



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

HYDRAULICKÝ ČISTÍCÍ STROJ

HYDRAULIC CLEANER-MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Lužný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

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

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

Hydraulický čistící stroj

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a konstrukce vodních česlí s hydraulickým pohonem čištění. Rozbory sil a rychlostí mechanismu vzhledem k hydromotorům. Volba způsobu funkce, parametrů a rozměrů zařízení za účelem jednoduchosti a univerzálnosti jako výsledek rešerše.

Cíle diplomové práce:

Vypracování rešerši hydraulických a mechanických pohonů hrabic česlí.

Provedení grafických řešení silových účinků mechanismu hrabic a jejich průběhů v závislosti na pracovní poloze stroje a rozměrech stroje.

Provedení konstrukčního řešení hydraulického čistícího stroje – česlí pro čističku odpadních vod.

Návrh hydraulického obvodu.

Provedení posouzení konstrukčních řešení mechanických a hydraulických ovládání těchto technologických zařízení s případným vlastním návrhem.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

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

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

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

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

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulického čistícího stroje česlí pro čistírnu odpadních vod. První část práce se zabývá rešerší způsobů odstraňování hrubých nečistot z přitékající vody k technologickým zařízením. Dále je proveden konkrétní konstrukční návrh včetně výpočtu a volby pohonu. Součástí práce je řešení průběhu silových účinků a pevnostní kontrola nejvíce namáhaných součástí. V práci je řešeno také porovnání konstrukčních řešení hydraulického a mechanického pohonu stroje. Příloha obsahuje výkres sestavy čistícího stroje a vybraného svařovaného celku.

KLÍČOVÁ SLOVA

jemné česle, shrabky, mechanické předčištění, hydraulický pohon, teleskopický čistící stroj

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of hydraulic trash rack cleaning machine for waste water treatment plant. The first part of the thesis describes methods of removing coarse impurities from intake water to technological equipment. Furthermore, a specific design including calculation and choice of the drive is made. Part of the work is also solving the course of force effects and strength analysis of the most stressed parts. The work also deals with the comparison of design solution of hydraulic and mechanical drive of the machine. The attachment contains a drawing of the cleaning machine assembly and selected welded complex.

KEYWORDS

fine screens, screenings, mechanical pre-treatment, hydraulic drive, telescopic trash rack cleaning machine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LUŽNÝ, Jan. *Hydraulický čistící stroj*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121612>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 74 s. Vedoucí práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. června 2020

.....

Jan Lužný

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné vedení, a trpělivost při zpracování mé diplomové práce. Dále chci poděkovat svým kolegům ze zaměstnání za praktické rady a za vstřícnost při dokončení studia a svým nejbližším za jejich skvělou podporu.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Způsoby odstraňování shrabků.....	12
1.1 Ručně stírané česle	12
1.2 Strojně stírané česle vozíkové	13
1.3 Strojně stírané česle řetězové	14
1.4 Česle pásového typu	16
1.5 Rotační česle.....	19
1.6 Strojně stírané česle lanové	20
1.7 Mělníci česle.....	21
1.8 Strojně stírané česle hydraulické	22
1.8.1 Jednoramenný teleskopický čistící stroj.....	22
1.8.2 Dvouramenný kloubový čistící stroj	23
2 Základní parametry	24
2.1 Česlice a průliny	24
2.2 Rychlost mezi česlemi	24
2.3 Ztráta tlakové výšky na česlích	26
2.4 Výpočet sil působících na česle.....	26
2.5 Hmotnost shrabků.....	27
3 Konstrukční řešení.....	28
3.1 Čistící stroj.....	28
3.1.1 Stojan.....	28
3.1.2 Vedení	29
3.1.3 Hrablo.....	30
3.2 Česle	31
3.3 Odpadní žlab.....	31
4 Hydromotory	32
4.1 Rozbory sil působících na hydromotory při stírání	33
4.1.1 Rozbor sil působících na HM1 při stírání	33
4.1.2 Rozbor sil působících na HM2 při stírání	34
4.2 Rozbory sil působících na hydromotory při pohybu ramene dolů	37
4.2.1 Rozbor sil působících na HM1 při odklápění ramene.....	37
4.2.2 Rozbor sil působících na HM2 při pohybu na dno kanálu.....	37
4.3 Vyhodnocení působících sil a určení tlaků na hydromotorech.....	38
4.3.1 Tlak na HM1 potřebný pro přitlačování hrabla.....	38
4.3.2 Tlak na HM2 potřebný pro zasouvání.....	38

5	Návrh hydraulického obvodu	39
5.1	Rozdělení doby pohybu hydromotorů	39
5.2	Výpočet průtoků na hydromotorech	39
5.3	Volba hydraulického agregátu	40
5.4	Schéma hydraulického obvodu.....	42
5.5	Výpočet tlakových ztrát.....	42
5.5.1	Tlakové ztráty třením v přívodních hadicích k hydromotorům	43
5.5.2	Tlakové ztráty při změně průměru	44
5.5.3	Tlakové ztráty na hydraulických komponentách.....	46
5.5.4	Tlaky na hydromotorech	46
5.6	Skutečné síly vytvářené hydromotory	47
5.6.1	Hydromotor 1	47
5.6.2	Hydromotor 2	47
5.7	Rychlost posuvu pístnic a celkový čas shrabovacího cyklu	48
5.7.1	Rychlost na hydromotoru 1	48
5.7.2	Rychlost na hydromotoru 2	48
5.7.3	Celkový čas shrabovacího cyklu	48
6	Silové účinky.....	49
6.1	Rozbor sil působících na rameno při zaseknutí během stírání	49
6.2	Rozbor sil působících na hrablo při zaseknutí během stírání	52
6.3	Rozbor sil působících na kladky při zaseknutí boční hrany stěrky	54
7	Pevnostní kontrola.....	55
7.1	Hlavní čepy.....	55
7.2	Čepy hydromotorů.....	57
7.2.1	Uchycení HM1	57
7.2.2	Uchycení HM2	58
7.3	Kontrola vzpěrné pevnosti HM2	59
7.4	Kladky	61
8	Porovnání hydraulického a mechanického pohonu při čištění česlí.....	63
	Závěr.....	64
	Seznam použitých zkratk a symbolů	68
	Seznam příloh.....	74

ÚVOD

Při projektování výstavby objektů, jako jsou především čistírny odpadních vod a vodní elektrárny, je třeba řešit odstranění hrubých nečistot na přítoku vody do objektu (větve, listí, kuchyňské odpadky apod.) z důvodu ochrany čerpadel, turbín a dalších zařízení v těchto objektech.

K tomuto účelu se používají česle, případně síta. Konstrukce česlí je tvořena z rámu, ve kterém jsou vedle sebe usazeny ve stejných vzdálenostech česlice, a vyklizovacího mechanismu. Rám česlí bývá příčně uložený (zabetonovaný) v přívodním kanálu, česlice (tyče) mají obdélníkový, kruhový nebo trojúhelníkový profil a jsou směřovány tak, aby kladly protékající vodě co nejmenší odpor. [1]

Základní dělení česlí je podle velikosti průlin na jemné a hrubé. Pro tohle dělení existuje více definic, které se v uvedených hodnotách zcela neshodují, orientačně by se daly rozdělit takto:

- hrubé - průliny 50 až 100 mm, zadržují větší předměty a bývají obvykle stírány ručně
- jemné - průliny cca do 50 mm (obvykle 10 – 20 mm), zpravidla strojně stírané a jsou umístěny za hrubými česlemi [2]

Hlavním cílem diplomové práce je konstrukční návrh hydraulického čistícího stroje pro čistírnu odpadních vod, kde je povinností použití jemných česlí s doporučenou velikostí průlin 2 až 6 mm. Taktéž je doporučeno použití strojního čištění česlí s minimálními nároky na obsluhu. Pro zachycení hrubých nečistot je možné předřadit hrubé česle. [4]

Materiál zachycený česlemi, tzv. shrabky, způsobuje snížení průtoku a následné vzdutí hladiny. V závislosti na tom je třeba česle čistit. Shrabky jsou pomocí hřebene nebo lišty stíracího mechanismu vynášeny nad česle a následně padají do přistaveného kontejneru, na transportní pás nebo do koryta, ze kterého jsou vyplachovány. Je také možné použít šnekový dopravník. Poté jsou odvodněny, případně lisovány pro zmenšení objemu vyprodukovaného odpadu. Následně je možné shrabky v závislosti na jejich složení kompostovat, skládkovat nebo spalovat [3]. Jednotlivé způsoby čištění česlí budou popsány v rešeršní části této práce.

S ohledem na zjištěné informace z rešeršní části budou dále zvoleny vhodné parametry a rozměry pro další postup při navrhování čistícího stroje. Součástí dalšího postupu bude také návrh kompletního hydraulického pohonu s ohledem na optimální funkci stroje a dále také rozbor silových účinků působících na mechanismus v průběhu stíracího cyklu v závislosti na jeho poloze. Na základě zjištěných dat bude možné provést pevnostní kontrolu důležitých konstrukčních uzlů.

1 ZPŮSOBY ODSTRAŇOVÁNÍ SHRABKŮ

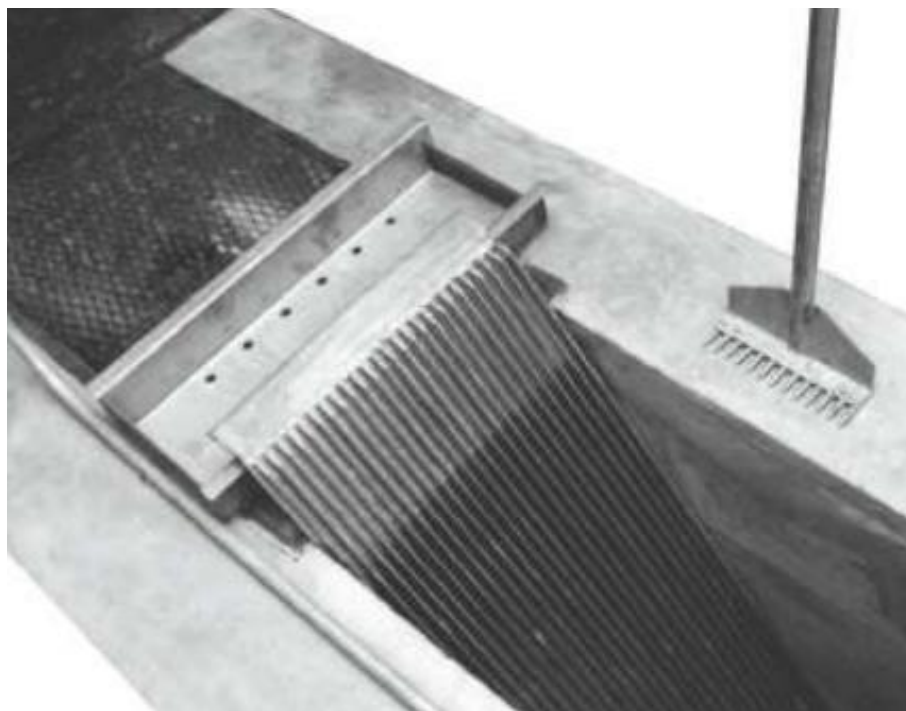
Podle stupně mechanizace při odstraňování shrabků dělíme česle na ručně stírané a strojně stírané. Strojně stírané česle se dále dělí podle konstrukce a způsobu odstraňování shrabků, zde jsou uvedeny nejčastější typy:

- vozíkové
- řetězové
- lanové
- hydraulicky stírané
- pásového typu
- rotační (šnekové)
- mělníci

Ke strojně stíraným česlům (pokud nejsou zdvojeny) je třeba doplnit obtok se záložními česlemi, které jsou ručně nebo strojně stírané podle velikosti čistírny. Zároveň je potřeba ochránit strojně stírané česle před povětrnostními vlivy konstrukčními nebo stavebními prvky, zajistit temperování proti jejich zamrznutí a dostatečné odvětrávání. [4]

1.1 RUČNĚ STÍRANÉ ČESLE

Běžně se skládají ze tří částí, konkrétně z česlicové mříže, upevněné do otevřeného kanálu, odkapávacího žlabu a hrabla. [6]



Obr. 1.1 Ručně stírané česle (Fontana R) [6]

V případě potřeby obsluha vyhrne ručním hablem shrabky, zachycené na mříži do žlabu, ze kterého se po dostatečném odkapání vyjmou k dalšímu zpracování.

