



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MECHANICKÉ ČISTÍCÍ ČESLE PRO MALOU VODNÍ ELEKTRÁRNU

MECHANICAL SCREENS FOR A SMALL HYDROPOWER PLANT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Martin Lesák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Martin Lesák
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2019/20

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

Mechanické čistící česle pro malou vodní elektrárnu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh elektricky poháněných samočisticích česlí jako čistícího zařízení před vstupem do malé vodní elektrárny. Základní technické parametry kanálu:

šířka kanálu 2100 mm,

hloubka kanálu 1300 mm.

Cíle bakalářské práce:

Kritická rešerše obdobných zařízení.

Zdůvodněná koncepce navrženého řešení.

Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.

Pevnostní kontrola a další výpočty hlavních komponent.

Celková sestava zařízení.

Podsestava a výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

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

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

V úvodní části této bakalářské práce je provedena kritická rešerše stíracích mechanismů, používaných k čištění česlí malé vodní elektrárny. Práce dále obsahuje zdůvodněnou koncepci navrhovaného řešení, pevnostní výpočty důležitých konstrukčních prvků a výkresovou dokumentaci vybraných součástí.

KLÍČOVÁ SLOVA

česle, řetězové česle, hydraulický pohon, strojně stírané česle, malá vodní elektrárna

ABSTRACT

In the introductory part of this bachelor thesis is performed a critical search of wiper mechanisms used to clean the screens of a small hydroelectric power plant. The work also contains a substantiated concept of the proposed solution, strength calculations of important structural elements and drawing documentation of selected components.

KEYWORDS

screen, chain screen, hydraulic drive, mechanically driven screen, small hydroelectric power plant

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LESÁK, Martin. *Mechanické čisticí česle pro malou vodní elektrárnu*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121607>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 79 s. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Martin Lesák

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za jeho čas strávený při konzultacích, společnosti Pewag s.r.o. za poskytnutí 3D modelů jejich výrobků a také své rodině a přátelům za morální podporu při zpracovávání mé bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Malá vodní elektrárna	11
1.1 Části	11
1.2 Dělení malých vodních elektráren podle výkonu	11
2 Česle	12
2.1 Dělení česlí dle velikosti průlin	12
2.1.1 Hrubé česle	12
2.1.2 Střední česle	13
2.1.3 Jemné česle	14
2.2 Dělení česlí dle stupně mechanizace	14
2.2.1 Ručně stírané česle	15
2.2.2 Strojně stírané česle	15
2.2.3 Speciálně stírané česle	19
3 Konstrukční řešení	21
3.1 Zvýšení tuhosti česlicové mříže	21
3.2 Eliminace četnosti odstávek mechanismu	22
3.3 Nahrazení destrukční bezpečnostní spojky	23
3.4 Vyprazdňování hrabla	24
3.5 Dopínání řetězu	25
3.6 Spojovací články řetězu	26
3.7 Upevnění hrabla na řetěz	26
4 Výpočtové řešení	27
4.1 Volba velikosti česlic a průlin	27
4.1.1 Kontrola rychlosti proudění vody	27
4.1.2 Kontrola maximální průtočné rychlosti	27
4.2 Místní ztráty česlí	28
4.3 Kontrola česlic na ohyb	29
4.3.1 Výpočet tlakové síly	29
4.3.2 Výpočet působivé tlakové síly	29
4.3.3 Výpočet napětí v ohybu od tlakové síly	30
4.4 Výpočet hnacího hřídele	32
4.4.1 Výpočet sil působících na hnací kladky při provozním stavu	32
4.4.2 Výpočet silových účinků na hřídel při provozním stavu	38
4.4.3 Určení a kontrola průměru hřídele	46
4.4.4 Pevnostní kontrola svarů na hřídeli	48

4.5	Pevnostní kontrola hrabla	50
4.5.1	Kontrola napětí v ohybu hrabla při havarijním stavu	52
4.5.2	Kontrola napětí ve svarech hrabla při havarijním stavu	53
4.6	Výpočet délky těsného pera hřídele	55
4.7	Výpočet pohonu	56
4.7.1	Výpočet převodového poměru	57
4.7.2	Kontrola použité převodovky	58
4.7.3	Volba velikosti bezpečnostní třecí spojky	59
4.8	Volba ložisek hřídele	60
4.8.1	Výpočet radiálního zatížení	60
4.8.2	Výpočet minimální únosnosti ložisek	60
	Závěr	61
	Seznam použitých zkratk a symbolů	64
	Seznam příloh	69

ÚVOD

Odedávna patří vodní toky mezi základní zdroje energie. Dříve se tato energie využívala například pro mletí obilí, ale dnes převážně pro výrobu elektřiny. K přeměně potenciální energie vody na energii elektrickou slouží vodní elektrárny. K zajištění co nejvyšší efektivity celého zařízení je nutné, aby voda před vstupem do turbíny byla bez nečistot, které by ji mohly poškodit, nebo měly za následek omezení její funkce. Z těchto důvodů se na vstupu do vodní elektrárny umisťují čistící česle.

Problematiku mechanicky stíraných jemných česlí jsem si zvolil s přihlédnutím na skutečnost, že můj dlouholetý známý provozuje dvě malé vodní elektrárny. Obě tato vodní díla jsou osazena jemnými i hrubými česlí. Hrubé jsou čištěny ručně a jemné mechanicky. Jedny jemné česle jsou stírané hrablem, jehož posun je řešen ozubeným hřebenem a zdvih hydraulickým pístem. Jsou nové a spolehlivé, ale jejich pohon je příliš pomalý. Druhé jemné česle jsou řetězové. Zde je hrablo upevněno na článkovém řetězu, který je hnaný ozubenými kladkami. Kladky jsou poháněné elektromotorem přes šnekovou převodovku. Tento mechanismus je rychlý a účinný, ale konstrukce je již stará, nespolehlivá a vyžaduje časté opravy. Protože je jeho náhon situován v oblasti s velkým množstvím listnatých stromů, které v období padání listů způsobují velké znečištění vodního toku, je nutné zajistit rychlé, a hlavně spolehlivé stírání. Tato bakalářská práce je proto zaměřena na úpravu klíčových prvků řetězových česlí, které jsou ověřeny pevnostními výpočty.

Cílem bakalářské práce je provést kritickou rešerši obdobných stíracích zařízení. Na základě kritické rešerše zdůvodnit koncepci navrženého řešení. Provést funkční a pevnostní výpočty jednotlivých navržených komponent a zpracovat výkresovou dokumentaci sestavy a vybraných konstrukčních prvků.

Kanál pro usazení česlí má rozměry: šířka 2100 mm a hloubka 1300 mm. Průtok vody je 2500 l/s. Poháněné budou mechanicky pomocí elektromotoru a článkového řetězu a řízené elektronicky pomocí hladinových a otáčkových čidel.

1 MALÁ VODNÍ ELEKTRÁRNA

Dle platné legislativy je malá vodní elektrárna elektrárnou, jejíž výkon nepřesahuje 10 MW. Většinou se tyto elektrárny vystavují jako průběžné, což znamená, že jsou závislé na okamžitých hydrologických podmínkách. Elektřina vyráběná pomocí malých vodních elektráren do elektrizační soustavy je nejlacinější elektrickou energií. [1]

1.1 ČÁSTI

Vodní elektrárny se skládají z několika částí: vzdouvacího zařízení, odběrného zařízení, přivaděče, vyrovnávací komory, tlakového potrubí, strojovny a odpadu. [2]

Vzdouvací zařízení umožňuje ovlivnit spád a zásobu vody na požadovanou hodnotu. Tímto zařízením může být jez nebo přehrada.

Odběrné zařízení slouží k vtoku vody do přivaděče. Ovlivňuje množství vody tekoucí k turbíně. Další úlohou je separace nečistot pomocí česlí.

Přivaděčem se voda přivádí k elektrárně. Dělí se na beztlakové a tlakové.

Vyrovňovací komora je ochrana před vodním rázem, ke kterému dochází při každé změně odběru vody.

K přívodu vody na lopatky turbíny slouží tlakové potrubí. Toto potrubí bývá navrhováno co nejkratší z důvodu co největší eliminace vodního rázu.

Strojovnou je část vodní elektrárny, ve které se nachází turbína.

Z turbíny voda odtéká savkou, za ní je odpad, jenž odvádí vodu do toku.

1.2 DĚLENÍ MALÝCH VODNÍCH ELEKTRÁREN PODLE VÝKONU

MVE se dělí podle výkonu na 4 typy. [3]

Domácí vodní elektrárny. (do 35 kW)

Vodní mikroelektrárny. (do 100 kW)

Vodní minielektrárny. (do 1 MW)

Průmyslové vodní elektrárny. (do 10 MW)

2 ČESLE

Bez česlí by malé vodní elektrárny, ale ani čistírny a úpravný vod, nemohly fungovat. Slouží totiž k separaci nečistot a splavenin z vody. Těmito nečistotami mohou být větve, špalky, listí a v zimním období i ledové kry. Dalšími neodmyslitelnými nečistotami jsou také odpadky, jako jsou plastové láhve nebo igelitové tašky. Všechny tyto nečistoty by mohly dané zařízení poškodit nebo neblaze ovlivnit funkci a účinnost.

Česle se skládají z navzájem propojených česlic tvořících mříž. Mezi jednotlivými česlicemi jsou mezery nazývané průliny.

2.1 DĚLENÍ ČESLÍ DLE VELIKOSTI PRŮLIN

Česle se dělí podle ČSN EN 12255-3 do tří skupin dle velikostí průlin.

2.1.1 HRUBÉ ČESLE

Průliny v rozsahu 20 až 50 mm.

Tyto česle slouží k zachycení, nebo odklonění velkých předmětů, jenž by mohly poškodit ochranné stavidlo nebo následující česle a zařízení. Jsou tvořeny svisle umístěnými traverzami nebo nejlépe silnostěnnými trubkami. Tyto segmenty jsou zpravidla zabetonovány k základu.



Obr. 1 Hrubé česle

2.1.2 STŘEDNÍ ČESLE

Průřiny v rozsahu 10 až 20 mm.

Střední česle jsou obdobou hrubých česlí s rozdílem, že se umísťují pod sklonem 45° až 60°. Používají se zřídka.



Obr. 2 Střední spodem stírané česle FONTANA R [4]

2.1.3 JEMNÉ ČESLE

Průliny v rozsahu 2 až 10 mm.

Jemné česle se používají na všech vodních elektrárnách. Je to poslední čištění vody před vstupem do turbíny. Jejich úkolem je zachytit všechny nečistoty, které by mohly poškodit vodní turbínu. Průliny by u jemných česlí měly dosahovat menších rozměrů, než je nejmenší průtokový průřez vodní turbíny. Navrhují se ve sklonu 60° až 70° (u strojně stíraných až 85°), což umožňuje jejich jednoduché čištění. [3] Kvůli snížení odporů vůči vodě se používají různé průřezy česlic. Jako nejlevnější řešení se používá obdélníkový a kulatý průřez. Obdélníkový však klade vodě velký odpor a kulatý není dostatečně tuhý. U velkých vodních elektráren se používá kapkovitý průřez, který při zachování velké tuhosti klade vodě minimální odpor. [5]



Obr. 3 Jemné česle Gyrus [6]

2.2 DĚLENÍ ČESLÍ DLE STUPNĚ MECHANIZACE

Aby česle kladly vodě co nejmenší odpor, nestačí použít pouze nejvhodnější tvar česlic. Je nutné zajistit, aby na nich neulpívaly splaveniny a neucpávaly tak průliny česlic. Tím by docházelo ke zvyšování odporu a následnému velkému rozdílu hladin před a za česli.

Jako řešení této problematiky se využívá stírání česlí. To může být zajištěno různými způsoby v závislosti na potřebě a požadavcích.

2.2.1 RUČNĚ STÍRANÉ ČESLE

Toto řešení je nejlevnější a nejjednodušší, avšak je nutná obsluha. Využívají se tehdy, není-li zanášení česlí tak časté. Například jako hrubé předčištění v čistírnách odpadních vod. Pro co možná nejsnadnější odklizení shrabků se využívá velký sklon (45°- 60°). Stírání se provádí nástrojem připomínajícím hrábě, kdy se shrabky shrabují do žlabu umístěného v horní části česlí. Tam se nechávají okapat a následně se likvidují.



Obr. 4 Ručně stírané česle [7]

2.2.2 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE

V oblastech, kde by ruční stírání bylo nevýhodné nebo z jiného důvodu nevhodné, se využívá stírání strojní. To přináší spoustu výhod, ať už z hlediska rychlosti stírání, tak i z hlediska množství a velikosti shrabků. Největší výhodou je však možnost automatizace, čímž odpadá nutnost obsluhy.

ŘETĚZOVÉ ČESLE

Tato česle jsou poháněné elektromotorem uloženým v horní části. Ten pohání hřídel s hnacími kladkami, které pohánějí řetěz. Řetěz se nachází na přední straně česlicové mříže a je napínán ve spodní části kladkami. Na tomto řetězu jsou připevněny stírací lišty, které stírají shrabky do odpadního žlabu. Mezi výhody patří velká hloubka stírání a vysoká produktivita v případě velkého množství splavenin.



Obr. 5 Řetězové česle [8]

ŘETĚZOVÉ ČESLE SPODEM STÍRANÉ

Spodní stírání česlí je obdobou klasického řetězového stírání. Hlavní rozdíl je uložení stíracích lišt za česlicemi. Lišty jsou opatřeny segmenty procházejícími pružinami, díky kterým dochází ke stírání česlic. Při průtoku vody česlemi dochází ale k odtlačování stíracích lišt směrem od česlic. Nutností je tedy jejich podélné vedení. Toto řešení eliminuje zaklínění nečistot mezi jednotlivými česlicemi, je však málo tuhé a náchylné na ohnutí česlic.



Obr. 6 Střední spodem stírané česle FONTANA R [4]

ČESLE VOZÍKOVÉ

Vozík se skládá z pojezdového rámu, pohonné jednotky s převodovkou, hrabla a mechanismu pro zvedání hrabla. Celý vozík se pohybuje po rámu česlí pomocí ozubených hřebenů. Zvedací mechanismus zajišťuje zvednutí hrabla při pohybu vozíku směrem do vody. Ve spodní části česlí mechanismus opět hrablo sklopí a vozík vyjede do horní polohy, kde hrablo setře shrabky do odpadového žlabu nebo kontejneru.



Obr. 7 Vozíkové česle INKOS [9]

HYDRAULICKÉ ČESLE TELESKOPICKÉ

Hydraulické teleskopické česle se skládají ze základny s elektromotorem a rozvaděči, z teleskopického ramene poháněného dvěma přímočarými hydromotory a hrabla. Hrablo je pevně spojeno s ramenem. Jeden z hydromotorů slouží ke zvednutí ramene od česle a druhý slouží k vysouvání teleskopického ramene směrem do vody. Ve spodní části česlí první hydromotor přitlačí rameno zpět k česli a druhý hydromotor zajistí setření. Výhodou tohoto řešení je velká šíře hrabla, je však nutné zajistit dostatečný prostor nad mechanismem pro teleskopické rameno.



Obr. 8 Teleskopické hydraulické česle Gyrus [6]

HYDRAULICKÉ ČESLE DVOURAMENNÉ

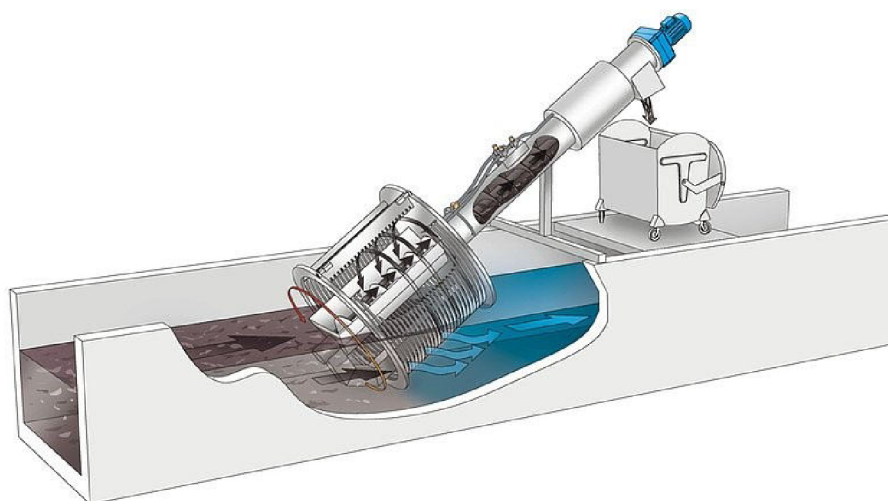
Dvouramenné má proti teleskopickému robustnější konstrukci. Pohyb obou ramen je zajištěn dvěma hydromotory, nebo jedním hydromotorem s pákovým mechanismem. Vyznačuje se velkou šířkou hrabla.



Obr. 9 Dvouramenné hydraulické česle Gyrus [6]

BUBNOVÁ ČESLE

Bubnová česle se instalují převážně do žlabu, pod úhlem 35°, a jsou doplněny šnekovým dopravníkem. Znečištěná voda vtéká otevřeným dnem na vnitřní stěny česlicového bubnu. Při čištění po vnitřní straně přejede otočné rameno a zastaví se v horní poloze bubnu. Z této polohy shrabky padají do centrálně uloženého šnekového dopravníku.



Obr. 10 Bubnové česle ROTAMAT® [10]

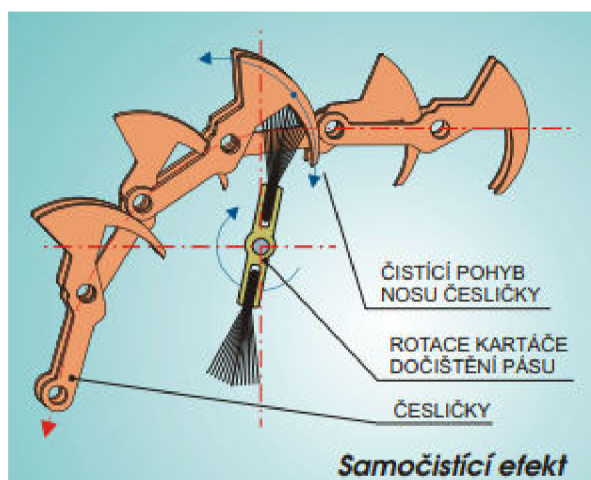
2.2.3 SPECIÁLNĚ STÍRANÉ ČESLE

SAMOČISTÍCÍ ČESLE

Funkce samočisticích česlí spočívá v nekonečném česlicovém pásu, složeného z malých tvarových segmentů. Segmenty svým tvarem a pohybem při obracení směru pásu napomáhají setření shrabků, které následně spadnou do odpadového žlabu. Pro co nejdokonalejší očištění česlicových segmentů se v horní části používá rotační kartáč. [11]



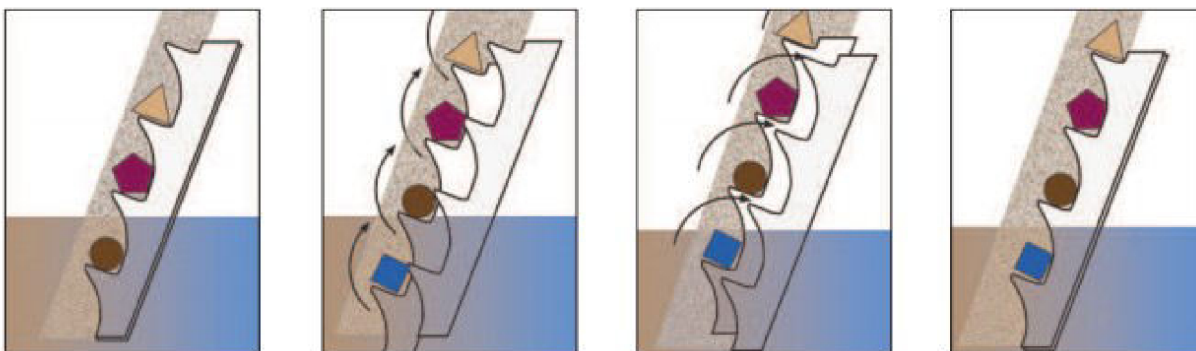
Obr. 11 Česlicové segmenty firmy Fontana R [11]



Obr. 12 Detail dočištění česlicových segmentů [11]

STUPŇOVITÉ ČESLE

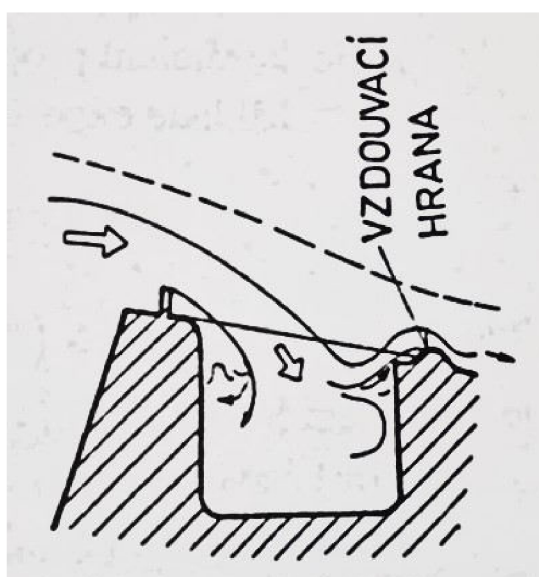
Funkce spočívá ve dvou česlicových mřížích, z nichž jedna je pohyblivá. Každá česlice má ze směru toku vody schodovité výstupky, které zajišťují posouvání nečistot směrem vzhůru. Všechny zachycené nečistoty a jejich pomalý posun přispívají k zachytávání dalších nečistot.



