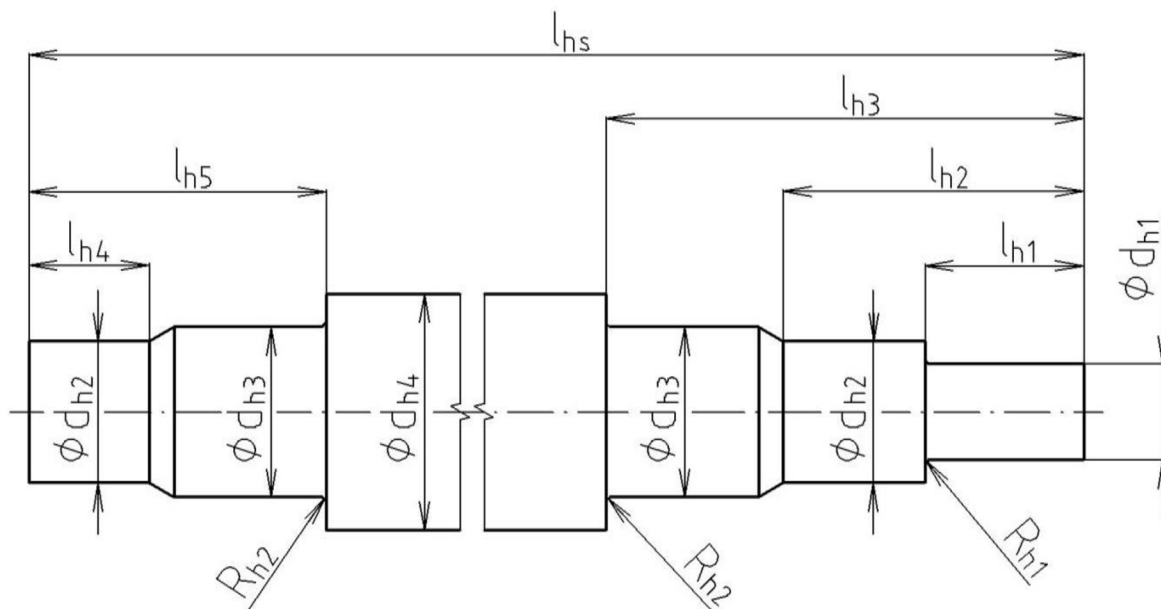
$$p_r = \frac{F_{1\max}}{b_1 \cdot d_1} = \frac{1\,410,7}{18 \cdot 7} = 11,2 \text{ MPa} \quad (44)$$

Dovolená hodnota tlaku pro čep i pouzdro z nerezové oceli je podle výrobce Řetězy Vamberk spol. s r.o. $p_{Dr} = 12 \text{ MPa}$ [25]. Hodnota $p_r = 11,2 \text{ MPa}$ je menší než hodnota dovolená, zvolené rozměry řetězu tedy vyhovují.



4.8 NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELE

4.8.1 NÁVRH ROZMĚRŮ HŘÍDELE



Obr. 24 Náskres základních rozměrů hřídele

Tab. 3 Rozměry hřídele

Rozměry hřídele [mm]											
d_{h1}	d_{h2}	d_{h3}	d_{h4}	l_{h1}	l_{h2}	l_{h3}	l_{h4}	l_{h5}	l_{hs}	R_{h1}	R_{h2}
35	45	50	65	114	184	284	73,8	173,8	1149	1,6	2

Rozměry hřídele jsou navrženy s ohledem na rozměry součástí na něm umístěných. Průměr d_{h1} odpovídá průměru dutého hřídele převodovky, průměry d_{h2} zvolené řadě ložisek a průměry d_{h3} zvolené řadě pojistných spojek, na kterých jsou umístěna řetězová kola.



4.8.2 NÁVRH PERA MEZI HŘÍDELEM A PŘEVODOVKOU

Průměru konce hřídele $d_{h1} = 35$ mm odpovídá pero o rozměrech [30]:

- šířka	$b_{pt} = 10$ mm
- výška	$h_{pt} = 8$ mm
- hloubka drážky v hřídeli	$t_{pt} = 4,7$ mm
- hloubka drážky v náboji	$t_{1pt} = 3,3$ mm

VÝPOČET DOVOLENÉHO TLAKU

Dle [31] je dovolený tlak pro náboj z oceli při jednosměrném zatěžování s malými rázy:

$$p_{Dp} = 0,7 \cdot p_0 = 0,7 \cdot 150 = 105 \text{ MPa} \quad (45)$$

kde:

p_0 [MPa] základní hodnota tlaku; pro ocelový náboj $p_0 = 150$ MPa [31]

VÝPOČET DÉLKY PERA

Pro výpočet délky pera se vychází z rovnice pro dovolené otláčení na bocích drážky v náboji:

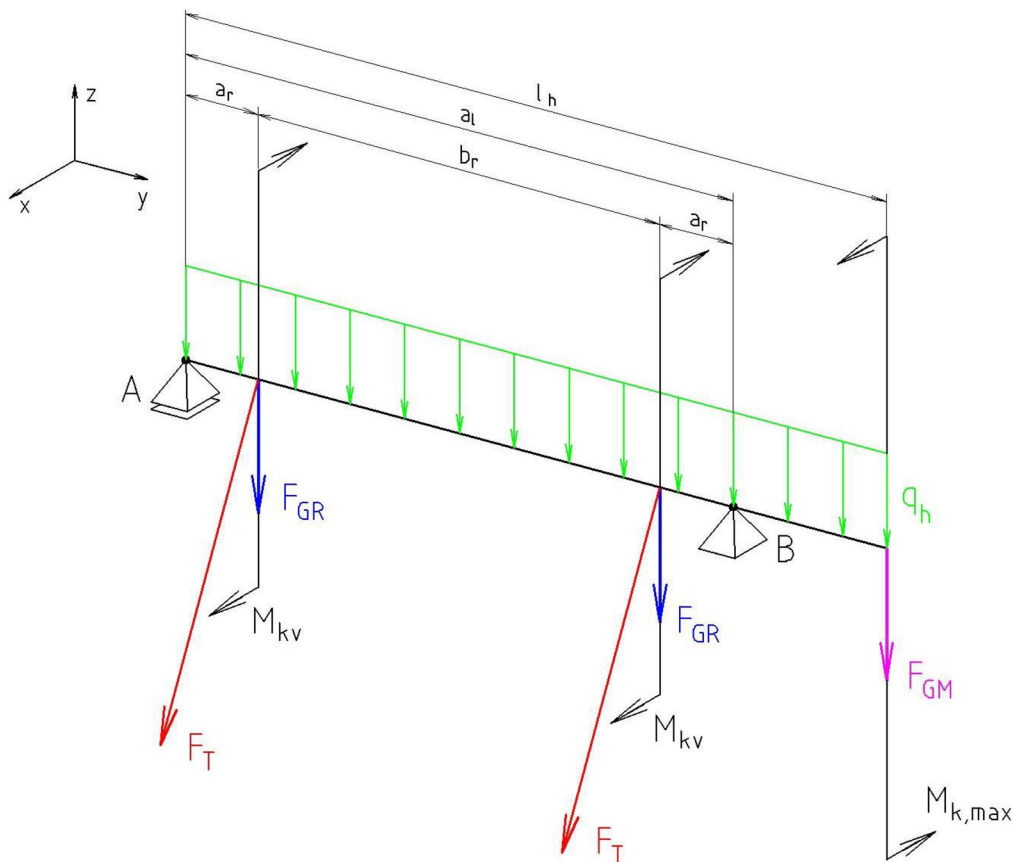
$$p_p = \frac{2 \cdot M_{k,max} \cdot 1\,000}{d_{h1} \cdot t_{1pt} \cdot (l_{pt} - b_{pt})} \leq p_{Dp} \Rightarrow l_{pt} = \frac{2 \cdot M_{k,max} \cdot 1\,000}{d_{h1} \cdot t_{1pt} \cdot p_{Dp}} + b_{pt} \quad (46)$$

$$l_{pt} = \frac{2 \cdot 230 \cdot 1\,000}{35 \cdot 3,3 \cdot 105} + 8 = 45,93 \text{ mm}$$

Na základě vypočtené délky bylo zvoleno PERO 10e7 x 8 x 50 ČSN 02 2562.



4.8.3 VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍCH SIL



Obr. 25 Schéma výpočtového modelu hřídele

Tab. 4 Výpočtové rozměry hřídele

Výpočtové rozměry hřídele [mm]			
l_h	a_l	a_r	b_r
1052,6	960	118,9	722,2

Výpočtový model hřídele byl sestaven jako prut v prostoru o dvou podporách (sférická a sféricko-posuvná), který je zatížen výslednými silami od řetězů F_T , tíhou řetězových kol a spojek F_{GR} , vlastní hmotností q_h , tíhou motoru F_{GM} a krouticími momenty $M_{k,max}$ a M_{kv} .

Rozměr a_l odpovídá vzdálenosti středů ložisek, a_r odpovídá vzdálenosti středu spojkového ložiska (místo kde se přenáší zatížení z hnané části spojky na hřídel [29]) od ložiska krajního, b_r odpovídá vzdálenosti středů spojkových ložisek a rozměr l_h je výpočtová délka hřídele, která odpovídá vzdálenosti středu válcového konce hřídele od vzdálenějšího ložiska.

Hřídel je zatěžován cyklickým ohybem a statickým krutem, je proto nutné provést výpočet z hlediska únavové životnosti.



$$F_T = F_{1\max} + F_{2k} = 1\,410,7 + 220,1 = 1630,8 \text{ N} \quad (47)$$

$$F_{Tx} = F_T \cdot \cos \alpha = 1718,5 \cdot \cos(70^\circ) = 557,8 \text{ N} \quad (48)$$

$$F_{Tz} = F_T \cdot \sin \alpha = 1718,5 \cdot \sin(70^\circ) = 1532,5 \text{ N} \quad (49)$$

$$F_{GR} = (m_k + m_s) \cdot g = (2,8 + 4,59) \cdot 9,81 = 72,5 \text{ N} \quad (50)$$

$$q_h = \frac{m_h \cdot g}{l_h} = \frac{23,7 \cdot 9,81}{1052,6} = 0,221 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (51)$$

$$F_{GM} = m_m \cdot g = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N} \quad (52)$$

kde:

F_{Tx} [N] složka síly od řetězu v ose x

F_{Tz} [N] složka síly od řetězu v ose z

m_k [-] hmotnost řetězového kola; odměřeno z 3D modelu $m_k = 2,8 \text{ kg}$

m_s [-] hmotnost pojistné spojky; $m_s = 4,59$ [29]

m_h [-] hmotnost hřídele; odměřeno z 3D modelu $m_h = 23,7 \text{ kg}$



4.8.4 ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\sum M_{xA} = 0 \quad (53)$$

$$-(F_{GR} + F_{Tz}) \cdot a_r - (F_{GR} + F_{Tz}) \cdot (a_r + b_r) + R_{Bz} \cdot a_1 - F_{GM} \cdot l_h - q_h \cdot \frac{l_h^2}{2} = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{(F_{GR} + F_{Tz}) \cdot a_r + (F_{GR} + F_{Tz}) \cdot (a_r + b_r) + F_{GM} \cdot l_h + q_h \cdot \frac{l_h^2}{2}}{a_1} =$$

$$= \frac{(72,5 + 1\,532,5) \cdot 118,9 + (72,5 + 1\,532,5) \cdot (118,9 + 722,2) + 294,3 \cdot 1052,6}{960} +$$

$$+ \frac{0,221 \cdot \frac{1052,6^2}{2}}{960} = 2\,055,2 \text{ N}$$

$$\sum M_{yA} = 0 \quad (54)$$

$$-2 \cdot M_{kv} + M_{k,max} = 0$$

$$-2 \cdot 115 + 230 = 0$$

$$0 = 0$$

$$\sum M_{zA} = 0 \quad (55)$$

$$-F_{Tx} \cdot a_r - F_{Tx} \cdot (a_r + b_r) + R_{Bx} \cdot a_1 = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{Tx} \cdot a_r + F_{Tx} \cdot (a_r + b_r)}{a_1} = \frac{557,8 \cdot 118,9 + 557,8 \cdot (118,9 + 722,2)}{960} = 557,8 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \quad (56)$$

$$2 \cdot F_{Tx} - R_{Bx} - R_{Ax} = 0$$

$$R_{Ax} = 2 \cdot F_{Tx} - R_{Bx} = 2 \cdot 557,8 - 557,8 = 557,8 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (57)$$

$$R_{Ay} = 0$$



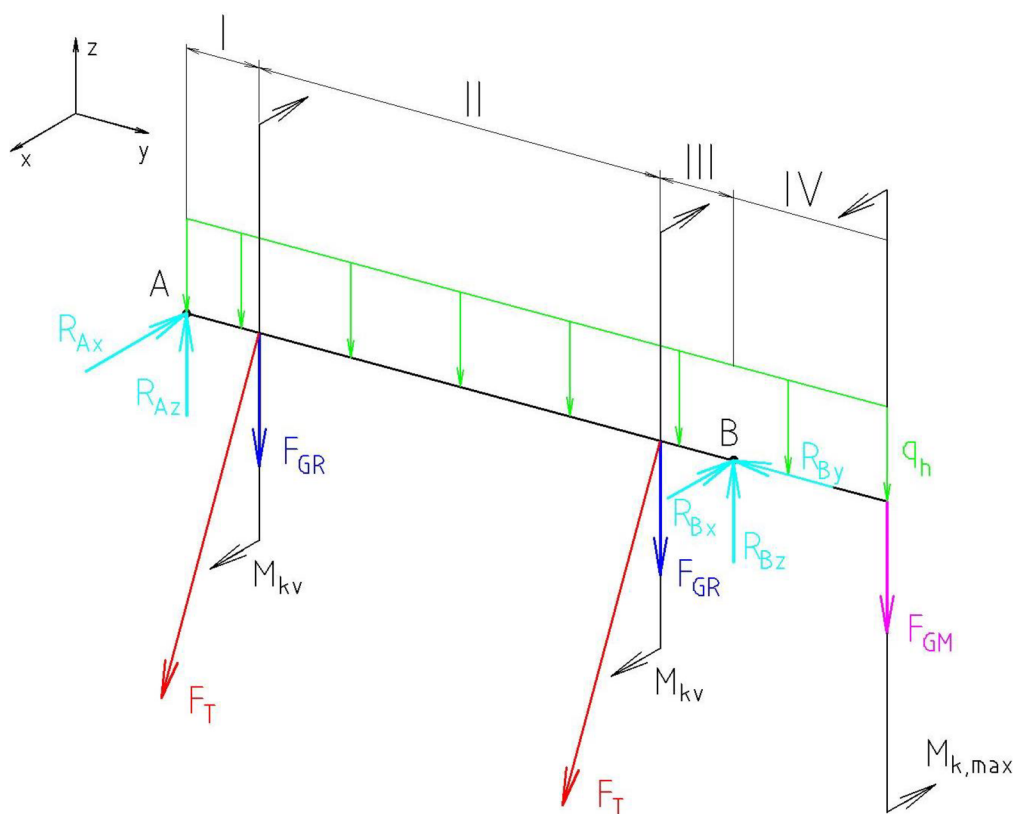
$$\sum F_z = 0 \quad (58)$$

$$-2 \cdot (F_{GR} + F_{Tz}) - F_{GM} - q_h \cdot l_h + R_{Az} + R_{Bz} = 0$$

$$R_{Az} = 2 \cdot (F_{GR} + F_{Tz}) + F_{GM} + q_h \cdot l_h - R_{Bz} = 2 \cdot (72,5 + 1532,5) + 294,3 + 0,221 \cdot 1052,6 - 2055,2 = 1681,7$$

Jedná se o trojrozměrnou úlohu, pro kterou existuje šest podmínek statické rovnováhy. Je zde pět neznámých parametrů (R_{ax} , R_{ay} , R_{az} , R_{bx} , R_{by}) a jedna triviální podmínka (54). Byla tedy řešena soustava pěti rovnic pro pět neznámých.

4.8.5 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU



Obr. 26 Schéma hřídele s vyznačením jednotlivých úseků pro určení VVÚ



OHYBOVÝ MOMENT K OSE X

$$y_I \in \langle 0; a_r \rangle$$

$$M_{ox}(y_I) = R_{Az} \cdot y_I - q_h \cdot \frac{y_I^2}{2} \quad (59)$$

$$y_{II} \in \langle a_r; a_r + b_r \rangle$$

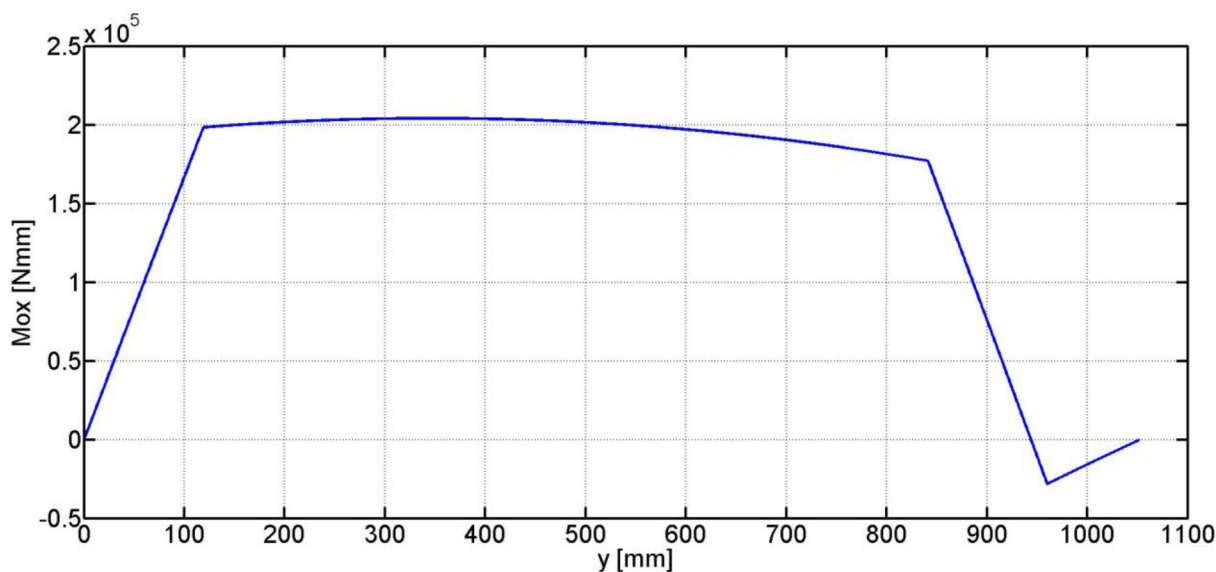
$$M_{ox}(y_{II}) = R_{Az} \cdot (a_r + y_{II}) - q_h \cdot \frac{(a_r + y_{II})^2}{2} - (F_{GR} + F_{Tz}) \cdot y_{II} \quad (60)$$

$$y_{III} \in \langle a_r + b_r; a_1 \rangle$$

$$M_{ox}(y_{III}) = R_{Az} \cdot (a_r + b_r + y_{III}) - q_h \cdot \frac{(a_r + b_r + y_{III})^2}{2} - (F_{GR} + F_{Tz}) \cdot (b_r + y_{III}) - (F_{GR} + F_{Tz}) \cdot y_{III} \quad (61)$$

$$y_{IV} \in \langle a_1; l_h \rangle$$

$$M_{ox}(y_{IV}) = R_{Az} \cdot (a_1 + y_{IV}) - q_h \cdot \frac{(a_1 + y_{IV})^2}{2} - (F_{GR} + F_{Tz}) \cdot (b_r + a_r + y_{IV}) - (F_{GR} + F_{Tz}) \cdot (a_r + y_{IV}) + R_{Bz} \cdot y_{IV} \quad (62)$$