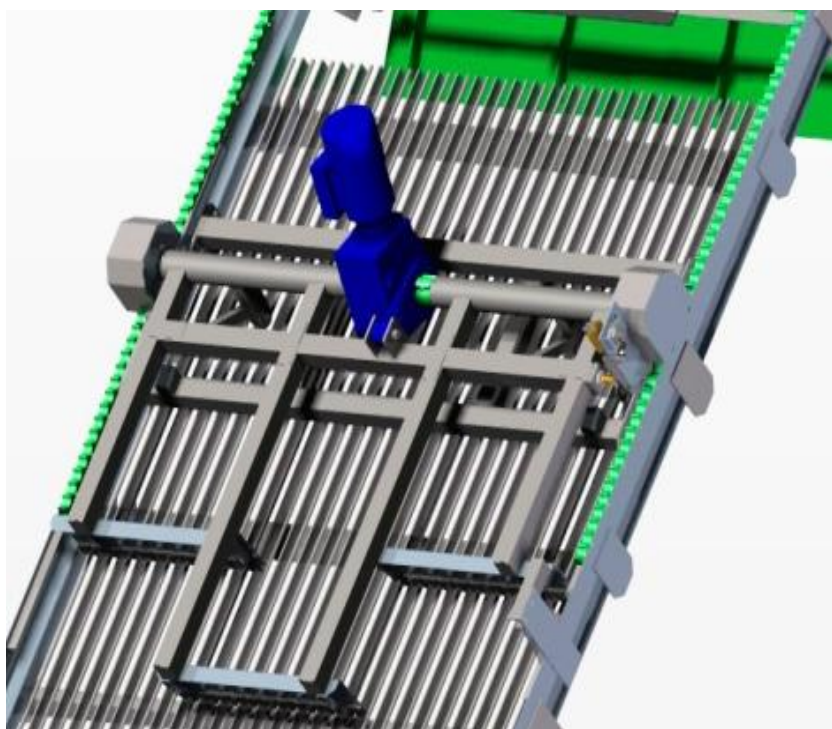
Využívají se v obtokových kanálech čistíren odpadních vod nebo před jemnými česlemi. Umisťují se do kanálů o šířce 0,4 až 2 m a hloubce 0,5 až 3 m. Šířka průlin se pohybuje mezi 15 až 100 mm. Materiál česlí a žlabu je standardně ocel třídy 11 (s pozinkováním nebo nátěrem), případně nerezová ocel. Hrablo se běžně vyrábí v nerezovém provedení. [6]

Norma uvádí, že ručně stírané česle musí být vyjímatelné a stírané po celé ploše a jejich úhel od horizontální roviny kolem 45° (30° až 75°). Jejich součástí má být také odkapávací plocha a zároveň je třeba zajistit pro obsluhu bezpečnou obsluhovací plochu s dostatečným prostorem pro manipulaci s hablem. [4]

1.2 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE VOZÍKOVÉ

U tohoto typu česlí jsou bočnice rámu opatřeny pojezdovými hřebeny, na nichž se pohybuje vozík. Součástí vozíku je pohon, zvedací mechanismus hrábí a stírací hrabě. Zvedací mechanismus zajišťuje veškeré pohyby hrábí, jejich zvednutí při sjíždění ke spodnímu kraji a vyhrnutí setřených nečistot z hrábí. Samotný vozík se nachází vždy nad úrovní hladiny a pod vodou se pohybují pouze hrabě. Součásti mechanismu jsou vyrobeny především z nerezové oceli a plastů. [7]

Tento typ zařízení je vhodný do kanálů střední velikosti, a to o šířce 0,5 m až 2,5 m a hloubce kanálu až 10 m s výškou vody v kanále do 2,5 m. Velikost průliny je od 4 do 100 mm. [7]



Obr. 1.2 Strojně stírané vozíkové česle (INKOS) [7]

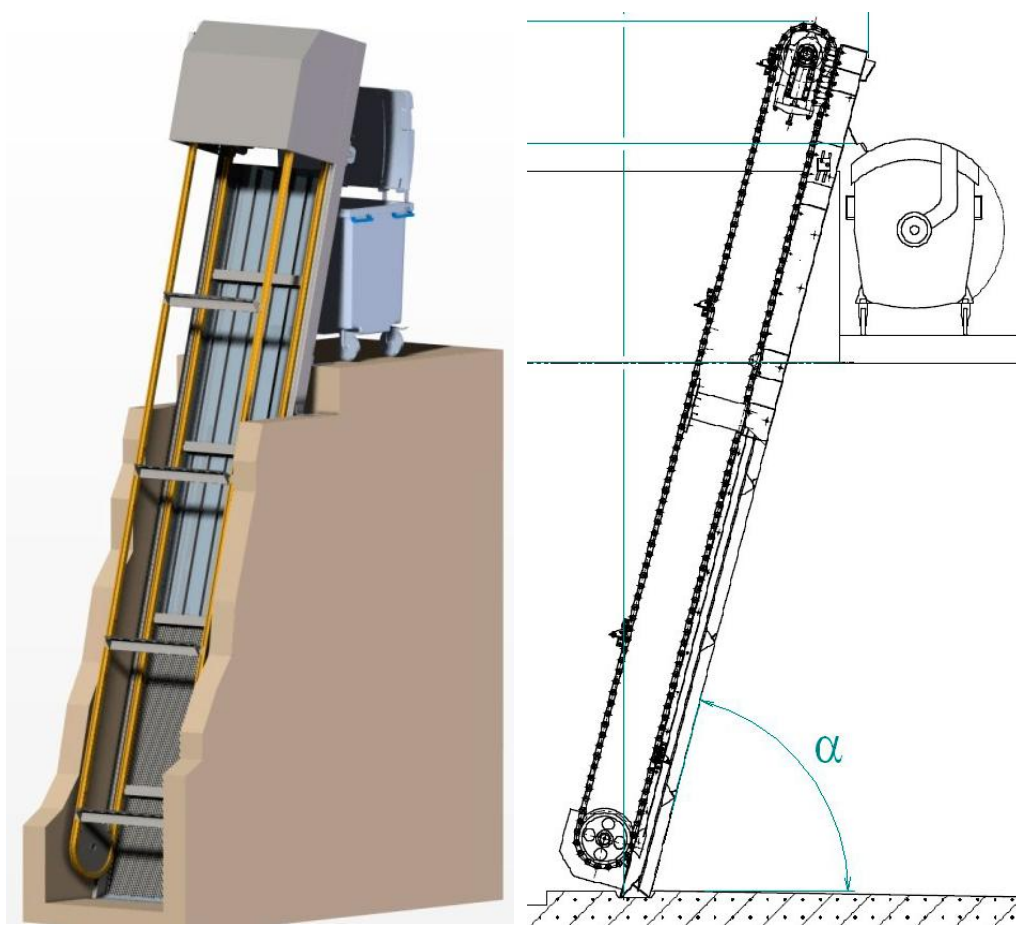
1.3 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE ŘETĚZOVÉ

Obecně má tento typ česlí několik stíracích lišt česlí, které jsou rovnoměrně rozmístěny a upevněny mezi dva postranní řetězy, jejichž nosnou konstrukci tvoří robustní rám s česlicovou mříží. V horní části konstrukce je umístěn mechanický pohon s hnacími řetězovými koly, ve spodní části je další hřídel s dvěma řetězovými koly a naváděcí konzoly, pomocí kterých se lišty přesně navádí na mříž česlic. [7]

ŘETĚZOVÉ ČESLE INKOS

Řešení od firmy Inkos je na obr. 1.3. Pro výrobu mříže, rámu a lišt firma obvykle používá nerezovou ocel, řetězy a řetězová kola jsou z uhlíkové oceli nebo litiny, horní hřídel a konzoly a pohon z uhlíkaté oceli. Materiálové provedení je možné zvolit také kompletně z nerezové oceli. [7]

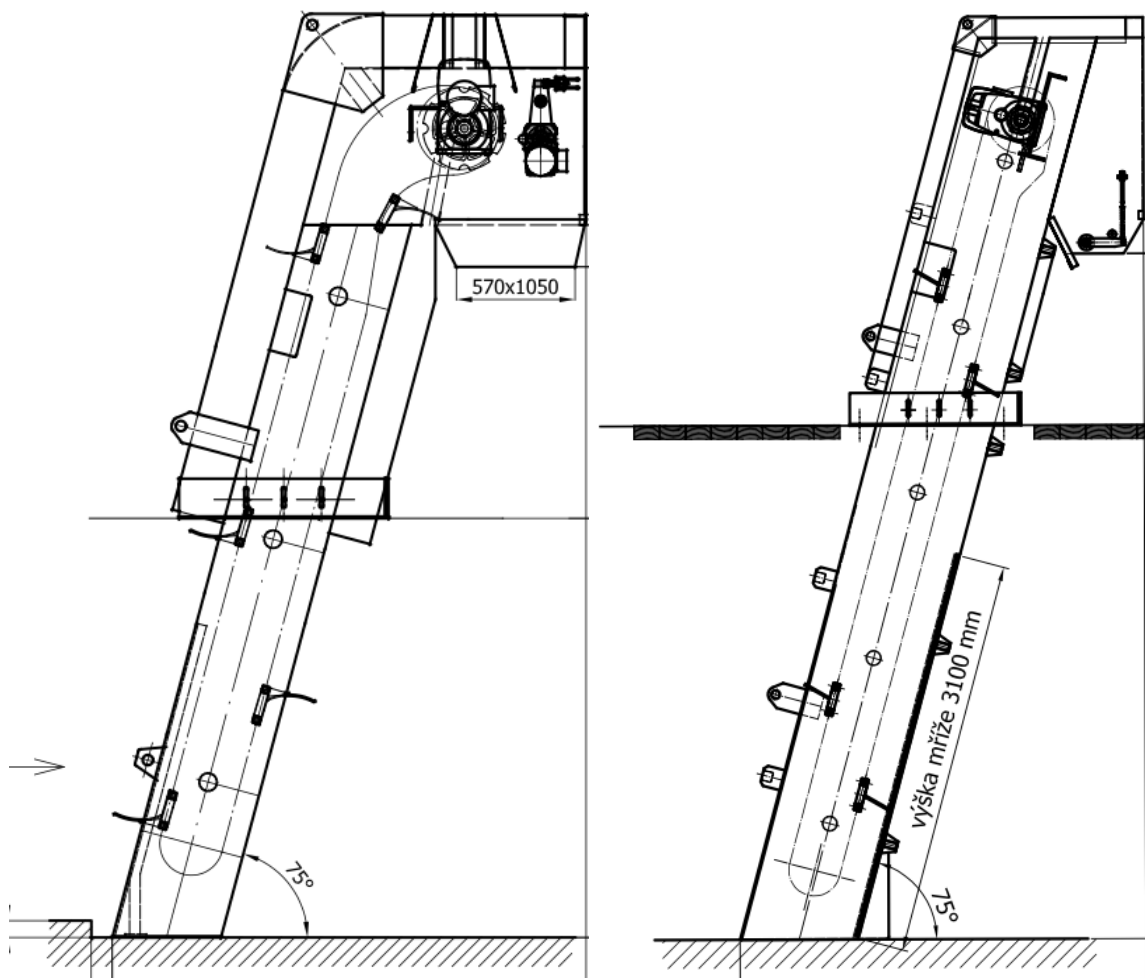
Uplatnění tohoto konkrétního řešení je ve větších kanálech s velkou hloubkou vody (až 8 m) a šířkou v rozmezí 0,4 až 3 m. Velikost průřezu je také možno volit mezi 4 až 100 mm. Mechanismus má pro případ zaseknutí možnost zpětného chodu. [7]