Obr. 13 Ukázka pohybu stupňovitých česlí [12]

ČESLE DNOVÝCH ODBĚRŮ

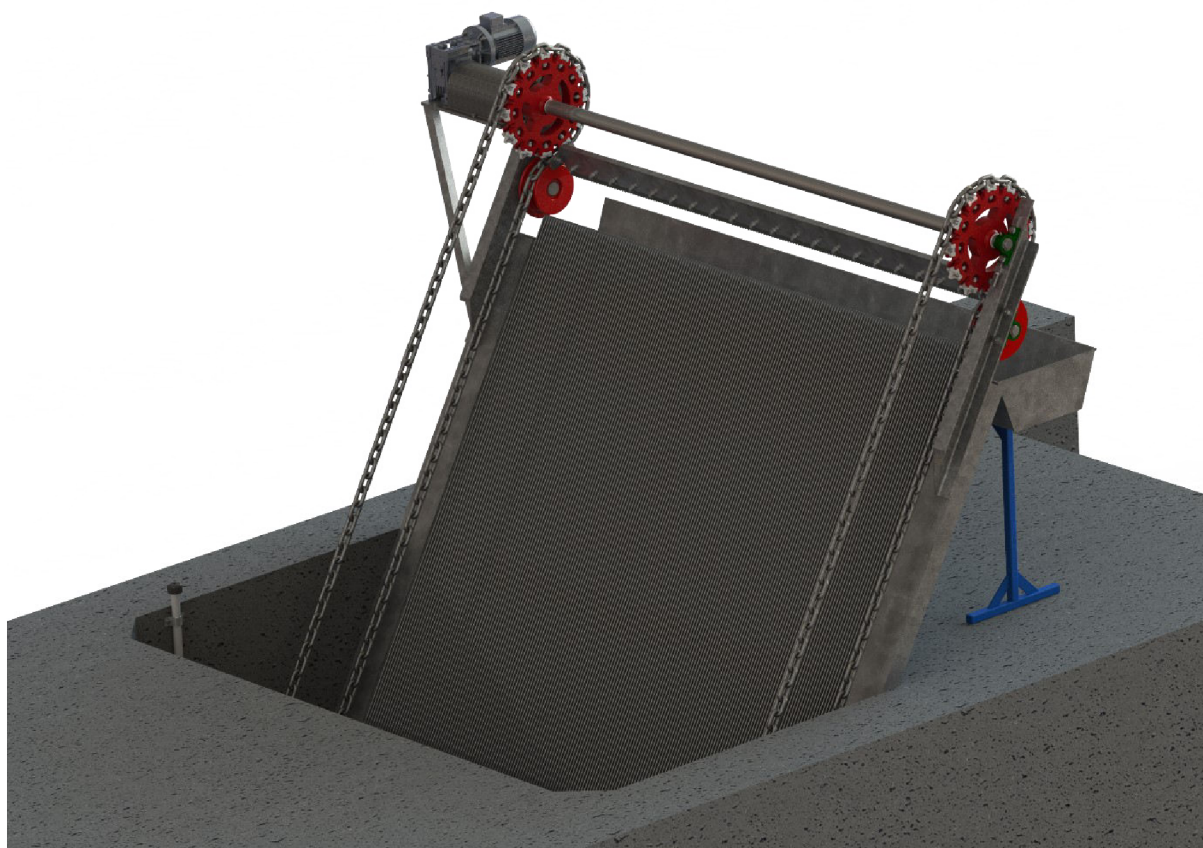
Tento typ samočisticích česlí je používán zejména v horských podmínkách. Skládají se z betonového odběrného žlabu, který je překryt hustými jemnými česlí. Pro zvýšení samočisticí schopnosti se česlice vyrábějí ze sklolaminátu a jsou upevněny pouze na vtokové části žlabu. Druhý konec přechází a je opřen o vzdouvací hranu, za kterou dochází vlivem proudění ke vzniku válcového víru. Ten výrazně rozkmitává česlice a napomáhá tak samočištění.



Obr. 14 Řez odběrným žlabem [1]

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Jak jsem zmiňoval v úvodu, při návrhu jemných mechanicky stíraných řetězových česlí jsem se inspiroval již navrženým funkčním řešením. Při konzultaci s majitelem bylo však odhaleno několik konstrukčních nedostatků, které jsem se snažil při svém návrhu eliminovat.



Obr. 15 Mnou navržené česle

3.1 ZVÝŠENÍ TUHOSTI ČESLICOVÉ MŘÍŽE

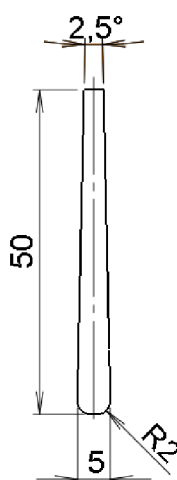
V původním řešení se nachází česlicová mříž, složená z česlic obdélníkového průřezu o rozměru 5x20 mm s velikostí průlin 10 mm. Tímto zde dochází hned k několika problémům.

Česlicová mříž a její nosná konstrukce není dostatečně tuhá a při větším ucpání, nebo zvýšené rychlosti proudění, dochází k mírnému prohýbání celé konstrukce. Tím se snižuje efektivita stírání nečistot hrablem a tím účinnost vodní elektrárny.

Dalším problémem je velikost průlin. Proud vody s sebou unáší velké množství nečistot, které zapadnou ideálně do této průliny a následně se zaklíní. Nejhojnějším předmětem způsobujícím tento problém jsou plody dubu, žaludy. Tento problém neblaze ovlivňuje průtok vody a tím účinnost vodní elektrárny.

Posledním problémem je samotný průřez česlic. Obdélníkový průřez je levný na výrobu, ale způsobuje velké hladinové ztráty při obtékání vodou. Tím se opět snižuje účinnost vodní elektrárny.

Při návrhu mé česlicové mříže jsem se na tyto nedostatky zaměřil a snažil se je co nejvíce eliminovat. Použil jsem proto česlice kapkovitého průřezu o rozměrech 5x50 mm s velikostí průřin 8 mm. Zvětšený průřez kapkovitého tvaru česlic zajistí podstatně vyšší tuhost mříže a zároveň menší ztráty při obtékání vodou. Zmenšení velikosti průřin zabrání zaseknutí žaludů a dalších podobně velkých nečistot. Kapkovitý průřez disponuje další výhodou. Tou je eliminace zaseknutí nečistot mezi česlicemi díky zvětšující se průřině směrem od čela česlic. To znamená, že když už se předmět vtlačí mezi česlice, tak následně, díky zvětšující se průřině, propadne skrz. Díky velikosti průřin to však nemůže být předmět, jenž by svou velikostí ohrozil funkci elektrárny.



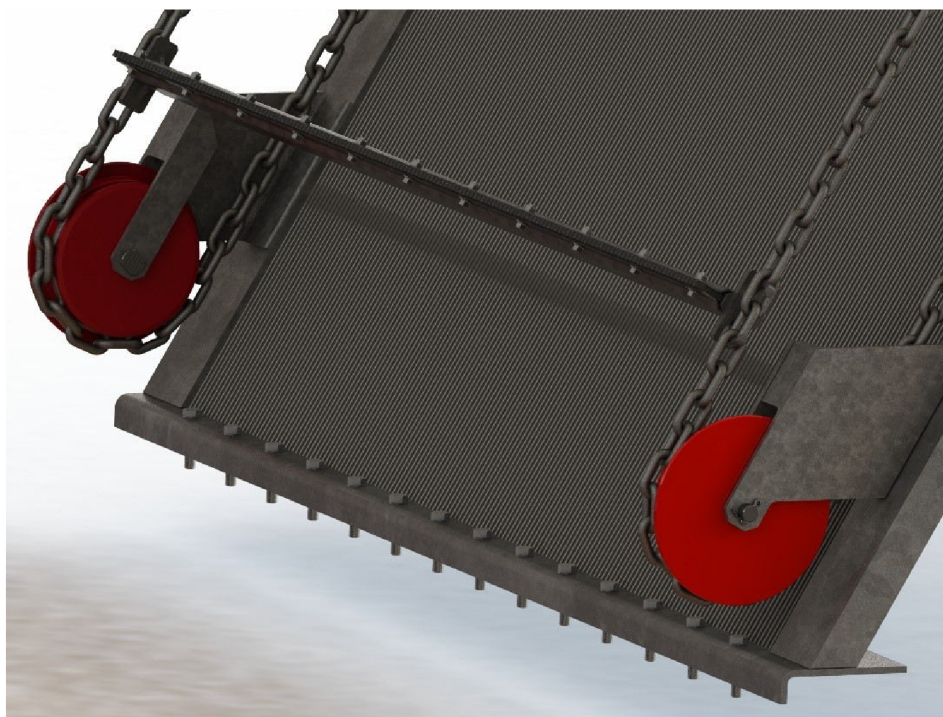
Obr. 16 Mnou navrhovaný průřez česlic

3.2 ELIMINACE ČETNOSTI ODSTÁVEK MECHANISMU

Řetězový stírací mechanismus obsahuje 4 důležité kladky, 2 hnací umístěné v horní části mříže a 2 hnané v dolní části. Horní kladky jsou spojeny hřídelem, který přenáší kroučící moment od motoru přes kladky na řetěz. Spodní kladky jsou v původním řešení spojeny hřídelem také. Ten ale slouží pro rozložení nerovnoměrnosti sil od stírání do obou hnacích kladek a tím přispívá k tuhosti celé soustavy.

Díky předsazeným hrubým česlím by se neměly větší nečistoty, zpravidla silnější větve nebo polena, dostat až k jemným česlím. Bohužel se tak někdy stává. Tím vzniká velká pravděpodobnost zaklesnutí této větve mezi spodní hřídel a hrablo. V případě, že je větev slabá, jednoduše ji mechanismus zlomí a po chvíli vynese z vody jako ostatní nečistoty. Bohužel je dost často tato nečistota velká natolik, aby celý mechanismus zastavila nebo poškodila. Poškození mechanismu je v nynějším řešení zabráněno destruktivní spojkou mezi převodovkou a hnacím hřídelem, která se při každé takovéto havárii mění za nový kus.

Tyto kolize jsou vyřešené odstraněním spodního hřídele. Následkem je vymyslet nové uchycení spodních vodících kladek od firmy Pewag s.r.o. (viz. Příloha 1). To je řešeno pomocí svařené základny s otvory pro čep, na němž je nasazená kladka s iglidurovými ložisky H370 od firmy Igus ® (viz. Příloha 2). Dále bylo nutné uvažovat přenášení všech sil pouze horním hřídelem. Hřídel jsem navrhl svařovaný ze tří dílů se střední částí z trubky o rozměru 50x8. Ta zajistila dostatečnou pevnost pro přenos kroutícího momentu, a především podstatně nižší pootočení vzdálenějšího konce hřídele.



Obr. 17 Spodní část česlí

3.3 NAHRAZENÍ DESTRUKČNÍ BEZPEČNOSTNÍ SPOJKY

Jak bylo zmíněno v 3.2, poškození mechanismu je zabráněno destruktivní spojkou. Toto řešení je dosti neekonomické a výměna spojky je časově náročná.

Pro nahrazení původního řešení jsem použil bezpečnostní třecí řetězovou spojku typ RK od firmy T.E.A. Technik s.r.o. (viz. Příloha 3) Ta pomocí KM matice a podložky umožňuje přesné nastavení požadovaného kroutícího momentu, při kterém má spojka proklouznout, aby nedošlo k poškození mechanismu. Díky spojení obou dílů spojky dvojitým válečkovým řetězem lze po sejmutí řetězu radiálně oddělit montážní celek bez axiálního vyosení. Spojka však nesnese velkou nesouosost (dle velikosti 0,2-0,5 mm). Nesouosost jsem vyřešil použitím kardanova hřídele dle DIN 808 od společnosti Still (viz. Příloha 4). Celá sestava spojky, čidel a kardanova hřídele je pod odnímatelným plechovým krytem.

Pro zajištění zastavení mechanismu jsou na výstupech převodovky a třecí spojky umístěny snímače otáček. V případě, že dojde k havarijnímu stavu, signály z obou čidel nebudou souhlasit a řídicím programem bude vyhodnocena chyba, která zastaví motor.

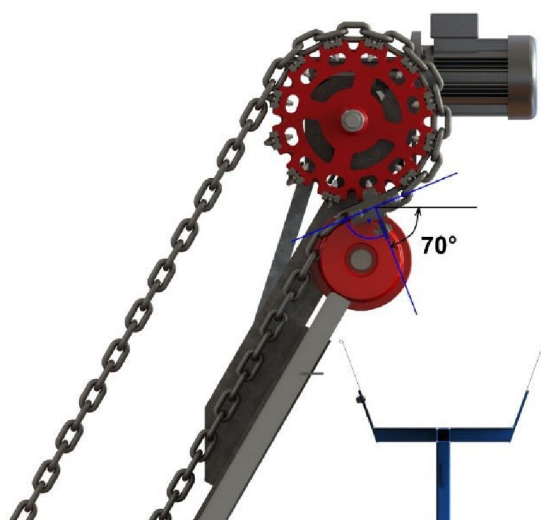


Obr. 18 Pojistná třecí spojka od firmy T.E.A. technik s.r.o. [13]

3.4 VYPRAZDŇOVÁNÍ HRABLA

Když hrablo plné shrabků dosáhne při stírání konce česlic, hrablo nijak nemění svůj výsypný úhel a velké množství shrabků zůstane ulpělých na hrable. Následně se vrací do vody a cyklus se opakuje. To výrazně prodlužuje dobu čištění vody před česli.

Pro zajištění lepšího čištění hrabla jsem do mechanismu přidal 2 vodící kladky a zvětšil průměr hnacích kladek. Tím jsem dosáhl výrazně většího výsypného úhlu proti původnímu řešení a čištění hrabla je tak účinnější.



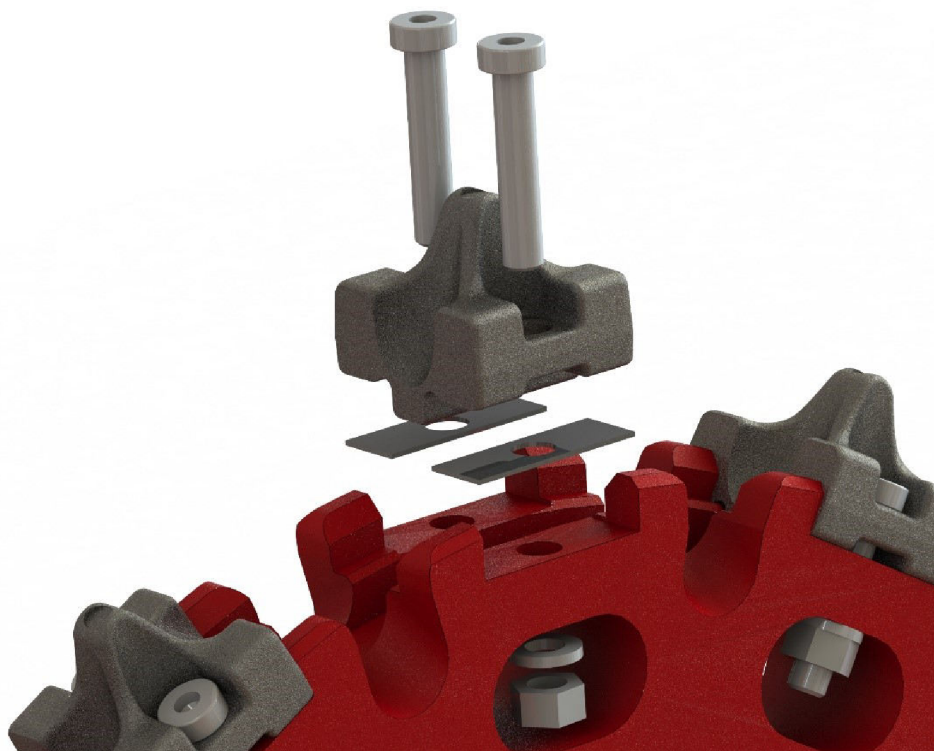
Obr. 19 Výsypný úhel hrabla

3.5 DOPÍNÁNÍ ŘETĚZU

Z důvodu opotřebení řetězu a všech kladek mechanismu je nutné řetěz dopínat.

U původního řešení je dopínání řetězu řešeno pomocí napínacích kladek, kde je napínací síla vyvozena pružinami. Z důvodu proměnlivého zatížení mechanismu, vlivem rozdílných hmotností shrabků, vyprazdňováním hrabla a velkých setrvačných sil řetězu, dochází k velkému kmitání řetězu. Toto kmitání nejsou pružiny schopné dostatečně eliminovat a stává se, že se řetěz vyvlékne z vodících a hnacích kladek.

Díky zvoleným hnacím kladkám RHV-A od firmy Pewag s.r.o. (viz. Příloha 5) je možné upravovat velikost roztečné kružnice kladky. Tím lze kompenzovat i opotřebením řetězu způsobené zvětšování rozteče článků. Této vlastnosti je dosaženo pomocí podložek, které se vkládají pod jednotlivé zuby hnací kladky. Jemného dopnutí řetězu je následně dosaženo pomocí stavěcích šroubů tlačících na ložiskové domečky hřídele. Díky geometrii zmíněné v 3.4 navíc nedochází k silovým rázům od hrabla.



Obr. 20 Ozubení hnací kladky RHV-A

3.6 SPOJOVACÍ ČLÁNKY ŘETĚZU

Pro časté opravy a jednoduchou demontáž je spojení řetězu uskutečněno jednoduchými články ve tvaru C. To jsou články řetězu s vyříznutou boční částí. Jejich výhoda je velice jednoduchá montáž i demontáž. Nevýhodou je však při nedostatečně napnutém řetězu jejich nespolehlivost, a naopak při příliš napnutém řetězu nízká pevnost.

Protože předpokládám bezúdržbové zařízení, zanedbávám potřebu rychlé demontáže a volím spojovací články řetězu VHV od firmy Pewag s.r.o. (viz. Příloha 6). Jejich výhoda je ve spolehlivém spojení řetězu za obou výše zmíněných stavů a v zachování poměrně jednoduché demontáže.



Obr. 21 Spojovací článek VHV

3.7 UPEVNĚNÍ HRABLA NA ŘETĚZ

Hrablo je k řetězu přivařeno přímo na řetězový článek. V případě poruchy nebo údržby mechanismů je nemožné hrablo oddělit od řetězu a manipulace je složitá.

Pro usnadnění montáže i demontáže mnou navrženého zařízení použiji letmé uchycení FDD od firmy Pewag s.r.o. (viz. Příloha 7), které je přivařeno na hrablo. Toto uchycení umožňuje snadnou montáž i demontáž při uvolněném řetězu.



Obr. 22 Letmé uchycení FDD

4 VÝPOČTOVÉ ŘEŠENÍ

PODMÍNKY PRO NÁVRH JEMNÝCH ČESLÍ

Průtoková rychlost v profilu česlí by měla být podle normy ČSN 75 6401 [18] v rozmezí 0,6 až 1 m/s. Maximální rychlost mezi česlicemi by neměla být vyšší než 1,4 m/s, aby nedocházelo k protlačování nečistot skrz česle.