Obr. 27 Průběh ohybového momentu k ose x



OHYBOVÝ MOMENT K OSE Z

$$y_I \in \langle 0; a_r \rangle$$

$$M_{oz}(y_I) = R_{ax} \cdot y_I \quad (63)$$

$$y_{II} \in \langle a_r; a_r + b_r \rangle$$

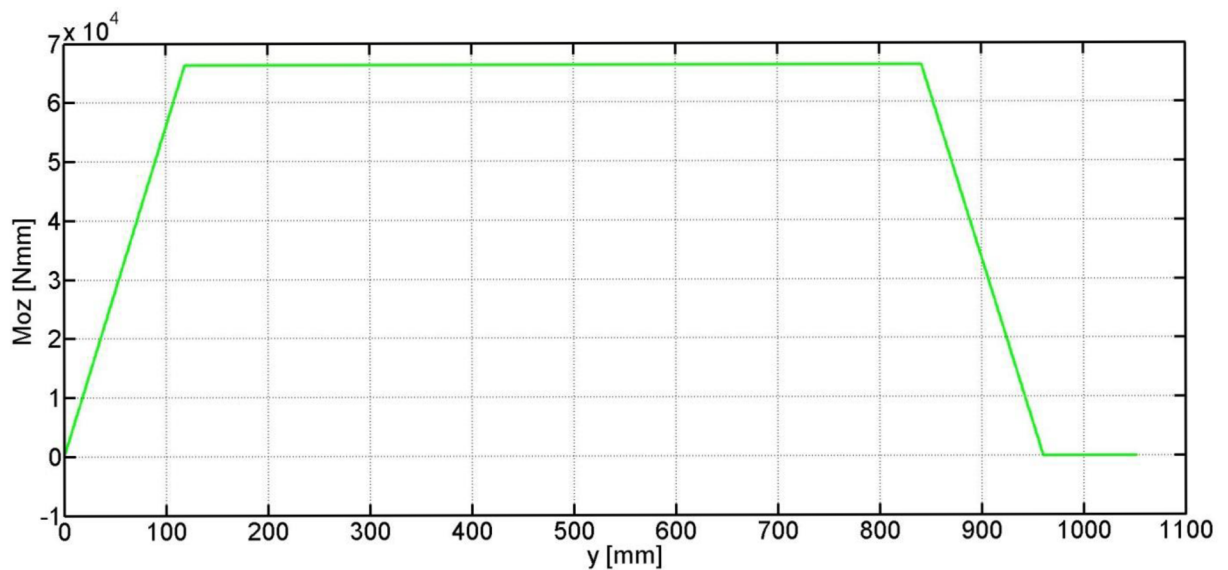
$$M_{oz}(y_{II}) = R_{Ax} \cdot (a_r + y_{II}) - F_{Tx} \cdot y_{II} \quad (64)$$

$$y_{III} \in \langle a_r + b_r; a_l \rangle$$

$$M_{oz}(y_{III}) = R_{Ax} \cdot (a_r + b_r + y_{III}) - F_{Tx} \cdot (b_r + 2 \cdot y_{III}) \quad (65)$$

$$y_{IV} \in \langle a_l; l_h \rangle$$

$$M_{oz}(y_{IV}) = R_{Ax} \cdot (a_l + y_{IV}) - F_{Tx} \cdot (b_r + 2 \cdot a_r + 2 \cdot y_{IV}) \quad (66)$$



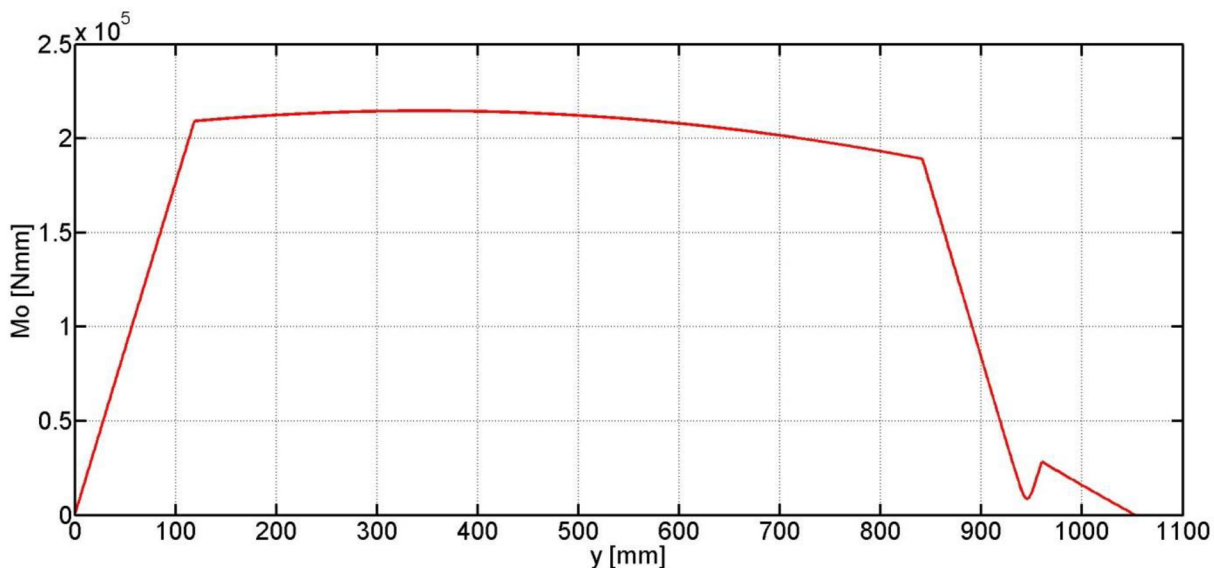
Obr. 28 Průběh ohybového momentu k ose z



VÝSLEDNICE OHYBOVÝCH MOMENTŮ

Velikost výsledného ohybového momentu v každém bodě se určí jako výslednice dvou na sebe kolmých vektorů pomocí Pythagorovy věty.

$$M_o = \sqrt{M_{ox}^2 + M_{oz}^2} \quad (67)$$



Obr. 29 Průběh velikosti výsledného ohybového momentu

Výpočty a jednotlivé grafy byly zpracovány pomocí programu MATLAB s přesností na 1 mm.

Maximální ohybový moment má velikost $M_{o,max} = 214\,650$ Nmm a nachází se ve vzdálenosti 343 až 351 mm od bodu A, což je místo s největším průměrem $d_{h4} = 65$ mm.

4.8.6 PRŮBĚH KROUTICÍHO MOMENTU

$$y_I \in \langle 0; a_r \rangle$$

$$M_{ky}(y_I) = 0 \quad (68)$$

$$y_{II} \in \langle a_r; a_r + b_r \rangle$$

$$M_{ky}(y_{II}) = M_{kv} \quad (69)$$

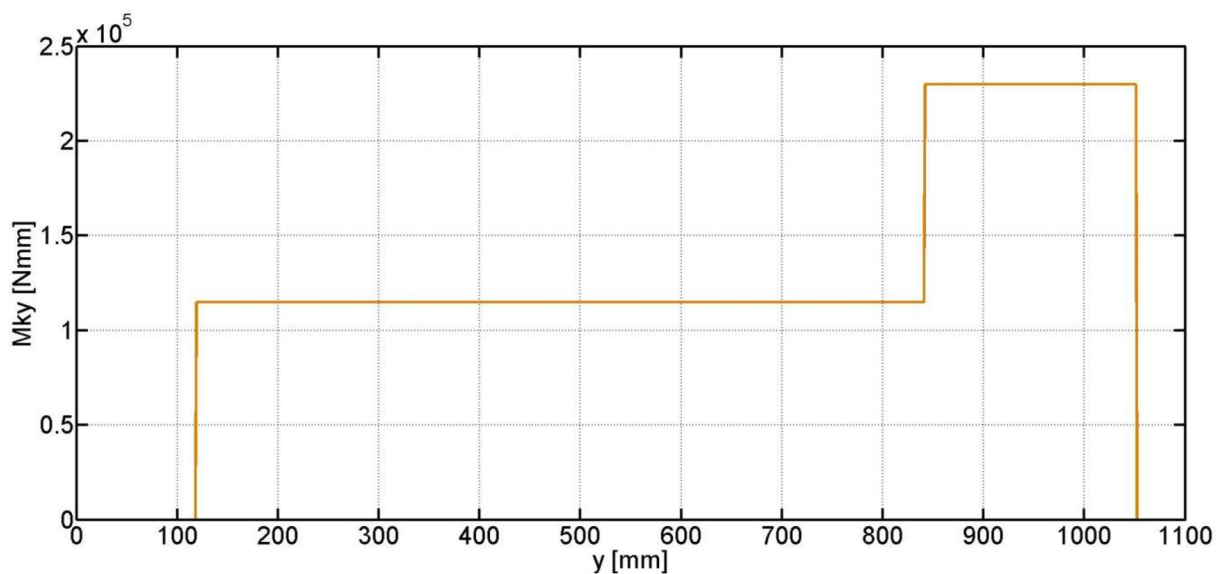


$$y_{\text{III}} \in \langle a_r + b_r; a_l \rangle$$

$$M_{ky}(y_{\text{III}}) = 2 \cdot M_{kv} \quad (70)$$

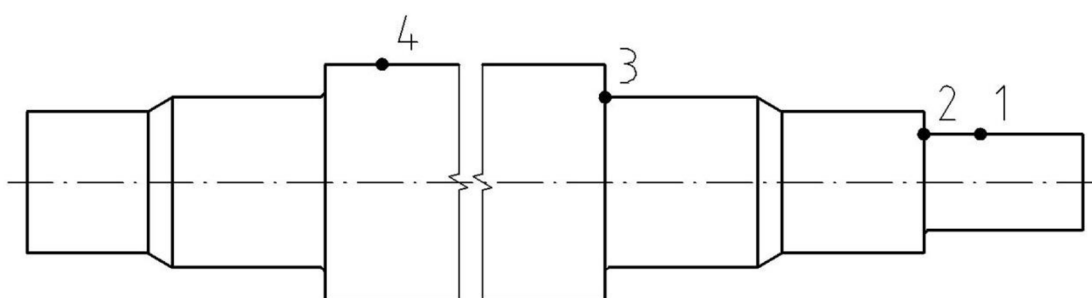
$$y_{\text{IV}} \in \langle a_l; l_h \rangle$$

$$M_{ky}(y_{\text{IV}}) = 2 \cdot M_{kv} \quad (71)$$



Obr. 30 Průběh krouticího momentu

4.8.7 URČENÍ NEBEZPEČNÝCH MÍST



Obr. 31 Nebezpečná místa na hřídeli

Jako nebezpečná místa byly vyhodnoceny body vyznačené na obrázku. V bodě 1 dochází ke koncentraci napětí v drážce pro pero, v bodech 2 a 3 dochází ke koncentraci napětí v místě osazení, bod 4 je místo s největším ohybovým momentem. Body 1 a 2 jsou zároveň místa s největším krouticím momentem.



4.8.8 VÝPOČET MEZE ÚNAVY MATERIÁLU

Hřídel bude vyrobena z nerezové oceli 1.4401 (17 346), jejíž mez pevnosti v tahu je $R_m = 500$ MPa [32].

Mez únavy se pro materiály s mezí pevnosti do 1 460 MPa určí ze vztahu dle [31]:

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 500 = 252 \text{ MPa} \quad (72)$$

4.8.9 VÝPOČET MEZE PEVNOSTI VE SMYKU

Pro další výpočty bude rovněž potřeba znát velikost meze pevnosti ve smyku, která se určí dle vztahu [31]:

$$R_{sm} = 0,67 \cdot R_m = 0,67 \cdot 500 = 335 \text{ MPa} \quad (73)$$

4.8.10 PEVNOSTNÍ VÝPOČET V BODĚ 1

SOUČINITELE VRUBU

Dle [31] se součinitele vrubu určí ze vztahu:

$$\beta_{\sigma 1} = \frac{\alpha_{\sigma 1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma 1} - 1) \cdot \sqrt{a_1}}{\alpha_{\sigma 1} \cdot \sqrt{r_1}}} = \frac{\alpha_{\sigma 1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma 1} - 1) \cdot \frac{104}{R_m}}{\alpha_{\sigma 1} \cdot \sqrt{r_1}}} = \frac{1,64}{1 + \frac{2 \cdot (1,64 - 1) \cdot \frac{500}{104}}{1,64 \cdot \sqrt{0,6}}} = 1,36 \quad (74)$$

$$\beta_{\tau 1} = \frac{\alpha_{\tau 1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau 1} - 1) \cdot \sqrt{a_1}}{\alpha_{\tau 1} \cdot \sqrt{r_1}}} = \frac{\alpha_{\tau 1}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau 1} - 1) \cdot \frac{104}{R_{sm}}}{\alpha_{\tau 1} \cdot \sqrt{r_1}}} = \frac{1,37}{1 + \frac{2 \cdot (1,37 - 1) \cdot \frac{335}{104}}{1,37 \cdot \sqrt{0,6}}} = 1,13 \quad (75)$$

kde:

$\alpha_{\sigma 1}$ [-] součinitel tvaru pro ohyb v bodě 1, = 1,64 [33]

$\alpha_{\tau 1}$ [-] součinitel tvaru pro krut v bodě 1, = 1,37 [33]

a_1 [-] součinitel pro výpočet součinitele vrubu [31]

r_1 [mm] poloměr vrubu v bodě 1; $r_1 = 0,6$ mm [34]

**NAPĚTÍ V BODĚ 1**

$$\sigma_{o1} = \beta_{\sigma1} \cdot \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \beta_{\sigma1} \cdot \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot (d_{h1} - t_{pt})^3} = 1,36 \cdot \frac{32 \cdot 10\,320}{\pi \cdot (35 - 4,7)^3} = 5,1 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$\tau_{k1} = \beta_{\tau1} \cdot \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \beta_{\tau1} \cdot \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot d_{h1}^3}{16} - \frac{b_{pt} \cdot t_{pt} \cdot (d_{h1} - t_{pt})^2}{2 \cdot d_{h1}}} = 1,13 \cdot \frac{230\,000}{\frac{\pi \cdot 35^3}{16} - \frac{10 \cdot 4,7 \cdot (35 - 4,7)^2}{2 \cdot 35}} = 33,3 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{5,1^2 + 3 \cdot 33,3^2} = 57,9 \text{ MPa} \quad (78)$$

kde:

M_{o1} [Nmm] ohybový moment v bodě 2; odečteno z výpočtu v MATLABu
 $M_{o1} = 10\,320$ Nmm

M_{k1} [Nmm] krouticí moment v bodě 2; odečteno z výpočtu v MATLABu
 $M_{k1} = 230\,000$ Nmm

W_{o1} [mm³] modul průřezu v ohybu v bodě 1

W_{k1} [mm³] modul průřezu v krutu v bodě 1

MEZ ÚNAVY SOUČÁSTI V BODĚ 1

$$\sigma'_{Co1} = k_{a1} \cdot k_{b1} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 0,932 \cdot 0,847 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 252 = 161,9 \text{ MPa} \quad (79)$$

kde:

k_{a1} [-] součinitel vlivu jakosti povrchu; pro broušený povrch a danou mez pevnosti $k_{a1} = 0,932$ [31]

k_{b1} [-] součinitel velikosti tělesa; pro daný průměr $k_{b2} = 0,847$ [31]

k_c [-] součinitel způsobu zatěžování; pro ohyb za rotace $k_c = 1$ [31]

k_d [-] součinitel vlivu teploty; $k_d = 1$ [31]

k_e [-] součinitel spolehlivosti; pro spolehlivost 99% $k_e = 0,814$ [31]



BEZPEČNOST K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

$$k_{u1} = \frac{\sigma'_{Co1}}{\sigma_{red1}} = \frac{161,9}{57,9} = 2,8 \quad (80)$$

4.8.11 PEVNOSTNÍ VÝPOČET V BODĚ 2

SOUČINITELE VRUBU

$$\beta_{\sigma 2} = \frac{\alpha_{\sigma 2}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma 2} - 1) \cdot \sqrt{a_2}}{\alpha_{\sigma 2} \cdot \sqrt{r_2}}} = \frac{\alpha_{\sigma 2}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma 2} - 1) \cdot \frac{174}{\sqrt{r_2}}}{\alpha_{\sigma 2} \cdot \frac{500}{\sqrt{1,6}}}} = \frac{2}{1 + \frac{2 \cdot (2 - 1) \cdot \frac{174}{\sqrt{1,6}}}{2 \cdot \frac{500}{\sqrt{1,6}}}} = 1,568 \quad (81)$$

$$\beta_{\tau 2} = \frac{\alpha_{\tau 2}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau 2} - 1) \cdot \sqrt{a_2}}{\alpha_{\tau 2} \cdot \sqrt{r_2}}} = \frac{\alpha_{\tau 2}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau 2} - 1) \cdot \frac{174}{\sqrt{r_2}}}{\alpha_{\tau 2} \cdot \frac{335}{\sqrt{1,6}}}} = \frac{1,7}{1 + \frac{2 \cdot (1,7 - 1) \cdot \frac{174}{\sqrt{1,6}}}{1,7 \cdot \frac{335}{\sqrt{1,6}}}} = 1,32 \quad (82)$$

kde:

$\alpha_{\sigma 2}$ [-] součinitel tvaru pro ohyb v bodě 2, = 2 [31]

$\alpha_{\tau 2}$ [-] součinitel tvaru pro krut v bodě 2, = 1,7 [31]

a_2 [-] součinitel pro výpočet součinitele vrubu [31]

r_2 [mm] poloměr vrubu v bodě 2; $r_2 = R_{h1} = 2$ mm

NAPĚTÍ V BODĚ 2

$$\sigma_{o2} = \beta_{\sigma 2} \cdot \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \beta_{\sigma 2} \cdot \frac{32 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot d_{h2}^3} = 1,568 \cdot \frac{32 \cdot 17\,320}{\pi \cdot 35^3} = 6,51 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$\tau_{k2} = \beta_{\tau 2} \cdot \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \beta_{\tau 2} \cdot \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_{h2}^3} = 1,32 \cdot \frac{16 \cdot 230\,000}{\pi \cdot 35^3} = 36,1 \text{ MPa} \quad (84)$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{10,1^2 + 3 \cdot 36,1^2} = 62,9 \text{ MPa} \quad (85)$$

kde:

M_{o2} [Nmm] ohybový moment v bodě 2; odečteno z výpočtu v MATLABu
 $M_{o2} = 17\,320$ Nmm



M_{k2}	[Nmm]	kroučící moment v bodě 2; odečteno z výpočtu v MATLABu $M_{k2} = 230\,000$ Nmm
W_{o2}	[Nmm]	modul průřezu v ohybu v bodě 2
W_{k2}	[Nmm]	modul průřezu v krutu v bodě 2

MEZ ÚNAVY SOUČÁSTI V BODĚ 2

$$\sigma'_{Co2} = k_{a2} \cdot k_{b2} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 0,932 \cdot 0,847 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 252 = 161,9 \text{ MPa} \quad (86)$$

kde:

k_{a2} [-] součinitel vlivu jakosti povrchu; pro broušený povrch a danou mez pevnosti $k_{a2} = 0,932$ [31]

k_{b2} [-] součinitel velikosti tělesa; pro daný průměr $k_{b2} = 0,847$ [31]

BEZPEČNOST K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

$$k_{u2} = \frac{\sigma'_{Co2}}{\sigma_{red2}} = \frac{161,9}{62,9} = 2,57 \quad (87)$$