Obr. 1.3 Strojně stírané česle řetězové (INKOS) [7]

ŘETĚZOVÉ ČESLE VRCHEM A SPODEM STÍRANÉ FONTANA

Dalším známým výrobcem tohoto typu čistícího mechanismu je firma Fontana R, která má v nabídce dvě možné varianty čištění a to buď česle vrchem stírané nebo spodem stírané. Na obrázku můžete vidět porovnání jednotlivých variant. Obě varianty jsou charakteristické robustní konstrukcí rámu. [6]



Obr. 1.4 Porovnání spodem stíraných (vlevo) a vrchem stíraných (vpravo) řetězových česlí [6]

Vrchem stírané česle mají česlicovou mříž vsazenu do zadní stěny konstrukce rámu a v přední části je řetězový mechanismus, na kterém jsou rozmístěny stírací lišty a kartáče, které vyhrnují shrabky ode dna nahoru k přepadové hraně. Shrabky z kartáčů vypadávají částečně samovolně a částečně jsou setřeny čistícím mechanismem nebo ostříknuty vodou. Proti přetížení je mechanismus chráněn havarijním spínačem. [6]

Spodem stírané česle mají česlice vsazené na nátokové straně rámu a za nimi se nachází řetězový mechanismus s vsazenými lištami, které jsou opatřeny tzv. prsty (viz obr. 1.5), které se pohybují v prostoru prŮlin a podobírají nashromážděné shrabky nahoru do prostoru výsypky. Nad ní jsou vyhrnuty mechanicky poháněným stěračem. [6]



Obr. 1.5 Ukázka stírací lišty s prsty u spodem stíraných česlí [6]

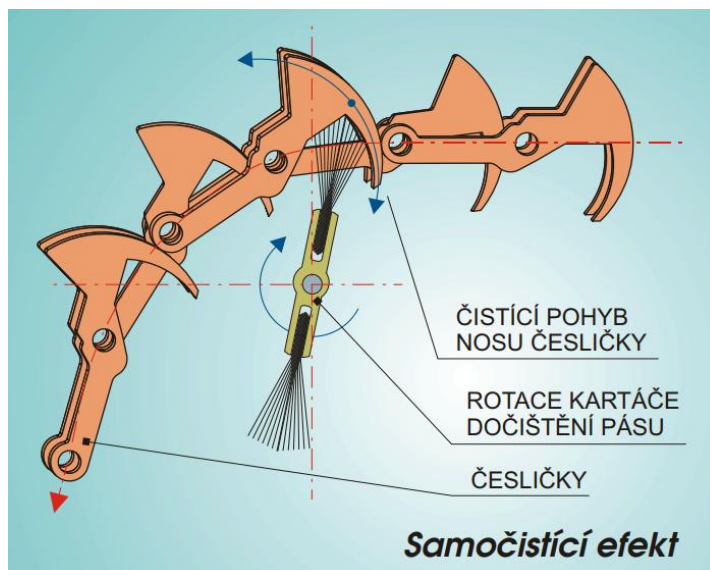
Běžně jsou česle vyrobeny z nerezové oceli, některé součásti z plastu, alternativně můžou být použity pozinkované uhlíkové oceli. V obou případech je rovněž použit ochranný nátěr. Chod česlí je automatický na základě nastaveného časového intervalu nebo na základě rozdílu hladin. Možné je i ruční ovládání z řídicího rozvaděče. Česle je možné vybavit vyhříváním pro umístění do venkovních prostor. [6]

Výrobce v případě obou typů česlí uvádí přibližně stejné parametry: šířka kanálu 0,5 až 3 m, hloubku kanálu 0,8 až 9 m. Největší rozdíl je v šířce průliny, kterou mají spodem stírané česle větší (40 až 120 mm) oproti průlině u vrchem stíraných česlí (20 až 60 mm). [6]

1.4 ČESLE PÁSOVÉHO TYPU

SAMOČISTÍCÍ ČESLE FONTANA

Zde dochází ke kontinuálnímu zachytávání shrabků na česlicovém pásu, který je vynáší do prostoru výsypky za horní úvratí. Shrabky se od pásu z větší části samočinně oddělí díky vhodnému tvarování a vedení česlic a k případnému dočištění je možno česle vybavit rotačním kartáčem, případně ostřikem nebo ofukem, viz obr. 1.6. Následně jsou shrabky odváděny výsypkou do prostoru pod česle, kde je umístěn dopravník nebo lis pro jejich další zpracování. [6]



Obr. 1.6 Samočistící efekt při pohybu česlí [6]

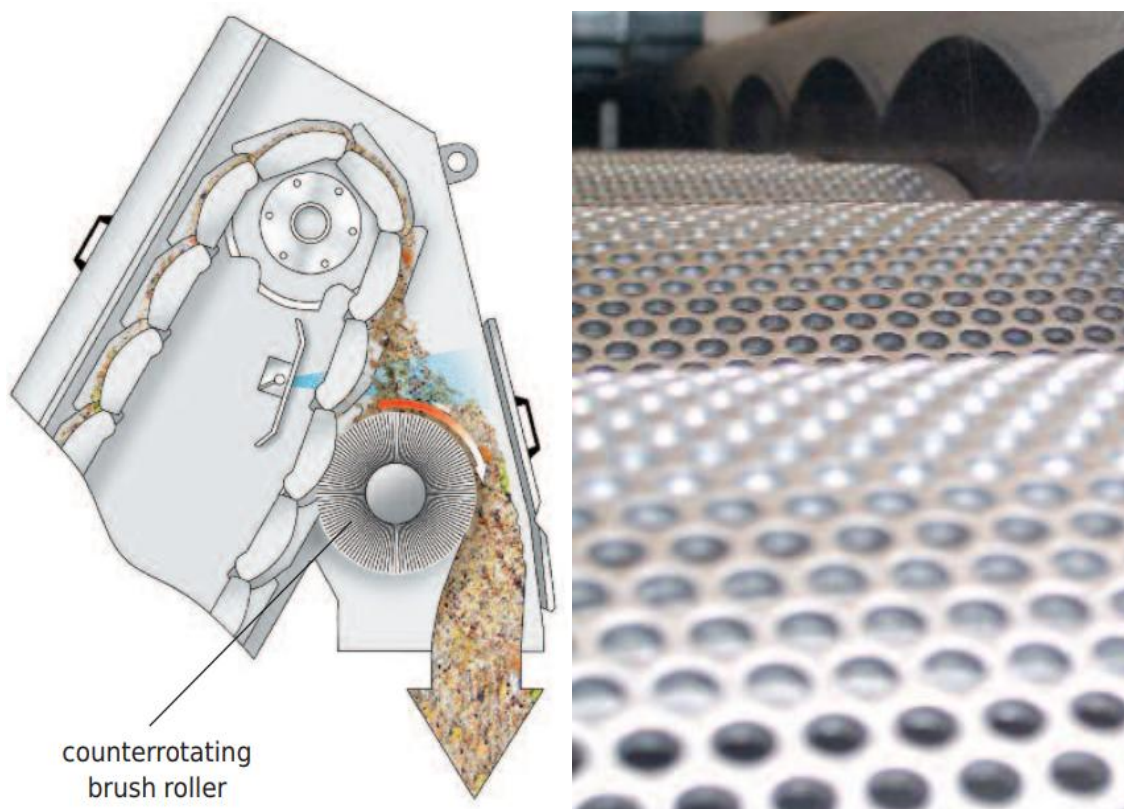
Pohyb pásu zajišťuje řetěz poháněný elektromotorem s převodovkou. Pás je seřiditelný a je možno jej napínat dle potřeby. Průliny je možno volit v řadách 1, 3, 6, 10 a 15 mm. Tyto česle jsou obvykle vyráběny v nerezovém provedení, případně v kombinaci s pozinkovanými oceli tř. 11 a plasty tak, aby měly dostatečnou odolnost proti korozi. Opět je zde možné doplnit vyhřívání. [6]



Obr. 1.7 Samočistící česle v objektu ČOV [6]

PÁSOVÉ ČESLE HUBER ESCAMAX

Podobné řešení nabízí také konkurenční firma. V tomto případě se jedná o perforované pásové elementy (které by se spíše daly zařadit mezi síta), na kterých se zachycují shrabky, které jsou v horní úvrati odstraňovány z pásu pomocí kartáče. Vzhledem ke své koncepci perforovaných plechů je tedy tento typ vhodný tam, kde je požadavek na co nejjemnější filtraci shrabků. [8]



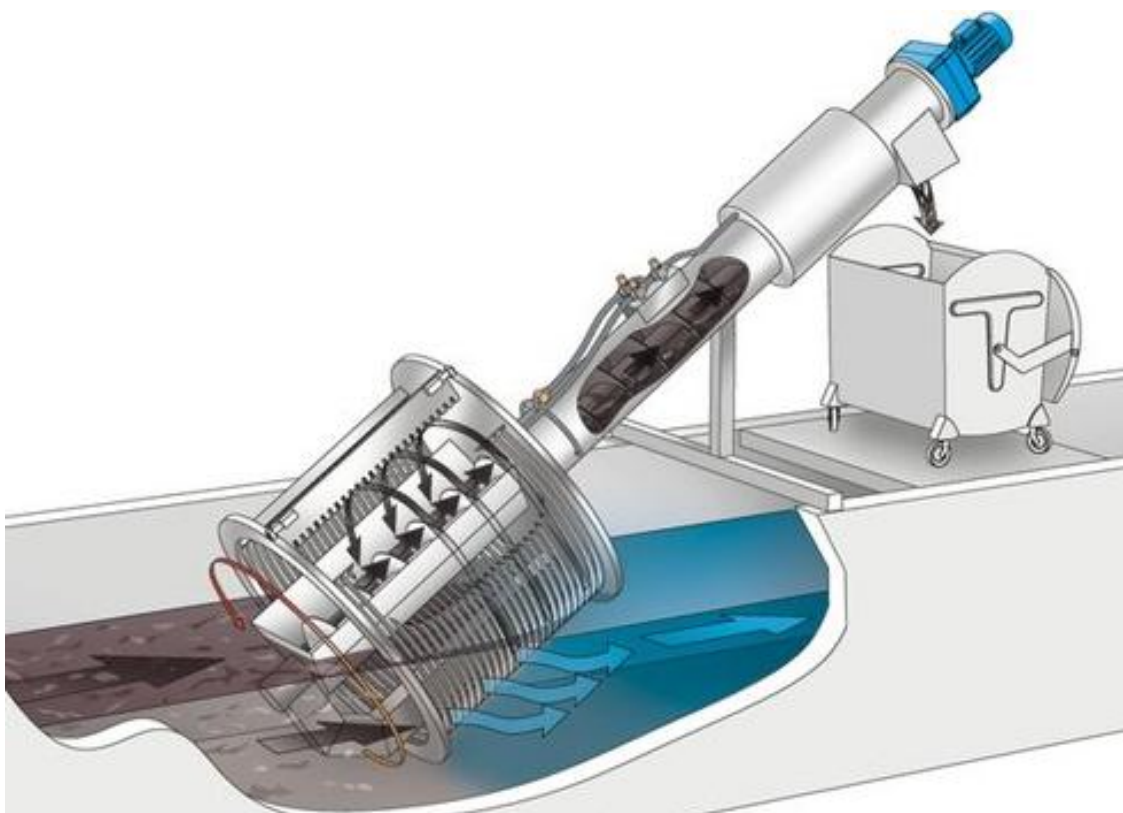
Obr. 1.8 Princip funkce pásových česlí [8]