Pro případné selhání čistícího mechanismu, se česle dimenzují na úplné ucpání.

4.1 VOLBA VELIKOSTI ČESLIC A PRŮLIN

Vzdálenost mezi česlicemi se vždy volí menší než nejužší protékající kanál turbíny. Tím je myšlen například mezilopatkový prostor. Poměr délky stran česlic volím 1:10 (5:50 mm). Velikost průlin volím 8 mm. Z těchto hodnot vychází počet česlic 161 kusů na 2,1 m.

4.1.1 KONTROLA RYCHLOSTI PROUDĚNÍ VODY

$$v_p = \frac{Q_V}{B \cdot H} = \frac{2,5}{2,1 \cdot 1,3} = 0,92 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1)$$

Kde: v_p [m · s⁻¹] – rychlost proudění vody před česli

Q_V [m³ · s⁻¹] – objemový průtok kanálem

B [m] – šířka kanálu

H [m] – výška hladiny

Z výsledku je patrné splnění jedné ze základních podmínek pro konstrukci česlí.

$$0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} < v < 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

4.1.2 KONTROLA MAXIMÁLNÍ PRŮTOČNÉ RYCHLOSTI

$$v_{max} = \frac{Q_V}{S_{\xi}} = \frac{Q_V}{(B - 161 \cdot s) \cdot \frac{H}{\sin \alpha}} =$$

$$= \frac{2,5}{(2,1 - 161 \cdot 0,005) \cdot \frac{1,3}{\sin(60^\circ)}} = 1,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2)$$

Kde: v_{max} [m · s⁻¹] – rychlost proudění vody v profilu česlí

S_{ξ} [m²] – průtočná plocha mezi česlicemi

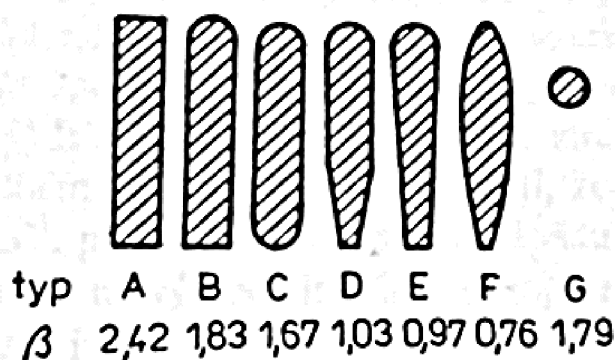
s	[m]	– šířka profilu česlice
α	[°]	– sklon česlí v kanále

Z výsledku je patrné splnění jedné ze základních podmínek pro konstrukci česlí.

$$v_{max} < 1,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

4.2 MÍSTNÍ ZTRÁTY ČESLÍ

Z důvodu zúžení průtočného průřezu mezi česlicemi je voda nucena zvýšit svou rychlost. Tím dochází k zvýšení odporu třením a zároveň k víření vody kolem česlic. Díky těmto ztrátám dochází k rozdílu hladin před a za česlí. Tento rozdíl výšky hladiny má neblahý vliv na výkon vodní elektrárny. Tyto ztráty se dají z velké části ovlivnit průřezem česlic. Na průřezu česlice je závislý tvarový součinitel β viz Obr. 22.



Obr. 23 Tvary průřezů česlic a jejich součinitele β [14]

Volím průřez typu E z důvodů zmíněných v kap.3.1.

Pro výpočet hladinových ztrát se vychází z následující rovnice. [14]

$$\Delta H = \beta \cdot \left(\frac{s}{b}\right)^{\frac{4}{3}} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \sin(\alpha) = 0,97 \cdot \left(\frac{0,005}{0,008}\right)^{\frac{4}{3}} \cdot \frac{0,92^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \sin(60^\circ) = 0,019 \text{ m} \quad (3)$$

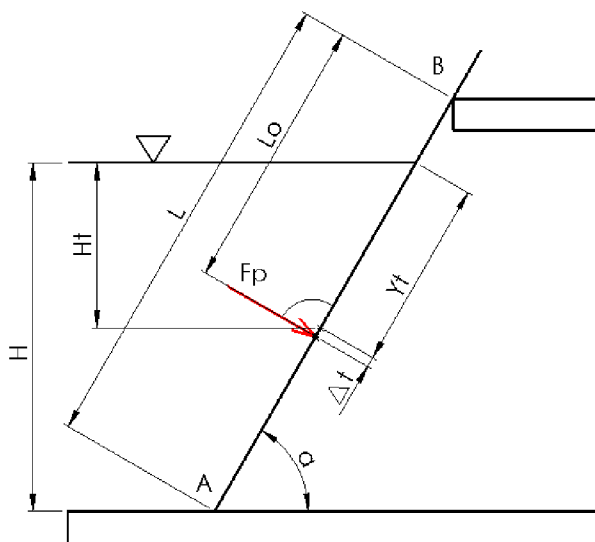
Kde:	ΔH	[m]	– místní výšková ztráta na česlích
	β	[-]	– tvarový součinitel česlice viz. obr. 15
	b	[m]	– velikost průlin mezi česlicemi
	g	[m.s ⁻²]	– gravitační zrychlení

Rovnice však počítá s nezanešenými česlicemi. Při provozu je tedy nutné předpokládat vyšší výškové ztráty.

4.3 KONTROLA ČESLIC NA OHYB

4.3.1 VÝPOČET TLAKOVÉ SÍLY

Tlakovou sílu počítám jako hydrostatický tlak na šikmou rovinnou plochu. Materiál česlic je korozivzdorná ocel 1.4016 s mezí kluzu 240 MPa. [19]



Obr. 24 Tlaková síla

$$F_p = B \cdot \frac{H}{\sin \alpha} \cdot \rho_v \cdot g \cdot H_t = 2,1 \cdot \frac{1,3}{\sin 60} \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,3}{2} = 20100,1 \text{ N} \quad (4)$$

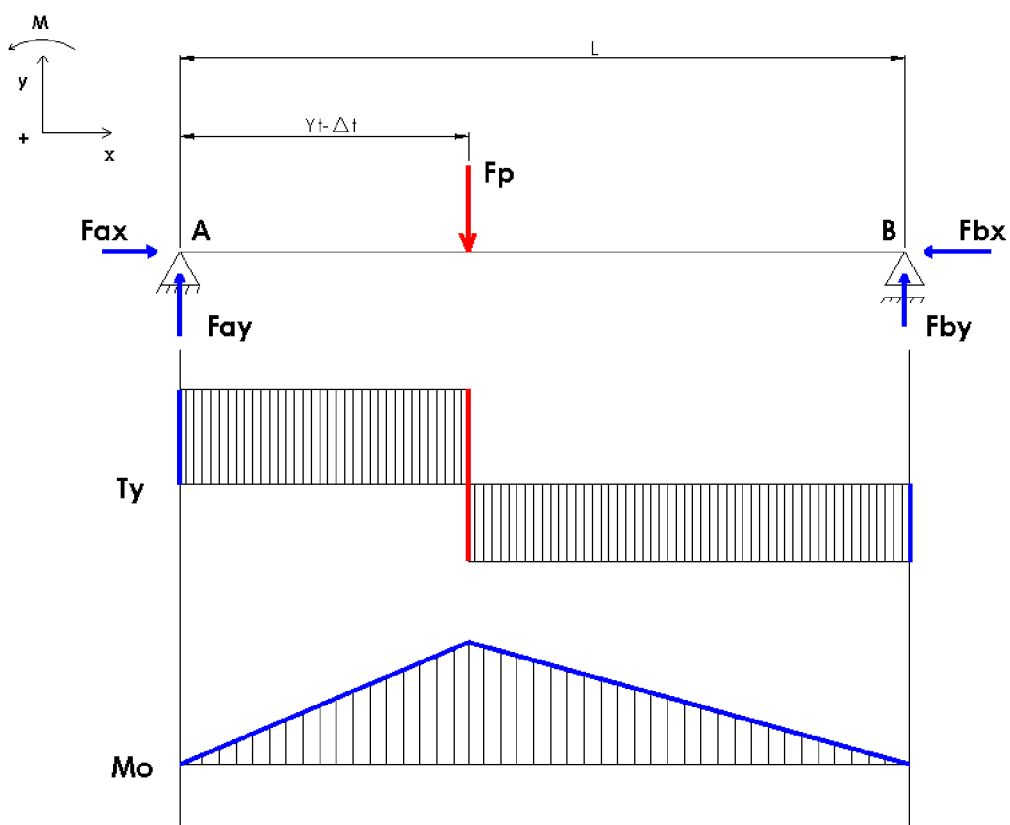
Kde: F_p [N] – tlaková síla
 ρ_v [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] – hustota vody
 H_t [m] – svislá poloha těžiště plochy

4.3.2 VÝPOČET PŮSOBIŠTĚ TLAKOVÉ SÍLY

$$\Delta t = \frac{J_x}{S \cdot y_t} = \frac{(2 \cdot y_t)^3 \cdot B}{12 \cdot B \cdot 2 \cdot y_t \cdot y_t} = \frac{(2 \cdot 0,75)^3 \cdot 2,1}{12 \cdot 2,1 \cdot 2 \cdot 0,75^2} = 0,25 \text{ m} \quad (5)$$

Kde: Δt [m] – posunutí těžiště
 J_x [m^4] – kvadratický moment obdélníku
 S [m^2] – ponořená plocha česlí
 y_t [m] – šikmá poloha těžiště

4.3.3 VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU OD TLAKOVÉ SÍLY



Obr. 25 Zobrazení VVÚ česlic

$$X: F_{Ax} + F_{Bx} = 0 \quad (6)$$

$$Y: F_{Ay} + F_{By} - F_p = 0 \quad (7)$$

$$M_A: F_{By} \cdot L - F_p \cdot (y_t - \Delta t) = 0 \quad (8)$$

Kde:	F_{Ax}	[N]	– reakce v bodě A ve směru osy X
	F_{Bx}	[N]	– reakce v bodě B ve směru osy X
	F_{Ay}	[N]	– reakce v bodě A ve směru osy Y
	F_{By}	[N]	– reakce v bodě B ve směru osy Y
	L	[m]	– vzdálenost opěrných bodů česlic viz. obr. 21 (dáno konstrukcí)

$$F_{By} = \frac{F_p \cdot (y_t - \Delta t)}{L} = \frac{20100,1 \cdot (0,75 - 0,25)}{1,73} = 5809,3 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{Ay} = -F_{By} + F_p = 20100,1 - 5809,3 = 14290,8 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{Ay} > F_{By}$$

$$Moč_{max} = F_{Ay} \cdot (y_t - \Delta t) = 14290,8 \cdot (0,75 - 0,25) = 7145,4 \text{ Nm} \quad (11)$$

Kde: $Moč_{max}$ [Nm] – maximální ohybový moment

$$\sigma_{očmax} = \frac{Moč_{max}}{n \cdot \frac{s \cdot h^2}{6}} = \frac{7145,4}{161 \cdot \frac{0,005 \cdot 0,05^2}{6}} = 21,3 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (12)$$

Kde: $\sigma_{očmax}$ [Pa] – maximální napětí v ohybu česlic

n [-] – počet česlic

h [m] – výška profilu česlice

$$k_{\check{z}} = \frac{R_{e\check{c}}}{\sigma_{očmax}} = \frac{240 \cdot 10^6}{21,3 \cdot 10^6} = 11,3 \quad (13)$$

Kde: $k_{\check{z}}$ [-] – součinitel bezpečnosti česlic

$R_{e\check{c}}$ [Pa] – mez kluzu ocele 1.4016

Pro výpočet jsem uvažoval obdélníkový průřez česlice. Tento fakt je ale z hlediska vypočtené bezpečnosti zanedbatelný a česle tlak vody při úplném ucpání vydrží.

4.4 VÝPOČET HNACÍHO HŘÍDELE

Pro výpočet hřídele uvažuji provozní stav.

4.4.1 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA HNACÍ KLADKY PŘI PROVOZNÍM STAVU

SÍLA V NEZATÍŽENÉ VĚTVI KLADEK

Síla v nezatížené větvi kladek je způsobena průvěsem řetězu a na řetězu umístěným hrablem. Přesný výpočet této síly od průvěsu řetězu je složitou nelineární úlohou. Pro výpočet tedy použiji součinitel průvěsu řetězu, jehož velikost po konzultaci s vedoucím bakalářské práce volím 2,5.

Řetěz volím **HV 14x50 G80 E10** od firmy **Pewag s.r.o.** (viz. Příloha 8)

Ze zvoleného rozměru řetězu vyplývá rozměr spojovacího článku **VHV 14x50** (viz. Příloha 6) a rozměr letmého uchycení řetězu **FDD 14x50** (viz. Příloha 7).

Hmotnost hrabla je zjištěna po předchozím objemovém vymodelování pomocí programu Solidworks. Délka větví řetězu, stejně jako délkové rozměry mezi kladkami a ložisky, vyplývá z konstrukce česlí. Hmotnost řetězu, kladky a rozměry kladky vychází z katalogu Pewag s.r.o.

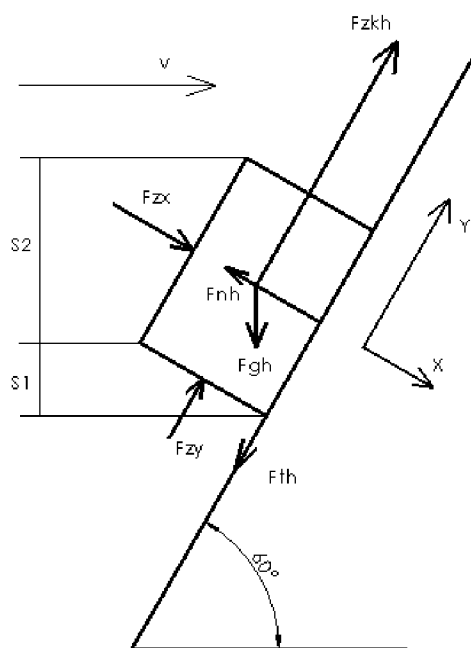
$$F_{nk} = (\xi \cdot 2 \cdot l_n \cdot m_{\check{r}m} + m_h \cdot \sin(60)) \cdot g = \quad (14)$$

$$= (2,5 \cdot 2 \cdot 3,2 \cdot 4,1 + 13,9 \cdot \sin(60)) \cdot 9,81 = 761,6 \text{ N}$$

Kde: F_{nk}	[N]	– síla v nezatížené větvi kladek
$m_{\check{r}m}$	[kg]	– hmotnost řetězu na jeden metr délky
l_n	[m]	– délka jedné nezatížené větve řetězu
m_h	[kg]	– hmotnost hrabla
ξ	[-]	– součinitel průvěsu řetězu

SÍLA V ZATÍŽENÉ VĚTVI KLADEK OD HRABLA

Hrablo je přitlačováno k česlím vlastní tíhou a proudem protékající vody. Síly působící od hrabla jsou počítány jako pohyb tělesa po nakloněné rovině. K výpočtu přitlačné síly od proudu vody je použita věta o změně hybnosti.



Obr. 26 Uvolnění hrabla

Kde:	$Fzkh$	[N]	– síla v zatížené větvi kladek od hrabla
	Fgh	[N]	– tíhová síla hrabla
	Fnh	[N]	– normálová síla od hrabla
	Fth	[N]	– třecí síla od hrabla
	Fzx	[N]	– síla od proudu vody směrem do česlí
	Fzy	[N]	– síla od proudu vody po směru shrabování
	$S1$	[m ²]	– plocha paprsku vody pro výpočet síly Fzy
	$S2$	[m ²]	– plocha paprsku vody pro výpočet síly Fzx
	v	[-]	– směr proudění vody

VÝPOČET TÍHOVÉ SÍLY HRABLA

$$F_{gh} = m_h \cdot g = 13,9 \cdot 9,81 = 136,4 \text{ N} \quad (15)$$

ROVNICE ROVNOVÁHY

$$X: F_{zx} + F_{gh} \cdot \cos(60^\circ) - F_{nh} = 0$$

$$Y: F_{zy} + F_{zkh} - F_{gh} \cdot \sin(60^\circ) - F_{th} = 0 \quad (16)$$

VÝPOČET SIL OD PROUDU VODY

$$F_{zx} = \rho_v \cdot S_2 \cdot v_0^2 \cdot \sin(60^\circ) = 1000 \cdot [\sin(60^\circ) \cdot 0,03 \cdot 2,1] \cdot 0,8^2 \cdot \sin(60^\circ) = 30,2 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_{zy} = \rho_v \cdot S_1 \cdot v_0^2 \cdot \sin(30^\circ) = 1000 \cdot [\cos(60^\circ) \cdot 0,12 \cdot 2,1] \cdot 0,8^2 \cdot \sin(30^\circ) = 40,3 \text{ N} \quad (18)$$

Z výpočtu lze vidět, že hrablo je proudem vody přitlačováno k česlicím silou $F_{zx} = 30,2 \text{ N}$. Sílu F_{zy} v dalších výpočtech nepoužiji, bude se totiž střídat stav, kdy budou ve vodě obě hrabla a pouze jedno.

NORMÁLOVÁ SÍLA

$$F_{nh} = F_{zx} + F_{gh} \cdot \cos(60^\circ) = 30,2 + 136,4 \cdot \cos(60^\circ) = 98,4 \text{ N} \quad (19)$$

TŘECÍ SÍLA OD HRABLA

Pro nemožnost nalezení součinitele tření mokrá ocel-pryž, volím s vedoucím bakalářské práce konzultovanou hodnotu 0,2.

$$F_{th} = F_{nh} \cdot f_{op} = 98,4 \cdot 0,2 = 19,7 \text{ N} \quad (20)$$

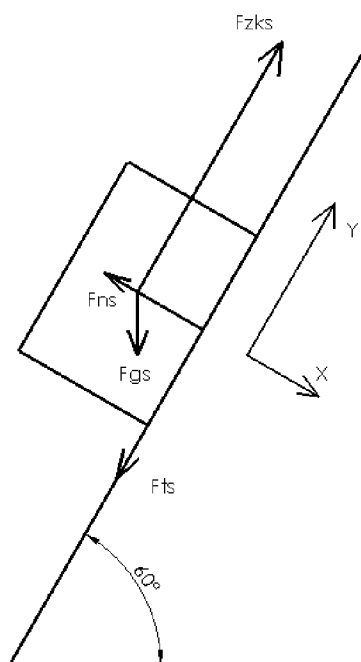
Kde: f_{op} [-] – součinitel tření mokrá ocel-pryž

VÝPOČET SÍLY V ZATÍŽENÝCH VĚTVÍCH KLADEK OD HRABLA

$$F_{zkh} = F_{gh} \cdot \sin(60^\circ) + F_{th} = 136,4 \cdot \sin(60^\circ) + 19,7 = 137,8 \text{ N} \quad (21)$$

SÍLA V ZATÍŽENÉ VĚTVI KLADEK OD SHRABKŮ

Při zohlednění velikosti hrabla a maximálního množství stíraných shrabků uvažují hmotnost shrabků 20 kg. Síly působící od shrabků jsou počítány jako pohyb tělesa po nakloněné rovině.