4.8.12 PEVNOSTNÍ VÝPOČET V BODĚ 3

SOUČinitele vrubu

$$\beta_{\sigma3} = \frac{\alpha_{\sigma3}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma3} - 1) \cdot \sqrt{a_3}}{\alpha_{\sigma3} \cdot \sqrt{r_3}}} = \frac{\alpha_{\sigma3}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma3} - 1) \cdot \frac{174}{R_m}}{\alpha_{\sigma3} \cdot \sqrt{r_3}}} = \frac{2,1}{1 + \frac{2 \cdot (2,1 - 1) \cdot \frac{174}{500}}{2,1 \cdot \sqrt{2}}} = 1,7 \quad (88)$$

$$\beta_{\tau3} = \frac{\alpha_{\tau3}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau3} - 1) \cdot \sqrt{a_3}}{\alpha_{\tau3} \cdot \sqrt{r_3}}} = \frac{\alpha_{\tau3}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\tau3} - 1) \cdot \frac{174}{R_{sm}}}{\alpha_{\tau3} \cdot \sqrt{r_3}}} = \frac{1,82}{1 + \frac{2 \cdot (1,82 - 1) \cdot \frac{174}{335}}{1,82 \cdot \sqrt{2}}} = 1,367 \quad (89)$$

kde:

$\alpha_{\sigma3}$ [-] součinitel tvaru pro ohyb v bodě 3, $\alpha_{\sigma3} = 2,1$ [31]

$\alpha_{\tau3}$ [-] součinitel tvaru pro krut v bodě 3, $\alpha_{\tau3} = 1,82$ [31]



a_3 [-] součinitel pro výpočet součinitele vrubu [31]

r_3 [mm] poloměr vrubu v bodě 3; $r_3 = R_{h2} = 2$ mm

NAPĚTÍ V BODĚ 3

$$\sigma_{\sigma 3} = \beta_{\sigma 3} \cdot \frac{M_{\sigma 3}}{W_{\sigma 3}} = \beta_{\sigma 3} \cdot \frac{32 \cdot M_{\sigma 3}}{\pi \cdot d_{h3}^3} = 1,7 \cdot \frac{32 \cdot 190\,800}{\pi \cdot 50^3} = 26,4 \text{ MPa} \quad (90)$$

$$\tau_{\tau 3} = \beta_{\tau 3} \cdot \frac{M_{\tau 3}}{W_{\tau 3}} = \beta_{\tau 3} \cdot \frac{16 \cdot M_{\tau 3}}{\pi \cdot d_{h3}^3} = 1,367 \cdot \frac{16 \cdot 115\,000}{\pi \cdot 50^3} = 6,4 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$\sigma_{\text{red}3} = \sqrt{\sigma_{\sigma 3}^2 + 3 \cdot \tau_{\tau 3}^2} = \sqrt{26,4^2 + 3 \cdot 6,4^2} = 28,6 \text{ MPa} \quad (92)$$

kde:

$M_{\sigma 3}$ [Nmm] ohybový moment v bodě 3; odečteno z výpočtu v MATLABu
 $M_{\sigma 3} = 190\,800$ Nmm

$M_{\tau 3}$ [Nmm] krouticí moment v bodě 3; odečteno z výpočtu v MATLABu
 $M_{\tau 3} = 115\,000$ Nmm

$W_{\sigma 3}$ [Nmm] modul průřezu v ohybu v bodě 3

$W_{\tau 3}$ [Nmm] modul průřezu v krutu v bodě 3

MEZ ÚNAVY SOUČÁSTI V BODĚ 3

$$\sigma'_{\text{Co}3} = k_{a3} \cdot k_{b3} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{\text{Co}} = 0,932 \cdot 0,816 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 252 = 156 \text{ MPa} \quad (93)$$

kde:

k_{a3} [-] součinitel vlivu jakosti povrchu; pro broušený povrch a danou mez pevnosti $k_{a3} = 0,932$ [31]

k_{b3} [-] součinitel velikosti tělesa; pro daný průměr $k_{b3} = 0,816$ [31]

BEZPEČNOST K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

$$k_{u3} = \frac{\sigma'_{\text{Co}3}}{\sigma_{\text{red}3}} = \frac{156}{28,6} = 5,45 \quad (94)$$



4.8.13 PEVNOSTNÍ VÝPOČET V BODĚ 4

NAPĚTÍ V BODĚ 4

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4}}{W_{o4}} = \frac{32 \cdot M_{o4}}{\pi \cdot d_{h4}^3} = \frac{32 \cdot 214\,650}{\pi \cdot 65^3} = 8 \text{ MPa} \quad (95)$$

$$\tau_{k4} = \frac{M_{k4}}{W_{k4}} = \frac{16 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot d_{h4}^3} = \frac{16 \cdot 115\,000}{\pi \cdot 65^3} = 2,1 \text{ MPa} \quad (96)$$

$$\sigma_{red4} = \sqrt{\sigma_{o4}^2 + 3 \cdot \tau_{k4}^2} = \sqrt{8^2 + 3 \cdot 2,1^2} = 8,8 \text{ MPa} \quad (97)$$

kde:

M_{o4} [Nmm] ohybový moment v bodě 3; odečteno z výpočtu v MATLABu
 $M_{o4} = M_{o,max} = 214\,650 \text{ Nmm}$

M_{k4} [Nmm] krouticí moment v bodě 3; odečteno z výpočtu v MATLABu
 $M_{k4} = 115\,000 \text{ Nmm}$

W_{o4} [Nmm] modul průřezu v ohybu v bodě 4

W_{k4} [Nmm] modul průřezu v krutu v bodě 4

MEZ ÚNAVY SOUČÁSTI V BODĚ 4

$$\sigma'_{Co4} = k_{a4} \cdot k_{b4} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 0,869 \cdot 0,784 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,814 \cdot 252 = 139,8 \text{ MPa} \quad (98)$$

kde:

k_{a4} [-] součinitel vlivu jakosti povrchu; pro povrch tažený za studena a danou mez pevnosti $k_{a3} = 0,869$ [31]

k_{b4} [-] součinitel velikosti tělesa; pro daný průměr $k_{b3} = 0,784$ [31]

BEZPEČNOST K MEZNÍMU STAVU ÚNAVOVÉ PEVNOSTI

$$k_{u4} = \frac{\sigma'_{Co4}}{\sigma_{red4}} = \frac{139,8}{8,8} = 15,9 \quad (99)$$



4.8.14 VYHODNOCENÍ BEZPEČNOSTI HŘÍDELE

Tab. 5 Součinitele bezpečnosti v nebezpečných místech hřídele

Součinitele bezpečnosti [-]			
k_{u1}	k_{u2}	k_{u3}	k_{u4}
2,8	2,57	5,45	15,9

Nejnižší hodnotu součinitele bezpečnosti $k_{u2} = 2,57$ vykazuje namáhání v bodě 2. Tato hodnota je vyhovující a spíše poukazuje na to, že hřídel je předdimenzován, což je způsobeno rozměrovými požadavky k němu připojených součástí.



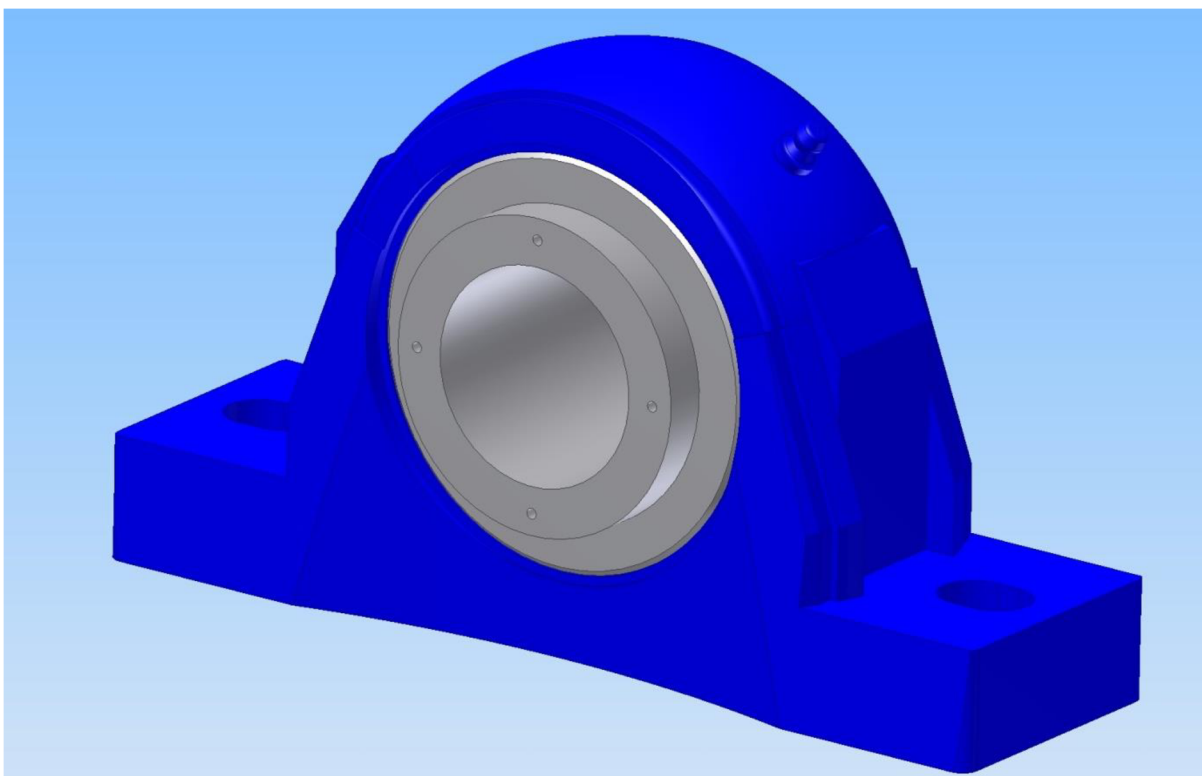
4.9 NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK

4.9.1 VOLBA LOŽISEK

Pro uložení hřídele byly zvoleny ložiskové jednotky SKF SYNT 45 FTF a SYNT 45 LTF. Jedná se o ložiskové jednotky se soudečkovými ložisky SKF 22209 E a upínacím systémem ConCentra, který umožňuje jednoduché nasazení ložisek na hřídel. Aby se dovnitř ložisek nedostala odstříkující voda, jsou ložiskové jednotky vybaveny hřídelovými těsníci kroužky pro extrémní prostředí.

Jednotka SYNT 45 FTF je tzv. axiálně vodící jednotka, která neumožňuje axiální pohyb ložiska a odpovídá tak sférické vazbě v bodě B výpočtového modelu. Jednotka SYNT 45 LTF je tzv. axiálně volná jednotka a odpovídá tak sféricko-posuvné vazbě v bodě A, která umožňuje částečný axiální pohyb konce hřídele. Použití soudečkových ložisek tak zajistí staticky určité uložení hřídele.

Mazání ložisek je zajištěno pomocí plastického maziva na bázi minerálního oleje s lithným mýdlem. Domazávání je řešeno pomocí domazávacího otvoru v horní části jednotky.

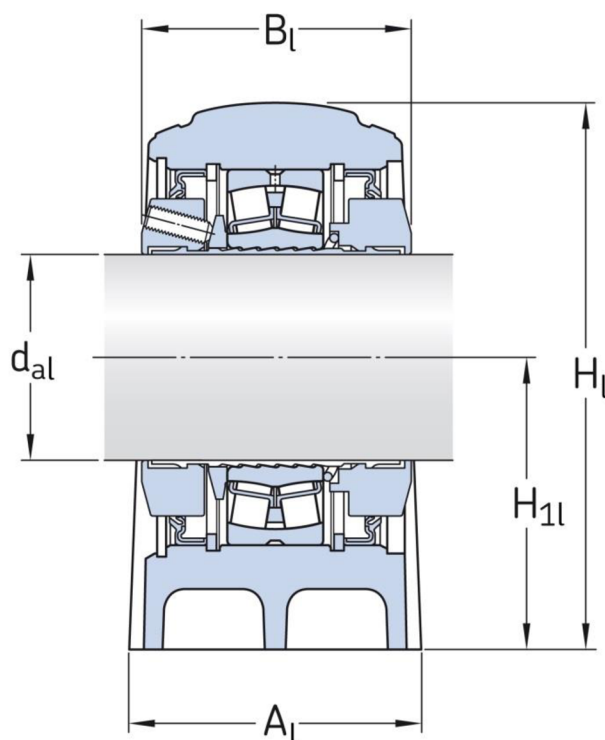


Obr. 32 Ložisková jednotka SKF SYNT 45 [35]



Parametry ložiskových jednotek [36]:

- dynamická únosnost $C_1 = 102\,000\text{ N}$
- statická únosnost $C_{01} = 98\,000\text{ N}$
- mezní únavové zatížení $P_{ul} = 10\,800\text{ N}$
- hmotnost $m_1 = 4\text{ kg}$



Obr. 33 Základní rozměry ložiskové jednotky SKF SYNT 45 [36]

Tab. 6 Základní rozměry ložiskové jednotky [36]

Rozměry ložiskové jednotky				
d_{al}	A_l	B_l	H_l	H_{1l}
45	60	65	118	60



4.9.2 VÝPOČET RADIÁLNÍCH SIL

Radiální síla působící na ložisko je výslednicí reakcí v ose x a v ose z . Její velikost se určí pomocí Pythagorovy věty.

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{557,8^2 + 1\,681,7^2} = 1\,771,8 \text{ N} \quad (100)$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{557,8^2 + 2\,055,2^2} = 2\,129,6 \text{ N} \quad (101)$$

4.9.3 EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska zahrnuje vliv působení axiální síly na ložisko. Na kontrolovaná ložiska žádné axiální síly nepůsobí, tudíž bude platit:

$$P_{eA} = F_{rA} = 1\,771,8 \text{ N} \quad (102)$$

$$P_{eB} = F_{rB} = 2\,129,6 \text{ N} \quad (103)$$

4.9.4 TRVANLIVOST LOŽISEK

Výrobce udává pro výpočet trvanlivosti vztah [37]:

$$L_{nmhA} = a_1 \cdot a_{SKF,A} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{h,skut}} \cdot \left(\frac{C_1}{P_{eA}} \right)^{\frac{10}{3}} = 0,25 \cdot 45 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 25,251} \cdot \left(\frac{102\,000}{1\,771,8} \right)^{\frac{10}{3}} = \quad (104)$$

$$= 5,47 \cdot 10^9 \text{ h}$$

$$L_{nmhB} = a_1 \cdot a_{SKF,B} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{h,skut}} \cdot \left(\frac{C_1}{P_{eB}} \right)^{\frac{10}{3}} = 0,25 \cdot 40 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 25,251} \cdot \left(\frac{102\,000}{2\,129,6} \right)^{\frac{10}{3}} = \quad (105)$$

$$= 2,63 \cdot 10^9 \text{ h}$$

kde:

a_1 [-] součinitel spolehlivosti; pro spolehlivost 99% $a_1 = 0,25$ [37]

$a_{SKF,A}$ [-] součinitel trvanlivosti podle SKF pro ložisko v místě A; závisí na viskozitě maziva, otáčkách a zatížení, pro dané provozní podmínky je jeho hodnota přibližně určena jako $a_{SKF,A} = 45$ [37]

$a_{SKF,B}$ [-] součinitel trvanlivosti podle SKF pro ložisko v místě B; pro dané provozní podmínky je jeho hodnota přibližně určena jako $a_{SKF,B} = 40$ [37]



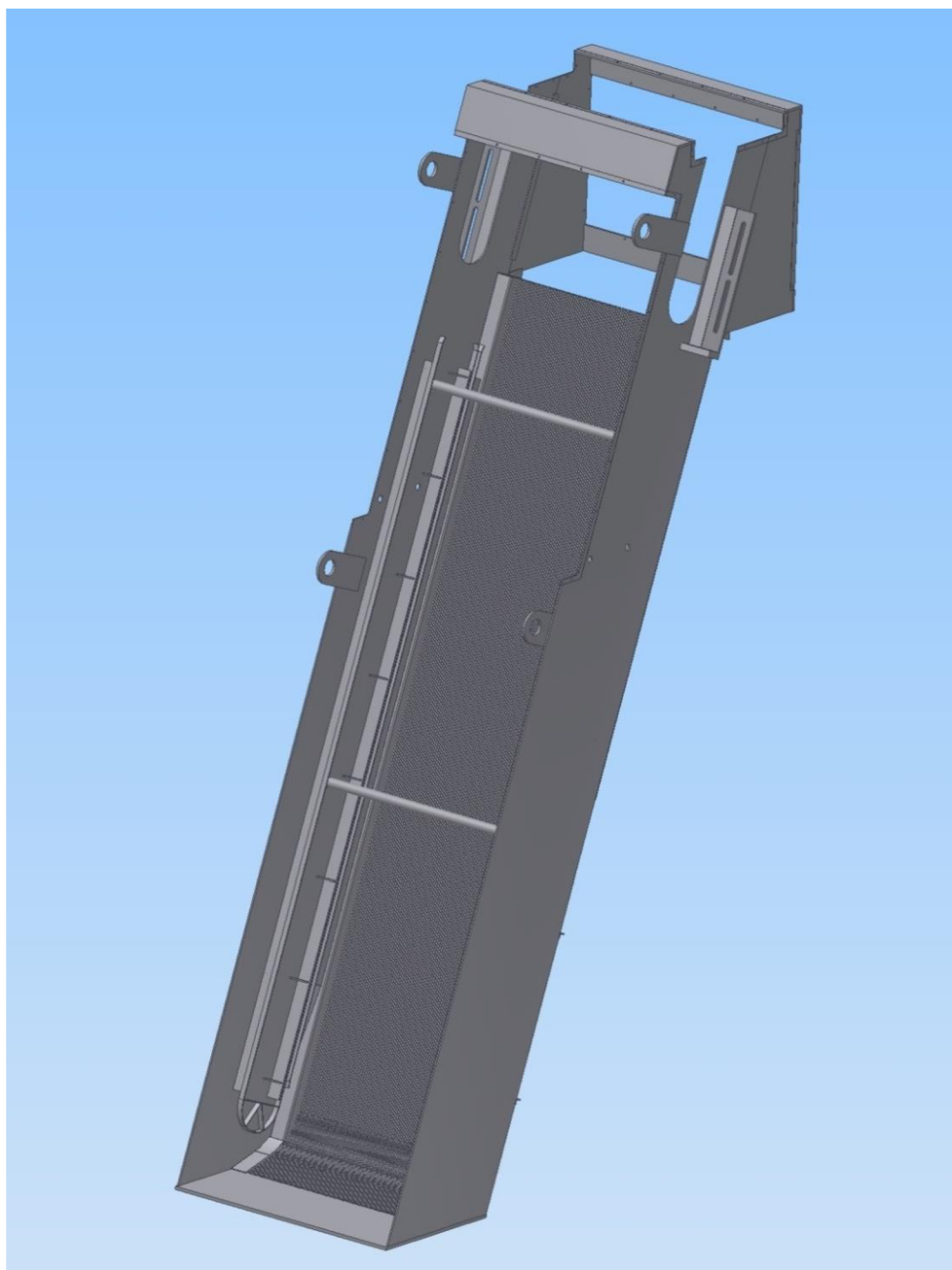
Pro danou aplikaci výrobce uvádí požadovanou trvanlivost cca 25 000 h [37]. Vypočtená trvanlivost je výrazně vyšší než požadovaná, což je způsobeno jednak rozměrovými požadavky (konstrukce hřídele závislá na průměru duté hřídele převodovky), nízkými provozními otáčkami, které ovlivňují jak samotný výpočet trvanlivosti, tak volbu součinitele trvanlivost podle SKF. Dalším ovlivňujícím faktorem je samotné použití soudečkových ložisek, která mají výrazně vyšší dynamickou únosnost než ložiska kuličková nebo válečková obdobných rozměrů.