1.5 ROTAČNÍ ČESLE

Rotační česle (označovány také jako šnekové či šroubové), jejichž princip je zřejmý z Obr. 1.9. Ze spodní otevřené strany proudí do koše voda, pevné látky z vody jsou zachyceny na česlicovém koši. Jakmile dojde ke vzduť hladiny na určitou mez, dochází k automatickému sepnutí čistícího mechanismu v podobě otočného ramene se speciálními hráběmi zapadajícími do průlin. Po otočení mechanismu o 360° je česlicový koš vyčištěný. Shrabky poté padají do centrálně umístěného žlabu, ze kterého jsou šnekovým dopravníkem vyzvednuty nakloněným tubusem k otvoru, ze kterého padají do kontejneru nebo na dopravník. Díky své konstrukci toto zařízení plní zároveň funkci cezení, odstraňování shrabků, jejich přepravu, odvodnění a zhutnění, případně propírání shrabků. [8]

Náklon zařízení je obvykle 35°, při této hodnotě jsou rotační česle nejefektivnější. Průměr koše je možno zvolit od 0,6 m do 3 m. Velikost průlin je obvykle od 6 mm do 10 mm. Zařízení je kompletně vyrobeno z nerezové oceli. Také je možné zařízení vybavit vyhříváním a izolačním pláštěm pro zimní provoz. [8]

Někteří výrobci vyrábí i svislé šnekové česle, které jsou nenáročné na zástavbovou plochu a uplatnění mají zejména na čerpacích stanicích.



Obr. 1.9 Schéma rotačních česlí ROTAMAT Ro1 (HUBER) [8]

1.6 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE LANOVÉ

Lanové čistící stroje se používají především do velkých hloubek v přehradních vodních elektrárnách a čerpacích stanicích, kde by ostatní typy čistících strojů byly velmi rozměrné, obtížně vyrobitelné a také těžko udržitelné. Mechanismus čistícího stroje by se dal popsat jako hrablo ve formě kleští, které je v rozích pověšené na lanech, na kterých se spouští. Hrablo je možné rozevírat nebo svírat pomocí třetího lana, které je uchyceno na příklopné části hrabla.

Tento typ čistícího stroje je možné použít do hloubky blíží se 100 m, maximální nosnost je 8,5 tuny. Některé typy jsou také schopné pojezdu, takže mohou mít i relativně velký rozsah do šířky. [9]



Obr. 1.10 Lanový čistící stroj pro velké hloubky (Künz) [9]

1.7 MĚLNÍCÍ ČESLE

Mělníci česle jsou stroje, určené k drcení, ořezávání nebo rozmělnění shrabků. Jedná se buď o mělníci čerpadla (dezintegrátory) nebo mělníci česle. [3]

Mělníci čerpadla jsou v kombinaci s česlemi a dopravním zařízením shrabků. Jsou umístěny blízko zásobníku již odvodněných shrabků. Ty ze zásobníku padají do násypky na těžké rotující břity a odstředivou silou jsou vrhány proti tyčím, které tvoří válcové dno drtiče. Rozmělněné shrabky se vrací do přítoku vody před česle. Tento postup má nevýhodu v nutnosti častého broušení rezného elementu a prostorové náročnosti čerpadel. [3]

Mělníci česle mají podstatně jednodušší princip. Jsou umístěny v průtočném průřezu odpadní vody. Podle uložení česlic se dělí na cominutory (česlice uloženy vodorovně, bubnové nože pro rozmělnění jsou uloženy na svislé hřídeli), příklad tohoto uspořádání je na Obr. 1.11, a barminutory (česlice jsou svislé, po nich pojíždějí bubnové nože, které rozřezávají přivedené shrabky). [3]



Obr. 1.11 Mělníci česle Taskmaster Titan (Franklin Miller) [10]

Pro optimální funkci rozmělnovačů je třeba dostatečné zředění shrabků. Značnou nevýhodou je to, že zvyšující se podíl plovoucích látek a obsah umělých hmot ve shrabcích dělá mēlnění obtížnější. [3]

1.8 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE HYDRAULICKÉ

Existují dva základní konstrukční typy hydraulických čistících strojů:

- jednoramenný teleskopický
- dvouramenný kloubový

Vhodný materiál pro výrobu je pozinkovaná ocel. Stěrka hrabla bývá doplněna lištou nebo hřebenem z kluzného plastu, případně kartáčem. Výhodou je, že žádná část stroje nezůstává trvale pod vodou. [11]

1.8.1 JEDNORAMENNÝ TELESKOPICKÝ ČISTÍCÍ STROJ

Jednoramenný čistící stroj má jednodušší konstrukci. Skládá se z teleskopicky výsuvného ramene umístěného na otočném čepu k rámu konstrukce s česlemi a stírací lištou pevně uchycené k rameni. Stroj je ovládán dvěma přímočarými hydromotory. Jeden hydromotor s velkým zdvihem vysouvá teleskopické rameno a druhý (menší) hydromotor naklápí rameno a zajišťuje potřebný přítlak při stírání česlí.



Obr. 1.12 Jednoramenný teleskopický čistící stroj [19]

Tento typ se používá především u kanálů s menší hloubkou. Například při hloubce kanálu 3,5 metru je celková délka ramene po vysunutí téměř 10 metrů, což je limitující pro výrobu hydromotorů a z důvodu velké zástavbové výšky. Šířka kanálu bývá běžně do 3 metrů. [18]

1.8.2 DVOURAMENNÝ KLOUBOVÝ ČISTÍCÍ STROJ

Dvouramenný čistící stroj se skládá ze dvou ramen, první rameno je v otočném čepu pomocí jednoho nebo dvou přímočarých hydromotorů naklápěno. Natočení druhého ramene vůči prvnímu zajišťuje další přímočarý hydromotor. Na tomto rameni je přišroubována stírací lišta. V některých případech může mít konstrukce i zdvojené rameno.

Tento typ čistícího stroje je vhodný pro větší hloubky kanálů, na základě referencí se běžně používá při hloubce kanálu přes 4 metry. Například u velkých hrází vodních elektráren můžou být velké stroje s kabinou pro obsluhu s dosahem hloubky až 30 metrů. Běžná šířka hrabla bývá kolem 3 metrů, v případě širokého kanálu je běžné také použití několika strojů vedle sebe, případně stroje s pojezdem do stran. [9][18]



Obr. 1.13 Ukázka dvojice dvouramenných čistících strojů [11]

2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Základní rozměry kanálu a česlicové mříže, světlost česlí a tvar česlic jsou výchozí údaje pro potřebné výpočty a následné konstrukční práce.

Základní rozměry:

• Šířka kanálu	$B = 1,2 \text{ m}$
• Hloubka kanálu	$H = 2 \text{ m}$
• Maximální výška hladiny v kanálu	$h = 1,5 \text{ m}$
• Sklon česlí	$\alpha = 75^\circ$
• Velikost průliny	$b_p = 6 \text{ mm}$
• Šířka česlic	$b_{\check{c}} = 5 \text{ mm}$

2.1 ČESLICE A PRŮLINY

Norma [4] doporučuje pro čistírny odpadních vod použití jemných česlí nebo sít s průlinami o velikosti 2 až 6 mm. Pro výpočet vycházím z úvahy, že celková šířka česlicové mříže je dána součtem velikostí všech česlic a průlin, přičemž mříž začíná a končí česlicí, tedy vztahem:

$$B = n_{\check{c}0} \cdot b_{\check{c}} + n_{p0} \cdot b_p = n_{\check{c}0} \cdot b_{\check{c}} + (n_{\check{c}0} - 1) \cdot b_p \Rightarrow$$

$$n_{\check{c}0} = \frac{B + b_p}{b_{\check{c}} + b_p} = \frac{1200 + 6}{5 + 6} = 109,6 \div 109 \quad (1)$$

kde:	B	[mm]	šířka kanálu
	$n_{\check{c}0}$	[-]	předběžný počet česlic
	n_{p0}	[-]	předběžný počet průlin
	$b_{\check{c}}$	[mm]	šířka česlic
	b_p	[mm]	šířka průliny

Pro konečný počet česlic je třeba vzít v potaz jejich konstrukční provedení a možnosti montáže do kanálu. Z toho důvodu je na mříži o jednu česlici méně a tedy $n_{\check{c}} = 108$ a počet průlin $n_p = 107$.

2.2 RYCHLOST MEZI ČESLEMI

Příslušná norma [4] uvádí, že rychlost vody mezi česlemi při standardním průtoku má být v rozmezí $0,6 \text{ m s}^{-1}$ až $1,0 \text{ m s}^{-1}$ a při nejvyšším průtoku by neměla přesáhnout $1,2 \text{ m s}^{-1}$. Výpočty v této podkapitole vychází ze vztahů uvedených ve zdroji [2].

Hydraulický poloměr

$$R = \frac{S}{O} = \frac{h \cdot B}{B + 2h} = \frac{1,5 \cdot 1,2}{1,2 + 2 \cdot 1,5} = 0,43 \text{ m} \quad (2)$$

kde: R [m] hydraulický poloměr
 S [m²] průtočný průřez
 O [m] omočený obvod

Chézyho rychlostní součinitel podle Manniga

$$C = \frac{1}{n_b} R^{1/6} = \frac{1}{0,014} \cdot 0,43^{1/6} = 62,02 \text{ m}^{0,5} \text{ s}^{-1} \quad (3)$$

kde: C [m^{0,5} s⁻¹] rychlostní součinitel
 n_b [-] součinitel drsnosti betonového kanálu (obvykle 0,014) [12]

Průřezová rychlost v kanálu

$$v_k = C \sqrt{R \cdot i_0} = 62,02 \sqrt{0,43 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 0,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4)$$

kde: v_k [m s⁻¹] průřezová rychlost v kanálu
 i_0 [‰] podélný sklon kanálu (volím 0,2 ‰)

Rychlost mezi česlemi

Rychlost je vyjádřena na základě rovnosti průtoků v kanále a mezi česlicemi (rovnice kontinuity).

$$v_k \cdot B \cdot h = v_{\check{c}} \cdot b_p \cdot h \cdot n_p \Rightarrow$$

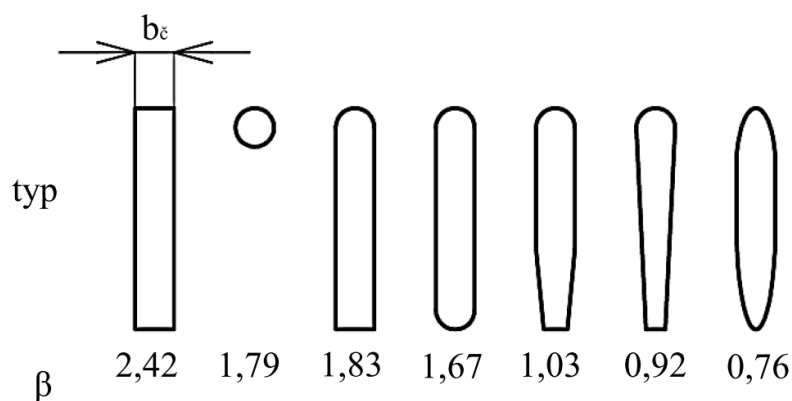
$$v_{\check{c}} = \frac{v_k \cdot B}{b_p \cdot n_p} = \frac{0,57 \cdot 1,2}{6 \cdot 10^{-3} \cdot 107} = 1,07 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5)$$

kde: $v_{\check{c}}$ [m s⁻¹] rychlost mezi česlemi

Rychlost mezi česlemi je nižší, než 1,2 m s⁻¹, vyhovuje tedy zmíněné normě.