Obr. 27 Uvolnění shrabků

Kde:	F_{zks}	[N]	– síla v zatížené větvi od shrabků
	F_{gs}	[N]	– tíhová síla shrabků
	F_{ns}	[N]	– normálová síla od shrabků
	F_{ts}	[N]	– třecí síla od shrabků

TÍHOVÁ SÍLA SHRABKŮ

$$F_{gs} = m_s \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N} \quad (22)$$

Kde: m_s [kg] – hmotnost shrabků

ROVNICE ROVNOVÁHY

$$X: F_{gs} \cdot \cos(60^\circ) - F_{ns} = 0$$

$$Y: F_{zks} - F_{gs} \cdot \sin(60^\circ) - F_{ts} = 0 \quad (23)$$

Vyjádřením a dosazením do rovnic získám normálovou a třecí sílu.

$$F_{ns} = F_{gs} \cdot \cos(60^\circ) = 196,2 \cdot \cos(60^\circ) = 98,1 \text{ N} \quad (24)$$

$$F_{ts} = F_{ns} \cdot f_{od} = 98,1 \cdot 0,2 = 19,6 \text{ N} \quad (25)$$

Kde: f_{od} [-] – součinitel tření mokrá ocel-dřevo

SÍLA K VYZVEDNUTÍ SHRABKŮ

$$F_{zks} = F_{gs} \cdot \sin(60^\circ) + F_{ts} = 196,2 \cdot \sin(60^\circ) + 19,6 = 189,5 \text{ N} \quad (26)$$

VÝPOČET SÍLY OD PRŮVĚSU ŘETĚZU V ZATÍŽENÉ VĚTVI

$$\begin{aligned} F_{qz} &= \xi \cdot 2 \cdot l_z \cdot m_{\check{r}m} \cdot g = \\ &= 2,5 \cdot 2 \cdot 2,9 \cdot 4,1 \cdot 9,81 = 583,2 \text{ N} \end{aligned} \quad (27)$$

Kde: F_{qz} [N] – síla od průvĚsu řetĚzu v zatížené větvi

l_z [m] – délka jedné zatížené větve

CELKOVÁ SÍLA V ZATÍŽENÉ VĚTVI KLADEK

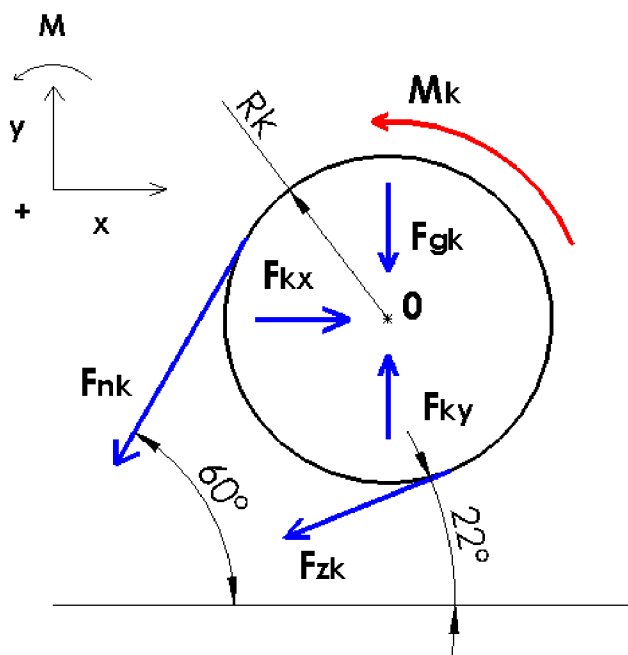
Celková síla v zatížené větvi se skládá ze sil od hrabla, shrabků a ze síly od průvĚsu řetĚzu.

$$\begin{aligned} F_{zk} &= F_{zkh} + F_{zks} + F_{qz} = \\ &= 137,8 + 189,5 + 583,2 = 1064,7 \text{ N} \end{aligned} \quad (28)$$

Kde: F_{zk} [N] – síla v zatížené větvi kladek

ROVNICE STATICKÉ ROVNOVÁHY HNACÍCH KLADEK

Poloměr roztečné kružnice kladky volím, v závislosti na rozměru řetězu největší možný pro získání co největšího výsypného úhlu hrabla, z katalogu Pewag s.r.o. (viz příloha 5)



Obr. 28 Uvolnění hnací kladky

$$x: \sum F_x = 0: F_{kx} - F_{nk} \cdot \cos(60^\circ) - F_{zk} \cdot \cos(22^\circ) = 0$$

$$F_{kx} = F_{nk} \cdot \cos(60^\circ) + F_{zk} \cdot \cos(22^\circ) = \quad (29)$$

$$= 761,6 \cdot \cos(60^\circ) + 1064,7 \cdot \cos(22^\circ) = 1368 \text{ N}$$

$$y: \sum F_y = 0: F_{ky} - F_{nk} \cdot \sin(60^\circ) - F_{zk} \cdot \sin(22^\circ) - F_{gk} = 0$$

$$F_{ky} = F_{nk} \cdot \sin(60^\circ) + F_{zk} \cdot \sin(22^\circ) + F_{gk} = \quad (30)$$

$$= 761,6 \cdot \sin(60^\circ) + 1064,7 \cdot \sin(22^\circ) + 27 \cdot 9,81 = 1323 \text{ N}$$

$$\sum M_k = 0: F_{nk} \cdot R_k - F_{zk} \cdot R_k + M_k = 0$$

$$M_k = F_{zk} \cdot R_k - F_{nk} \cdot R_k = 1064,7 \cdot 0,1915 - 761,6 \cdot 0,1915 = 58 \text{ Nm} \quad (31)$$

Kde: F_{kx} [N] – složka sil působících na hnací kladky ve směru osy X

F_{ky} [N] – složka sil působících na hnací kladky ve směru osy Y

M_k [Nm] – moment působící na hnací kladky

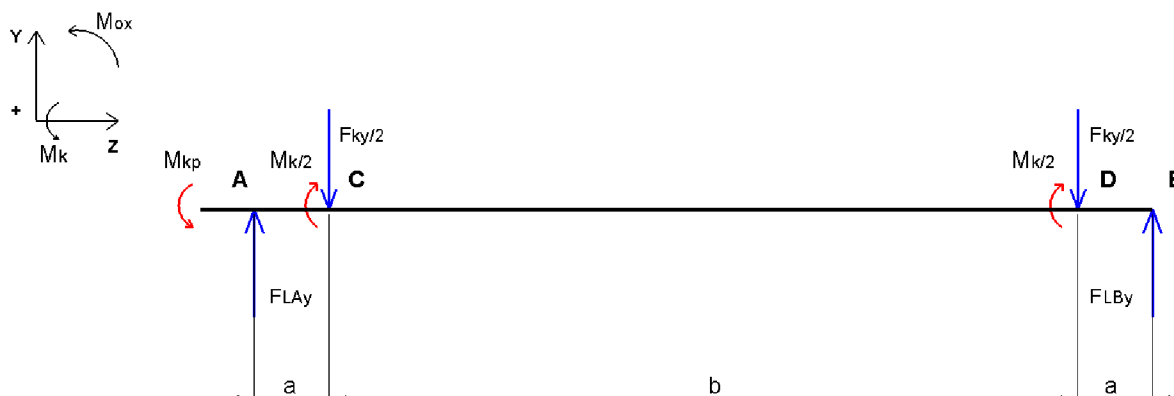
R_k [m] – poloměr roztečné kružnice kladky

4.4.2 VÝPOČET SILOVÝCH ÚČINKŮ NA HŘÍDEL PŘI PROVOZNÍM STAVU

Rozměry hřídele a rozteč hnacích kladek jsou dány konstrukcí.

VÝPOČET SIL V ROVINĚ YZ

$a = 75 \text{ mm}; b = 2170 \text{ mm}$



Obr. 29 Síly v rovině YZ

$$z: \sum F_z = 0: 0 = 0 \quad (32)$$

$$y: \sum F_y = 0: F_{LAy} - \frac{F_{ky}}{2} - \frac{F_{ky}}{2} + F_{LBy} = 0 \quad (33)$$

$$M_o: \sum M_{oxA} = 0: -\frac{F_{ky}}{2} \cdot a - \frac{F_{ky}}{2} \cdot (a + b) + F_{LBy} \cdot (2 \cdot a + b) = 0 \quad (34)$$

$$M_k: \sum M_{kz} = 0: M_{kp} - 2 \cdot \frac{M_k}{2} = 0$$

Vyjádřením a dosazením do rovnic získám složky sil v ložiskách ve směru osy Y a kroutící moment pohonu.

$$F_{LBy} = \frac{\frac{F_{ky}}{2} \cdot a + \frac{F_{ky}}{2} \cdot (a + b)}{2 \cdot a + b} = \frac{\frac{1323}{2} \cdot 0,075 + \frac{1323}{2} \cdot (0,075 + 2,17)}{2 \cdot 0,075 + 2,17} = 661,5 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{LAy} = -F_{LBy} + F_{ky} = -661,5 + 1323 = 661,5 \text{ N} \quad (36)$$

$$M_{kp} = M_k = 58 \text{ Nm} \quad (37)$$

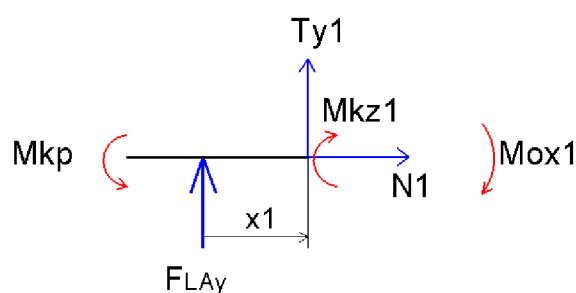
Kde: F_{LAy} [N] – reakční síla ložiska v bodě A ve směru osy Y

F_{LBy} [N] – reakční síla ložiska v bodě B ve směru osy Y

M_{kp} [Nm] – požadovaný minimální kroutící moment pohonu

INTERVAL 1

$x_1 \in \langle 0; a \rangle$



Obr. 30 Interval 1 YZ

$$N_1 = 0 \quad (38)$$

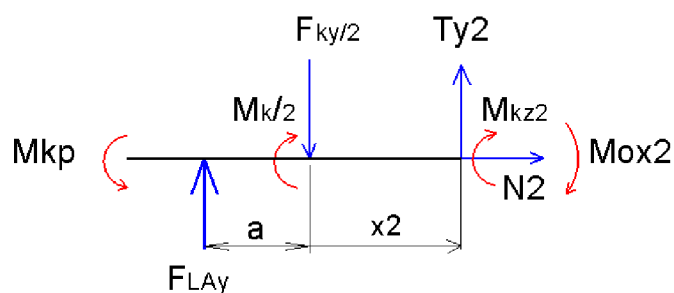
$$T_{y1} = -F_{LAy} = -661,5 \text{ N} \quad (39)$$

$$M_{ox1} = -F_{LAy} \cdot x_1$$

$$M_{ox1p} = -661,5 \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (40)$$

$$M_{ox1k} = -661,5 \cdot 0,075 = -49,6 \text{ Nm}$$

$$M_{kz1} = M_{kp} = 58 \text{ Nm} \quad (41)$$

INTERVAL 2 $x_2 \in \langle 0; b \rangle$ 

Obr. 31 Interval 2 YZ

$$N_2 = 0 \quad (42)$$

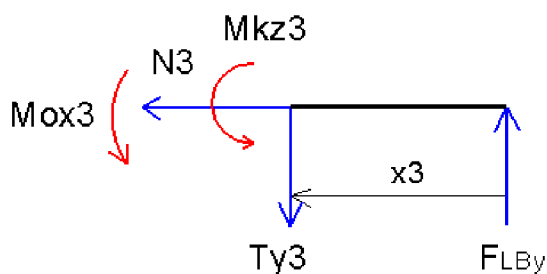
$$T_{y2} = -F_{LAy} + \frac{F_{ky}}{2} = -661,5 + \frac{1323}{2} = 0 \text{ N} \quad (43)$$

$$M_{ox2} = -F_{LAy} \cdot (a + x_2) + \frac{F_{ky}}{2} \cdot x_2$$

$$M_{ox2p} = -661,5 \cdot (0,075 + 0) + \frac{1323}{2} \cdot 0 = -49,6 \text{ Nm} \quad (44)$$

$$M_{ox2k} = -661,5 \cdot (0,075 + 2,17) + \frac{1323}{2} \cdot 2,17 = -49,6 \text{ Nm}$$

$$M_{kz2} = M_{kp} - \frac{M_k}{2} = 29 \text{ Nm} \quad (45)$$

INTERVAL 3 $x_3 \in \langle 0; a \rangle$ 

Obr. 32 Interval 3 YZ

$$N_3 = 0 \quad (46)$$

$$T_{y3} = F_{LBy} = 661,5 \text{ N} \quad (47)$$

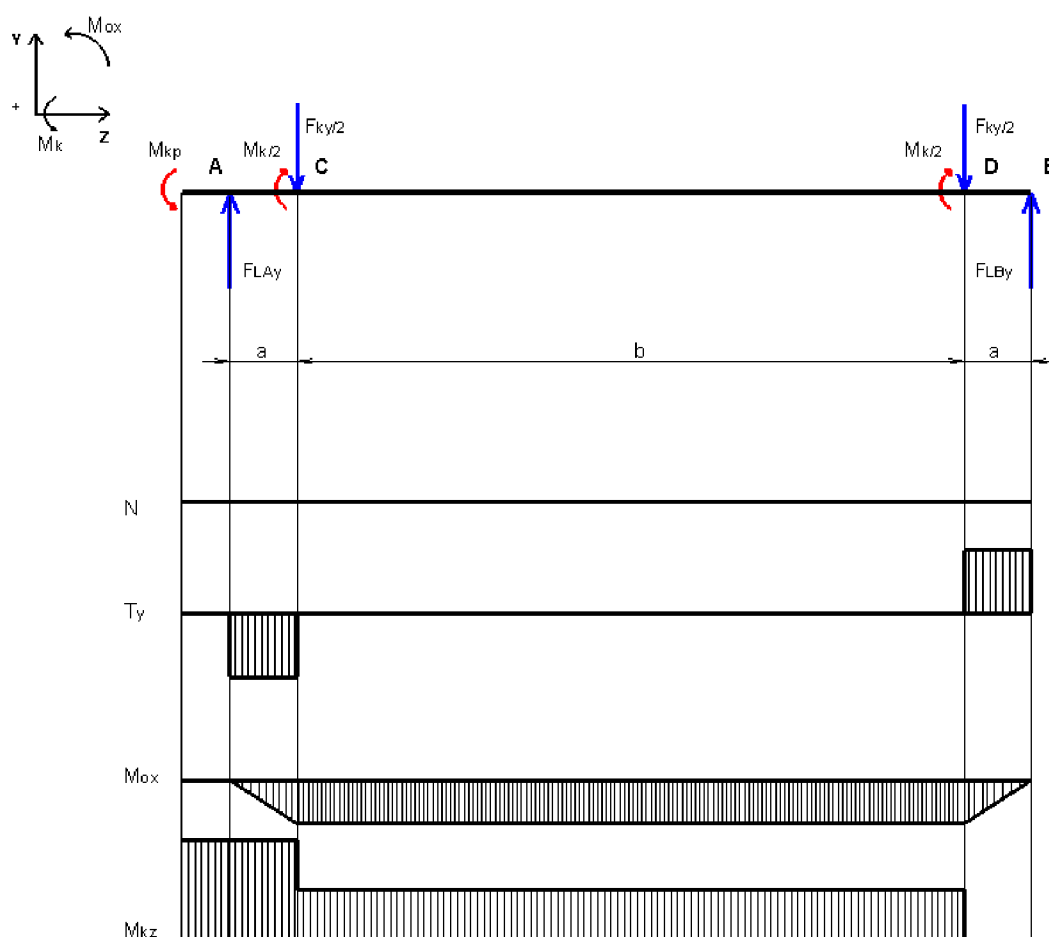
$$M_{ox3} = -F_{LBy} \cdot x_3$$

$$M_{ox3p} = -661,5 \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (48)$$

$$M_{ox3k} = -661,5 \cdot 0,075 = -49,6 \text{ Nm}$$

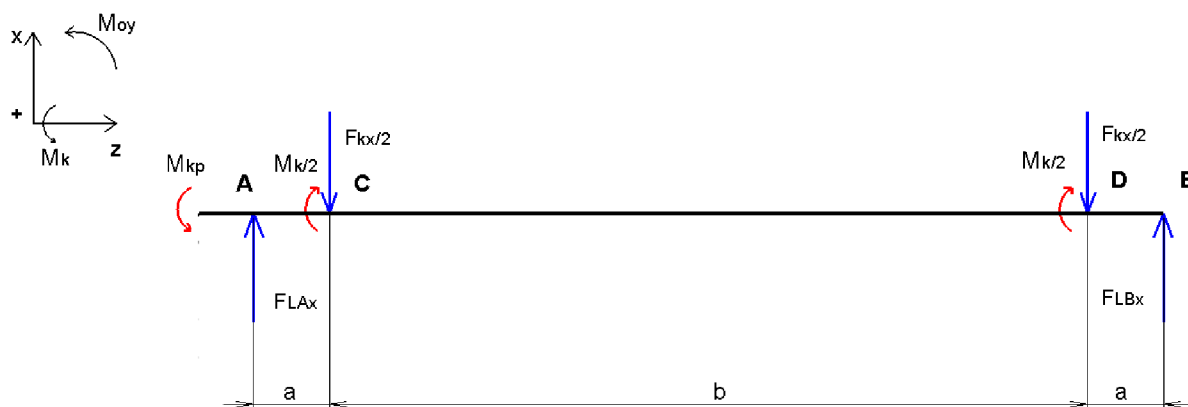
$$M_{kz3} = 0 \text{ Nm} \quad (49)$$

GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ VVÚ V ROVINĚ YZ



Obr. 33 VVÚ v rovině YZ

VÝPOČET SIL V ROVINĚ XZ



Obr. 34 Síly v rovině XZ

$$z: \sum F_z = 0; 0 = 0 \quad (50)$$

$$x: \sum F_x = 0: F_{LAx} - \frac{F_{kx}}{2} - \frac{F_{kx}}{2} + F_{LBx} = 0 \quad (51)$$

$$M_o: \sum M_{oyA} = 0: -\frac{F_{kx}}{2} \cdot a - \frac{F_{kx}}{2} \cdot (a + b) + F_{LBx} \cdot (2 \cdot a + b) = 0 \quad (52)$$

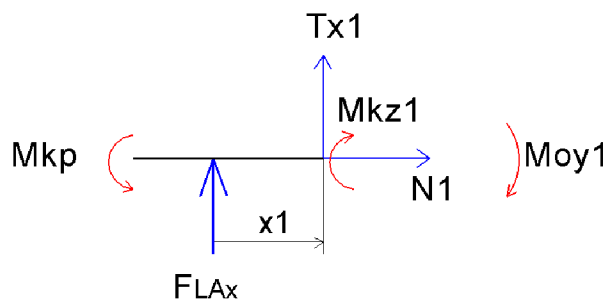
$$M_k: \sum M_{kz} = 0: M_{kp} - 2 \cdot \frac{M_k}{2} = 0 \quad (53)$$

Vyjádřením a dosazením do rovnic získám složky sil v ložiskách ve směru osy X a kroutící moment pohony.