5 PŘEHLED KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ

V této kapitole budou ukázány důležité konstrukční uzly, které nebyly uvedeny v předchozích kapitolách. Obrázky jsou exportovány z 3D modelu v programu Autodesk Inventor a pro lepší rozpoznání některých součástí, jsou tyto rozlišeny barevně.

5.1 RÁM STROJE



Obr. 34 Rám stroje

Rám stroje je tvořen dvěma trubkami čtvercového průřezu, ke kterým jsou po délce přivařeny plechové bočnice. Jednotlivé strany jsou k sobě připojeny pomocí dvou L profilů

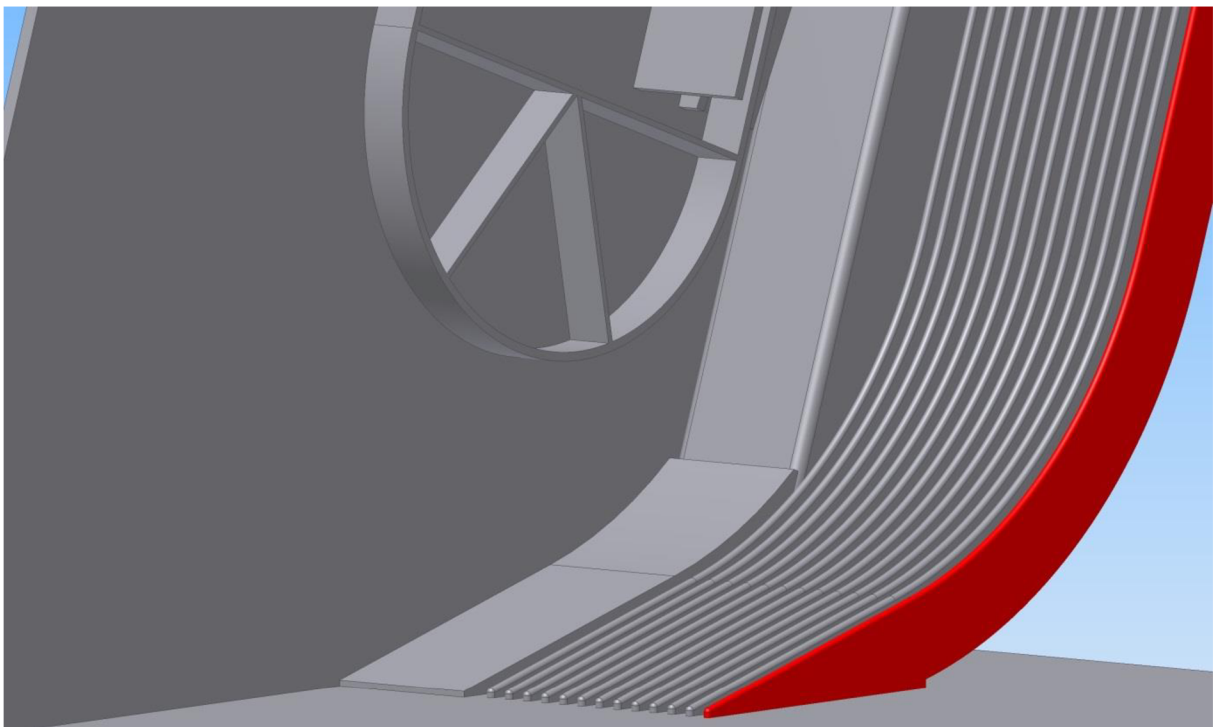


a vyhrnovacího plechu v zadní části, dále pomocí dvou kruhových trubek v prostřední části a pomocí spodního plechu. V horní části je přivařena výsypka spolu s překlady, které slouží k upevnění krycích plechů a rovněž zajišťují vyztužení celé konstrukce.

Na vnitřní straně bočnic jsou umístěny dráhy pro vedení řetězu a v horní části jsou navařeny nosné desky napínacího zařízení. Stroj je rovněž vybaven oky pro montáž a přepravu, která jsou navařena k bočnicím.

Všechny součásti jsou vyrobeny z nerezových materiálů, bočnice z oceli 1.4539 (17 342) a ostatní součásti z oceli 1.4571 (17 347). Oba materiály jsou dobře svařitelné s výbornou odolností proti korozi i v agresivnějším prostředí [38].

5.1.1 ZAHNUTÉ ČESLICE



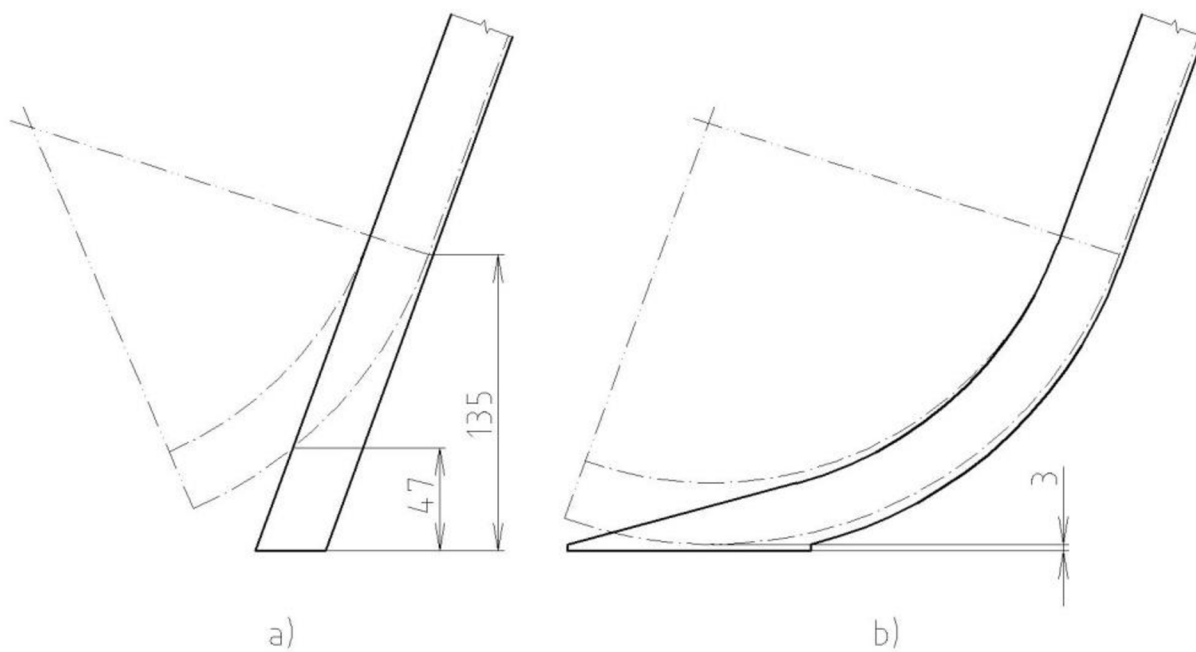
Obr. 35 Detail spodní části česlic

Z důvodu využitelnosti celé výšky česlic, bylo přistoupeno k použití česlic se zahnutou spodní částí. Jak vyplývá z Obr. 36 a), v případě použití rovných česlic by při stejných rozměrech ostatních součástí nedocházelo k odstraňování nečistot usazených v průlinách mezi česlicemi až do vzdálenosti cca 47 mm ode dna kanálu a až do výšky 135 mm by zuby nebyly v plném záběru.

V případě použití zahnutých česlic jsou zuby v plném záběru prakticky od prvního kontaktu s česlicovou mříží a nečištěný prostor má výšku pouze cca 3 mm – Obr. 36 b).



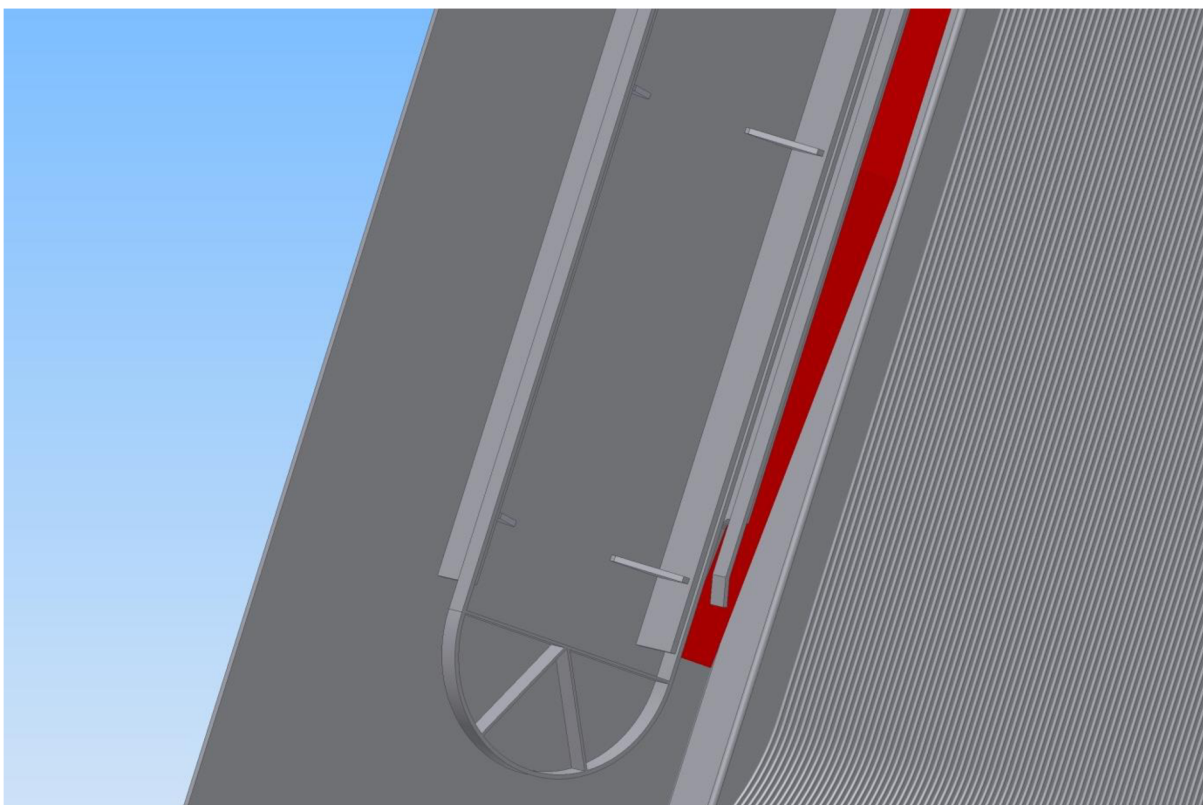
Prostor na bocích kanálu pod vedením řetězu je vyplněn plechovým náběhem, který má za úkol zabránit usazování nečistot v nečištěném místě a následnému zablokování stírací lišty o případný vzpříčený předmět větších rozměrů - Obr. 35.



Obr. 36 Schéma náběhu hrabla mezi česlice



5.1.2 OCHRANNÝ PLECH



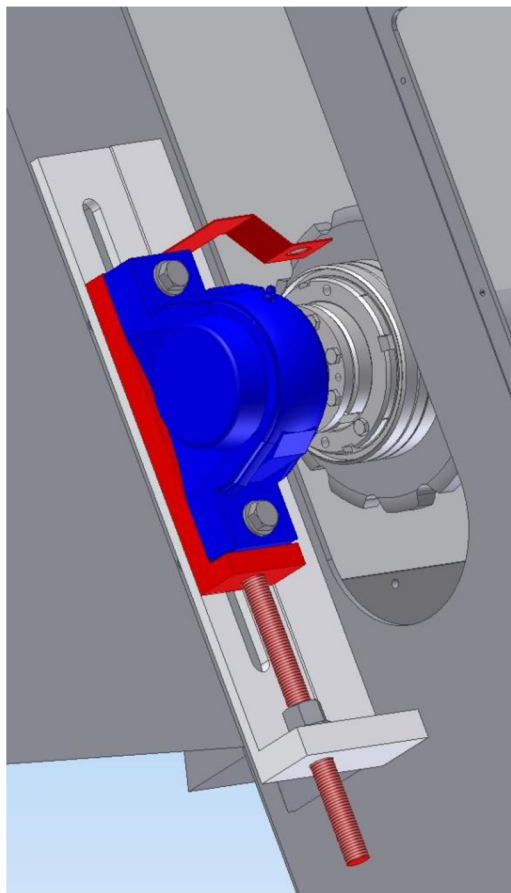
Obr. 37 Detail řetězové dráhy a ochranného plechu

Dalším prvkem, který má za úkol zabránit zablokování stírací lišty je ochranný plech, který je umístěn po stranách v celé délce řetězového vedení.

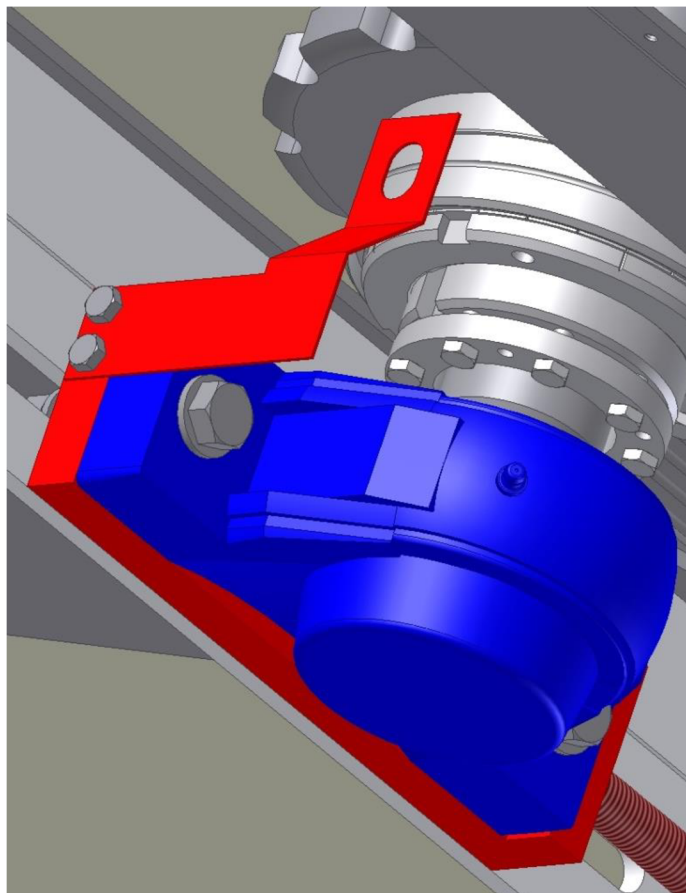
Jedná se o pás, kryjící prostor pod spodní řetězovou dráhou, která je podpírána žebry, o něž by se mohl zachytit unášený nebo vyhrabovaný předmět a zablokovat tak stírací lištu.



5.2 NAPÍNACÍ ZAŘÍZENÍ



Obr. 38 Napínací zařízení



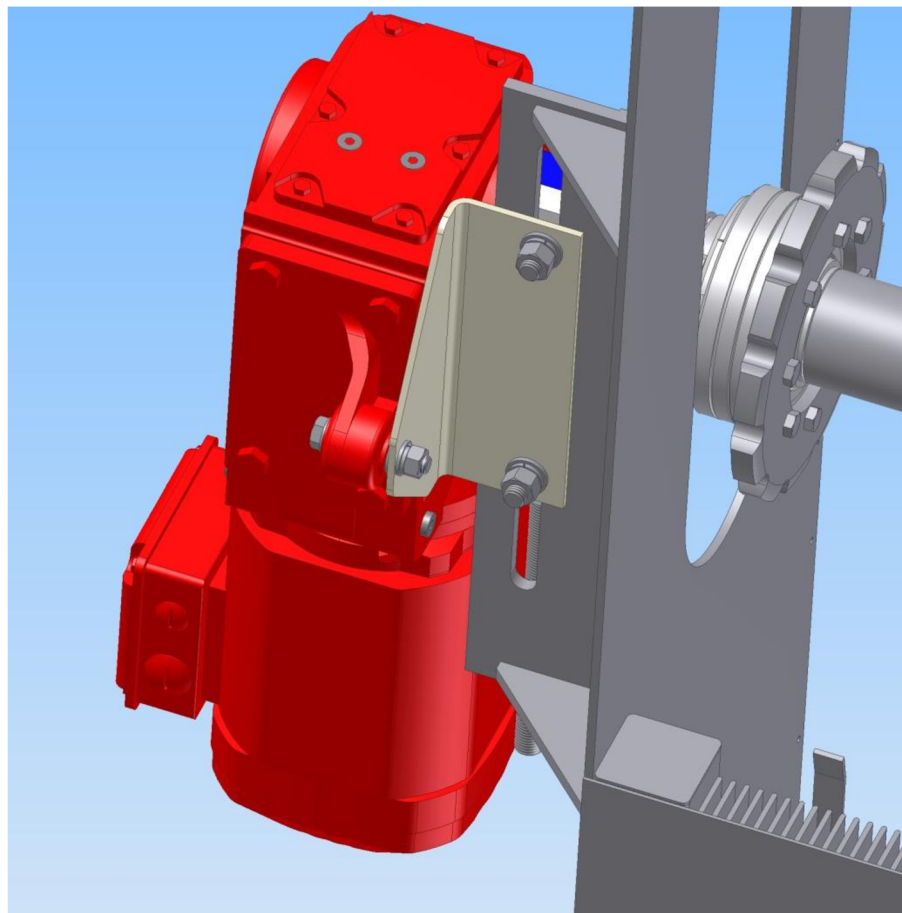
Obr. 39 Držák vypínacího čidla

K napínání řetězu slouží jednoduché napínací zařízení, které sestává z pohyblivé desky s navařenou závitovou tyčí, pevné desky přivařené k bočnici, matice a podložky. Otáčením matice dochází k posuvu závitové tyče a tím i celé pohyblivé desky s ložiskovou jednotkou. K upevnění zařízení ve finální poloze slouží šrouby M12, které zároveň drží i ložiskové jednotky.

V horní části pohyblivé desky je pomocí dvou šroubů M6 připevněn plechový držák externího snímače rozpojení spojky.