2.3 ZTRÁTA TLAKOVÉ VÝŠKY NA ČESLÍCH

Při proudění mezi česlicemi vzniká hydraulická místní ztráta (pokles hladiny za česlemi) v důsledku deformace rychlostního pole vytvářením vírových oblastí při obtékání česlic. Dochází k zužování, rozšiřování, dělení a slučování proudu. Jeden z hlavních vlivů na tyto ztráty má tvar (profil) česlic, na základě kterého se určuje tzv. tvarový koeficient. [12]



Obr. 2.1 Profily česlic a jejich tvarové koeficienty [11]

Ztráta tlakové výšky na česlích (dle Kirschnera) [12]

$$h_{\epsilon} = \beta \left(\frac{b_{\epsilon}}{b_p} \right)^{\frac{4}{3}} \frac{v_k^2}{2g} \sin(\alpha) = 2,42 \left(\frac{5}{6} \right)^{\frac{4}{3}} \frac{0,57^2}{2 \cdot 9,81} \sin(75^\circ) = 30,8 \text{ mm} \quad (6)$$

kde:	h_{ϵ}	[mm]	ztráta tlakové výšky na česlích
	β	[-]	tvarový koeficient česlic
	g	[m s ⁻²]	tíhové zrychlení
	α	[°]	sklon česlic

Hydraulická ztráta za provozu kolísá, tj. zvětšuje se oproti vypočítané v závislosti na aktuálním zanesení česlí, uvažuje se nárůst minimálně 10 cm. [12]

2.4 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA ČESLE

Výpočet vychází z působení síly od hydrostatického tlaku vody v kanálu kolmo na plochu česlicové mříže za nejnepříznivějších okolností, což je úplné zanesení česlí shrabky.

Plocha, na kterou působí tlak, je rovna vynásobením šířky kanálu v místě mříže a její délky získané pomocí goniometrické funkce.

Plocha česlí pod vodou

$$S_{\xi} = B \cdot \frac{h}{\sin(\alpha)} = 1,2 \cdot \frac{1,5}{\sin(75^{\circ})} = 1,86 \text{ m}^2 \quad (7)$$

kde: S_{ξ} [m²] plocha česlí pod vodou

Síla působící na česlicovou mříž

$$F_{\xi} = \rho_{voda} \cdot g \cdot \frac{h}{2} \cdot S_{\xi} = 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,5}{2} \cdot 1,86 = 13710 \text{ N} \quad (8)$$

kde: ρ_{voda} [kg m⁻³] hustota vody

Síla působící na jednu česlici

$$F_{1\check{\xi}} = \frac{F_{\xi}}{n_{\check{\xi}}} = \frac{13710}{107} = 128 \text{ N} \quad (9)$$

Síla působící na jednu česlici je vyjádřena jako podíl síly, působící na česlicovou mříž, a počtu česlic.

2.5 HMOTNOST SHRABKŮ

Množství shrabků se mění v závislosti na ročním období, aktuálním počasí, v případě čistírny zřejmě i na denní době. V případě rovnic 10 a 11 se jedná o maximální množství shrabků, které je teoreticky schopna zachytit stěrka během stíracího cyklu. Při určování hustoty shrabků vycházím ze zdroje [2], který uvádí hustotu 960 kg.m⁻³. Šířka stěrky vychází z návrhu čistícího stroje.

Při výpočtu zatěžujících sil na hrablo je počítáno s tím, že hmotnost shrabků na stěrce se během stírání bude od určitého bodu postupně zmenšovat.

Objem shrabků

$$V_{shr} = B \cdot \frac{h}{\sin(\alpha)} \cdot b_s = 1,2 \cdot \frac{1,5}{\sin(75^{\circ})} \cdot 0,11 = 0,204 \text{ m}^3 \quad (10)$$

kde: b_s [m] šířka stěrky

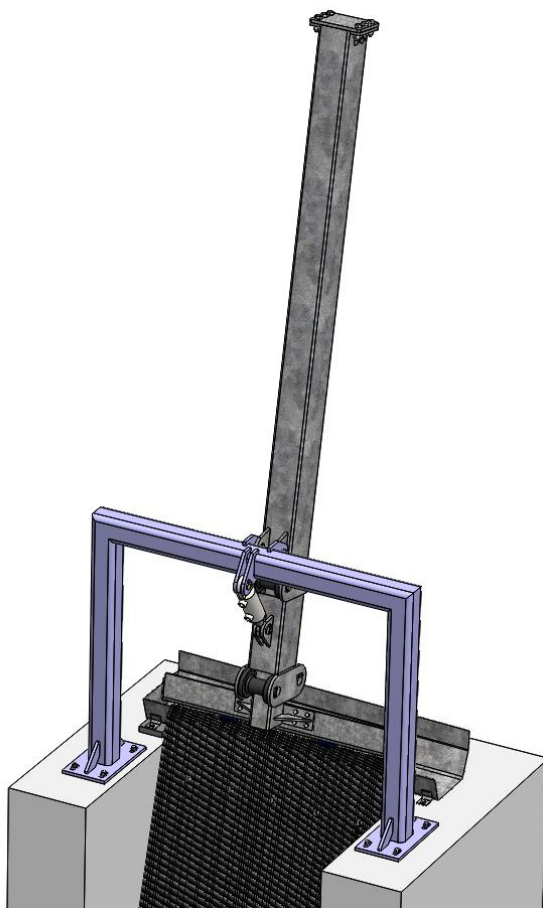
Hmotnost shrabků

$$m_{shr,max} = \rho_{shr} \cdot V_{shr} = 960 \cdot 0,204 = 196 \text{ kg} \quad (11)$$

kde: ρ_{shr} [kg m⁻³] hustota shrabků

3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Na základě rozměrů kanálu je vhodné použít čistící stroj s teleskopickou konstrukcí. U tohoto stroje je třeba použít jeden krátký hydromotor pro naklápění a jeden dlouhý hydromotor pro vysouvání ramene. Tato kapitola popisuje hlavní součásti čistícího stroje a dále také konstrukci česlí a žlabu pro odvádění shrabků.



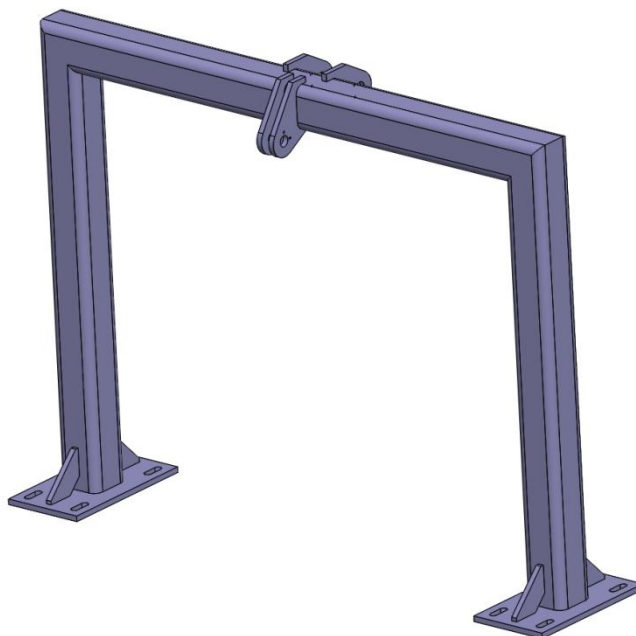
Obr. 3.1 Obrázek modelu čistícího stroje

3.1 ČISTÍCÍ STROJ

3.1.1 STOJAN

Stojan slouží jako základna pro uchycení všech dalších částí stroje. Hlavní část konstrukce tvoří rám ze čtvercového uzavřeného profilu velikosti 120 x 10, ke kterému jsou přivařeny patky s výztuhami a s drážkami pro uchycení k betonovým stěnám kanálu pomocí osmi expanzních kotev. Pro co nejpřesnější ukotvení stojanu a vyrovnání případných výškových rozdílů mezi břehy kanálu, je při montáži k dispozici sada podkládacích plechů pod patky stojanu v několika tloušťkách. Na stojanu jsou dále přivařena oka pro uchycení celého ramene pomocí dvou čepů a oka pro uchycení naklápěcího hydromotoru pomocí čepu. Všechny části stojanu jsou z konstrukční oceli S355J2. Vzhledem k tomu, že stojan není v přímém kontaktu s vodou, je opatřen ochranným nátěrovým systémem do atmosféry. Při montáži je třeba prvně

usadit do betonového kanálu česlicovou mříž. Od její polohy se následně bude seřizovat poloha stojanu čistícího stroje a také žlabu.



Obr. 3.2 Stojan čistícího stroje

3.1.2 VEDENÍ

Vedení je jedna z dvou hlavních částí výsuvného ramene. Tvoří ho obdélníkový uzavřený profil velikosti 200 x 150 x 5, který je ve spodní části upravený pro následné navaření plechů pro uložení vodících kladek a dále jsou k němu navařeny oka pro uchycení na stojan a pro uchycení naklápěcího hydromotoru. V horní části jsou přivařeny plechové výpalky pro následné přišroubování horní konzoly hydromotoru pro vysouvání hrabla a vyřezána díra pro budoucí přístup k závitům pro šroubení tlakového oleje. Všechny části jsou z materiálu S355J2. Po přivaření všech částí je tento díl žárově zinkován pro ochranu povrchu před korozí. Následně jsou na vedení přidány plastové kladky na nerezových čepech. Každá z kladek je opatřena dvěma samomaznými kluznými pouzdry. Čepy jsou pomocí přílohek s dvěma šrouby zajištěny proti pohybu.



Obr. 3.3 Vodící profil čistícího stroje

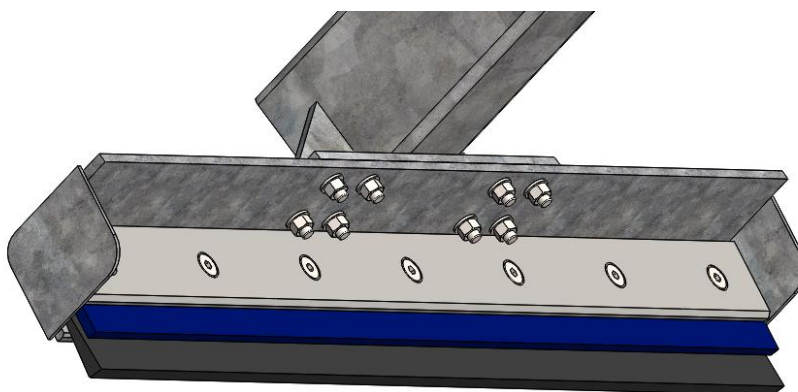
3.1.3 HRABLO

Hrablo je sestaveno z obdélníkového uzavřeného profilu 150 x 120 x 5, v jehož spodní části je navařeno uložení pro čep hydromotoru, který bude zabudován uvnitř profilu. Na spodním konci je navařen plech s výztuhami pro následné sešroubování se stěrkou. Na horním konci jsou přišroubovány z každé strany profilu jezdcy z kluzného plastu pro přesnější vedení obou profilů v sobě.