$$F_{LBx} = \frac{\frac{F_{kx}}{2} \cdot a + \frac{F_{kx}}{2} \cdot (a + b)}{2 \cdot a + b} = \frac{\frac{1368}{2} \cdot 0,075 + \frac{1368}{2} \cdot (0,075 + 2,17)}{2 \cdot 0,075 + 2,17} = 684 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{LAx} = -F_{LBx} + F_{kx} = -684 + 1368 = 684 \text{ N} \quad (55)$$

$$M_{kp} = M_k = 58 \text{ Nm} \quad (56)$$

INTERVAL 1 $x_1 \in \langle 0; a \rangle$ 

Obr. 35 Interval 1 XZ

$$N_1 = 0 \quad (57)$$

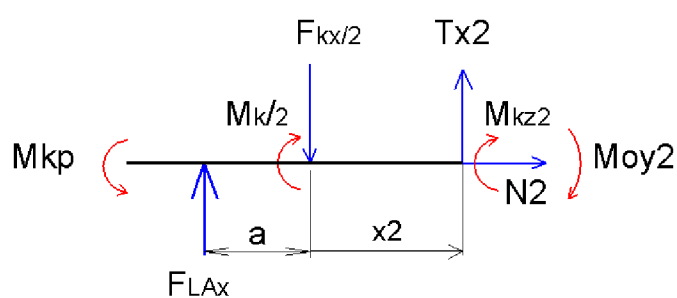
$$T_{x1} = -F_{L Ax} = -684 \text{ N} \quad (58)$$

$$M_{oy1} = -F_{L Ax} \cdot x_1$$

$$M_{oy1p} = -684 \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (59)$$

$$M_{oy1k} = -684 \cdot 0,075 = -51,3 \text{ Nm}$$

$$M_{kz1} = M_{kp} = 58 \text{ Nm} \quad (60)$$

INTERVAL 2 $x_1 \in \langle 0; b \rangle$ 

Obr. 36 Interval 2 XZ

$$N_2 = 0 \quad (61)$$

$$T_{x2} = -F_{L Ax} + \frac{F_{kx}}{2} = -684 + \frac{1368}{2} = 0 \text{ N} \quad (62)$$

$$M_{oy2} = -F_{L Ax} \cdot (a + x_2) + \frac{F_{kx}}{2} \cdot x_2$$

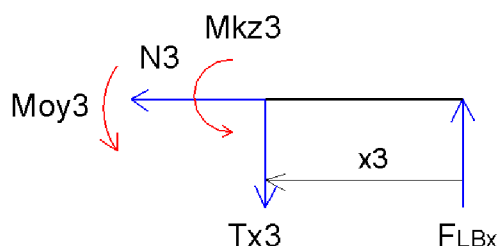
$$M_{oy2p} = -684 \cdot (0,075 + 0) + \frac{1368}{2} \cdot 0 = -51,3 \text{ Nm} \quad (63)$$

$$M_{oy2k} = -684 \cdot (0,075 + 2,17) + \frac{1368}{2} \cdot 2,17 = -51,3 \text{ Nm}$$

$$M_{kz2} = M_{kp} - \frac{M_k}{2} = 29 \text{ Nm} \quad (64)$$

INTERVAL 3

$x_3 \in \langle 0; a \rangle$



Obr. 37 Interval 3 XZ

$$N_3 = 0 \quad (65)$$

$$T_{x3} = F_{LBx} = 684 \text{ N} \quad (66)$$

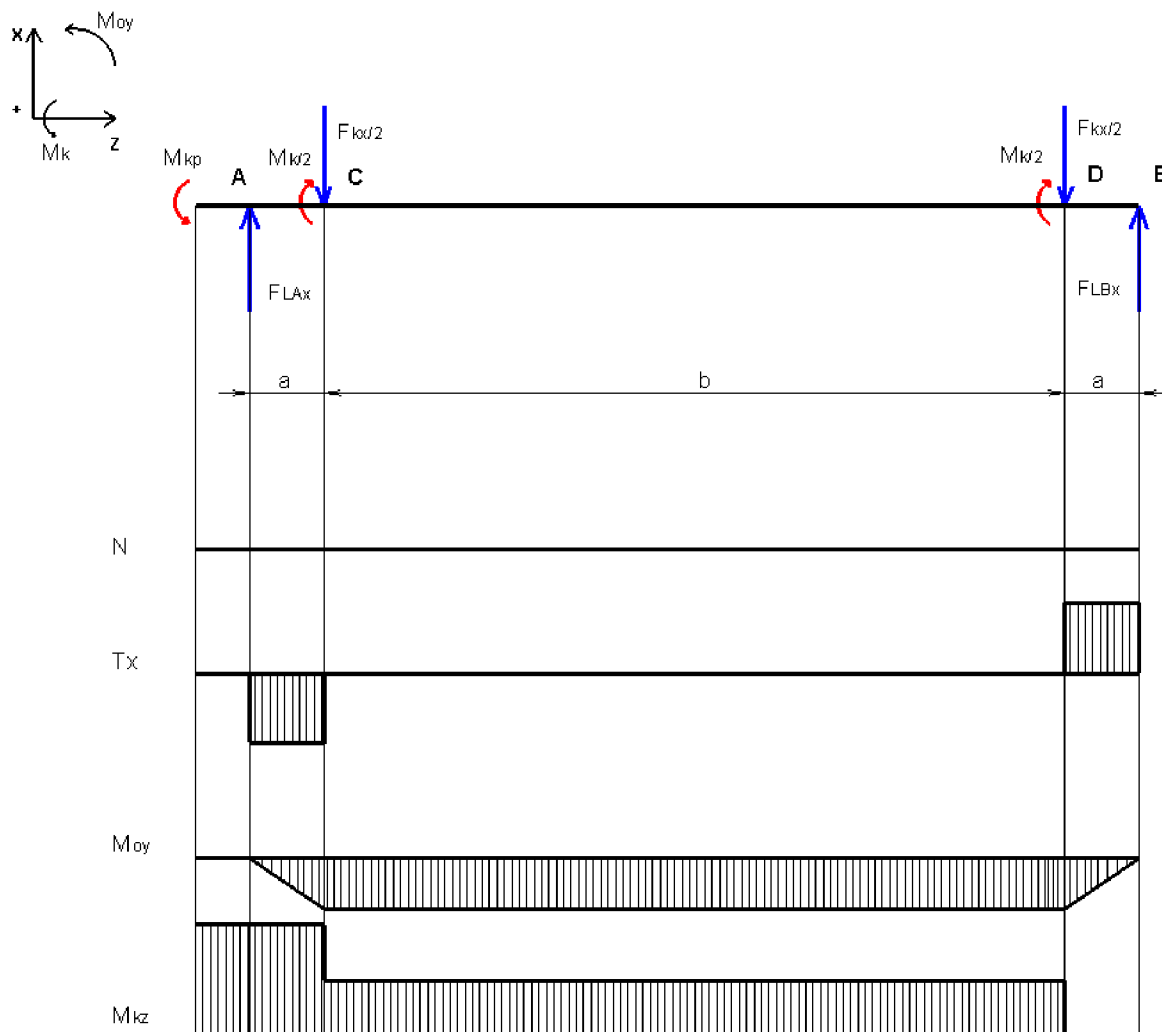
$$M_{oy3} = -F_{LBx} \cdot x_3$$

$$M_{oy3p} = -684 \cdot 0 = 0 \text{ Nm} \quad (67)$$

$$M_{oy3k} = -684 \cdot 0,075 = -51,3 \text{ Nm}$$

$$M_{kz3} = 0 \text{ Nm} \quad (68)$$

GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ VVÚ V ROVINĚ XZ



Obr. 38 VVÚ v rovině XZ

VÝPOČET PROVOZNIHO OHYBOVÉHO MOMENTU

K výpočtu provozního ohybového momentu použijí složky momentů v osách X a Y. Výslednici počítám za pomoci Pythagorovy věty.

$$M_{op} = \sqrt{M_{oy2p}^2 + M_{ox2p}^2} = \sqrt{51,3^2 + 49,6^2} = 71,4 \text{ Nm} \quad (69)$$

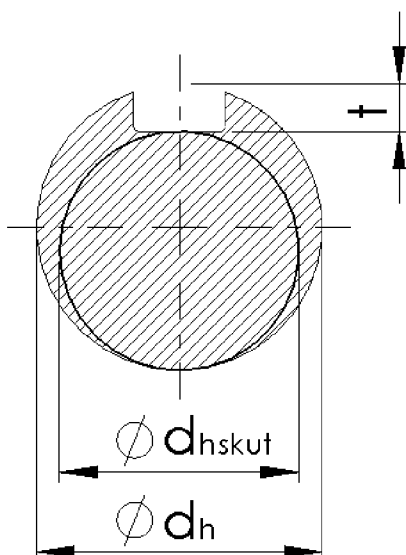
4.4.3 URČENÍ A KONTROLA PRŮMĚRU HŘÍDELE

Průměr hřídele volím s přihlédnutím na možné havarijní stavy zmíněné v (4.4), při kterých násobně vzroste kroutící moment. Ten bude zatěžovat i hnací kardanův hřídel. Kardanův hřídel volím dle normy DIN 808 od firmy Still s montážním průměrem 32 mm [viz. Příloha 4]. Průměr hřídele volím 32 mm a materiál ocel 15 230.7 s mezí pevnosti 980-1180 MPa.[15]

Pro následnou kontrolu zvoleného průměru hřídele uvažuji cyklické namáhání. Součinitel vrubu od těsného pera v ohybu volím 2 a v krutu 3. Výpočet redukovaného napětí provádím pomocí podmínky plasticity HMMH.

VÝPOČET SKUTEČNÉHO PRŮMĚRU HŘÍDELE

Protože kroutící moment je na hřídel přenášen pomocí těsného pera dle ČSN 02 2562, zmenšuje se tím průměr hřídele přenášející kroutící moment o hloubku drážky.



Obr. 39 Skutečný průměr hřídele

$d_h = 32 \text{ mm}$; $t = 4.7 \text{ mm}$

$$d_{hskut} = d_h - t = 32 \cdot 10^{-3} - 4,7 \cdot 10^{-3} = 0,0273 \text{ m} \quad (70)$$

Kde: d_h [m] – průměr hřídele

d_{hskut} [m] – průměr hřídele při uvažování těsného pera

t [m] – hloubka drážky těsného pera

VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ HŘÍDELE

$$\sigma_o = \frac{M_{op}}{W_o} \cdot k_{op} = \frac{M_{op}}{\frac{\pi \cdot d_{hskut}^3}{32}} \cdot k_{op} = \frac{71,4}{\frac{\pi \cdot 0,0273^3}{32}} \cdot 2 = 71,1 \cdot 10^6 Pa \quad (71)$$

Kde: σ_o [Pa] – napětí v ohybu hřídele

W_o [m³] – modul průřezu v ohybu hřídele

k_{op} [-] – vrubový součinitel těsného pera v ohybu

VÝPOČET SMYKOVÉHO NAPĚTÍ HŘÍDELE

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \cdot k_{kp} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_{hskut}^3}{16}} \cdot k_{kp} = \frac{58}{\frac{\pi \cdot 0,0273^3}{16}} \cdot 3 = 43,6 \cdot 10^6 Pa \quad (72)$$

Kde: τ_k [Pa] – smykové napětí hřídele

W_k [m³] – modul průřezu v krutu hřídele

k_{kp} [-] – vrubový součinitel těsného pera v krutu

VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{(71,1 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (43,6 \cdot 10^6)^2} = 103,7 \cdot 10^6 Pa \quad (73)$$

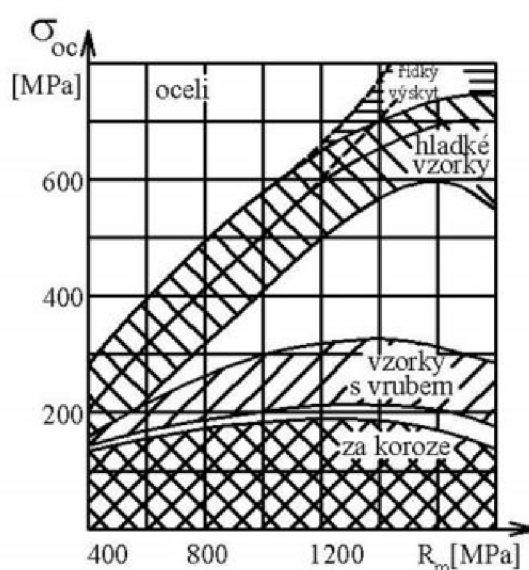
Kde: σ_{red} [Pa] – redukované napětí dle HMM

VÝPOČET MEZE ÚNAVY

$$\sigma_{och} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 1000 = 430 \cdot 10^6 Pa \quad (74)$$

Kde: σ_{och} [Pa] – mez únavy při střídavém ohybu krajní částí hřídele

R_m [Pa] – mez pevnosti krajní části hřídele



Obr. 40 Mez únavy [16]

Při porovnání vypočtené meze únavy s grafem obr. (38) uvažuji tuto hodnotu jako vyhovující.

VÝPOČET BEZPEČNOSTI HŘÍDELE

$$k = \frac{\sigma_{och}}{\sigma_{red}} = \frac{430 \cdot 10^6}{103,7 \cdot 10^6} = 4,1 \quad (75)$$

Kde: k [-] – bezpečnost hřídele k mezi únavy

4.4.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA SVARŮ NA HŘÍDELI

Protože je hřídel vyrobena ze 3 dílů a svařená, musím tyto svary zkontrolovat.

Výpočet redukovaného napětí provádím pomocí podmínky plasticity HMM. Moduly průřezu v krutu a v ohybu svaru počítám jako mezikruží.

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ SVARU HŘÍDELE

Dovolené napětí svaru při dynamickém zatížení počítám z meze únavy základního slabšího materiálu poděleného bezpečností [15].

Střední část hřídele je vyrobena z 11 523 s mezí pevnosti 520-628 MPa. [15]

$$\sigma_{ocsv} = 0,43 \cdot R_{ms} = 0,43 \cdot 550 \cdot 10^6 = 236,5 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (76)$$

Kde: σ_{ocsv} [Pa] – mez únavy při střídavém ohybu střední části hřídele [16]

R_{ms} [Pa] – mez pevnosti střední části hřídele

$$\tau_{AD} = \frac{\sigma_{ocsv}}{k_{sh}} = \frac{236,5 \cdot 10^6}{3} = 78,8 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (77)$$

Kde: τ_{AD} [Pa] – dovolené napětí svaru při dynamickém zatížení hřídele

k_{sh} [–] – bezpečnost svarového spoje hřídele

VÝPOČET SMYKOVÉHO NAPĚTÍ SVARU

Pro výpočet smykového napětí uvažují rovnoměrné rozložení provozního kroučícího momentu na obě hnací kladky.

$$\tau_{ksv} = \frac{M_k}{W_{ksv}} = \frac{\frac{M_k}{2}}{\frac{\pi \cdot [(d_{sv} + 2 \cdot a)^4 - d_{sv}^4]}{16 \cdot (d_{sv} + 2 \cdot a)}} = \frac{\frac{58}{2}}{\frac{\pi \cdot [(0,046 + 2 \cdot 0,003)^4 - 0,046^4]}{16 \cdot (0,046 + 2 \cdot 0,003)}} = 6 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (78)$$

Kde: τ_{ksv} [Pa] – smykové napětí svaru hřídele

W_{ksv} [m³] – modul průřezu mezikruží v krutu svaru

d_{sv} [m] – malý průměr průřezu svaru

a [m] – výška průřezu svaru

VÝPOČET OHYBOVÉHO NAPĚTÍ SVARU

$$\sigma_{osv} = \frac{M_{op}}{W_{oo}} = \frac{M_{op}}{\frac{\pi \cdot D_{sv}^4 - d_{sv}^4}{32 \cdot D_{sv}}} = \frac{71,4}{\frac{\pi \cdot 0,052^4 - 0,046^4}{32 \cdot 0,052}} = 13,3 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (79)$$

Kde: σ_{osv} [Pa] – ohybové napětí svaru hřídele

W_{oo} [m³] – modul průřezu mezikruží v ohybu svaru

D_{sv} [m] – velký průměr průřezu svaru

VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ SVARU

$$\sigma_{redsv} = \sqrt{\sigma_{osv}^2 + 3 \cdot \tau_{ksv}^2} = \sqrt{(13,3 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (6 \cdot 10^6)^2} = 16,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (80)$$

Kde: σ_{redsv} [Pa] – redukované napětí svaru hřídele

VÝPOČET BEZPEČNOSTI SVARU HŘÍDELE

$$k_{sv} = \frac{\tau_{AD}}{\sigma_{redsv}} = \frac{78,8 \cdot 10^6}{16,9 \cdot 10^6} = 4,7 \quad (81)$$

Kde: k_{sv} [–] – bezpečnost svaru hřídele

4.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA HRABLA

Při kontrolním výpočtu hrabla uvažuji havarijní stav, kdy se uprostřed česlicové mříže zaklíní předmět a o něj následně zavádí hrablo, což zastaví celý mechanismus, přičemž je hrablo namáhané ohybem. Tento stav počítám jako vetknutý nosník.

Kontrolu hrabla provádím vzhledem k vypočtené bezpečnosti hřídele a svaru hřídele na 150 % provozního zatížení. Rozložení zatížení uvažuji symetricky na obě kladky.

Hrablo je vyrobeno z oceli 11 523 s dovoleným napětím ve statickém ohybu 150 MPa. [15]

VÝPOČET HAVARIJNÍHO KROUTÍCÍHO MOMENTU JEDNÉ Kladky

K výpočtu havarijního kroučícího momentu používám přímou úměru.

$$M_{kh1} = \frac{\frac{M_k}{2} \cdot 150}{100} = \frac{\frac{58}{2} \cdot 150}{100} = 43,5 \text{ Nm} \quad (82)$$

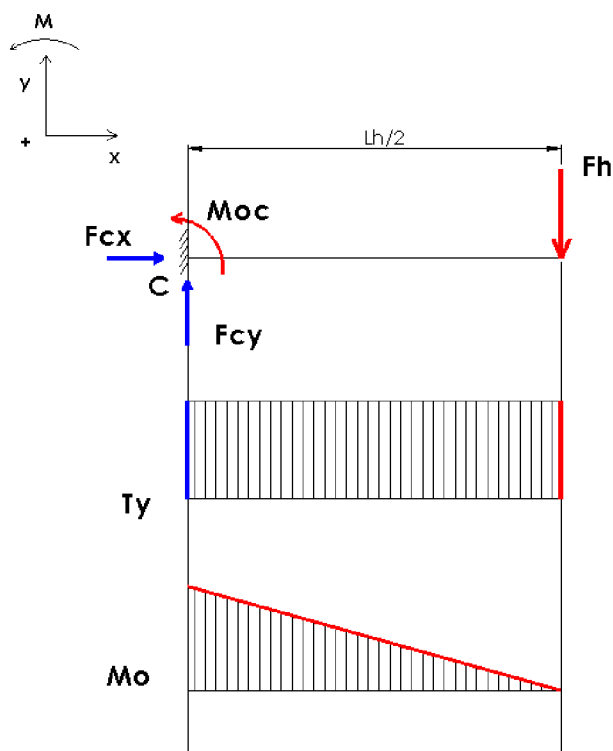
Kde: M_{kh1} [Nm] – havarijní kroučící moment působící na jednu kladku

VÝPOČET SÍLY PŮSOBÍCÍ NA HRABLO PŘI HAVARIJNÍM STAVU

$$F_h = \frac{M_{kh1}}{R_k} = \frac{43,5}{0,1915} = 227,2 \text{ N} \quad (83)$$

Kde: F_h [N] – havarijní síla

VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU HRABLA PŘI HAVARIJNÍM STAVU



Obr. 41 VVÚ poloviny hrabla

$$x: \sum F_x = 0: 0 = 0 \quad (84)$$

$$y: \sum F_y = 0: F_{Cy} - F_h = 0 \quad (85)$$

$$M_O: \sum M_C = 0: M_{OC} - F_h \cdot \frac{L_h}{2} = 0 \quad (86)$$

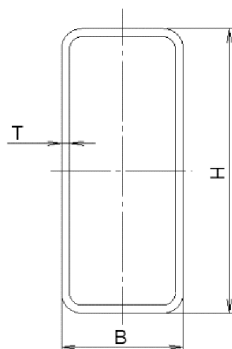
Vyjádřením a dosazením získám síly a moment ve vetknutí hrabla

$$F_{Cy} = F_h = 227,2 \text{ N} \quad (87)$$

$$M_{OC} = F_h \cdot \frac{L_h}{2} = 227,2 \cdot \frac{2,1}{2} = 238 \text{ Nm} \quad (88)$$

Kde: M_{OC} [Nm] – ohybový moment hrabla při havarijním stavu

4.5.1 KONTROLA NAPĚTÍ V OHYBU HRABLA PŘI HAVARIJNÍM STAVU



Obr. 42 Průřez profilem hrabla

H=70 mm; B=30 mm; T=2 mm

$$\sigma_{oh} = \frac{M_{oc}}{W_{oh}} = \frac{M_{oc}}{\frac{H_h \cdot B_h^3 - h_h \cdot b_h^3}{6 \cdot B_h}} = \frac{238}{\frac{0,07 \cdot 0,03^3 - 0,066 \cdot 0,026^3}{6 \cdot 0,03}} = 58,7 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (89)$$

Kde: σ_{oh} [Pa] – napětí v ohybu hrabla při havarijním stavu

M_{oh} [Nm] – maximální ohybový moment působící na hrablo

W_{oh} [m³] – modul průřezu hrabla

H_h [m] – výška profilu hrabla

B_h [m] – šířka profilu hrabla

h_h [m] – vnitřní výška profilu hrabla

b_h [m] – vnitřní šířka profilu hrabla

VÝPOČET BEZPEČNOSTI HRABLA PŘI HAVARIJNÍM STAVU

$$k_h = \frac{\sigma_{doh}}{\sigma_{oh}} = \frac{150 \cdot 10^6}{58,7 \cdot 10^6} = 2,6 \quad (90)$$

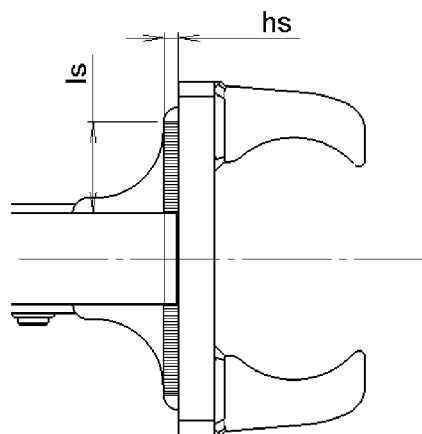
Kde: k_h [–] – bezpečnost hrabla při havarijním stavu

σ_{doh} [Pa] – dovolené napětí ve statickém ohybu hrabla

4.5.2 KONTROLA NAPĚTÍ VE SVARECH HRABLA PŘI HAVARIJNÍM STAVU

Pro kontrolní výpočet svarů hrabla uvažují havarijní stav popsany v (4.5), čímž jsou svary namáhány na ohyb. Následně uvažují i stav, kdy se předmět zasekne na kraji česlicové mříže, čímž jsou svary namáhány smykem. V tomto stavu uvažují dvojnásobek havarijní síly ze skutečnosti, že je kroutící moment pouze na jedné kladce.