5.3 UCHYCENÍ ELEKTROMOTORU S PŘEVODOVKOU



Obr. 40 Detail uchycení elektromotoru s převodovkou

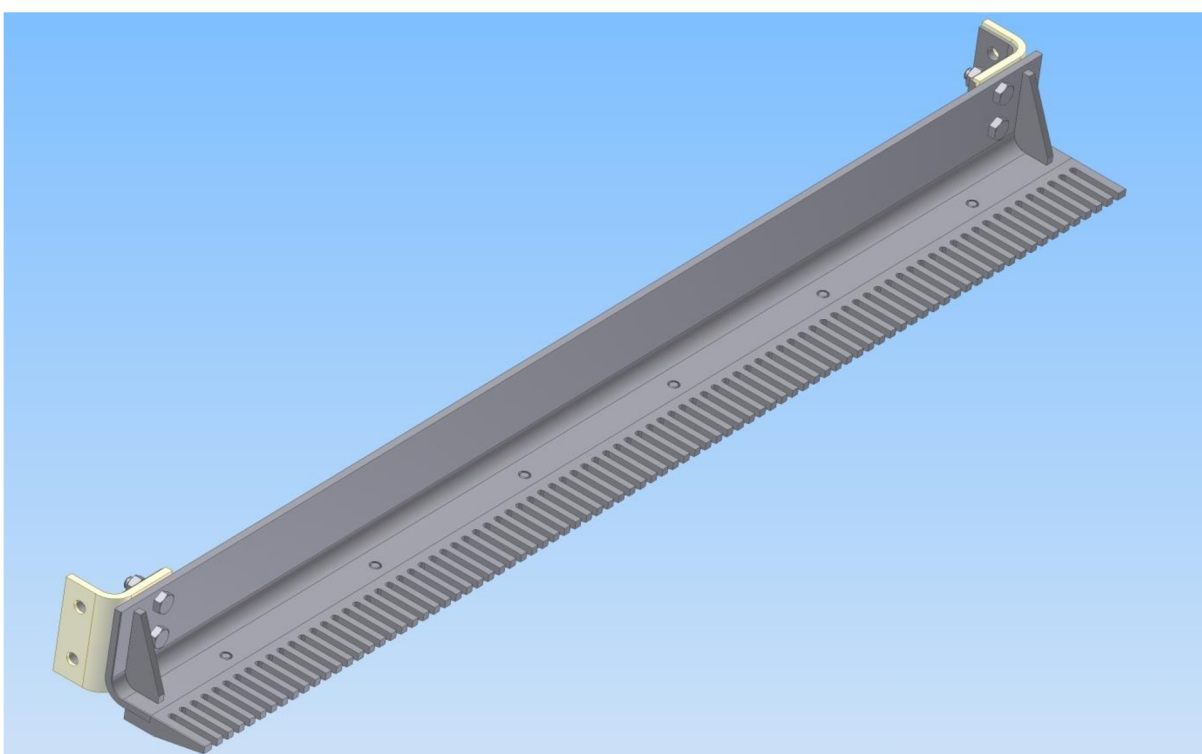
Převodovka s dutou hřídelí je nasazena na válcový konec hřídele a přenos krouticího momentu je realizován pomocí perového spoje. K uchycení motoru s převodovkou v požadované poloze slouží rameno přišroubované ke spodní ploše převodové skříně, v jehož oku je umístěn gumový silentblok. Rameno je pomocí šroubového spoje připevněno k plechovému držáku, který je k zařízení upevněn pomocí šroubů na napínacím zařízení.



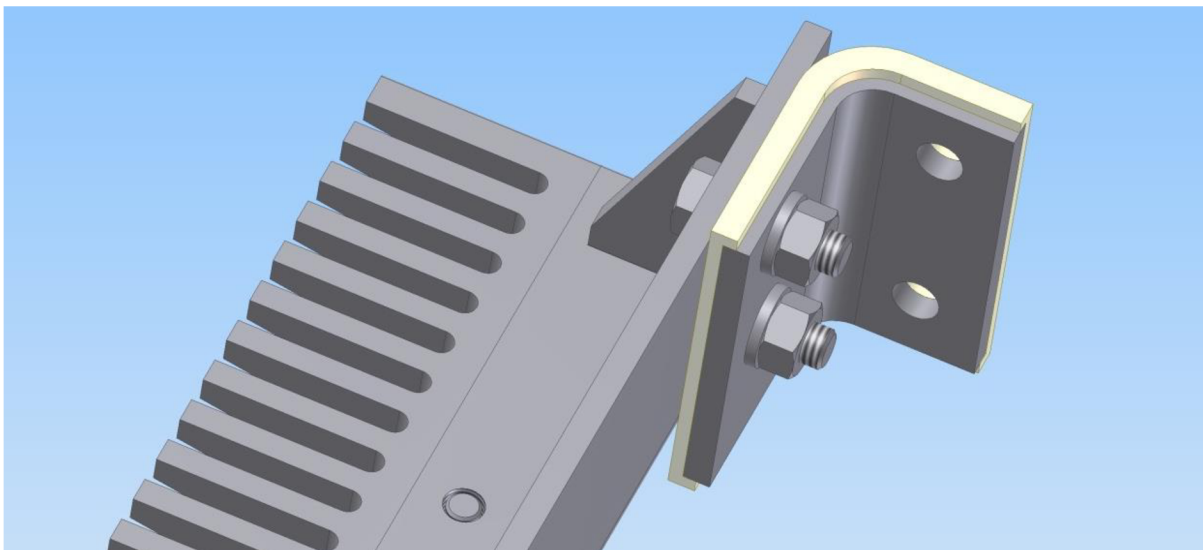
5.4 STÍRACÍ LIŠTA

Stírací lišta se skládá z nosné lišty, která je vyrobena z ohýbaného plechu a je vyztužena žebry, ozubeného hrabla a dvou držáků. Hrablo je k liště připevněno pomocí šesti šroubů M5, které jsou zašroubovány do děr se závitem v nosné liště. K řetězu je lišta připevněna pomocí držáků z ohýbaného plechu. Pro snížení kontaktního napětí jak mezi držákem a lištou, tak mezi držákem a řetězem, jsou držáky opatřeny plastovými pouzdry z materiálu PA12.

Lišta, hrablo i držáky jsou stejně jako řetěz vyrobeny z nerezové oceli 1.4462 (17 381), která se vyznačuje výbornou korozivzdorností v agresivním prostředí a vysokou mezí kluzu $R_{e1.4462} = 450 \text{ MPa}$ [38][39].

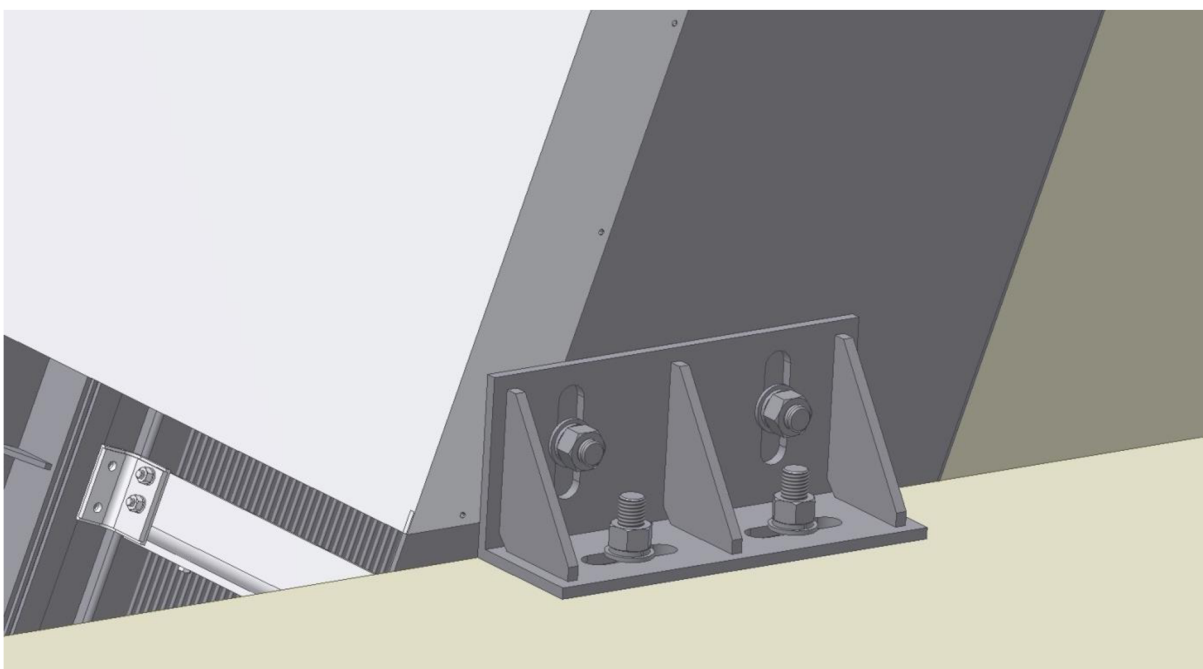


Obr. 41 Stírací lišta – celkový pohled



Obr. 42 Stírací lišta – detail držáku

5.5 UKOTVENÍ STROJE KE KANÁLU

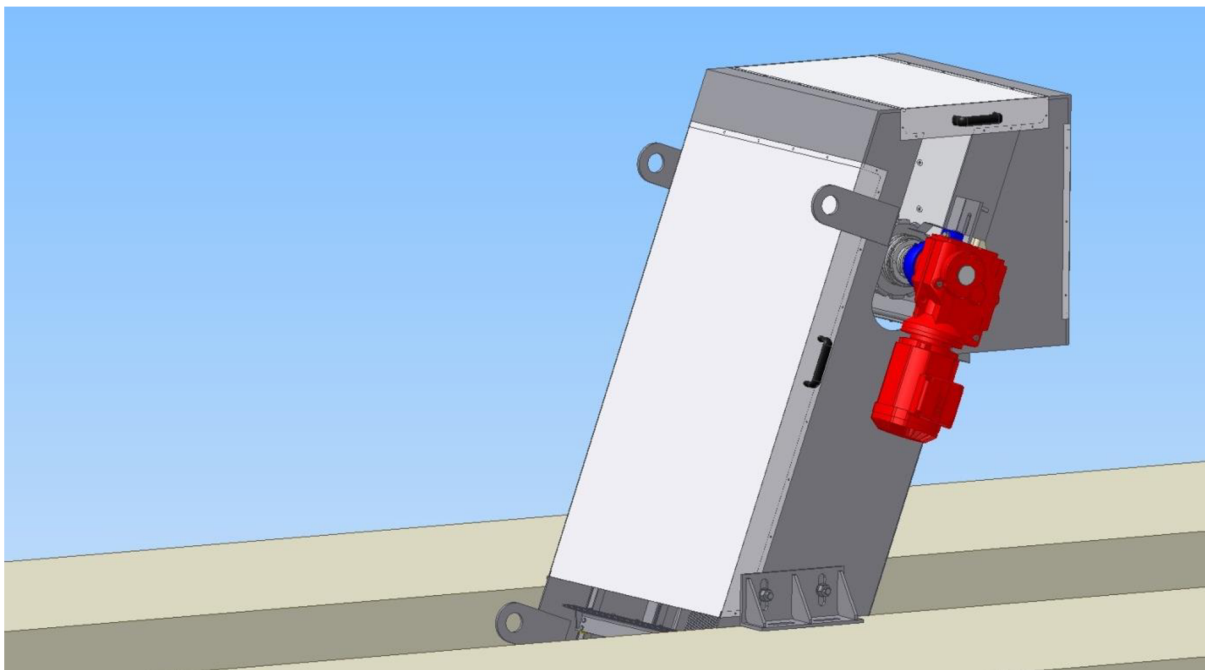


Obr. 43 Kotvící konzola

Zařízení bude ke kanálu ukotveno pomocí, kotvící konzoly, která bude nasazena na zabetonované závitové tyče se závitem M18. K bočnicím bude konzola připevněna pomocí dvou šroubů M18. Pojištění spojů bude zajištěno pomocí pružných podložek. K ustavení v přesné poloze slouží vyfrézované drážky.

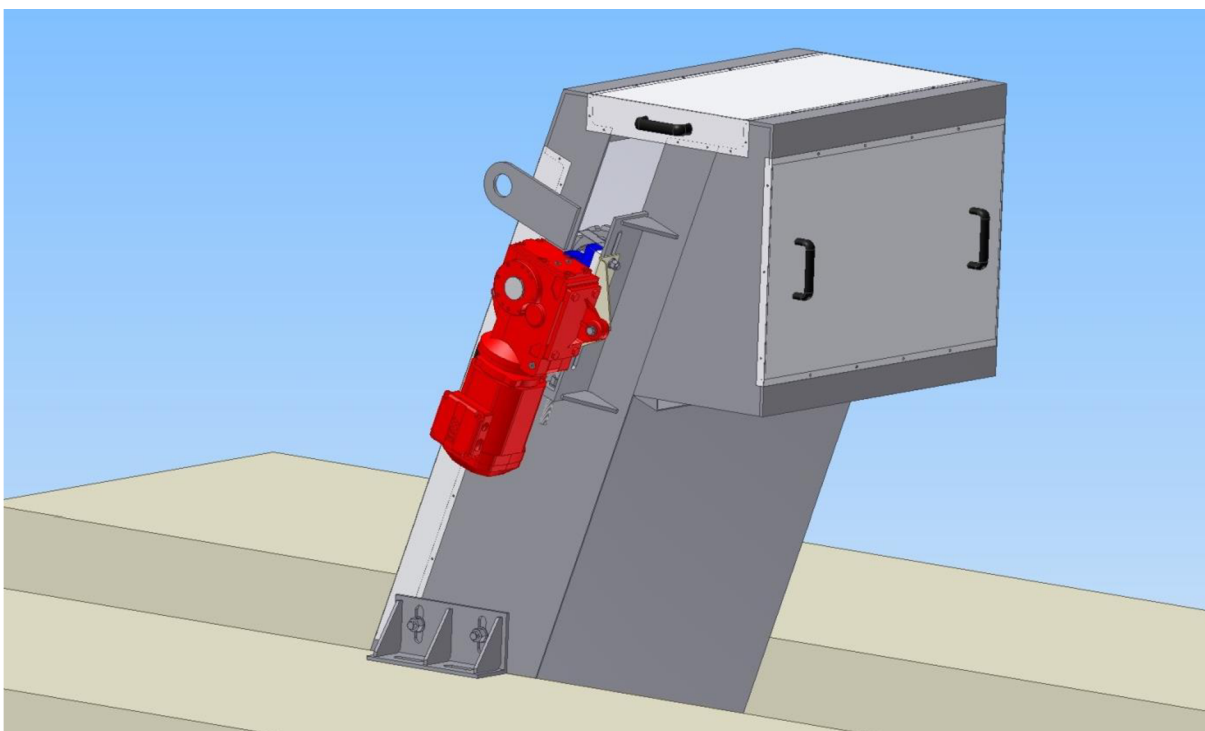


5.6 ZAKRYTÍ STROJE



Obr. 44 Pohled zepředu na zakrytý stroj umístěný v kanále

Z důvodu bezpečnosti a ochrany je zařízení opatřeno plechovými kryty. Ty jsou vyrobeny z nerezového plechu tloušťky 1 mm. Po obvodě jsou plechy přišroubovány k rámu stroje pomocí šroubů M5 a pro lepší manipulaci jsou opatřeny plastovými rukojeťmi.



Obr. 45 Pohled zezadu na zakrytý stroj umístěný v kanále



6 PEVNOSTNÍ KONTROLA METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

Tato kapitola se zabývá pevnostní kontrolou stírací lišty a řetězu metodou konečných prvků (dále jen MKP) pomocí výpočtového programu ANSYS Workbench. Obě součásti byly kontrolovány vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Porovnávané napětí je určeno pomocí hypotézy HMM (v programu označované jako „Equivalent von Mises Stress“).

6.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA STÍRACÍ LIŠTY

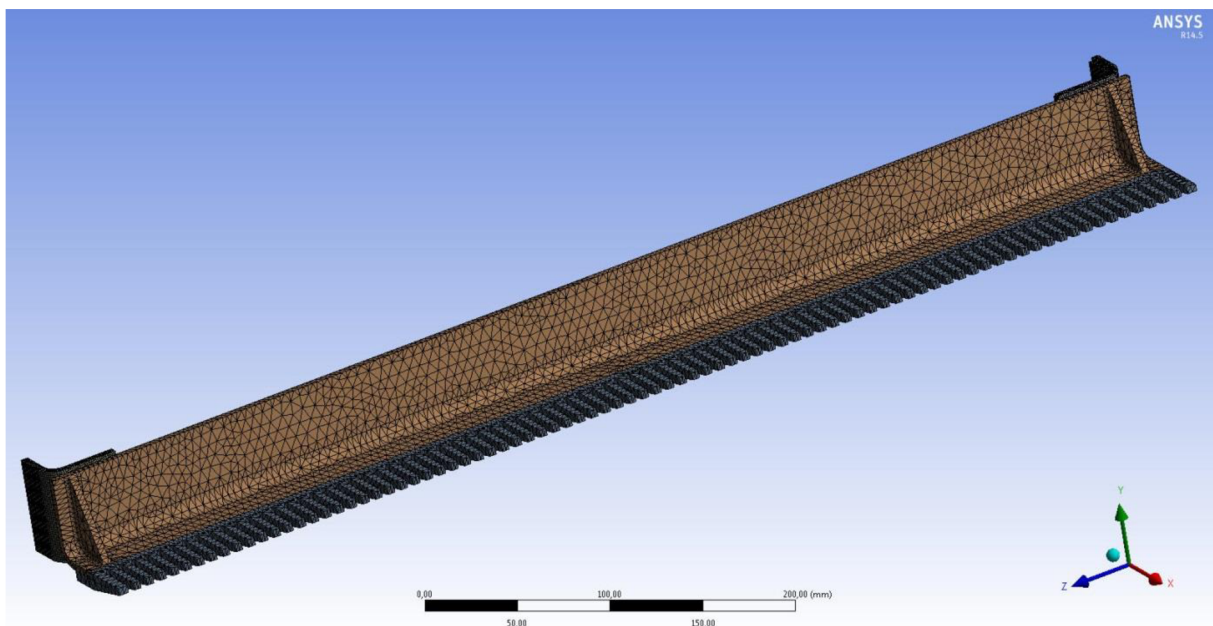
Stírací lišta je jednou z nejnamáhanějších součástí celého zařízení a vzhledem k její tvarové složitosti bylo přistoupeno ke kontrole pomocí MKP.

Výpočet byl proveden pro tři možné kritické zátěžné stavy, které mohou nastat ve chvíli, než dojde k odpojení pohonu řetězu pomocí pojistných spojek:

1. přetížení z důvodu větší hmotnosti shrabků než je hmotnost výpočtová
2. přetížení z důvodu vzpříčení předmětu v krajní části lišty
3. přetížení z důvodu vzpříčení předmětu uprostřed lišty

6.1.1 SÍŤOVÁNÍ MODELU

Pro výpočet stírací lišty byl použit zjednodušený 3D model bez spojovacích šroubů a jim příslušných otvorů. Rovněž byl zjednodušen tvar žeber a svarů. Vytvořená síť se skládá z celkového počtu 91 841 prvků, přičemž velikost prvků byla zmenšena v místech předpokládaných koncentrací napětí (svary žeber a ohyby držáků).



Obr. 46 Síťování 3D modelu stírací lišty

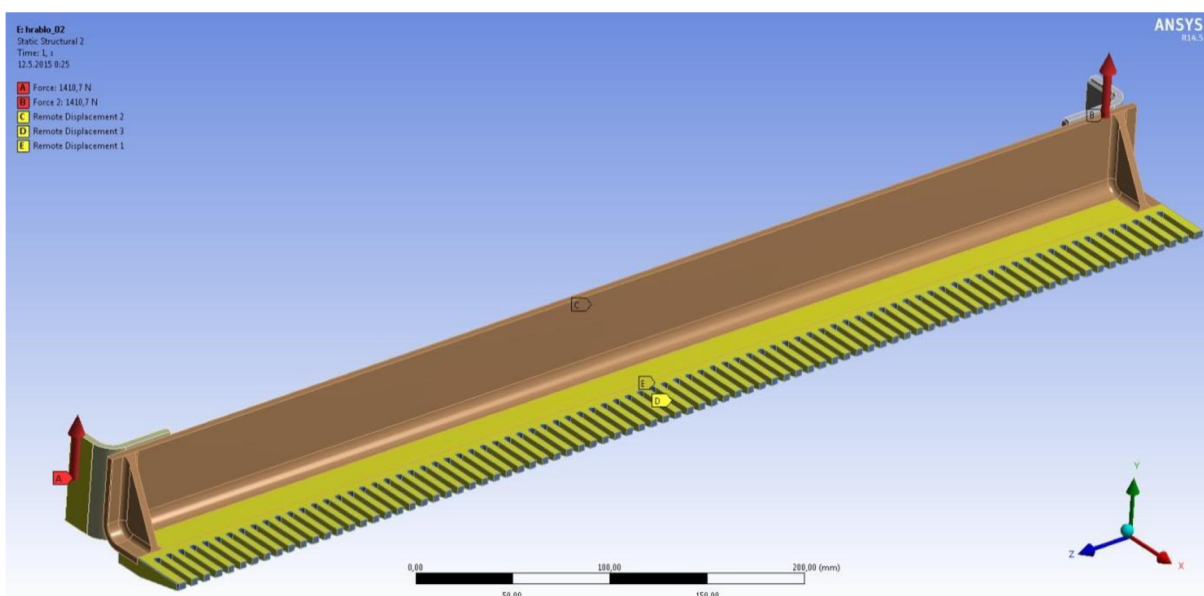


6.1.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA PŘI PŘETÍŽENÍ Z DŮVODŮ VYŠŠÍ HMOTNOSTI

Stírací lišta je v tomto stavu zatížena maximálními tažnými silami přenášenými od řetězu $F_{1\max} = 1\,410,7$ N. Tyto jsou modelovány pomocí okrajových podmínek „Force 1“ a „Force 2“, které jsou umístěny na boční plochy pouzder v místech, kde budou uchyceny k řetězům.