Obr. 3.4 Hrablo

Součástí hrabla je také stěrka, jejíž základ tvoří ohnutý plech, ke kterému jsou z vnějšku přivařeny bočnice a který je přišroubován k hrablu. Celá stěrka je tvořena sešroubováním kartáče, kluzné lišty a nerezové lišty, ve které jsou otvory pro šrouby s vnitřním šestihranem a zápusťnou hlavou. Kartáč je zde volen z důvodu účinnějšího vyčištění česlí při stírání. Z důvodu menšího opotřebování kartáče je nutné, aby byl umístěn až pod kluznou lištou. Jako doplněk slouží dva kluzné elementy přišroubované ke spodní straně stěrky, které umožňují sjetí stěrky na horním konci česlí bez nežádoucího pohybu „kov na kov“ a zabraňují tedy odírání povrchové ochrany ocelových součástí.

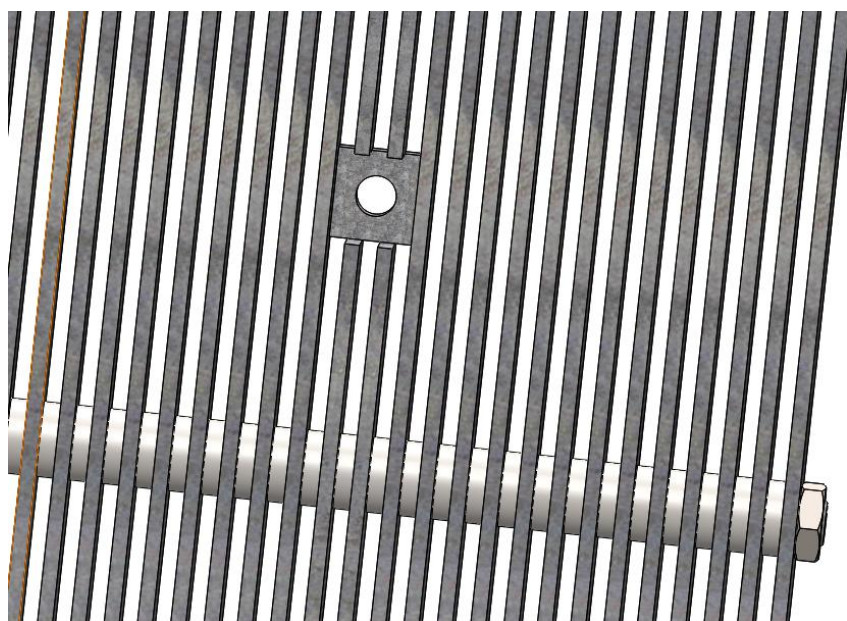


Obr. 3.5 Detail stěrky

Všechny kovové součásti hrabla kromě nerezové lišty jsou opět z oceli S355J2, jejíž povrch je chráněn proti korozi žárovým zinkováním. Spojovací materiál je zvolen z nerezové oceli.

3.2 ČESLE

Česlicová mříž je tvořena ze 108 česlic, pro které je výchozí polotovár plochá tyč 50 x 5 a jsou za sebou naskládány (navlečeny) na čtyřech závitových tyčích. Průlina je vytvořena pomocí podložek o tloušťce 6 mm, které jsou nařezány z trubky o rozměru 25 x 3 a vkládány mezi jednotlivé česlice. Na obou koncích svorníků je po sestavení mříže zajištěna pomocí matice. Dále je na mříži pro uchycení do kanálu přivařeno v horní i dolní části pět plošek s vyvrtanými průchozími dírami pro uchycení pomocí šroubů k profilům, zakotveným do betonu v kanálu. V horní části, kam již nemůže dosáhnout hladina vody, je ze spodní strany mříže navařen plech, který je na konci česlí zahnutý pro svedení shrabků do odpadního žlabu. Jednotlivé součásti mříže jsou z konstrukční oceli S355J2 a jsou již před sestavením žárově zinkovány z důvodu trvalého působení splaškové vody. Spojovací materiál je volen z nerez.



Obr. 3.6 Detail sestavení česlí a plošky pro přišroubování k ukotveným profilům

3.3 ODPADNÍ ŽLAB

Odpadní žlab je vytvořen z ohýbaného plechu o tloušťce 3 mm. Z jedné strany je přivařena bočnice a z druhé strany je koryto volné pro odvod shrabků k dalšímu zpracování. Ke korytu jsou přivařeny čtyři patky, do kterých jsou při montáži vyvrtány otvory pro zakotvení do betonu pomocí expanzní kotvy. Žlab bude při každém stíracím cyklu proplachován vodou přiváděnou ze strany zakryté bočnicí. Z toho důvodu je vhodné jej na této straně vyspádovat například podkládacím plechem pro efektivnější odvádění shrabků.

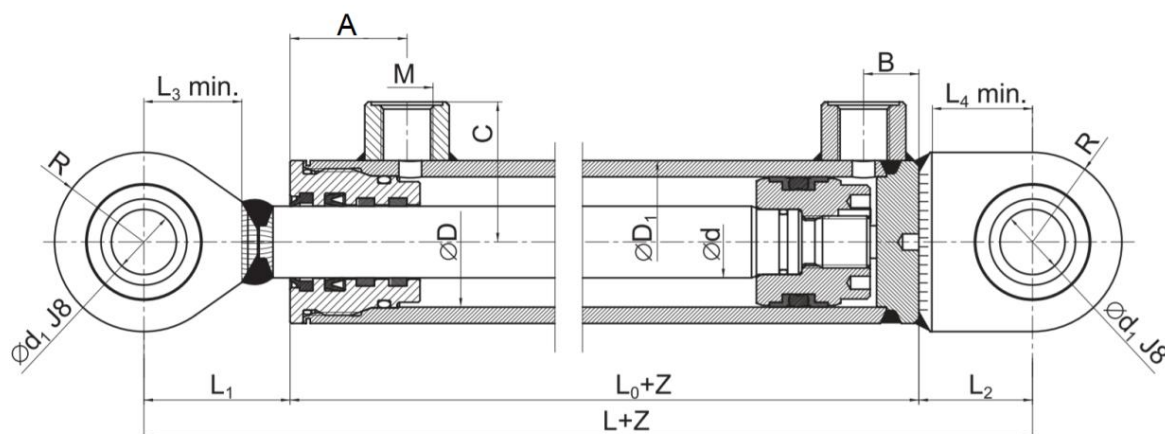
4 HYDROMOTORY

Ovládací hydromotory byly vybrány u českého dodavatele Hydraulics, který má široký sortiment s možností různých úprav a variací dle požadavků zákazníka, čehož je využito u hydromotoru pro vysouvání ramene. Jsou zvoleny přímočaré dvojčinné hydromotory z řady ZH1 s parametry uvedenými v tabulce Tab. 1. Jedná se o dvojčinné hydraulické válce se závěsnými oky, která jsou osazena kloubovým samomazným ložiskem. [13]

Pro naklápění byl zvolen standardní hydromotor (dále označován jako HM1), jehož zdvih je 70 mm a hmotnost přibližně 9 kg.

Hydromotor pro vysouvání hrabla (dále označován jako HM2), vycházející z řady ZH1, je z důvodu velkého zdvihu 2280 mm v poměru k průměru válce (70 mm) volen s pístní tyčí o větším průměru (40 mm). Je konstrukčně upraven tak, aby bylo možné jeho vestavění do obdélníkového profilu hrabla. Dále bylo nutné s konstrukčním oddělením firmy projednat vyrobiteľnost válce s těmito rozměry a jeho úprava pro svedení obou tlakových vstupů oleje na jeden konec hydromotoru. Hmotnost tohoto hydromotoru je přibližně 90 kg. [13]

Stírací cyklus začíná odklopením ramene směrem od česlí krátkým hydromotorem (HM1). Následně je pomocí hydromotoru, ovládajícího vysunutí ramene (HM2), rameno vysunuto až téměř ke dnu kanálu, kde dochází k přiklopení ramene k česlicové mříži pomocí HM1. Poté je pomocí HM2 rameno společně se shrabky taženo nahoru až do úplného zasunutí pístu. Současně s tím je vytvářen přítlak na česle pomocí HM1. Na konci česlí je rameno naklopeno pomocí HM1 nad žlab, čímž dojde k vyložení shrabek do žlabu.



Obr. 4.1 Přímocárý hydromotor ZH1 [13]

Tab. 1 Rozměry zvolených hydromotorů řady ZH1 (rozměry v mm) [13]

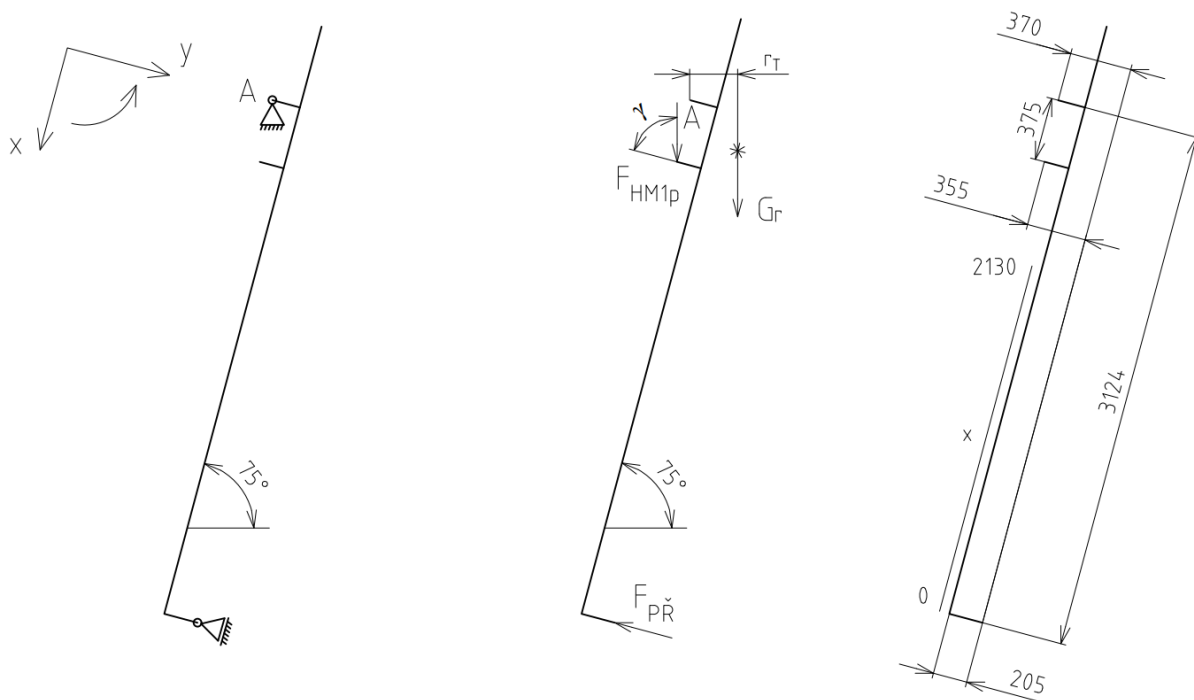
	øD	ød	øD ₁	ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	M	A	B	C	E	K ₁	R	Max. zdvih
HM1	70	36	85	30	235	125	65	45	45	39	M22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	410
HM2	70	40	85	30	235	125	65	45	45	39	M22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	540

4.1 ROZBORY SIL PŮSOBÍCÍCH NA HYDROMOTORY PŘI STÍRÁNÍ

4.1.1 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA HM1 PŘI STÍRÁNÍ

Tento silový rozbor poslouží pro zjištění síly potřebné na HM1 v průběhu stírání a dále také pro zjištění průběhu přitlačné síly.