Koutové svary na hrablu jsou symetrické a z obou stran zpevňujících žeber. Materiál svařovaných dílů je ocel 11 523.



Obr. 43 Svary hrabla

hs=5 mm; ls=35 mm

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ V OHYBU SVARU HRABLA

$$\sigma_{Dsh} = a_{\tau o} \cdot \sigma_{doh} = 0,75 \cdot 150 \cdot 10^6 = 112,5 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (91)$$

Kde: σ_{Dsh} [Pa] – dovolené napětí v ohybu svaru hrabla [15]

$a_{\tau o}$ [–] – převodní součinitel pro ručně svařovaný čelní koutový svar

VÝPOČET VÝŠKY PRŮŘEZU SVARU HRABLA

$$a_{sh} = 0,7 \cdot h_s = 0,7 \cdot 0,005 = 0,0035 \text{ m} \quad (92)$$

Kde: a_{sh} [m] – výška průřezu svaru hrabla

VÝPOČET NAPĚTÍ V OHYBU SVARU HRABLA

$$\sigma_{osh} = \frac{M_{oc}}{W_{osh}} = \frac{3 \cdot M_{oc}}{a_{sh} \cdot 2 \cdot l_s} = \frac{3 \cdot 238}{0,0035 \cdot 2 \cdot 0,035} = 2,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (93)$$

Kde: σ_{osh} [Pa] – napětí v ohybu ve varu hrabla [15]

W_{osh} [m³] – modul průřezu svaru při ohybu

l_s [m] – délka jednoho svaru

VÝPOČET BEZPEČNOSTI SVARU HRABLA V OHYBU

$$k_{sho} = \frac{\sigma_{Dsh}}{\sigma_{osh}} = \frac{112,5 \cdot 10^6}{2,9 \cdot 10^6} = 38,8 \quad (94)$$

Kde: k_{sho} [–] – bezpečnost svaru hrabla v ohybu

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ VE SMYKU SVARU HRABLA

$$\tau_{Dsh} = a_{\tau s} \cdot \sigma_{doh} = 0,65 \cdot 100 \cdot 10^6 = 65 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (95)$$

Kde: τ_{Dsh} [Pa] – dovolené napětí ve smyku svaru hrabla [15]

$a_{\tau s}$ [–] – převodní součinitel pro ručně svařovaný boční koutový svar

VÝPOČET SMYKOVÉ HAVARIJNÍ SÍLY

$$F_{hs} = F_h \cdot 2 = 227,2 \cdot 2 = 454,4 \text{ N} \quad (96)$$

Kde: F_{hs} [N] – smyková havarijní síla

VÝPOČET NAPĚTÍ VE SMYKU SVARU HRABLA

$$\tau_{sh} = \frac{F_{hs}}{a_{sh} \cdot 4 \cdot l_s} = \frac{454,4}{0,0035 \cdot 4 \cdot 0,035} = 0,9 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (97)$$

Kde: τ_{sh} [Pa] – napětí ve smyku svaru hrabla [15]

VÝPOČET BEZPEČNOSTI SVARU HRABLA VE SMYKU

$$k_{shs} = \frac{\tau_{Dsh}}{\tau_{sh}} = \frac{65 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 10^6} = 72,2 \quad (98)$$

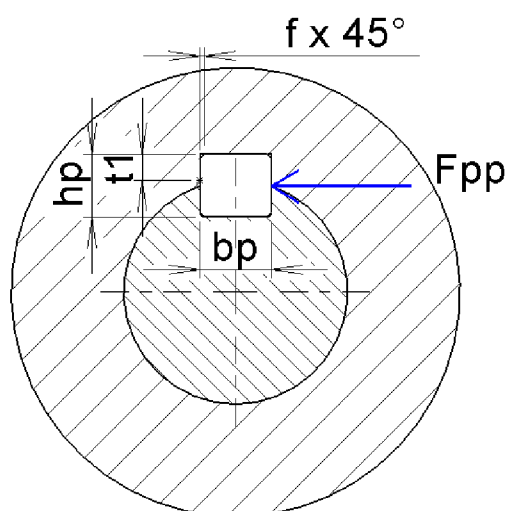
Kde: k_{shs} [–] – bezpečnost svaru hrabla ve smyku

Z výpočtu obou bezpečností svarů je zřejmé, že jsou dostatečně dimenzovány.

4.6 VÝPOČET DÉLKY TĚSNÉHO PERA HŘÍDELE

Pro výpočet pera dle ČSN 02 2562 uvažuji provozní stav a bezpečnost 2.

Materiál pera je ocel 11 600 s mezí kluzu 295 MPa a dovoleným napětím v míjivém tlaku 110-165 MPa [15]. Materiál náboje je ocel 14 220.4. s mezí kluzu min. 590 MPa. Pro výpočet pera volím parametry materiálu s horšími mechanickými vlastnostmi.



Obr. 44 Tlaková síla na pero

$bp=10$ mm; $hp=8$ mm; $t1=3,3$ mm; $f=0,7$ mm

VÝPOČET SÍLY PŮSOBÍCÍ NA TĚSNÉ PERO

$$F_{pp} = \frac{M_k}{\frac{d_h}{2}} = \frac{58}{\frac{0,032}{2}} = 3625 \text{ N} \quad (99)$$

Kde: F_{pp} [N] – provozní síla působící na těsné pero

VÝPOČET DÉLKY TĚSNÉHO PERA

$$\frac{\sigma_{dovp}}{k_p} = \frac{F_{pp}}{(t_1 - f) \cdot l} \Rightarrow l = \frac{F_{pp}}{\frac{\sigma_{dovp}}{k_p} \cdot (t_1 - f)} = \frac{3625}{\frac{120 \cdot 10^6}{2} \cdot (0,0033 - 0,0007)} \quad (100)$$

$$= 0,023 \text{ m}$$

Kde: σ_{dovp} [Pa] – dovolené napětí v míjivém tlaku těsného pera

t_1 [m] – výška drážky pro těsné pero v náboji

f [m] – velikost sražení těsného pera

l [m] – délka těsného pera bez uvažování zaoblení

k_p [-] – bezpečnost těsného pera

Z tabulek volím nejbližší vyšší délku těsného pera [15]

$$l_p = l + 2 \cdot R_p = 0,023 + 2 \cdot 0,005 = 0,033 \text{ m} \Rightarrow \text{volím } 0,036 \text{ m} = 36 \text{ mm} \quad (101)$$

Kde: l_p [m] – délka těsného pera

R_p [m] – velikost zaoblení pera

4.7 VÝPOČET POHONU

Pro výpočet pohonu potřebuji znát délku řetězu a požadované výstupní otáčky.

Rychlost otáčení řetězu uvažuji 3 ot/min. Počet článků řetězu je dán konstrukcí. Rozteč jednoho článku řetězu vychází z katalogu Pewag (viz. Příloha 6).

VÝPOČET DÉLKY ŘETĚZU

$$l_{\check{r}} = Q_{\check{r}} \cdot t_{\check{r}} = 148 \cdot 0,05 = 7,4 \text{ m} \quad (102)$$

Kde: $l_{\check{r}}$ [m] – délka řetězu

$Q_{\check{r}}$ [-] – počet článků řetězu

$t_{\check{r}}$ [m] – rozteč článků řetězu

VÝPOČET POTŘEBNÝCH OTÁČEK HNACÍ Kladky NA 1 OTÁČKU ŘETĚZU

$$n_{k1} = \frac{l_{\ddot{r}}}{2 \cdot \pi \cdot R_k} = \frac{7,4}{2 \cdot \pi \cdot 0,1915} = 6,15 \text{ ot} \quad (103)$$

Kde: n_{k1} [ot] – otáčky kladky na jednu otáčku řetězu

VÝPOČET POŽADOVANÝCH OTÁČEK HNACÍ Kladky

$$n_k = n_{\ddot{r}} \cdot n_{k1} = 3 \cdot 6,15 = 18,45 \text{ ot/min} \quad (104)$$

Kde: n_k [ot/min] – požadované otáčky hnací kladky

$n_{\ddot{r}}$ [ot/min] – uvažované otáčky řetězu

4.7.1 VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Motor volím třífázový asynchronní 4 pólový RAVEO RMS 7124 s 1370 ot/min, výkonem 0,37 kW a výstupním kroutícím momentem 2,58 Nm (viz. Příloha 9)

$$i_t = \frac{n_m}{n_k} = \frac{1370}{18,45} = 74,25 \quad (105)$$

Kde: i_t [–] – teoretický převodový poměr

n_m [ot/min] – jmenovité otáčky elektromotoru

Z dopočítaného převodového poměru volím převodovku TRANSTECNO 71B4 CM063 s převodovým poměrem 80 a nominálním kroutícím momentem 115 Nm. (viz. Příloha 10)

VÝPOČET SKUTEČNÝCH OTÁČEK Kladky

$$n_{k\text{skut}} = \frac{n_m}{i_p} = \frac{1370}{80} = 17,125 \text{ ot/min} \quad (106)$$

Kde: $n_{k\text{skut}}$ [ot/min] – skutečné otáčky hnací kladky

i_p [–] – převodový poměr převodovky

VÝPOČET SKUTEČNÝCH OTÁČEK ŘETĚZU

$$n_{řskut} = \frac{n_{kskut}}{n_{k1}} = \frac{17,125}{6,15} = 2,78 \text{ ot/min} \quad (107)$$

Kde: $n_{řskut}$ [ot/min] – skutečné otáčky řetězu

Při uvážení, že jsou použita dvě hrabla, usuzuji vypočtené otáčky jako vyhovující.

4.7.2 KONTROLA POUŽITÉ PŘEVODOVKY

Pro zaručení provozní bezpečnosti při různém zatížení a provozních podmínkách se při volbě převodovky přihlíží na provozní součinitel a servisní faktor. Servisní faktor musí být vyšší než provozní součinitel.

URČENÍ PROVOZNIHO SOUČiniteLE

Provozní součinitel volím 1,3 z následující tabulky 1 od firmy TOS Znojmo.

Tabulka 1 Provozní součinitel [17]

typ zatížení	počet sepnutí za hodinu	průměrný denní provoz [hod]			
		<2	2÷8	9÷16	17÷24
normální rozběh bez rázu, malá urychlovaná hmota (ventilátory, zubová čerpadla, montážní pásy, dopravní šneky, míchačky tekutin, plnicí a balicí stroje)	<10	0,8	1	1,2	1,3
rozběh, s mírnými rázy, nerovnoměrný provoz, střední urychlovaná hmota (transportní pásy, výtahy, navijáky, hnětací míchací stroje, dřevoobráběcí, tiskařské a textilní stroje)	<10	1,0	1,3	1,5	1,6
	10÷50	1,2	1,4	1,7	1,9
	50÷100	1,3	1,6	2,0	2,1
	100÷200	1,5	1,9	2,3	2,4
neustojený provoz, silné rázy, velká urychlovaná hmota (míchačky betonu, sací čerpadla, kompresory, buchary, válcová stolice, přepravníky pro těžké zboží, ohýbací a lisovací stroje, stroje se střídavým pohybem)	<10	1,2	1,5	1,8	2,0
	10÷50	1,4	1,7	2,1	2,2
	50÷100	1,6	2,0	2,3	2,5
	100÷200	1,8	2,3	2,7	2,9

VÝPOČET SERVISNÍHO FAKTORU PŘEVODOVKY

$$s_f = \frac{M_{pnom}}{M_k} = \frac{115}{58} = 1,98 \quad (108)$$

Kde: s_f [–] – servisní faktor [17]

M_{pnom} [Nm] – nominální kroutící moment převodovky

POROVNÁNÍ PROVOZNIHO SOUČiniteLE A SERVISNÍHO FAKTORU

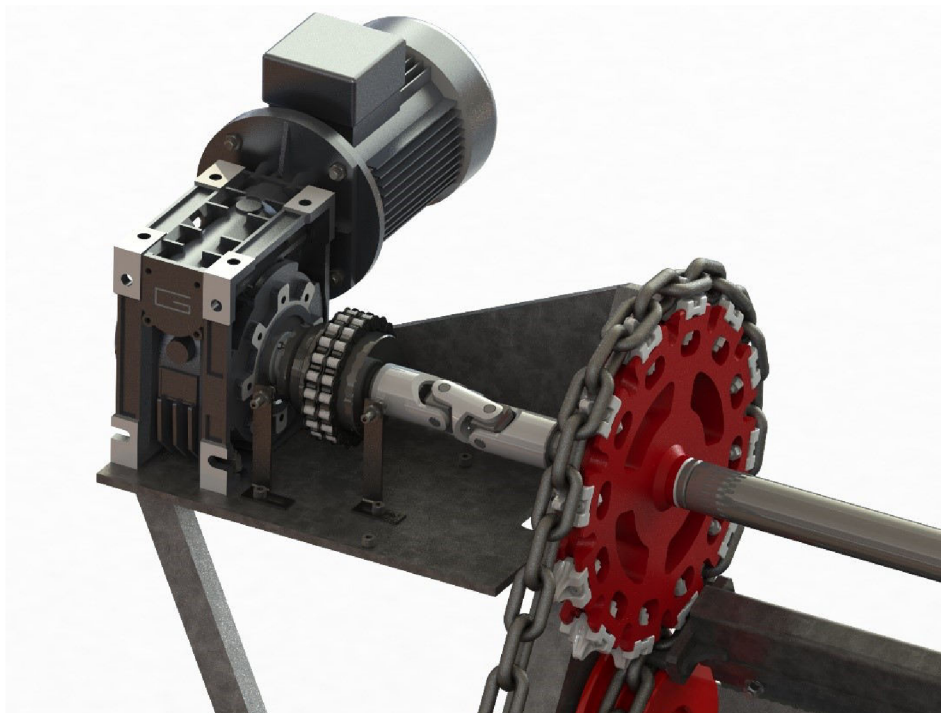
$$s_f > s_m = 1,98 > 1,3 \quad (109)$$

Kde: s_m [–] – provozní součinitel

Z porovnání usuzuji převodovku jako vyhovující.

4.7.3 VOLBA VELIKOSTI BEZPEČNOSTNÍ TŘECÍ SPOJKY

Pro volbu velikosti spojky vycházím z maximálního havarijního kroučícího momentu, který je 87 Nm. Dle výrobce má být spojka nastavena na minimálně 70 % udávaného jmenovitého momentu. Tomuto požadavku vyhovuje velikost RK 120 schopná přenést maximálně 120 Nm. (viz. Příloha 3)



Obr. 45 Pohon stíracího mechanismu

4.8 VOLBA LOŽISEK HŘÍDELE

Výpočet ložisek je značně zjednodušený díky absenci axiálního zatížení.

4.8.1 VÝPOČET RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ

Pro výpočet radiálního zatížení ložiska uvažuji vypočtené hodnoty radiálních sil v kap 4.4.2

$$F_r = \sqrt{F_{LAX}^2 + F_{LAY}^2} = \sqrt{684^2 + 661^2} = 951,2 \text{ N} \quad (110)$$

Kde: F_r [N] – radiální zatížení ložiska

4.8.2 VÝPOČET MINIMÁLNÍ ÚNOSNOSTI LOŽISEK

Z důvodu uvažování bezúdržbového zařízení volím trvanlivost ložisek 30 000 hodin.

$$C = \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot F_r^3 \cdot 60 \cdot n_{\text{řskut}}}{10^6}} = \sqrt[3]{\frac{30000 \cdot 951,2^3 \cdot 60 \cdot 2,78}{10^6}} = 1627 \text{ N} \quad (111)$$

Kde: C [N] – základní dynamická únosnost ložisek

L_h [h] – základní trvanlivost ložiska

Z výsledku volím ložiska SKF 61805 - 2RS1 se základní dynamickou únosností 4360 N a s těsněním po obou stranách. (viz. Příloha 11)

ZÁVĚR

V první části bakalářské práce je stručně popsána malá vodní elektrárna, z jakých částí se skládá a jak se dělí z hlediska výkonu. Dále je popsáno, co jsou to česle, k čemu slouží a z jakých prvků se skládají. Následně je provedena kritická rešerše různých typů stíracích mechanismů, kde popisují jejich funkci a vlastnosti. V další části je popsáno a zdůvodněno mnou navrhované konstrukční řešení česlí a stíracího mechanismu.

Ve výpočetní části bakalářské práce je prvně kontrolováno splnění základních podmínek pro návrh česlí. Následně je spočtena hladinová ztráta a provedena pevnostní kontrola česlicové mříže. Při návrhu hřídele je vycházeno z provozního stavu. Pro výpočet sil, působících na hřídel, je uvažována hmotnost shrabků, hrabla, řetězu a hnacích kladek. Ve výpočtu sil jsou zahrnuty pasivní odpory a síly od proudící vody. Ze zatížení v obou řetězových větvích jsou spočteny výsledné vnitřní účinky hřídele. Následně je volen průměr a provedena pevnostní kontrola hřídele a svarů. Pro pevnostní kontrolu hrabla je uvažován havarijní stav, který odpovídá 150 % provozního zatížení. Následně je spočtena délka těsného pera a zvolen motor s převodovkou a bezpečnostní třecí spojkou. Ke konci výpočetní části jsou volena ložiska hřídele v závislosti na zatížení a otáčkách.

Bakalářská práce obsahuje i výkresovou dokumentaci sestavy celého zařízení, podsestavy a výrobní výkresy vybraných součástí.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DUŠIČKA, Peter. *Malé vodní elektrárny*. Bratislava: Jaga, 2003, 175 s. : il., [24 s.] barev. příl. ISBN 8088905451.
- [2] *Části vodní elektrárny* [online]. [cit. 2019-04-09]. Dostupné z: http://hgf10.vsb.cz/546/VHZ3/casti_vodni_elektrarny.html
- [3] GABRIEL, Pavel, František ČIHÁK a Petr KALANDRA. *Malé vodní elektrárny*. Praha: ČVUT, 1998, 321 s. : il. ISBN 80-01-01812-1.
- [4] *Strojní česle spodem stírané FONTANA R, s r.o.* [online]. [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <http://www.fontanar.cz/fotogalerie.php>
- [5] *Česle* [online]. [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/vodnidilo/cesle.htm>
- [6] *Gyrus-strojní technologie pro MVE* [online]. [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <https://www.gyrus-mve.cz/index.php/%5d/?show=produkty>
- [7] *Ručně stírané česle AS-Česle. ASIO, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <https://www.asio.cz/cz/as-cesle>
- [8] *Řetězové česle ve Vojkovicích* [online]. 2014 [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: <http://www.vojkovice.info/2014/07/hromadny-uhyn-ryb-ve-vojkovickem-nahonu/>
- [9] *Strojně stírané česle vozíkové INKOS* [online]. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <http://www.inkos.cz/vyrobn-program/chci-hledat-podle-zarizeni/cesle-strojne-stirane-vozikove>
- [10] *Huber ROTAMAT®* [online]. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <https://www.huber.cs.cz/cz/produkty/cesle-a-sita/cesle-a-sita-rotamatr/huber-rotacni-cesle-rotamatr-ro1.html>
- [11] *Samočistící česle FONTANA R, s r.o.* [online]. [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <http://www.fontanar.cz/spolecne-dokumenty/cz/vyrobn-program/mechanicke-predcisteni/SCC-CZ.pdf>
- [12] *Huber STEP SCREEN* [online]. [cit. 2019-04-27]. Dostupné z: <https://www.huber.cs.cz/cz/produkty/cesle-a-sita/step-screensrs/huber-cesle-a-sita-step-screenr-ssv.html>
- [13] *Pojistná třecí spojka typ RK. T.E.A. TECHNIK s.r.o.* [online]. [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/typ-rk/>
- [14] HOLATA, Miroslav a Pavel GABRIEL. *Malé vodní elektrárny: projektování a provoz*. Praha: Academia, 2002, 271 s. : il. ISBN 80-200-0828-4.
- [15] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. : il. ISBN 80-7361-033-7.