Další okrajovou podmínkou je vazba „Remote Displacement 1“, která modeluje silové působení od shrabků, které stírací liště zabraňují v pohybu po česlicové mříži. Tato vazba je umístěna na vyhrnovací plochu lišty, které znemožňuje pohyb v ose y (pozn.: souřadný systém je odlišný od souřadného systému použitého při pevnostním výpočtu hřídele).

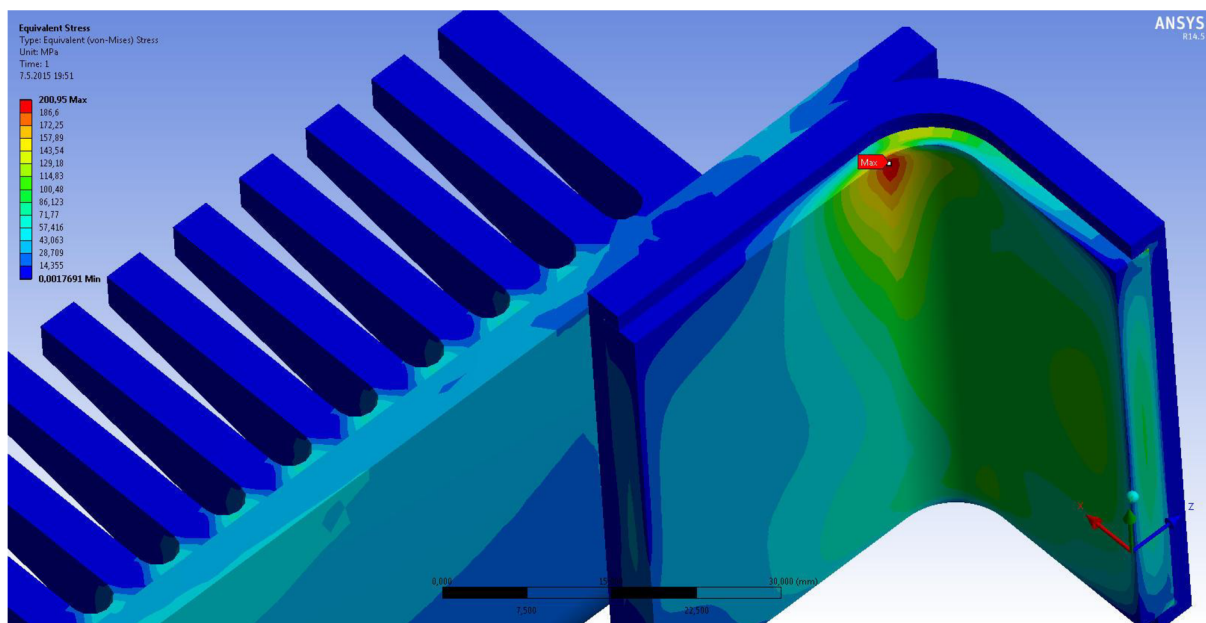
Vedení lišty řetězem je znázorněno vazbou „Remote Displacement 2“, která je, stejně jako výše uvedené síly, umístěna na boční plochy pouzder a umožňuje jim pouze pohyb v ose y . Vedení hrabla v česlicové mříži je znázorněno vazbou „Remote Displacement 3“, která je umístěna na boky všech zubů a umožňuje jim translační pohyb v ose y a rotaci kolem osy z .



Obr. 47 Okrajové podmínky pro přetížení z důvodu vyšší hmotnosti

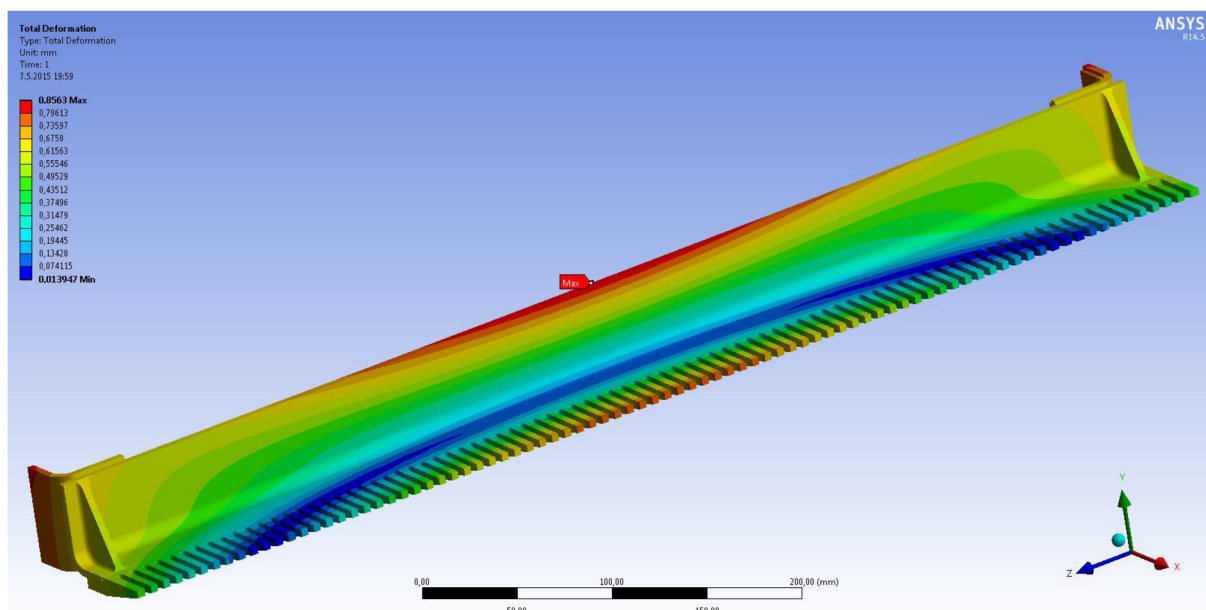
Z výsledků analýzy pro tento zátěžný stav vyplývá, že maximální napětí se nachází v místě ohybu držáků a jeho velikost je $\sigma_{\max 1} = 200,95$ MPa. Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti se potom rovná:

$$k_{k1} = \frac{R_{e,1.4462}}{\sigma_{\max 1}} = \frac{450}{200,95} = 2,24 \quad (106)$$



Obr. 48 Místo s největším ekvivalentním napětím - držák lišty

Místo s největší deformací se nachází uprostřed vyhrnovací lišty a její velikost je $\delta_1 = 0,86$ mm. Vzhledem k celkové délce lišty $l_1 = 679$ mm se jedná o zanedbatelnou hodnotu.

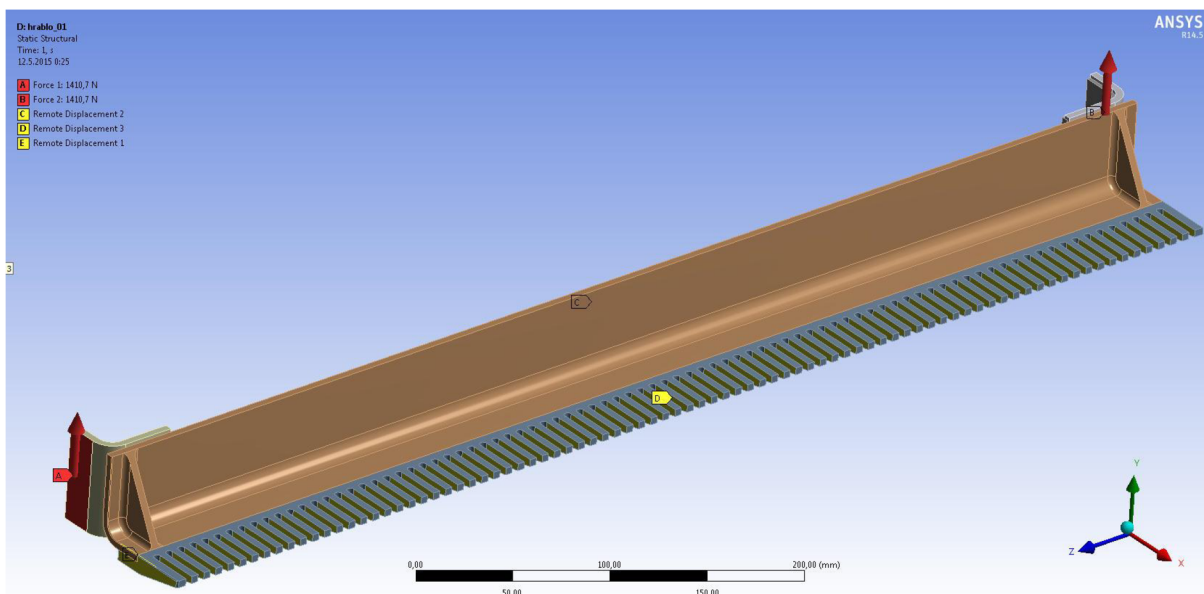


Obr. 49 Průběh celkové deformace



6.1.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA PŘI PŘETÍŽENÍ Z DŮVODU VZPŘÍČENÍ PŘEDMĚTU NA KRAJI

Okrajové podmínky v této nebezpečné situaci jsou stejné jako v předchozí, kromě vazby „Remote Displacement 1“, která v tomto případě není umístěna na plochu stírací lišty, ale na její boční hranu. Znárodnuje tak vzpříčený předmět v boční části rámu (např. kámen), který znemožní hraně pohyb v ose y .

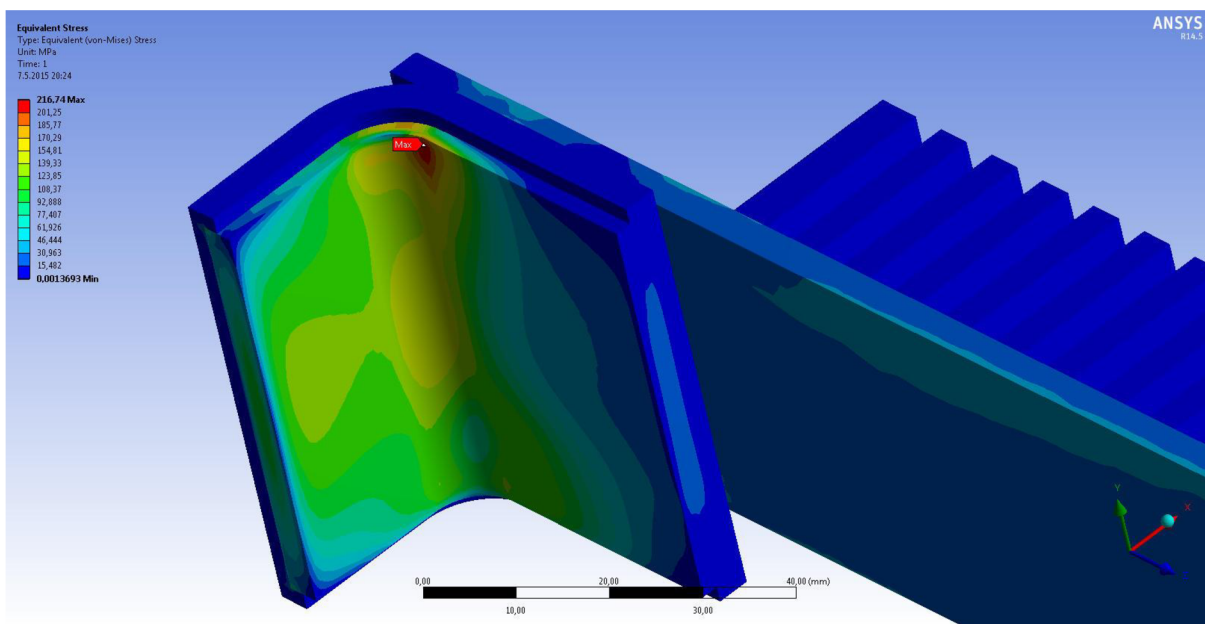


Obr. 50 Okrajové podmínky pro případ vzpříčení předmětu v krajní části lišty



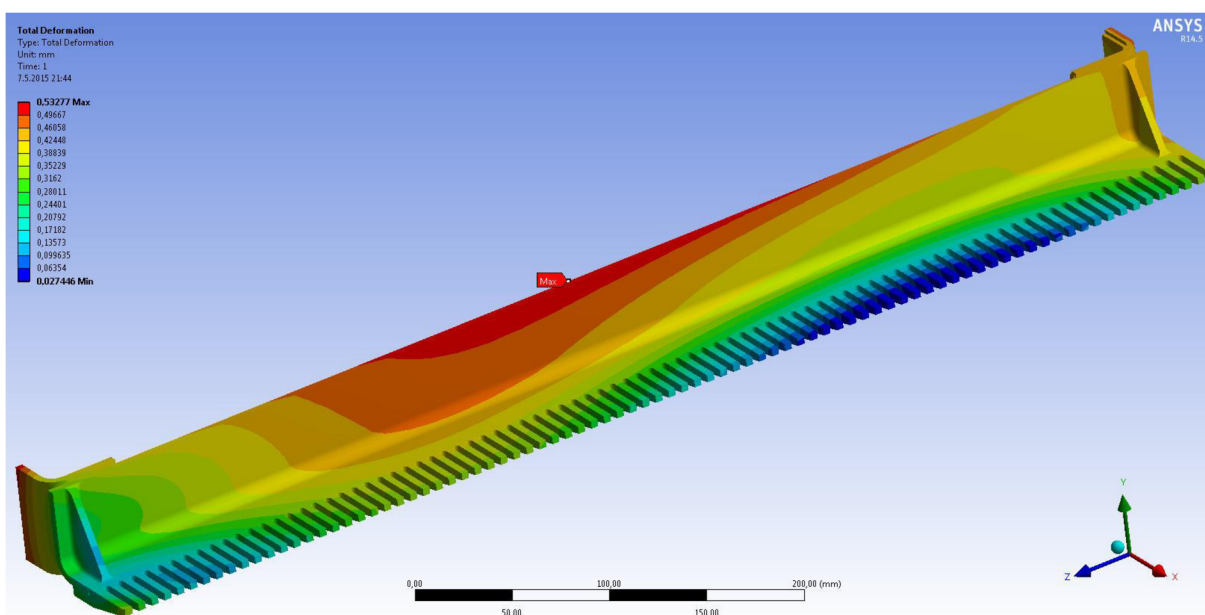
Z výsledků analýzy pro tento zátěžný stav vyplývá, že maximální napětí se nachází v místě ohybu vzdálenějšího držáku a jeho velikost je $\sigma_{\max 2} = 216,74$ MPa. Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti se potom rovná:

$$k_{k2} = \frac{R_{e.1.4462}}{\sigma_{\max 2}} = \frac{450}{216,74} = 2,08 \quad (107)$$



Obr. 51 Místo s největším ekvivalentním napětím - držák lišty

Místo s největší celkovou deformací se opět nachází v prostřední části a její velikost je rovněž zanedbatelná ($\delta_2 = 0,53$ mm).

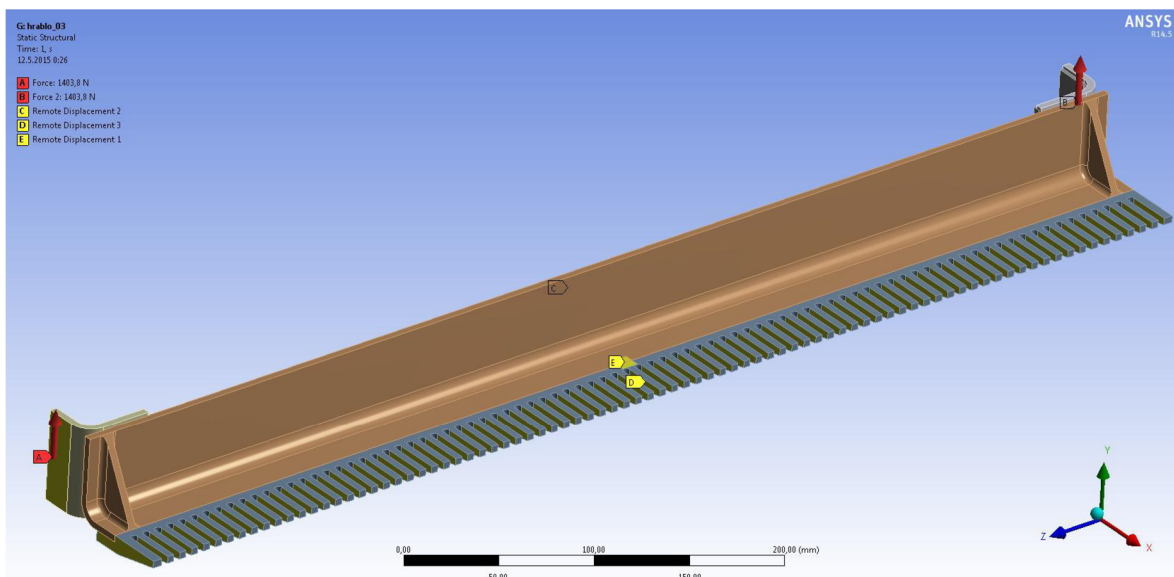


Obr. 52 Průběh celkové deformace



6.1.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA PŘI PŘETÍŽENÍ Z DŮVODU VZPŘÍČENÍ PŘEDMĚTU UPROSTŘED

Oproti předchozím stavům se tento liší opět pouze umístěním vazby „Remote Displacement 1“, která je v tomto případě umístěna na plochu 10 x 10 mm v prostřední části stírací lišty. Tato vazba znázorňuje zaseknutí stírací lišty o předmět vzpříčený v prostřední části.