Pro účinné stírání shrabků je třeba vyvinout přiměřenou přitlačnou sílu. Pro výpočet průběhu síly potřebné na HM1 je zvolena přitlačná síla o předběžné velikosti 500 N. Na stěrce by tedy měl být schopen hydromotor vyvinout v celém průběhu stírání minimálně sílu o této velikosti.



Obr. 4.2 Uvolnění ramene

Hodnota x představuje aktuální polohu hrabla, tedy vzdálenost konce hrabla od jeho maximálního vysunutí a má rozsah od 0 (hrablo zcela vysunuto) po 2130 (hrablo na horním konci česlí).

Úhel γ

Úhel γ se při stírání pohybuje ve velmi malém rozsahu od $44,7^\circ$ ve spodní poloze po $45,3^\circ$ v horní poloze a jeho aktuální hodnota je vyjádřena v závislosti na aktuální poloze hrabla.

$$\gamma = 44,7 + \frac{45,3 - 44,7}{2130} \cdot x \quad (12)$$

kde: x [mm] poloha konce hrabla od jeho maximálního vysunutí

Délka ramene L_h

$$L_h = 3124 - x \quad (13)$$

Vodorovná poloha těžiště r_t

$$r_t = 81 + \frac{270 - 81}{2130} \cdot x \quad (14)$$

Tíhová síla ramene:

$$G_r = m_A \cdot g = 300 \cdot 9,81 = 2943 \text{ N} \quad (15)$$

kde: m_A [kg] hmotnost ramene zavěšeného v bodě A

Momentová rovnováha k hlavnímu čepu (bod A)

$$\sum M_A = 0: F_{HM1p} \cdot \cos(\gamma) \cdot 375 - F_{HM1p} \cdot \sin(\gamma) \cdot 15 - F_{PŘ} \cdot L_h - G_r \cdot r_t = 0 \quad (16)$$

kde: F_{HM1p} [N] síla na HM1 pro přítlak (stírání česlí)
 M_A [Nm] moment k hlavnímu čepu

Hmotnost ramene a potřebné úhly a vzdálenosti jsou odečteny z modelu v programu Solidworks.

Síla potřebná na HM1 při vysouvání hydromotoru (stírání česlí)

$$F_{HM1p} = \frac{F_{PŘ} \cdot L_h + G_r \cdot r_t}{\cos(\gamma) \cdot 375 - \sin(\gamma) \cdot 15} \quad (17)$$

Hodnoty síly potřebné na HM1 jsou uvedeny v Tab. 2. Poloha 1 až 11 je při stírání česlí, poloha 12 je při dojezdu nad odpadní žlab ve chvíli dosáhnutí maximálního vysunutí HM1. V této poloze již není vyžadována přítlačná síla, takže ve výpočtu dle vztahu (17) bude rovna nule.

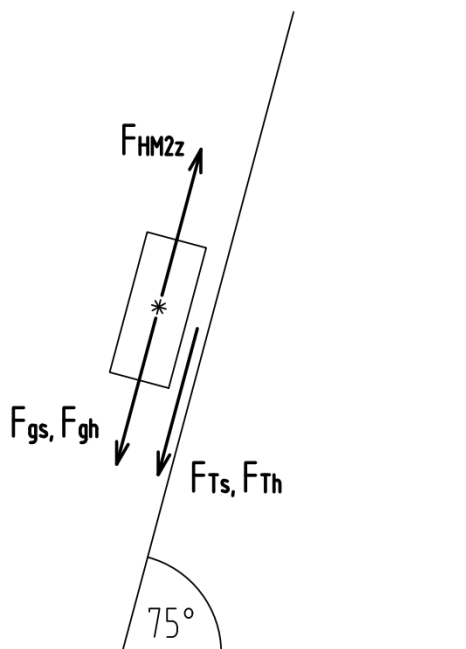
4.1.2 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA HM2 PŘI STÍRÁNÍ

Ovládací síla na HM2 překonává při zasouvání hydromotoru tíhovou sílu hrabla a shrabků a také třecí sílu shrabků a hrabla o česlicovou mříž. Při dojezdu nad odpadní žlab překonává pouze tíhovou sílu od výsuvné části hrabla.

Jak jsem již zmínil v kapitole 2.5, hmotnost shrabků se bude od určitého bodu zmenšovat, jak budou přepadávat přes horní hranu česlí do žlabu. Pokud bych uvažoval nejhorší případ, kdy by byly česle pod vodou po celé délce zanesené shrabky, bude silové působení na hydromotor rozděleno do dvou částí. Pro vzdálenost $x < 635$ mm, tedy v polohách 1-3 bude hmotnost

shrabků konstantní a od této úrovně, tedy od polohy 4 se bude zmenšovat dle následujícího vztahu:

$$m_{shr} = B \cdot \left(\frac{h}{\sin(\alpha)} - \frac{x - 635}{1000} \right) \cdot b_s \cdot \rho_{shr} \quad (18)$$



Obr. 4.3 Silový rozbor hrabla

$$F_{gs} = m_{shr} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (19)$$

$$F_{gh} = m_h \cdot g \cdot \sin(\alpha) = 120 \cdot 9,81 \cdot \sin(75^\circ) = 1137 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{Ts} = m_{shr} \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_s \quad (21)$$

$$F_{Th} = (m_h \cdot g \cdot \cos(\alpha) + F_{př}) \cdot f_h = (120 \cdot 9,81 \cdot \cos(75^\circ) + 500) \cdot 0,2 = 161 \text{ N} \quad (22)$$

$$F_{HM2z} = (F_{gs} + F_{gh} + F_{Ts} + F_{Th}) \cdot 1,25 \quad (23)$$

kde:	F_{gs}	[N]	síla potřebná ke zvedání shrabků
	F_{gh}	[N]	síla potřebná ke zvedání výsuvné části hrabla
	F_{Ts}	[N]	třecí síla od shrabků
	F_{Th}	[N]	třecí síla od hrabla
	F_{HM2z}	[N]	potřebná síla na zasouvání HM2
	m_h	[kg]	hmotnost výsuvné části hrabla a pístnice
	m_{shr}	[kg]	hmotnost shrabků
	f_s	[-]	koeficient smykového tření česle-shrabky
	f_h	[-]	koeficient smykového tření česle-hrablo

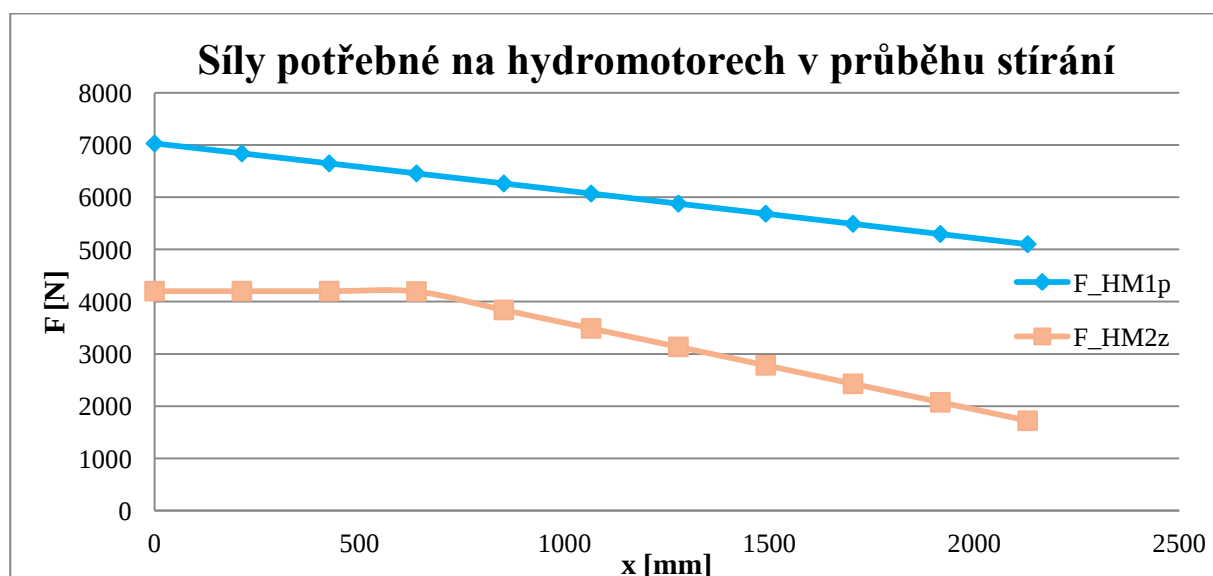
Koeficient smykového tření česle (ocel)-shrabky nelze přesně určit, je závislý na aktuálním složení shrabků. Shrabky tvoří většinou biologický materiál a voda, která koeficient tření snižuje. Např. statický koeficient smykového tření kůže-kov za mokra má hodnotu 0,4 [22]. Proto předpokládám, že se bude pohybovat kolem této hodnoty nebo i níže.

Koeficient smykového tření mezi česlemi a hrablem, tj. ocel-polyethylen je dle údajů výrobce kluzné lišty 0,1 [21]. Určitý vliv také bude mít čistící kartáč, který bude mít plastová vlákna. Z toho důvodu budu uvažovat hodnotu 0,2.

Vzhledem k tomu, že při výpočtu nebyly zohledněny všechny odpory proti pohybu (tření v čepech vodících kladek, tření ve vodících elementech hrabla) a koeficient tření shrabků není přesně určený, je síla potřebná v HM2 vynásobena koeficientem 1,25.

Tab. 2 Průběh sil potřebných na hydromotorech při stírání česlí a dojezdu nad žlab

Poloha č.	Vzdálenost x [mm]	Zdvih HM1 [mm]	Zdvih HM2 [mm]	F_{gs} [N]	F_{Ts} [N]	F_{HM1p} [N]	F_{HM2z} [N]
1	0	34,8	2280	1865	200	7033	4203
2	213	35,1	2067	1865	200	6842	4203
3	426	35,6	1854	1865	200	6650	4203
4	639	36,1	1641	1860	199	6458	4197
5	852	36,8	1428	1604	172	6266	3843
6	1065	37,6	1215	1348	145	6073	3489
7	1278	38,5	1002	1093	117	5880	3135
8	1491	39,7	789	837	90	5686	2781
9	1704	41,3	576	581	62	5492	2427
10	1917	43,3	363	325	35	5298	2073
11	2130	46,4	150	70	7	5103	1719
12	-	70,0	0	-	-	2510	1184



Obr. 4.4 Průběh sil potřebných na hydromotorech v průběhu stírání

4.2 ROZBORY SIL PŮSOBÍCÍCH NA HYDROMOTORY PŘI POHYBU RAMENE DOLŮ

4.2.1 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA HM1 PŘI ODKLÁPĚNÍ RAMENE

Při odklápění ramene dojde k zasunutí HM1, který v této poloze zůstane až do doby, než druhý hydromotor doběhne do plně vysunuté polohy. Při zasouvání tohoto HM tedy do momentové rovnováhy z rovnice 16 nevstupuje přítlačná síla a síla na hydromotoru působí v opačném směru. Upravený tvar rovnice pro sílu při zasouvání pístu vypadá takto:

$$F_{HM1z} = \frac{-G_r \cdot r_t}{\cos(\gamma) \cdot 375 - \sin(\gamma) \cdot 15} \quad (24)$$

Z důvodu polohy těžiště ramene moment od jeho tíhové síly působí ve stejném směru jako moment od síly vyvozené HM1. Z toho důvodu hydromotor nemusí žádné momenty v celém průběhu zdvihu překonávat, pouze bude pomocí škrtkového ventilu upravovat rychlost odklopení. Velikost momentu od tíhové síly závisí na aktuálním natočení a vysunutí ramene. V poloze, kdy jsou oba hydromotory zasunuty, bude moment od tíhové síly ramene největší. V poloze, kdy je HM2 plně vysunutý, bude moment od tíhové síly působící na HM1 sice značně nižší, ale stále bude působit ve stejném směru jak ten od hydromotoru. Výpočet je proveden pro krajní polohy hydromotoru. Výsledná velikost síly působící na HM1 je uvedena v Tab. 3.