- [16] *Milan Růžička. Únavové křivky a faktory, které je ovlivňují* [online]. [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: http://www.kmp.tul.cz/system/files/duz_2017_2_ru.pdf
- [17] *Provozní součinitel, TOS Znojmo a.s.* [online]. [cit. 2020-06-16]. Dostupné z: <http://data.tos-znojmo.cz/www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/servis.htm>
- [18] ČSN 75 6401. *Čistírny odpadních vod pro ekvivalentní počet obyvatel (EO) větší než 500*. Praha: Český normalizační institut, 2014, 40 s.
- [19] *Korozivzdorné oceli-vlastnosti, Euro Inox* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: http://www.cedinox.es/opencms901/export/sites/cedinox/.galleries/publicaciones-tecnicas/StainlessSteelProperties_CZ.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	výška průřezu svaru
a_{sh}	[m]	výška průřezu svaru hrabla
a_{To}	[-]	převodní součinitel pro ručně svařovaný čelní koutový svar
a_{Ts}	[-]	převodní součinitel pro ručně svařovaný boční koutový svar
B	[m]	šířka kanálu
B_h	[m]	šířka profilu hrabla
b	[m]	velikost průlin mezi česlicemi
b_h	[m]	vnitřní šířka profilu hrabla
C	[N]	základní dynamická únosnost ložisek
D_{sv}	[m]	velký průměr průřezu svaru
d_{ds}	[m]	malý průměr průřezu svaru
d_h	[m]	průměr hřídele
d_{hskut}	[m]	průměr hřídele při uvažování těsného pera
F_{Ax}	[N]	reakce v bodě A ve směru osy X
F_{Ay}	[N]	reakce v bodě A ve směru osy Y
F_{Bx}	[N]	reakce v bodě B ve směru osy X
F_{By}	[N]	reakce v bodě B ve směru osy Y
F_{gh}	[N]	tíhová síla hrabla
F_{gs}	[N]	tíhová síla shrabků
F_h	[N]	havarijní síla
F_{hs}	[N]	smyková havarijní síla
F_{kx}	[N]	složka sil působících na hnací kladky ve směru osy X
F_{ky}	[N]	složka sil působících na hnací kladky ve směru osy Y
F_{LAy}	[N]	reakční síla ložiska v bodě A ve směru osy Y
F_{Lby}	[N]	reakční síla ložiska v bodě B ve směru osy Y
F_{nh}	[N]	normálová síla od hrabla
F_{nk}	[N]	síla v nezatížené větvi kladek
F_{ns}	[N]	normálová síla od shrabků
F_p	[N]	tlaková síla
F_{pp}	[N]	provozní síla působící na těsné pero
F_{qz}	[N]	síla od průvěsu řetězu v zatížené větvi
F_r	[N]	radiální zatížení ložiska

F_{th}	[N]	třecí síla od hrabla
F_{ts}	[N]	třecí síla od shrabků
F_{zk}	[N]	síla v zatížené větvi kladek
F_{zkh}	[N]	síla v zatížené větvi kladek od hrabla
F_{zks}	[N]	síla v zatížené větvi od shrabků
F_{zx}	[N]	síla od proudu vody směrem do česlí
F_{zy}	[N]	síla od proudu vody po směru shrabování
f	[m]	velikost sražení těsného pera
f_{od}	[-]	součinitel tření mokrá ocel-dřevo
f_{op}	[-]	součinitel tření mokrá ocel-pryž
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
H	[m]	výška hladiny
H_h	[m]	výška profilu hrabla
H_t	[m]	svislá poloha těžiště plochy
h	[m]	výška profilu česlice
h_h	[m]	vnitřní výška profilu hrabla
i_p	[-]	převodový poměr převodovky
i_t	[-]	teoretický převodový poměr
J_x	[m ⁴]	kvadratický moment obdélníku
k	[-]	bezpečnost hřídele k mezi únavy
$k_{\check{c}}$	[-]	součinitel bezpečnosti česlic
k_h	[-]	bezpečnost hrabla při havarijním stavu
k_{kp}	[-]	vrubový součinitel těsného pera v krutu
k_{op}	[-]	vrubový součinitel těsného pera v ohybu
k_p	[-]	bezpečnost těsného pera
k_{sh}	[-]	bezpečnost svarového spoje hřídele
k_{sho}	[-]	bezpečnost svaru hrabla v ohybu
k_{shs}	[-]	bezpečnost svaru hrabla ve smyku
k_{sv}	[-]	bezpečnost svaru hřídele
L	[m]	vzdálenost opěrných bodů česlic
L_h	[h]	základní trvanlivost ložiska
l	[m]	délka těsného pera bez uvažování zaoblení
l_n	[m]	délka jedné nezatížené větve řetězu

l_p	[m]	délka těsného pera
$l_{\dot{r}}$	[m]	délka řetězu
l_s	[m]	délka jednoho svaru
l_z	[m]	délka jedné zatížené větve
M_k	[Nm]	moment působící na hnací kladky
M_{khl}	[Nm]	havarijní kroutící moment působící na jednu kladku
M_{kp}	[Nm]	požadovaný minimální kroutící moment pohonu
M_{oC}	[Nm]	ohybový moment hrabla při havarijním stavu
$M_{o\check{c}max}$	[Nm]	maximální ohybový moment
M_{oh}	[Nm]	maximální ohybový moment působící na hrablo
M_{pnom}	[Nm]	nominální kroutící moment převodovky
m_h	[kg]	hmotnost hrabla
$m_{\dot{r}m}$	[kg]	hmotnost řetězu na jeden metr délky
m_s	[kg]	hmotnost shrabků
n	[-]	počet česlic
n_k	[ot/min]	požadované otáčky hnací kladky
n_{kl}	[ot]	otáčky kladky na jednu otáčku řetězu
n_{kskut}	[ot/min]	skutečné otáčky hnací kladky
n_m	[ot/min]	jmenovité otáčky elektromotoru
$n_{\dot{r}}$	[ot/min]	uvažované otáčky řetězu
$n_{\dot{r}skut}$	[ot/min]	skutečné otáčky řetězu
$Q_{\dot{r}}$	[-]	počet článků řetězu
Q_v	[m ³ s ⁻¹]	objemový průtok kanálem
$R_{e\check{c}}$	[Pa]	mez kluzu oceli 1.4016
R_k	[m]	poloměr roztečné kružnice hnací kladky
R_m	[Pa]	mez pevnosti krajní části hřídele
R_{ms}	[Pa]	mez pevnosti střední části hřídele
R_p	[m]	velikost zaoblení pera
S	[m ²]	ponořená plocha česlí
$S1$	[m ²]	plocha paprsku vody pro výpočet síly F_{zy}
$S2$	[m ²]	plocha paprsku vody pro výpočet síly F_{zx}
$S_{\check{c}}$	[m ²]	průtočná plocha mezi česlicemi
s	[m]	šířka profilu česlice

s_f	[-]	servisní faktor
s_m	[-]	provozní součinitel
t	[m]	hloubka drážky těsného pera
t_l	[m]	výška drážky pro těsné pero v náboji
$t_{\bar{r}}$	[m]	rozteč článků řetězu
v	[-]	směr proudění vody
v_{max}	[ms ⁻¹]	rychlost proudění vody v profilu česlí
v_p	[ms ⁻¹]	rychlost proudění vody před česlí
W_k	[m ³]	modul průřezu v krutu hřídele
W_{ksv}	[m ³]	modul průřezu mezikruží v krutu svaru
W_o	[m ³]	modul průřezu v ohybu hřídele
W_{oh}	[m ³]	modul průřezu hrabla
W_{Oo}	[m ³]	modul průřezu mezikruží v ohybu svaru
W_{osh}	[m ³]	modul průřezu svaru při ohybu
y_t	[m]	šikmá poloha těžiště
α	[°]	sklon česlí v kanále
β	[-]	tvarový součinitel česlice
ΔH	[m]	místní výšková ztráta na česlích
Δ_t	[m]	posunutí těžiště
ζ	[-]	součinitel průvěsu řetězu
ρ_v	[kg.m ⁻³]	hustota vody
σ_{doh}	[Pa]	dovolené napětí ve statickém ohybu hrabla
σ_{dovp}	[Pa]	dovolené napětí v míjivém tlaku těsného pera
σ_{Dsv}	[Pa]	dovolené napětí v ohybu svaru hrabla
σ_o	[Pa]	napětí v ohybu hřídele
σ_{ocsv}	[Pa]	mez únavy při střídavém ohybu střední části hřídele
$\sigma_{o\check{c}max}$	[Pa]	maximální napětí v ohybu česlic
σ_{oh}	[Pa]	napětí v ohybu hrabla při havarijním stavu
σ_{och}	[Pa]	mez únavy při střídavém ohybu krajní částí hřídele
σ_{osh}	[Pa]	napětí v ohybu ve varu hrabla
σ_{osv}	[Pa]	ohybové napětí svaru hřídele
σ_{red}	[Pa]	redukované napětí dle HMH
σ_{redsv}	[Pa]	redukované napětí svaru hřídele

T_{AD}	[Pa]	dovolené napětí svaru při dynamickém zatížení hřídele
T_{Dsh}	[Pa]	dovolené napětí ve smyku svaru hrabla
T_k	[Pa]	smykové napětí hřídele
T_{ksv}	[Pa]	smykové napětí svaru hřídele
T_{sh}	[Pa]	napětí ve smyku svaru hrabla

SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHY

- Příloha 1: Rozměry vodících kladek Pewag s.r.o.
- Příloha 2: Iglidurová ložiska od firmy Igus ®.
- Příloha 3: Bezpečnostní třecí řetězová spojka od firmy T.E.A. Technik s.r.o.
- Příloha 4: Kardanův hřídel od firmy Still.
- Příloha 5: Rozměry hnacích kladek Pewag s.r.o.
- Příloha 6: Rozměry spojovacího článku Pewag s.r.o.
- Příloha 7: Rozměry letmého uchycení hrabla Pewag s.r.o.
- Příloha 8: Rozměry článkového řetězu HV od firmy Pewag s.r.o.
- Příloha 9: Motor od firmy Raveo s.r.o.
- Příloha 10: Šneková převodovka od firmy Transtecno.
- Příloha 11: Ložisko 61805 - 2RS1 od firmy SKF.

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

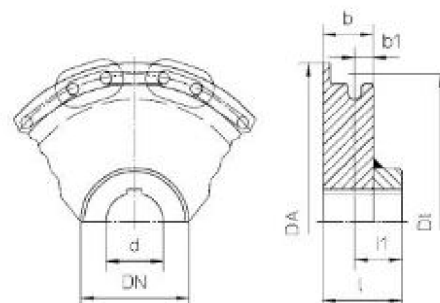
Výkres sestavy:	Řetězové česle	1-ŘČ-ML-00	4 listy
Výkres podsestavy:	Hrablo	2-ŘČ-ML-01	2 listy
Výkres součástí:	Svařenec hrabla	2-ŘČ-ML-02	2 listy
	Pryž hrabla	4-ŘČ-ML-03	1 list
	Plech hrabla	3-ŘČ-ML-04	1 list
	Hřídel	3-ŘČ-ML-05	2 listy

Příloha 1: Rozměry vodících kladek Pewag s.r.o.

Hladká převáděcí a vodící kola

Hladká převáděcí a vodící kola ULR, ULS, UL a UK pro hmoždici do-pravníky jsou obrobené svařence. Kola jsou cementovaná v místech kontaktu s řetězem. Je možný jakýkoliv vnější průměr, respektive průměr roztečné kružnice. Konstrukce náboje, vrtání náboje a drážka pro pero podle požadavků zákazníka.

ULR ... řetězové kolo s drážkou a nákolkem
 ULS ... řetězové kolo s drážkou a nákolkem – výměnné segmenty
 UK ... řetězové kolo s drážkou
 UL ... hladké řetězové kolo s nákolkem

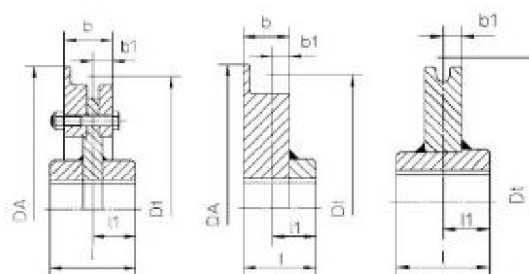


ULR

Provedení		Řetěz	Dt	DA	b	b1	Náboj** l	Náboj** DN	Odpovídající počet zubů
Hladká převáděcí a vodící kola		d x t	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	
ULR	U ... 10/147	10 x 38	147	175	45	14,7	65	70	6
	U ... 10/195	10 x 38	195	225	45	14,7	65	70	8
	U ... 14/256	14 x 50	256	280	60	22	90	100	8
	U ... 14/288	14 x 50	288	310	60	22	90	100	9
	U ... 14/319	14 x 50	319	345	60	22	90	110	10
	U ... 14/383	14 x 50	383	410	60	22	90	110	12
ULS	U ... 16/328	16 x 64	328	380	70	24,5	100	140	8
	U ... 16/369	16 x 64	369	400	70	24,5	100	140	9
	U ... 16/409	16 x 64	409	440	70	24,5	100	160	10
	U ... 16/490	16 x 64	490	520	70	24,5	100	160	12
	U ... 19/384	19 x 75	384	420	80	29,5	120	170	8
	U ... 19/432	19 x 75	432	465	80	29,5	120	170	9
UK	U ... 19/479	19 x 75	479	515	80	29,5	120	170	10
	U ... 22/440	22 x 86	440	480	95	34,5	130	190	8
	U ... 22/495	22 x 86	495	540	95	34,5	130	190	9
	U ... 22/550	22 x 86	550	595	95	34,5	130	190	10
	U ... 26/513	26 x 100	513	580	105	40	155	200	8
	U ... 26/578	26 x 100	578	630	105	40	155	200	9
UL	U ... 30/615	30 x 120	615	675	125	47	160	200	8
	U ... 30/691	30 x 120	691	750	125	47	160	250	9
	U ... 34/697	34 x 136	697	780	140	52	180	250	8
	U ... 34/783	34 x 136	783	850	140	52	180	250	9

* Jiné velikosti a rozměry na vyzádání.

** Délka a vrtání podle požadavků zákazníka.



ULS

UL

UK

Příklad objednávky

2 ks převáděcích kol ULR 22/550

pro řetěz 22 x 86, průměr roztečné kružnice = 550 mm

Vyosený náboj: délka l = 150 mm, délka l1 = 100 mm

Vrtání náboje = 80 H7 a drážka pro pero podle DIN 6885

Příloha 2: Iglidurová ložiska od firmy Iigus®.



Product Data Sheet



Product: iglidur® H370

19.11.2013

General Properties:

density:	1.66 g/cm ³
colour:	grey
saturation with moisture absorption at 23°C / 50% r. h.:	0.1 weight %
saturation with water:	0.1 weight %

Mechanical Properties:

flexural modulus:	11100 MPa
flexural strength:	135 MPa
max. permissible surface pressure at 20 °C:	75 MPa
Shore D hardness:	82

Thermal Properties:

highest long term service temperature ¹⁾ :	200°C
highest short term service temperature ^{1), 2)} :	240°C
highest short term ambient temperature ^{1), 2)} :	260°C
lowest service temperature:	-40°C

Electrical Properties³⁾:

specific volume resistivity:	<10 ⁵ Ωcm
surface resistivity:	<10 ⁵ Ω

¹⁾ relaxation possible

²⁾ without additional load; no movement

³⁾ The good conductivity of this product might lead to the corrosion of metallic counterparts under certain conditions.

Příloha 3: Bezpečnostní třecí řetězová spojka od firmy T.E.A. Technik s.r.o.

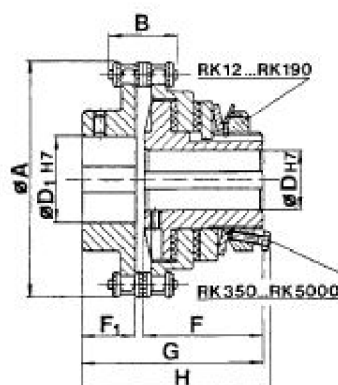


Pojistné třecí spojky Typ RK

Popis

Pojistné třecí spojky typ RK slouží jako ochrana proti přetížení zařízení při spojení dvou hřídelí. Spojky se skládají z třecího náboje RT a řetězové spojky. Spojka dovoluje jen minimální paralelní nesouosost.

Pojistné třecí spojky typ RK jsou nenáročné na údržbu. Výhodou je snadná montáž a demontáž. Jen u tohoto typu spojky lze po sejmutí řetězu radiálně oddělit montážní celek bez axiálního vyosení.



Obj. číslo	T max [Nm]	n max [min ⁻¹]	A [mm]	B [mm]	D min ¹⁾ [mm]	D max [mm]	D ₁ min ¹⁾ [mm]	D ₂ max [mm]	F [mm]	F ₁ [mm]	G [mm]	H [mm]	Max. nesouosost		Hmotnost [kg]
													axiální [mm]	úhel	
RK 12	12	800	55	27,0	—	12	8	22	33	16	52	—	0,20	0,5°	0,7
RK 20	20	800	64	27,0	—	15	10	28	34	16	53	—	0,20	0,5°	1,0
RK 40	40	800	73	27,0	—	19	12	32	38	20	61	—	0,20	0,5°	1,4
RK 70	70	600	82	27,0	—	22	12	38	45	20	67	—	0,20	0,5°	2,1
RK 120	120	500	91	27,0	—	25	16	40	48	20	70	—	0,20	0,5°	2,5
RK 190	190	450	110	35,0	15	30	16	43	55	25	84	—	0,25	0,5°	3,6
RK 350	350	410	134	35,0	20	32	16	46	60	30	94	95	0,25	0,5°	4,6
RK 630	630	380	146	35,0	20	40	16	46	72	30	105	106	0,25	0,5°	6,0
RK 1200	1200	340	195	35,0	25	50	20	58	82	40	125	—	0,25	0,5°	12,1
RK 1700	1700	320	216	73,5	30	55	25	74	95	50	151	152	0,50	0,5°	20,9
RK 2400	2400	300	240	73,5	35	65	25	76	110	50	168	169	0,50	0,5°	29,0
RK 3500	3500	250	289	73,5	40	80	25	90	118	55	181	—	0,50	0,5°	41,9
RK 5000 ²⁾	5000	220	337	73,5	—	100	25	105	130	65	201	206	0,50	0,5°	55,8

¹⁾ Předvrtané nebo vrtané s drážkou pro pero dle DIN 6885

²⁾ RK 5000 na poptávku

Příloha 4: Kardanův hřídel od firmy Still.

Wellengelenke DIN 808

Normalausführung mit Gleitlagerung (G)



Gelenke und Gelenkantriebe

WALTER STILL GMBH

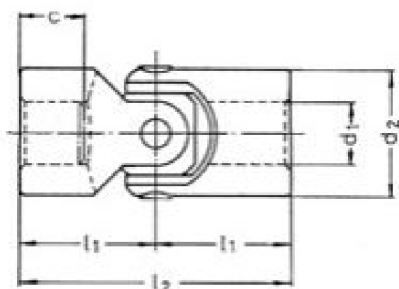
Poppenbütteler Bogen 18
22399 Hamburg

Tel.: (040) 602 22 94

Fax: (040) 602 23 93

www.still-gelenke.de

info@still-gelenke.de

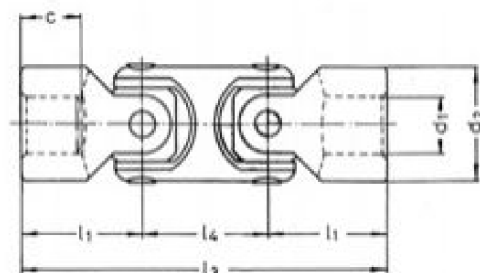


Einfach

Ausführung E

Bezeichnung eines Einfach-Wellengelenkes (E)
von $d_1 = 20$ mm und $d_2 = 40$ mm
mit Gleitlagerung

Wellengelenk E 20 x 40 DIN 808-G



Doppelt

Ausführung D

Bezeichnung eines Doppelt-Wellengelenkes (D)
von $d_1 = 20$ mm und $d_2 = 40$ mm
mit Gleitlagerung

Wellengelenk D 20 x 40 DIN 808-G

Die Größe 6 x 16 bis 25 x 50 sind alternativ auch in nichtrostender Ausführung lieferbar. Werkstoff 1.4305.

Beachten Sie bitte die technischen Hinweise auf Seite 35 - 40

Bei den Größen 10 x 20 bis 25 x 50 ist die Bohrtiefe (C) geringer als nach DIN 808.