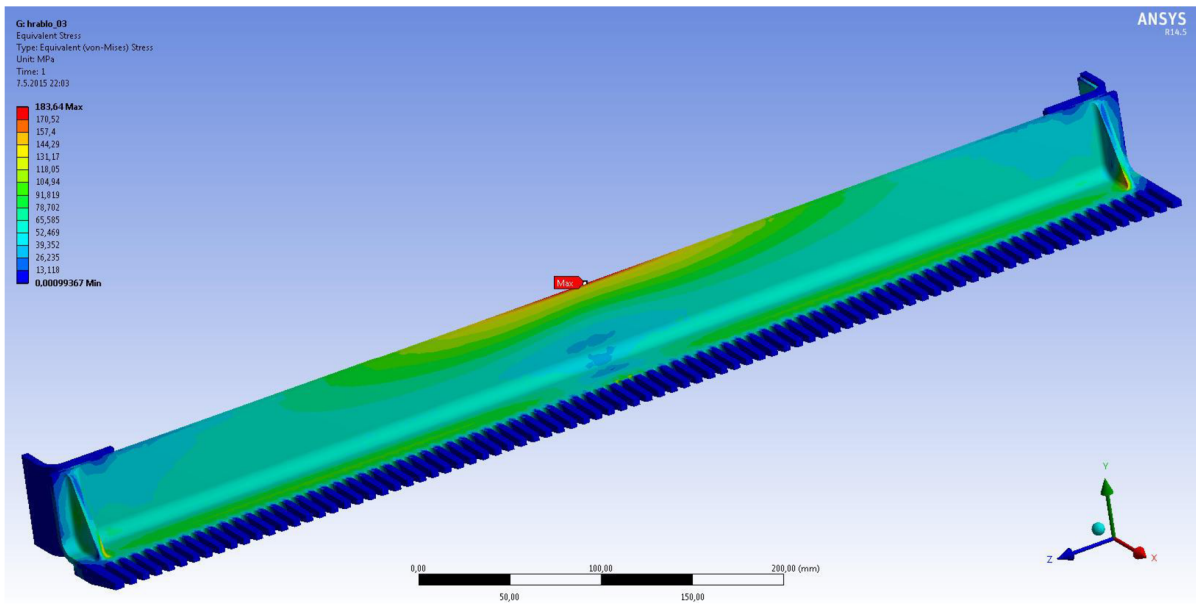


Obr. 53 Okrajové podmínky pro případ vzpříčení předmětu uprostřed



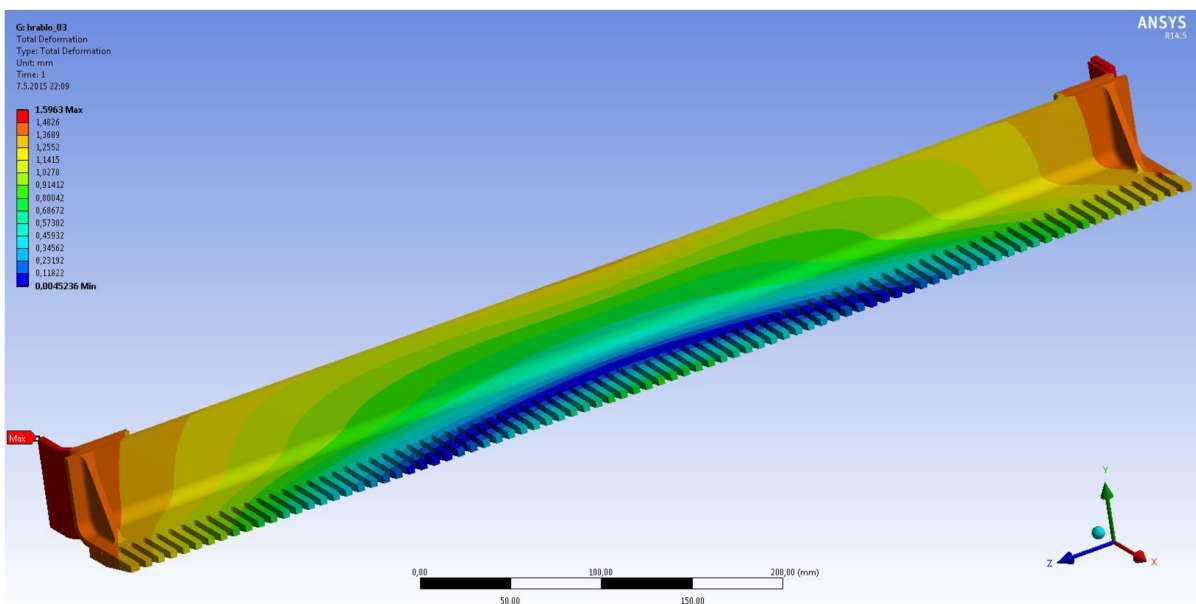
Nejvyšší napětí pro tento zátěžný stav se nachází v prostřední části a to na horní hraně vyhrnovací lišty. Jeho velikost je $\sigma_{\max 2} = 183,64$ MPa a bezpečnost k meznímu stavu pružnosti se potom rovná:

$$k_{k3} = \frac{R_{e.1.4462}}{\sigma_{\max 3}} = \frac{450}{183,64} = 2,45 \quad (108)$$



Obr. 54 Průběh napětí - nejvyšší ekvivalentní napětí uprostřed v horní části lišty

Místo s největší celkovou deformací se nachází na boční straně držáků a pouzder, kde jsou tyto uchyceny k řetězu. Její velikost je $\delta_3 = 1,6$ mm a vzhledem k rozměrům stírací lišty je rovněž možné ji považovat za přijatelnou.



Obr. 55 Průběh celkové deformace



6.1.5 VYHODNOCENÍ BEZPEČNOSTI

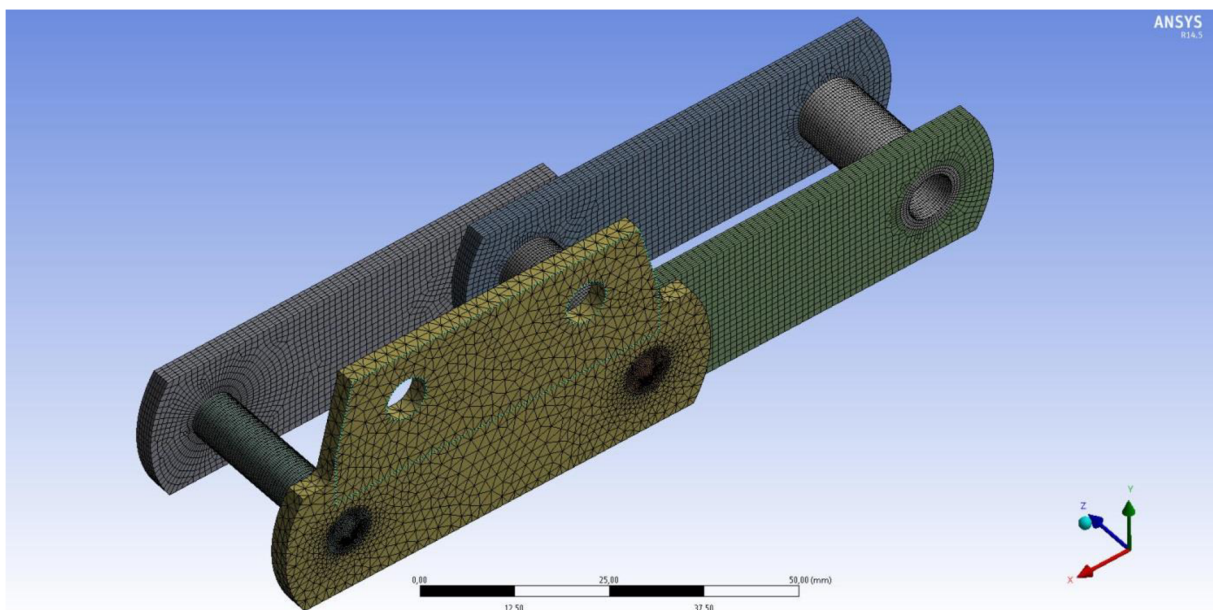
Součinitele bezpečnosti [-]		
k_{k1}	k_{k2}	k_{k3}
2,24	2,08	2,45

Nejnižší hodnotu součinitele bezpečnosti vykazuje druhý zatěžovací stav, kdy je přetížení způsobeno vzpříčením předmětu v krajní části stírací lišty. Velikost součinitele bezpečnosti $k_{k2} = 2,08$ je dostatečná a stírací lišta tak může být použita.

6.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

Vzhledem k tomu, že kontrola řetězu na otlacení je pouze jednou z podmínek konstrukce řetězu a přípustná tahová síla je v katalogu výrobce uvedena pouze pro standardní, nikoliv nerezové provedení řetězu, bylo přistoupeno k pevnostní kontrole pomocí MKP.

6.2.1 SÍŤOVÁNÍ MODELU



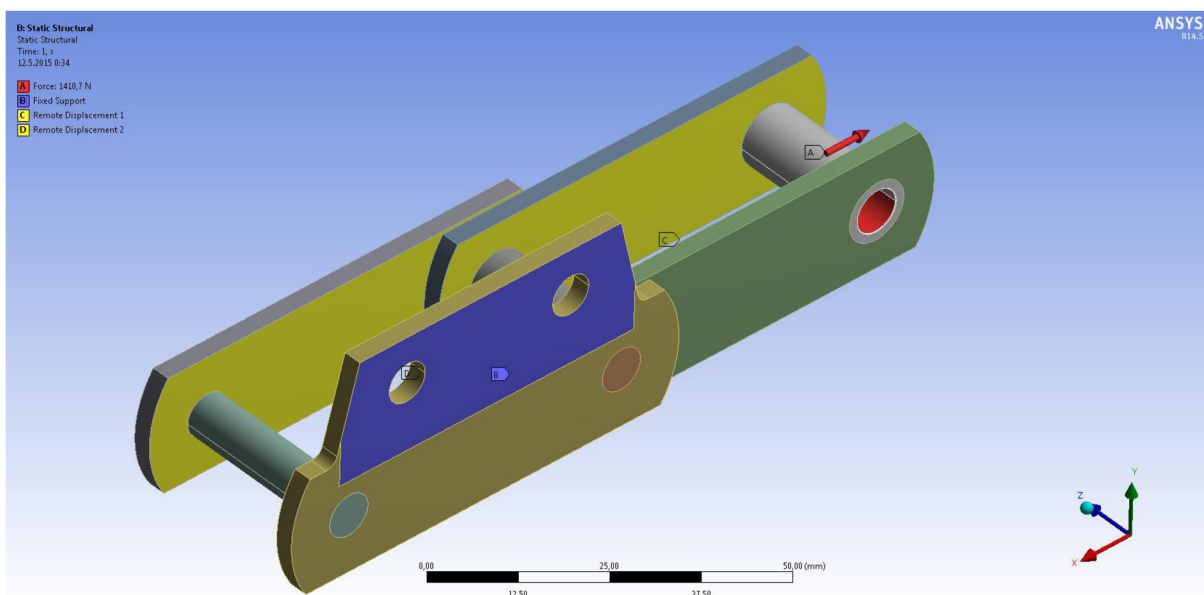
Obr. 56 Síťování modelu řetězu

6.2.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Maximální tahová síla v řetězu $F_{1\max} = 1\,410,7$ N je znázorněna pomocí síly „Force“, která je rozložena na vnitřní plochu volného pouzdra. Vedení řetězu představují vazby „Remote Displacement“ umístěné na vnitřní plochy článků řetězu, které umožňují pohyb řetězu pouze



v ose x (směr pohybu). Uchytení stírací lišty k nosnému článku je modelováno pomocí pevné vazby „Fixed Support“.



Obr. 57 Okrajové podmínky řetězu

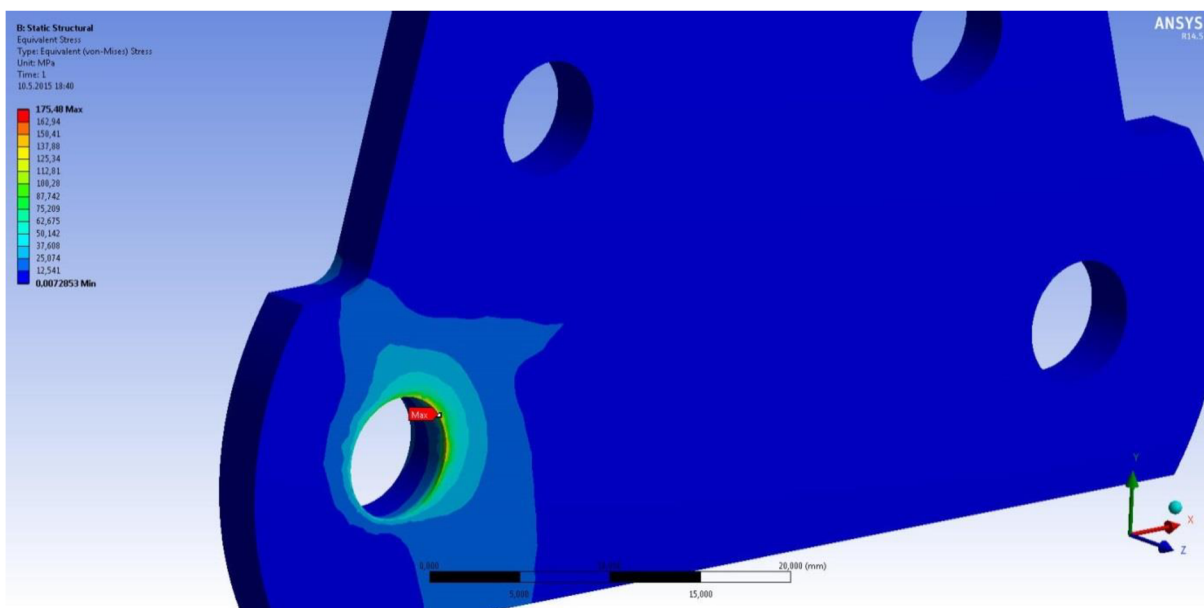


6.2.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKU

Nejvyšší ekvivalentní napětí se nachází na vnitřní straně nosného článku řetězu na hraně otvoru, ve kterém je nalisován řetězový čep. Jeho velikost je $\sigma_{\max 4} = 175,48$ MPa. Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti se potom rovná:

$$k_{k4} = \frac{R_e \cdot 1.4462}{\sigma_{\max 4}} = \frac{450}{175,48} = 2,56 \quad (109)$$

Bezpečnost řetězu je dostatečná a řetěz dané rozměrové řady tak může být použit.



Obr. 58 Místo s maximálním ekvivalentním napětím na řetězu - otvor pro čep na vnitřní straně unášecího článku



ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout konstrukční řešení mechanického čistícího stroje česlí. V úvodní kapitole bylo provedeno porovnání v současné době používaných systémů čištění česlí, na základě kterého bylo zvoleno vlastní konstrukční řešení.

Pro zvolené konstrukční řešení byl proveden výpočet průtočné rychlosti mezi česlicemi a následně technické a pevnostní výpočty pro návrh součástí pohonu mechanismu – řetězy, elektromotor s převodovkou, hnací hřídel, pojistné spojky, ložiska. Řetěz byl rovněž zkontrolován pomocí metody konečných prvků, stejně tak stírací lišta, která je nejnamáhanějším konstrukčním celkem celého stroje. Všechny výpočty byly sestaveny pro maximální zatížení mechanismu, kterého by při správném používání nemělo být nikdy dosaženo.

Mechanismus je určený pro práci ve venkovním prostředí a jeho značná část je ponořena pod vodu, proto bylo přistoupeno k použití nerezových materiálů, ložiskových jednotek s odolným těsněním a elektromotoru s příslušným stupněm ochrany (minimálně IP 54).

Práce je dále doplněna o výkresovou dokumentaci sestávající z výkresu sestavy zařízení a výkresů dalších důležitých součástí.

Tato práce neřeší ovládání a spouštění mechanismu. To by mělo být zajištěno systémem na bázi programovatelného automatu (PLC), který bude mechanismus spouštět v požadovaných časových intervalech, případně na základě rozdílu hladin před a za česlemi. Na vstup PLC by byla rovněž připojena čidla rozpojení spojek, na základě jejichž signálů by při rozpojení jedné ze spojek došlo k okamžitému vypnutí elektromotoru a oznámení poruchy.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] EVROPSKÉ HOSPODÁŘSKÉ SPOLEČENSTVÍ. *Směrnice rady 271 ze dne 21. května 1991 o čištění městských odpadních vod*. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: [http://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/smernice_odpadni_vody/\\$FILE/OOV-91_271_EHS-19910530.pdf](http://www.mzp.cz/C1257458002F0DC7/cz/smernice_odpadni_vody/$FILE/OOV-91_271_EHS-19910530.pdf)
- [2] ČSN 75 6401. *Čistírny odpadních vod pro ekvivalentní počet obyvatel větší než 500*. Praha: Ústav pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014, 40 s.
- [3] HLAVÍNEK, P., HLAVÁČEK, J. *Čištění odpadních vod*. 1. vyd. Brno: Noel, 1996, 196 s. ISBN 80-86020-00-2.
- [4] FONTANA R, s. r. o. *Fotogalerie* [online]. ©2015 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://fontanar.cz/fotogalerie.php>
- [5] INKOS CZ, a. s. *Hrubé předčištění – čištění odpadních a průmyslových vod* [online]. ©2013 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://inkos.cz/vyrobni-program/chci-hledat-podle-technologie/hrube-predcisteni>
- [6] FAIRFIELD SERVICE COMPANY OF INDIANA, LLC. *Catenary Bar Screen* [online]. ©2014 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: http://www.fairfieldservice.com/Download/ECatalogs/CATENARY_BAR_SCREEN.pdf
- [7] HUBER SE. *HUBER Curved Bar Screen CurveMax®* [online]. ©2015 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.huber.de/products/screens-and-fine-screens/perforated-plate-and-bar-screens/huber-curved-bar-screen-curve-max.html>
- [8] NORDIC WATER PRODUCTS AB. *Rotoscreen RS - Fine Screen in Stainless Steel* [online]. [cit. 2015-02-04]. 4 s. Dostupné z: http://www.nordicwater.com/download.cfm/S1127_RS_EN.pdf
- [9] NORDIC WATER PRODUCTS AB. *Monoscreen RSM - Fine Screen in Stainless Steel* [online]. [cit. 2015-02-04]. 4 s. Dostupné z: http://www.nordicwater.com/download.cfm/S1125_RSM_EN.pdf
- [10] LAKESIDE EQUIPMENT CORPORATION. *Hydronic T* [online]. [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: http://www.lakeside-equipment.com/products/hydronic_t/hydronic_t.aspx
- [11] GYRUS. *GYRUS – Technologie pro MVE* [online]. ©2013 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.gyrus-mve.cz/produkty/>
- [12] HUBER SE. *ROTAMAT® Fine Screen Ro 1* [online]. ©2015 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.huber.de/products/screens-and-fine-screens/rotamatr-screens/rotamatr-fine-screen-ro-1.html>



- [13] HUBER SE. *ROTAMAT® Rotary Drum Fine Screen Ro 2* [online]. ©2015 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.huber.de/products/screens-and-fine-screens/rotamatr-screens/rotamatr-rotary-drum-fine-screen-ro-2-perforated-plate-screen-rpps.html>
- [14] ČSN EN 12 255-3. *Čištění odpadních vod – část 3: Předčištění*. Praha: Český normalizační institut, 2002, 12 s.
- [15] HLAVÍNEK, P., JANDORA, J, J. *Hydraulika čistíren odpadních vod*. 1. vyd. Brno: Noel, 1996, 167 s. ISBN 80-86020-04-5.
- [16] ŘETĚZY VAMBERK spol. s r.o. *Katalog* [online]. ©2012 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/Katalog.pdf>
- [17] ENSIGNER GmbH. *TECAMID 12 natural - Stock Shapes* [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.ensinger-online.com/modules/public/datapdf/index.php?s1=TECAMID&s2=0&s3=SN2&s4=0&s5=0&L=0>
- [18] ENSIGNER GmbH. Polyamides (PA). *ensinger-online.com* [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.ensinger-online.com/modules/public/datapdf/index.php?s1=TECAMID&s2=0&s3=SN2&s4=0&s5=0&L=0>
- [19] FUCHS LUBRICANTS (UK) Plc. RENOLIT AQUA 2 – Fuchs. *fuchslubricants.com* [online]. ©2015 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.fuchslubricants.com/renolit-aqua-2>
- [20] PEWAG CZECH s.r.o. Pouzdrové řetězy DIN 8167. *pewag.cz* [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.pewag.cz/Products/Forderketten/Antriebstechnik/Rollenketten/Buchsenforderkette-DIN-8167.aspx>
- [21] E-KONSTRUKTER. E-konstrukter SOUČINITEL TŘENÍ. *e-konstrukter.cz* [online]. ©2013 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [22] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 2. doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6
- [23] BUREŠ, J. Valivé tření (valivý odpor) a rameno valivého odporu. *converter.cz* [online]. © 2002 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [24] TRIBOLOGY-ABC. Coefficient of friction, Rolling resistance, Air resistance, Aerodynamics. *tribology-abc.com* [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm>
- [25] ŘETĚZY VAMBERK spol. s r.o. *Návod na výpočet dopravního řetězu* [online]. ©2012 [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf



- [26] SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG. SEW-EURODRIVE DriveGate. *drivegate.biz* [online]. ©2015 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <https://www.drivegate.biz/com/>
- [27] CHR. MAYR GmbH & Co. KG. *EAS[®]-Compact[®]-R Rustproof Torque Limiting Clutches* [online]. ©2009 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: http://www.mayr.com/fileadmin/user_upload/Dokumentationen/englisch/EAS-compact_r-ra/EAS-compact-r-ra_general_catalogue.pdf
- [28] CHR. MAYR GmbH & Co. KG. CAD – mayr. *mayr.com* [online]. ©2009 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.mayr.com/en/service/cad/>
- [29] CHR. MAYR GmbH & Co. KG. *Backlash-free Torque Limiting Clutches* [online]. ©2009 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: http://www.mayr.com/fileadmin/user_upload/Dokumentationen/englisch/EAS-compact/EAS-compact_general_catalogue.pdf
- [30] ČSN 02 2562. *Pera těsná s mezními úchytkami šířky e7 nebo h9*. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [31] SHIGLEY, J., MISCHKE, CH., BUDYNAS, R. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [32] DEPARTMENT OF PHYSICAL ENGINEERING NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY KhPI. X5CrNiMo17-12-2 / 1.4401 Austenitic stainless steel. *steelnumber.com* [online]. ©2011-2015 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=106
- [33] INGJARS. *Tvarové součinitele* [online]. ©2014 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: [http://www.ingjars.estranky.cz/file/207/\(207\)tvarove-soucinitele.pdf](http://www.ingjars.estranky.cz/file/207/(207)tvarove-soucinitele.pdf)
- [34] ČSN 02 2507. *Pera a drážky - Přiřazení k hřídelům*. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [35] SKF GROUP. Stojaté ložiskové jednotky s ložisky s čárovým stykem, SKF ConCentra, pro hřídele metrických rozměrů. *skf.com/cz* [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/plummer-block-roller-bearing-units/skf-concentra-for-metric-shafts/index.html?prodid=244106009&imperial=false>
- [36] SKF GROUP. *SKF bearing housings and roller bearing units* [online]. ©2012 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/tcm:12-107915/13186%20EN%20SKF%20bearing%20housings%20and%20roller%20bearing%20units_tcm_12-107915.pdf
- [37] SKF GROUP. Trvanlivost podle SKF. *skf.com/cz* [online]. [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/using-life-equations/skf-rating-life/index.html>



- [38] ARMAT spol. s r.o. *Specifikace nerezových materiálů* [online]. ©1994-2013 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: <http://www.armat.cz/pdf/specifikace-nerezovych-oceli-chemicke-slozeni.pdf>
- [39] DEPARTMENT OF PHYSICAL ENGINEERING NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY KhPI. X2CrNiMoN22-5-3 / 1.4462 Austenitic-feritic stainless steel. *steelnumber.com* [online]. ©2011-2015 [cit. 2015-05-17]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=136



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_0	[mm]	vzdálenost příruby od hrany spojky
a_1	[-]	součinitel pro výpočet součinitele vrubu v bodě 1
a_1	[-]	součinitel spolehlivosti ložisek
a_2	[-]	součinitel pro výpočet součinitele vrubu v bodě 2
a_3	[-]	součinitel pro výpočet součinitele vrubu v bodě 3
a_l	[mm]	vzdálenost středů ložisek
a_r	[mm]	vzdálenost středu spojkového ložiska od ložiska krajního
$a_{SKF,A}$	[-]	součinitel trvanlivosti podle SKF pro ložisko v bodě A
$a_{SKF,B}$	[-]	součinitel trvanlivosti podle SKF pro ložisko v bodě B
$b_{1 \min}$	[mm]	minimální vnitřní vzdálenost vnitřních článků řetězu
$b_{2 \max}$	[mm]	maximální vnější vzdálenost vnitřních článků řetězu
$b_{3 \min}$	[mm]	minimální vnitřní vzdálenost vnějších článků
$b_{\check{c}}$	[mm]	šířka česlice
b_h	[mm]	šířka stírací lišty
b_p	[mm]	šířka průliny
b_{pt}	[mm]	šířka pera
b_r	[mm]	vzdálenost spojkových ložisek
d	[mm]	vnitřní průměr pojistné spojky
d_1	[mm]	průměr řetězového čepu
d_2	[mm]	průměr pouzdra řetězu
d_3	[mm]	průměr válečku řetězu
d_{al}	[mm]	vnitřní průměr ložiska
d_{h1}	[mm]	průměr duté hřídele převodovky
d_{h1}	[mm]	průměr válcového konce hřídele
d_{h2}	[mm]	průměr hřídele pod ložiskem
d_{h3}	[mm]	průměr hřídele pod pojistnou spojkou
d_{h4}	[mm]	průměr střední části hřídele
d_r	[mm]	roztečný průměr řetězového kola
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření pro rozhraní polymer – ocel
f_{th}	[-]	součinitel smykového tření mezi stírací lištou a ocelí
f_{tp}	[-]	součinitel čepového tření pro rozhraní polymer – ocel



f_{ts}	[-]	součinitel smykového tření mezi shrabky a ocelí
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
g_1	[mm]	výška řetězu
$h_{\check{c}}$	[mm]	ztrátová výška hladiny
$h_{\check{c}}$	[mm]	hloubka česlice
h_h	[mm]	hloubka stírací lišty
h_{pt}	[mm]	výška pera
h_v	[mm]	výsypná výška
i	[-]	sklon kanálu
i_p	[-]	převodový poměr
k_{a1}	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu v bodě 1
k_{a2}	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu v bodě 2
k_{a3}	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu v bodě 3
k_{a4}	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu v bodě 4
k_{b1}	[-]	součinitel velikosti tělesa v bodě 1
k_{b2}	[-]	součinitel velikosti tělesa v bodě 2
k_{b3}	[-]	součinitel velikosti tělesa v bodě 3
k_{b4}	[-]	součinitel velikosti tělesa v bodě 4
k_c	[-]	součinitel způsobu zatěžování
k_d	[-]	součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_{k1}	[-]	součinitel bezpečnosti pro první zátěžný stav
k_{k2}	[-]	součinitel bezpečnosti pro druhý zátěžný stav
k_{k3}	[-]	součinitel bezpečnosti pro třetí zátěžný stav
k_{k3}	[-]	součinitel bezpečnosti řetězu
k_p	[-]	součinitel přetížení
k_s	[-]	součinitel provozu
k_{u1}	[-]	součinitel bezpečnosti v bodě 1
k_{u2}	[-]	součinitel bezpečnosti v bodě 2
k_{u3}	[-]	součinitel bezpečnosti v bodě 3
k_{u4}	[-]	součinitel bezpečnosti v bodě 4
k_v	[-]	součinitel rychlosti
l_h	[mm]	výpočtová délka hřídele



l_{h1}	[mm]	délka válcového konce hřídele
l_{h2}	[mm]	vzdálenost na hřídeli dle nákresu
l_{h3}	[mm]	vzdálenost na hřídeli dle nákresu
l_{h4}	[mm]	vzdálenost na hřídeli dle nákresu
l_{h5}	[mm]	vzdálenost na hřídeli dle nákresu
l_{hs}	[mm]	celková délka hřídele
l_{pt}	[mm]	délka pera
l_r	[mm]	délka řetězu
m_h	[kg]	hmotnost stírací lišty
m_h	[kg]	hmotnost hřídele
m_k	[kg]	hmotnost řetězového kola
m_l	[kg]	hmotnost ložiskové jednotky
m_r	[kg]	hmotnost řetězu
m_s	[kg]	hmotnost shrabků
m_s	[kg]	hmotnost pojistné spojky
n	[-]	součinitel drsnosti podle Manninga
n_h	[min ⁻¹]	požadované otáčky výstupní hřídele převodovky
$n_{h,skut}$	[min ⁻¹]	skutečné otáčky výstupního hřídele převodovky
n_m	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky elektromotoru
n_{smax}	[min ⁻¹]	maximální otáčky pojistné spojky
p_0	[MPa]	základní hodnota dovoleného tlaku
p_{Dp}	[MPa]	dovolený tlak pro náboj
p_{Dr}	[MPa]	dovolený měrný tlak mezi čepy a pouzdry řetězu
p_p	[MPa]	měrný tlak perového spoje v drážce v náboji
p_r	[MPa]	měrný tlak mezi čepy a pouzdry řetězu
q_h	[N·mm ⁻¹]	liniové zatížení hřídele od vlastní hmotnosti
q_r	[kg·m ⁻¹]	délková hmotnost řetězu
r_1	[mm]	poloměr vrubu v bodě 1
r_2	[mm]	poloměr vrubu v bodě 2
s	[mm]	tloušťka článku řetězu
s_s	[mm]	průměr děr pro šrouby na přírubě pojistné spojky
t_{1pt}	[mm]	hloubka drážky pro pero v náboji
t_c	[s]	doba pracovního cyklu



t_{pt}	[mm]	hloubka drážky pro pero v hřídeli
v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost proudu v kanále
$v_{\check{c}}$	$[m \cdot s^{-1}]$	průtočná rychlost mezi česlicemi
$v_{\check{c}max}$	$[m \cdot s^{-1}]$	maximální průtočná rychlost mezi česlicemi
v_r	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost řetězu
y_I	[mm]	poloha vyšetřovaného bodu na hřídeli v úseku I
y_{II}	[mm]	poloha vyšetřovaného bodu na hřídeli v úseku II
y_{III}	[mm]	poloha vyšetřovaného bodu na hřídeli v úseku III
y_{IV}	[mm]	poloha vyšetřovaného bodu na hřídeli v úseku IV
$z_{\check{c}}$	[-]	počet česlic
z_h	[-]	počet stíracích lišt v jedné větvi řetězu
z_{hc}	[-]	počet stíracích lišt na jedné straně
z_p	[-]	počet průlin
z_r	[-]	počet řetězů
z_z	[-]	počet zubů řetězového kola
C	$[m^{0.5} \cdot s^{-1}]$	Chézyho rychlostní součinitel podle Manninga
C_{0l}	[N]	statická únosnost ložiska
C_1	[N]	dynamická únosnost ložiska
F_{1k}	[N]	korigovaná tahová síla v tažené větvi řetězu
F_{1k}	[N]	korigovaná tahová síla ve volné větvi řetězu
F_{1max}	[N]	maximální tažná síla v řetězu
F_{1n}	[N]	nominální tahová síla v tažené větvi řetězu
F_{1n}	[N]	nominální tahová síla ve volné větvi řetězu
F_2	[mm]	největší průměr pojistné spojky
$F_{\check{c}}$	[N]	síla působící na jednu česlici
$F_{\check{c}1}$	[N]	čepové tření mezi válečky a pouzdry v tažené větvi
$F_{\check{c}2}$	[N]	čepové tření mezi válečky a pouzdry ve volné větvi
$F_{\check{c}c}$	[N]	celková síla od sloupce kapaliny působící na česle
F_{g1}	[N]	složka tíhové síly ve směru pohybu řetězu v tažené větvi
F_{g2}	[N]	složka tíhové síly ve směru pohybu řetězu ve volné větvi
F_{GM}	[N]	tíhová síla od motoru
F_{GR}	[N]	tíhová síla od řetězových kol a spojek
F_{rA}	[N]	radiální síla v ložisku v bodě A



F_{rB}	[N]	radiální síla v ložisku v bodě B
F_T	[N]	výsledná síla od řetězu
F_{th1}	[N]	třecí síla mezi stírací lištou a česlicovou mříží v tažené větvi
F_{ts1}	[N]	třecí síla mezi shrabky a česlicovou mříží v tažené větvi
F_{Tx}	[N]	složka síly od řetězu v ose x
F_{Tz}	[N]	složka síly od řetězu v ose z
F_{v1}	[N]	valivý odpor válečků v tažené větvi
F_{v2}	[N]	valivý odpor válečků ve volné větvi
H	[mm]	hloubka kanálu
H_1	[mm]	bezpečnostní výška
H_{11}	[mm]	vzdálenost osy ložiska od spodní plochy ložiskové jednotky
H_1	[mm]	výška ložiskové jednotky
H_{max}	[mm]	maximální výška hladiny v kanále
L	[mm]	celková délka pojistné spojky
L_{nmhA}	[h]	trvanlivost ložiska v bodě A
L_{nmhB}	[h]	trvanlivost ložiska v bodě B
M_k	[Nm]	požadovaný krouticí moment na výstupu převodovky
$M_{k,max}$	[Nm]	maximální krouticí moment na hřídeli
M_{k1}	[Nmm]	krouticí moment v bodě 1
M_{k2}	[Nmm]	krouticí moment v bodě 1
M_{k3}	[Nmm]	krouticí moment v bodě 1
M_{k4}	[Nmm]	krouticí moment v bodě 1
M_{kp}	[Nm]	jmenovitý krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky
M_{kv}	[Nm]	nastavený vypínací moment spojky
M_{ky}	[Nmm]	krouticí moment na hřídeli
M_o	[Nmm]	výslednice ohybového momentu x
$M_{o,max}$	[Nmm]	maximální ohybový moment na hřídeli
M_{o1}	[Nmm]	ohybový moment v bodě 1
M_{o2}	[Nmm]	ohybový moment v bodě 2
M_{o3}	[Nmm]	ohybový moment v bodě 3
M_{o4}	[Nmm]	ohybový moment v bodě 4
M_{ox}	[Nmm]	ohybový moment k ose x
M_{oz}	[Nmm]	ohybový moment k ose z



M_v	[Nm]	vypínací moment spojky
O	[mm]	omočený obvod
P	[mm]	rozteč řetězu
P_{eA}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v bodě A
P_{eB}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v bodě B
P_m	[kW]	jmenovitý výkon elektromotoru
P_{mp}	[kW]	požadovaný výkon na výstupu převodovky
$P_{mp,skut}$	[kW]	skutečný výkon elektromotoru
P_{ul}	[N]	mezní únavové zatížení
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový průtok kapaliny v kanále
R	[mm]	hydraulický poloměr
R_{Ax}	[N]	reakce v bodě A v ose x
R_{Ay}	[N]	reakce v bodě A v ose y
R_{Az}	[N]	reakce v bodě A v ose z
R_{Bx}	[N]	reakce v bodě B v ose x
R_{Bz}	[N]	reakce v bodě B v ose z
$R_{e1.4462}$	[MPa]	mez kluzu materiálu 1.4462
R_{h1}	[mm]	poloměr zaoblení na hřídeli dle nákresu
R_{h2}	[mm]	poloměr zaoblení na hřídeli dle nákresu
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahumateriálu 1.4401
R_{sm}	[MPa]	mez pevnosti materiálu ve smyku 1.4401
S	[mm ²]	plocha průřezu kanálu
$S_{\check{c}}$	[m ²]	celková plocha česlic kolmá na směr rychlosti
S_h	[mm ²]	pracovní plocha stírací lišty
S_p	[mm ²]	plocha průtočného průřezu česlí
V_s	[mm ³]	objem shrabků
W_{k1}	[mm ³]	modul průřezu v krutu v bodě 1
W_{k2}	[mm ³]	modul průřezu v krutu v bodě 2
W_{k3}	[mm ³]	modul průřezu v krutu v bodě 3
W_{k4}	[mm ³]	modul průřezu v krutu v bodě 4
W_{o1}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu v bodě 1
W_{o2}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu v bodě 2
W_{o3}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu v bodě 3



W_{o4}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu v bodě 4
α	[°]	sklon česlí
$\alpha_{\sigma 1}$	[-]	součinitel tvaru pro normálové napětí v bodě 1
$\alpha_{\sigma 2}$	[-]	součinitel tvaru pro normálové napětí v bodě 2
$\alpha_{\sigma 3}$	[-]	součinitel tvaru pro normálové napětí v bodě 3
$\alpha_{\tau 1}$	[-]	součinitel tvaru pro tečné napětí v bodě 1
$\alpha_{\tau 2}$	[-]	součinitel tvaru pro tečné napětí v bodě 2
$\alpha_{\tau 3}$	[-]	součinitel tvaru pro tečné napětí v bodě 3
β	[-]	součinitel tvaru česlic
$\beta_{\tau 2}$	[-]	součinitel vrubu pro tečné napětí v bodě 2
$\beta_{\tau 3}$	[-]	součinitel vrubu pro tečné napětí v bodě 3
$\beta_{\sigma 1}$	[-]	součinitel vrubu pro normálové napětí v bodě 1
$\beta_{\sigma 2}$	[-]	součinitel vrubu pro normálové napětí v bodě 2
$\beta_{\sigma 3}$	[-]	součinitel vrubu pro normálové napětí v bodě 3
$\beta_{\tau 1}$	[-]	součinitel vrubu pro tečné napětí v bodě 1
δ_1	[mm]	maximální deformace pro první zátěžný stav
δ_2	[mm]	maximální deformace pro druhý zátěžný stav
δ_3	[mm]	maximální deformace pro třetí zátěžný stav
ε	[mm]	rameno valivého odporu pro rozhraní polymer – ocel
η_p	[-]	účinnost převodovky
ζ	[-]	momentová přetížitelnost elektromotoru
ρ_s	[kg·m ⁻³]	hustota shrabků
σ_{Co}	[MPa]	mez únavy materiálu 1.4401
σ_{max1}	[MPa]	maximální napětí pro první zátěžný stav
σ_{max2}	[MPa]	maximální napětí pro druhý zátěžný stav
σ_{max3}	[MPa]	maximální napětí pro třetí zátěžný stav
σ_{max4}	[MPa]	maximální napětí v řetězu
σ_{o1}	[MPa]	ohybové napětí v bodě 1
σ_{o2}	[MPa]	ohybové napětí v bodě 2
σ_{o3}	[MPa]	ohybové napětí v bodě 3
σ_{o4}	[MPa]	ohybové napětí v bodě 4
σ_{red1}	[MPa]	ohybové napětí v bodě 1
σ_{red2}	[MPa]	ohybové napětí v bodě 2



σ_{red3}	[MPa]	ohybové napětí v bodě 3
σ_{red4}	[MPa]	ohybové napětí v bodě 4
σ'_{Co1}	[MPa]	mez únavy hřídele v bodě 1
σ'_{Co2}	[MPa]	mez únavy hřídele v bodě 2
σ'_{Co3}	[MPa]	mez únavy hřídele v bodě 3
σ'_{Co4}	[MPa]	mez únavy hřídele v bodě 4
τ_{k1}	[MPa]	napětí v krutu v bodě 1
τ_{k2}	[MPa]	napětí v krutu v bodě 2
τ_{k3}	[MPa]	napětí v krutu v bodě 3
τ_{k4}	[MPa]	napětí v krutu v bodě 4
ΔF	[N]	požadovaná hnací síla na řetězovém kole
ΔF_{max}	[N]	maximální hnací síla na jednom řetězovém kole



SEZNAM PŘÍLOH

5D – 01 – 00	ČESLE	výkres sestavy
5D – 01 - 01 – 00	RÁM	výkres svařovací sestavy
5D – 01 – 02 – 00	STÍRACÍ LIŠTA	výkres sestavy
5D – 01 – 10	HŘÍDEL	výrobní výkres