Größe	d_1 Ø H7	d_2	c	l_1	l_2	l_3	l_4	Gewicht einfach kg	Gewicht doppelt kg	Statisches Bruchdreh- moment Nm	Vierkant s	Keilnut DIN 6885 Bl.1		Sechskant sw
												b JS9	t + 0,2	
6 x 16	6	16	9	17	34	-	-	0,035		40	-	2	7	-
8 x 16	8	16	11	20	40	62	22	0,040	0,080	40	6	2	9	6
10 x 20	10	20	*12	24	48	74	26	0,075	0,145	90	8	3	11,4	8
12 x 25	12	25	*14	28	56	86	30	0,140	0,240	150	10	4	13,8	10
16 x 32	16	32	*16	34	68	104	37	0,290	0,445	300	14	5	18,3	14
20 x 40	20	40	*20	41	82	128	47	0,530	0,860	650	19	6	22,8	19
25 x 50	25	50	*25	52	104	160	56	1,140	1,680	1200	24	8	28,3	24
32 x 63	32	63	33	65	130	200	70	2,080	3,280	2400	30	10	35,3	-
40 x 75	40	75	43	80	160	245	85	3,500	5,280	3400	36	12	43,3	-
50 x 90	50	90	52	95	190	290	100	6,150	9,400	4600	Anfrage	14	53,8	-

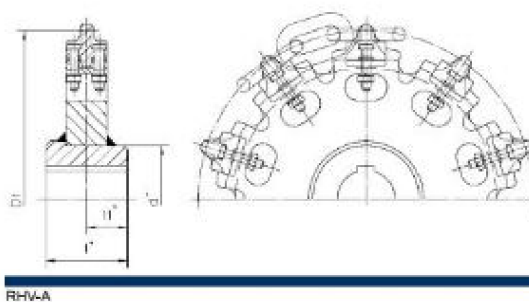
Příloha 5: Rozměry hnacích kladek Pewag s.r.o.



RHV-A a RHV-AG Poháněcí řetězová kola

Poháněcí řetězová kola pro použití s HV a DSZ řetězy z oceli kruhového profilu s výměnnými a nastavitelnými zuby. Kola jsou vyrobená z MnCr oceli a jsou cementovaná – vysoká otlenu-vzdornost. Ozubená kola jsou obrobené svařence. Je možné dodat jakýkoliv počet zubů nebo konstrukce náboje. Pro zajištění přesné polohy zubů je drážka pro pero ražena do kol v páru. Konstrukce náboje, vrtání náboje a drážka pro pero podle specifikací zákazníka. V případě prodloužení řetězu, z důvodu opotřebení v místech kontaktu článků, mohou být pro úpravu průměru roztečné kružnice jednotlivé zuby podloženy podložkami. Tímto je zajištěn průběžný hladký běh řetězu přes řetězová kola a maximální využití cementované vrstvy řetězu. Podložky a nové zuby mohou být montovány bez demontáže řetězu.

Řetězová kola RHV-A: s čistícími drážkami

Řetězová kola RHV-AG: s čistícími drážkami a zubovými segmenty



RHV-A a RHV-AG Ozubená kola	Provedení	Řetěz	Počet zubů	Roztečná kružnice- e Dt	Hmotnost
		d x t	Z*	[mm]	[kg/ks]
 RHV-A	RHV 14/8-50	14 x 50	8	256	10
	RHV 14/9-50	14 x 50	9	268	13
	RHV 14/10-50	14 x 50	10	319	17
	RHV 14/12-50	14 x 50	12	383	27
	RHV 16/8-64	16 x 64	8	327	17
	RHV 16/9-64	16 x 64	9	369	26
	RHV 16/10-64	16 x 64	10	409	36
	RHV 16/12-64	16 x 64	12	490	54
	RHV 19/8-75	19 x 75	8	384	33
	RHV 19/9-75	19 x 75	9	432	43
	RHV 19/10-75	19 x 75	10	479	56
	RHV 19/12-75	19 x 75	12	574	86
 RHV-AG	RHV 22/8-86	22 x 86	8	440	47
	RHV 22/9-86	22 x 86	9	495	62
	RHV 22/10-86	22 x 86	10	549	82
	RHV 22/12-86	22 x 86	12	659	134
	RHV 26/8-100	26 x 100	8	512	72
	RHV 26/9-100	26 x 100	9	575	100
	RHV 26/10-100	26 x 100	10	639	137
	RHV 26/12-100	26 x 100	12	766	190
	RHV 30/8-120	30 x 120	8	615	118
	RHV 30/9-120	30 x 120	9	691	160
	RHV 30/10-120	30 x 120	10	767	205
	RHV 30/12-120	30 x 120	12	919	280
	RHV 34/8-136	34 x 136	8	697	194
	RHV 34/9-136	34 x 136	9	783	230
	RHV 34/10-136	34 x 136	10	869	327
	RHV 34/12-136	34 x 136	12	1041	450
	RHV 38/8-144	38 x 144	8	738	240
	RHV 38/9-144	38 x 144	9	829	341
RHV 38/10-144	38 x 144	10	920	405	
RHV 38/12-144	38 x 144	12	1103	498	

*Jiné počty zubů a velikosti na vyžádání.

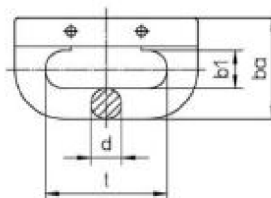
Délka náboje a vrtání náboje podle specifikace zákazníka.

Příloha 6: Rozměry spojovacího článku Pewag s.r.o.

VHV Spojovací články

Spojovací články pro jednotlivé řetězové délky HV a DSZ. Spojovací články mají stejnou vysokou odolnost proti opotřebení jako řetězy. Korektní montáž a instalace řetězových spojek musí být provedena dle instrukcí montážního návodu obsaženého v každém balení. Tyto spojovací články jsou montovány vertikálně nebo horizontálně do horizontálně nebo šikmo situovaných dopravníků. V dopravnících s horizontálními a dodatečnými zslomeními se montují pouze jako horizontální články. Provoz přes poháněcí kola, hladká kola s drážkou nebo bez drážky, vertikální i horizontální montáž článků. Pro kapsová kola mohou být články montovány pouze vertikálně.

Povrchová úprava: tryskáno a voskováno



VHV

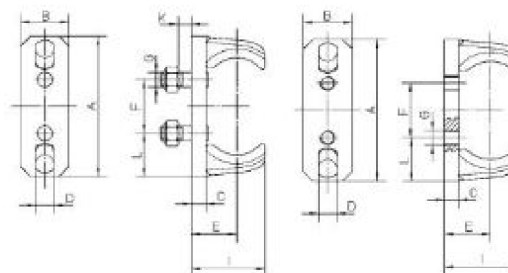
VHV Spojovací články	Provedení	d [mm]	t [mm]	b1 [mm]	ba [mm]	Količek D x L	Hmotnost [kg/ks]
	VHV 14 x 50	14	50	16	46	4 x 14	0,25
	VHV 16 x 64	16	64	20	54	5 x 16	0,40
	VHV 19 x 75	19	75	22	65	5 x 20	0,65
	VHV 19 x 120	19	120	22	65	5 x 20	0,85
	VHV 22 x 88	22	88	26	76,5	6 x 22	1,00
	VHV 26 x 100	26	100	31	87	8 x 26	1,50
	VHV 30 x 120	30	120	36	102	10 x 32	2,55
	VHV 34 x 136	34	136	39,5	112	12 x 36	3,70

Příloha 7: Rozměry letmého uchycení hrabla Pewag s.r.o.


FDD Letmá uchycení

Letmé uchycení pro těžká nasazení ve dvou a více-pramenných řetězových dopravnících. Provoz přes ozubená a hladká kola s drážkou a bez drážky. Dva čepy jsou vyrobeny z ušlechtilé oceli MnCr. Čepy jsou výkovky a jsou cementované – vysoce otěruvzdorné. Čepy jsou navařeny na ocelovou desku. Jednoduchá montáž a demontáž na uvolněném řetězu. Vhodné pro reverzní operace. Vložte letmé uchycení do vertikálního článku řetězu, namontujte letmou příčku a dotáhněte matice nebo šrouby předepsaným utahovacím momentem.

Povrchová úprava: tryskáno a olejováno



FDD

FDD Letmá uchycení	Provedení	Řetěz d x t	A [mm]	B	C	D	E	F	G	I	L	K	Hmotnost [kg/ks]
	FDD 14 x 50	14 x 50	117	40	12	15	38	45	M 12	61,5	36	12	0,70
	FDD 16 x 64	16 x 64	150	50	15	19	48	52	M 16	76	49	15	1,20
	FDD 19 x 75	19 x 75	175	60	20	21	58	65	M 20	90	55	20	2,00
	FDD 22 x 88	22 x 88	200	70	20	25	68	71	M 20	106	64,5	20	3,00
	FDD 26 x 100	26 x 100	235	80	20	30	72	85	M 20	116	75	20	4,50
	FDD 30 x 120	30 x 120	280	90	25	35	85	98	M 24	136	91	24	6,70
	FDD 34 x 136	34 x 136	320	100	30	38	98	110	M 27	155	105	30	10,00

Rozsah dodávky

FDD s otvory se závity: bez šroubů a matic

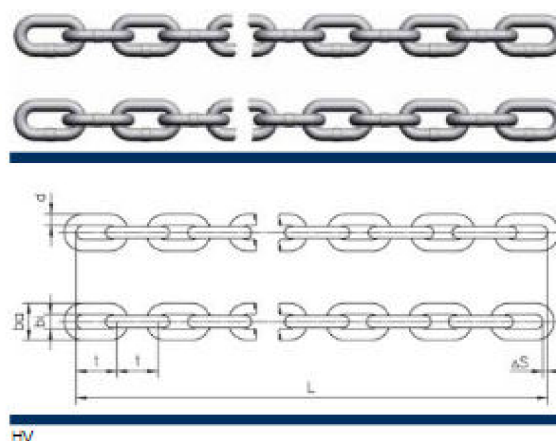
FDD se šrouby: včetně 2 ks matic DIN 980-8

Příloha 8: Rozměry článkového řetězu HV od firmy Pewag s.r.o.

HV Řetězy z oceli kruhového profilu

HV řetězy jsou vyrobeny ze speciálních ušlechtilých ocelí CrNi nebo CrNiMo a jsou vhodné pro vysoko-kapacitní hrnouché dopravníky s vysokým dynamickým a statickým zatížením. Pro zajištění přesného paralelního běhu řetězových článků jsou dodávány ve vhodných párech.

Povrchová úprava: leštěno a voskováno



Řetěz d x t	Šířka řetězu bi min.	Šířka řetězu ba max.	Hmotnost	Standardní délka Počet článků	Standardní délka L* [mm]	G80 E10 Zkušební zatížení [kN]	G80 E10 Mezní zatížení [kN]	G80 E14 Zkušební zatížení [kN]	G80 E14 Mezní zatížení [kN]
[mm]	[mm]	[mm]	[kg/m]						
10 x 38	12,5	34	2,10	527	20.026	38	64	-	-
14 x 50	16,3	47	4,10	215	10.750	74	128	65	110
16 x 64	20	55	5,30	167	10.688	96	160	84	140
19 x 75	22	63	7,40	143	10.725	135	227	117	198
22 x 86	26	74	9,90	119	10.234	162	304	160	266
26 x 100	31	87	13,80	83	8.300	255	425	220	370
30 x 120	36	102	18,70	47	5.640	340	566	300	500
34 x 136	39	113	23,80	35	4.760	425	710	375	630
38 x 144	44	127	30,00	29	4.176	530	910	460	800

* Jiné velikosti a jakosti na vyžádání.

Technické údaje

Výrobní tolerance řetězové délky = $+0,3 / -0,15\% = 0,45\%$
 To znamená, že rozdíl mezi 10 m řetězovými délkami je maximálně 45 mm. Výrobní tolerance ΔS vhodných párů řetězových délek je 0,05 nebo maximálně 3 mm pro dvou nebo několika-pramenné dopravníky

Příklad objednávky

16 ks HV řetězů 22 x 86 G80E10 L = 119 článků = 10.234 mm
 dodávané ve vhodných párech

Třída kvality	G80 E10	G80 E14
Mezní napětí [N/mm ²]	400	350
Zkušební napětí [N/mm ²]	240	210
Tažnost při přetržení ca. [%]	2	2
Povrchová tvrdost v místě kontaktu řetězových článků HV 10	800	800
Hloubka cementace HTA ... d +/- 0,01d	0,10 ¹⁾	0,14 ²⁾
Hloubka cementační tvrdosti EHT 550 HV 3 ... d min.	0,06 ²⁾	0,09 ²⁾
Materiál včetně d = 22 mm: CrNi-ušlechtilá ocel Materiál od d = 26 mm: CrNiMo-ušlechtilá ocel		

Přípustné tolerance zkušebního a mezního zatížení - 10% v závislosti na šaržích.

Hloubka cementační vrstvy HTA naměřená při materiálové analýze:

- ¹⁾ 30 Ø a 34 Ø - 0,09 d; 38 Ø - 0,08 d
²⁾ 30 Ø - 0,12 d; 34 Ø - 0,11 d; 38 Ø - 0,09 d

Hloubka cementační tvrdosti EHT 550 HV 3:

- ²⁾ 30 Ø a 34 Ø - 0,05 d; 38 Ø - 0,04 d
²⁾ 30 Ø - 0,08 d; 34 Ø - 0,07 d; 38 Ø - 0,05 d

Příloha 9: Motor od firmy Raveo s.r.o.



4-PÓLOVÉ, TŘÍFÁZOVÉ ASYNCHRONNÍ MOTORY - RAVEO



Přehled parametrů

výkon: 0,09 - 30 kW
 rychlost: 1310 - 1480 ot/min
 krouticí moment: 0,63 - 196,3 N.m
 napájení: 230/400 VAC, 50 Hz
 provedení: patkové B3, přírubové B5 / B14
 třída krytí: IP55

Velikost IEC

RMS56 / RMS63 / RMS71 / RMS80 / RMS90 / RMS100 /
 RMS112 / RMS132 / RMS160 / RMS180 / RMS200

Třífázové 4-pólové asynchronní motory řady RMS - technické údaje

Označení	Velikost (IEC)	Výkon (kW)	Rychlost (ot/min)	Krouticí moment (N.m)	Napájení	Jmenovitý proud (při 400 V)	Třída účinnosti	Třída krytí	Váha (kg)
RMS5624	56	0,09	1360	0,63	230/400 VAC / 50 Hz	0,45	IE1	IP55	3,2
RMS6314	63	0,13	1340	0,95	230/400 VAC / 50 Hz	0,5	IE1	IP55	3,7
RMS6324	63	0,18	1310	1,31	230/400 VAC / 50 Hz	0,7	IE1	IP55	4,2
RMS7114	71	0,25	1350	1,77	230/400 VAC / 50 Hz	0,84	IE1	IP55	5,0
RMS7124	71	0,37	1370	2,58	230/400 VAC / 50 Hz	1,11	IE1	IP55	5,8
RMS7134	71	0,55	1380	3,8	230/400 VAC / 50 Hz	1,6	IE1	IP55	6,5
RMS8024	80	0,75	1430	5,1	230/400 VAC / 50 Hz	2,0	IE2	IP55	9,8
RMS90S4	90	1,1	1430	7,5	230/400 VAC / 50 Hz	2,8	IE2	IP55	12,0
RMS90L4	90	1,5	1430	10,2	230/400 VAC / 50 Hz	3,7	IE2	IP55	13,5
RMS100LA4	100	2,2	1430	14,8	230/400 VAC / 50 Hz	4,8	IE2	IP55	19
RMS100LB4	100	3,0	1430	20,2	230/400 VAC / 50 Hz	6,4	IE2	IP55	21
RMS112M4	112	4,0	1440	26,8	230/400 VAC / 50 Hz	8,2	IE2	IP55	29
RMS132S4	132	5,5	1460	36,4	230/400 VAC / 50 Hz	11,3	IE2	IP55	43
RMS132M4	132	7,5	1460	49,5	230/400 VAC / 50 Hz	14,9	IE2	IP55	52
RMS160M4	160	11,0	1470	47,3	230/400 VAC / 50 Hz	25,0	IE2	IP55	90
RMS160L4	160	15,0	1460	98,1	230/400 VAC / 50 Hz	28,1	IE2	IP55	132
RMS180M4	180	18,5	1470	121,0	230/400 VAC / 50 Hz	36,6	IE2	IP55	120
RMS180L4	180	22,0	1480	143,3	230/400 VAC / 50 Hz	44,3	IE2	IP55	135
RMS200L4	200	30,0	1460	196,3	230/400 VAC / 50 Hz	56,0	IE2	IP55	155

Příloha 10: Šneková převodovka od firmy Transtecno.

TRANSTECNO[®]
the modular gearmotor

CM-CMP



Motoriduttori a vite senza fine **CM/CMP**
Wormgearmotors



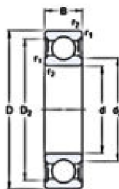
Technical data

	P_1 [kW]	n_2 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	sf	i			
0.37								
71A2 (2800 min ⁻¹)	16	142	2.9	150				CMP071/090 B14
	12	175	2.2	240				CMP071/090 B14
	9.3	200	1.7	300				CMP071/090 B14
71B4 (1400 min ⁻¹)	280	11	3.7	5	CM040			B5/B14
	187	16	2.7	7.5	CM040			B5/B14
	140	21	2.1	10	CM040			B5/B14
	93	31	1.5	15	CM040			B5/B14
	70	39	1.0	20	CM040			B5/B14
	56	47	0.8	25	CM040			B5/B14
	47	53	0.8	30	CM040			B5/B14
	93	31	2.6	15	CM050			B5/B14
	70	40	1.8	20	CM050			B5/B14
	56	48	1.5	25	CM050			B5/B14
	47	55	1.6	30	CM050			B5/B14
	35	68	1.1	40	CM050			B5/B14
	28	80	0.9	50	CM050			B5/B14
	23	91	0.8	60	CM050			B5/B14
	23	105	1.0	60		CMP071/050		B14
	19	124	0.7	75		CMP071/050		B14
	16	145	0.9	90		CMP071/050		B14
	35	71	2.0	40	CM063			B5/B14
	28	83	1.6	50	CM063			B5/B14
	23	95	1.3	60	CM063			B5/B14
23	108	1.7	60		CMP071/063		B14	
19	130	1.3	75		CMP071/063		B14	
18	115	1.0	80	CM063			B5/B14	
16	142	1.6	90		CMP071/063		B14	
14	131	0.9	100	CM063			B5/B14	
12	178	1.2	120		CMP071/063		B14	
9.3	211	0.9	150		CMP071/063		B14	
7.8	236	0.8	180		CMP071/063		B14	
28	88	2.2	50	CM070			B5	
23	98	1.8	60	CM070			B5	
23	110	2.6	60		CMP071/070		B14	
19	132	1.9	75		CMP071/070		B14	
18	121	1.3	80	CM070			B5	
16	147	2.3	90		CMP071/070		B14	
14	134	1.2	100	CM070			B5	
12	181	1.7	120		CMP071/070		B14	
9.3	211	1.3	150		CMP071/070		B14	
7.8	238	1.1	180		CMP071/070		B14	
5.8	279	0.8	240		CMP071/070		B14	
28	87	2.6	50	CM075			B5	
23	100	2.2	60	CM075			B5	
23	111	3.0	60		CMP071/075		B14	
19	134	2.2	75		CMP071/075		B14	
18	121	1.6	80	CM075			B5	
16	149	2.7	90		CMP071/075		B14	
14	141	1.3	100	CM075			B5	
12	184	2.0	120		CMP071/075		B14	
9.3	215	1.5	150		CMP071/075		B14	
7.8	240	1.3	180		CMP071/075		B14	
5.8	285	0.9	240		CMP071/075		B14	
4.7	319	0.8	300		CMP071/075		B14	

Příloha 11: Ložisko 61805 - 2RS1 od firmy SKF.

Technical specification

☉ Metric ○ Imperial



DIMENSIONS

d	25 mm
D	37 mm
B	7 mm
D ₂	≈ 34.2 mm
r _{1,2}	min. 0.6 mm

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	4.36 kN
Basic static load rating	C ₀	2.6 kN
Fatigue load limit	P ₀	0.125 kN
Limiting speed		11000 r/min
Calculation factor	k _v	0.015
Calculation factor	f ₀	14.2