4.2.2 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA HM2 PŘI POHYBU NA DNO KANÁLU

Při pohybu na dno kanálu působí na hydromotor pouze tíhová síla výsuvné části ramene. Než se zasune HM1, bude HM2 nečinný, poté bude působit sinusová složka tíhové síly ramene ve stejném směru, jako síla na hydromotoru. Výpočet je proveden pro krajní polohy. Úhel, který svírá rameno s vodorovnou podložkou, v tomto případě není rovnoběžný se sklonem česlí, jeho hodnota je 68° .

$$F_{HM2v} = m_h \cdot g \cdot \sin(\alpha_2) \quad (25)$$

kde: α_2 [°] úhel, který svírá rameno s vodorovnou podložkou (pohyb dolů)

Tab. 3 Síla potřebná na hydromotorech při odklápění ramene a pohybu na dno kanálu

Poloha č.	Zdvih HM1 [mm]	Zdvih HM2[mm]	F_{HM1z} [N]	F_{HM2v} [N]
12	70	0	-2510	-
13	0	0	-4341	-1091
14	0	2280	-	-1091

Z výsledků v Tab. 3 vyplývá, že při odklápění ramene a pohybu na dno kanálu tedy nemusí hydromotory překonávat žádné síly a proto není pro tento stav proveden výpočet pro potřebný tlak na hydromotorech.

4.3 VYHODNOCENÍ PŮSOBÍCÍCH SIL A URČENÍ TLAKŮ NA HYDROMOTORECH

4.3.1 TLAK NA HM1 POTŘEBNÝ PRO PŘITLAČOVÁNÍ HRABLA

Minimální tlak na hydromotoru, který bude schopen vyvolat potřebnou sílu během celého průběhu vysouvání hydromotoru je spočítán pro polohu 1, kdy je na HM potřebná největší síla.

$$S_{D1} = \frac{\pi \cdot D_{hm1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 70^2}{4} = 3848 \text{ mm}^2 \quad (26)$$

$$p_{hm1D} = \frac{F_{HM1p}}{S_{D1}} = \frac{7033}{3848} = 1,82 \text{ MPa} \quad (27)$$

kde: S_{D1} [mm²] plocha, na kterou působí tlak při vysouvání HM1
 D_{hm1} [mm] průměr válce HM1
 p_{hm1D} [MPa] tlak na HM1 potřebný pro přitlačování ramena

4.3.2 TLAK NA HM2 POTŘEBNÝ PRO ZASOUVÁNÍ

Největší síla působící na hydromotor je vytvářena v polohách 1 až 3, kdy bude největší teoretická hmotnost shrabků. Pro tuto sílu je vyjádřen minimální tlak potřebný na HM2.

$$S_{Dd2} = \frac{\pi \cdot (D_{hm2}^2 - d_{hm2}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (70^2 - 40^2)}{4} = 2592 \text{ mm}^2 \quad (28)$$

$$p_{hm2} = \frac{F_{HM2z}}{S_{Dd2}} = \frac{4203}{2592} = 1,62 \text{ MPa} \quad (29)$$

kde: S_{Dd2} [mm²] plocha, na kterou působí tlak při zasouvání HM2
 D_{hm2} [mm] průměr válce HM2
 p_{hm2} [MPa] tlak potřebný pro zasouvání HM2

5 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

Na základě rozboru působících sil a momentů na hydromotory a tlaků potřebných k vyvinutí ovládacích sil je třeba zvolit správný hydraulický agregát, který zajistí při daném tlaku optimální průtok pro zvolenou délku cyklu shrabování.

5.1 ROZDĚLENÍ DOBY POHYBU HYDROMOTORŮ

Maximální délka celého cyklu shrabování se na základě normy [5] volí kratší než dvě minuty. Zvolená délka cyklu shrabování bude přibližně 90 s. Přibližné délky jednotlivých fází cyklu:

- 1) Vysunutí HM1 pro odklopení hrabla: 3 s
- 2) Přemístění hrabla na nejnižší bod česlí (vysouvání HM2): 40 s
- 3) Přemístění hrabla na česle (vysunutí HM1 o cca 40mm): 2s
- 4) Stírání česlí (zasouvání HM2) : 40s
- 5) Dojezd nad žlab (dokončení vysunutí HM1): 2s

Při samotném stírání pracují zároveň oba hydromotory, přičemž HM1 se pohybuje velmi malou rychlostí. Po dosažení horního konce česlí oba HM dojedou do svých koncových pozic, čímž dojde k vyklopení shrabků do žlabu. S tímto je třeba také počítat při dimenzování potřebného průtoku z agregátu.

5.2 VÝPOČET PRŮTOKŮ NA HYDROMOTORECH

Návrhová rychlost HM1

$$v_{hm1} = \frac{z_{hm1}}{t_{hm1}} = \frac{0,07}{3} = 0,023 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (30)$$

kde: z_{hm1} [m] zdvih HM1
 t_{hm1} [s] čas určený pro zdvih HM1

Návrhová rychlost HM2

$$v_{hm2} = \frac{z_{hm2}}{t_{hm2}} = \frac{2,28}{40} = 0,057 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (31)$$

kde: z_{hm2} [m] zdvih HM2
 t_{hm2} [s] čas určený pro zdvih HM2

Průtok na HM1Vysouvání HM1:

$$\begin{aligned} Q_{hm1v} &= S_{D1} \cdot 10^{-6} \cdot v_{hm1} = 3848 \cdot 10^{-6} \cdot 0,023 = \\ &= 8,98 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot s^{-1} = 5,4 dm^3 \cdot min^{-1} \end{aligned} \quad (32)$$

Zasouvání HM1:

$$\begin{aligned} Q_{hm1z} &= S_{Dd1} \cdot 10^{-6} \cdot v_{hm1} = 2831 \cdot 10^{-6} \cdot 0,023 = \\ &= 6,60 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot s^{-1} = 4,0 dm^3 \cdot min^{-1} \end{aligned} \quad (33)$$

Průtok na HM2Vysouvání HM2:

$$\begin{aligned} Q_{hm2v} &= S_{D2} \cdot 10^{-6} \cdot v_{hm2} = 3848 \cdot 10^{-6} \cdot 0,057 = \\ &= 2,19 \cdot 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1} = 13,2 dm^3 \cdot min^{-1} \end{aligned} \quad (34)$$

Zasouvání HM2:

$$\begin{aligned} Q_{hm2z} &= S_{Dd2} \cdot 10^{-6} \cdot v_{hm2} = 2592 \cdot 10^{-6} \cdot 0,057 = \\ &= 1,48 \cdot 10^{-4} m^3 \cdot s^{-1} = 8,9 dm^3 \cdot min^{-1} \end{aligned} \quad (35)$$

Teoretický největší potřebný průtok agregátem (při současném zasouvání HM2 a vysouvání HM1) je tedy 14,3 l min⁻¹.

5.3 VOLBA HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU

Na základě nejvyššího potřebného tlaku na HM a průtoku volím hydraulický agregát SA4 od firmy AGRO-HYTOS, v jehož katalogovém listu si zvolím komponenty s požadovanými parametry.

ELEKTROMOTOR

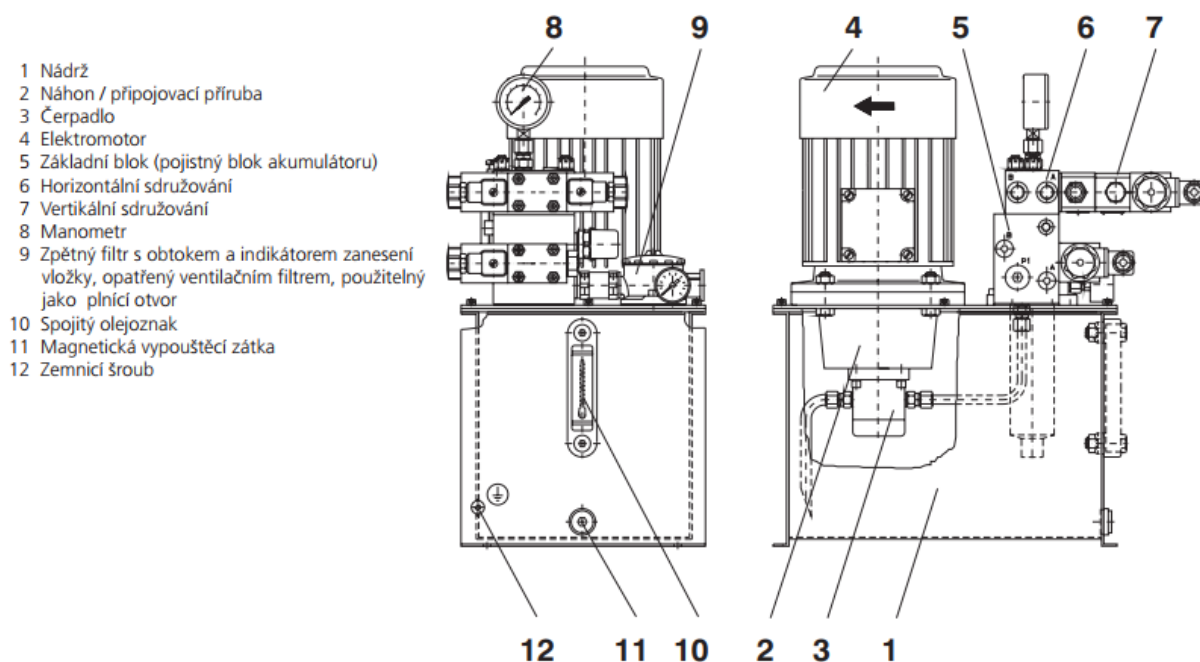
Elektromotor pro pohon čerpadla s výkonem 0,55 kW při 2790 ot. min⁻¹ bude napájen ze sítě 230V AC / 50 Hz, pomocí příruby bude připevněn na víko nádrže. [14]

ČERPADLO

Jedná se o zubové čerpadlo řady GP1 s geometrickým objemem 5,8 cm³, které s použitým elektromotorem bude zajišťovat průtok oleje 15,4 l min⁻¹ a jmenovitý tlak 20 bar. [14]

NÁDRŽ

Na základě doporučení výrobce je vhodné zvolit nádrž o objemu 3 až 6 násobku průtoku čerpadla. Je tedy zvolena nádrž s označením 60H, která má objem 60 l o rozměrech 600 x 470 x 485 mm. Součástí nádrže je vypouštěcí zátka, záslepka pro případné čištění nádrže, víko s protiprachovým těsněním, zemnicí šroub a spojitý olejoznak pro vizuální kontrolu množství oleje. Na víku jsou následně soustředěny všechny ostatní komponenty hydraulické jednotky. [14] Pro zajištění provozuschopnosti i v zimním období je třeba vybavit nádrž také vyhříváním hydraulické kapaliny.



Obr. 5.1 Popis hydraulického agregátu [14]

HYDRAULICKÁ KAPALINA

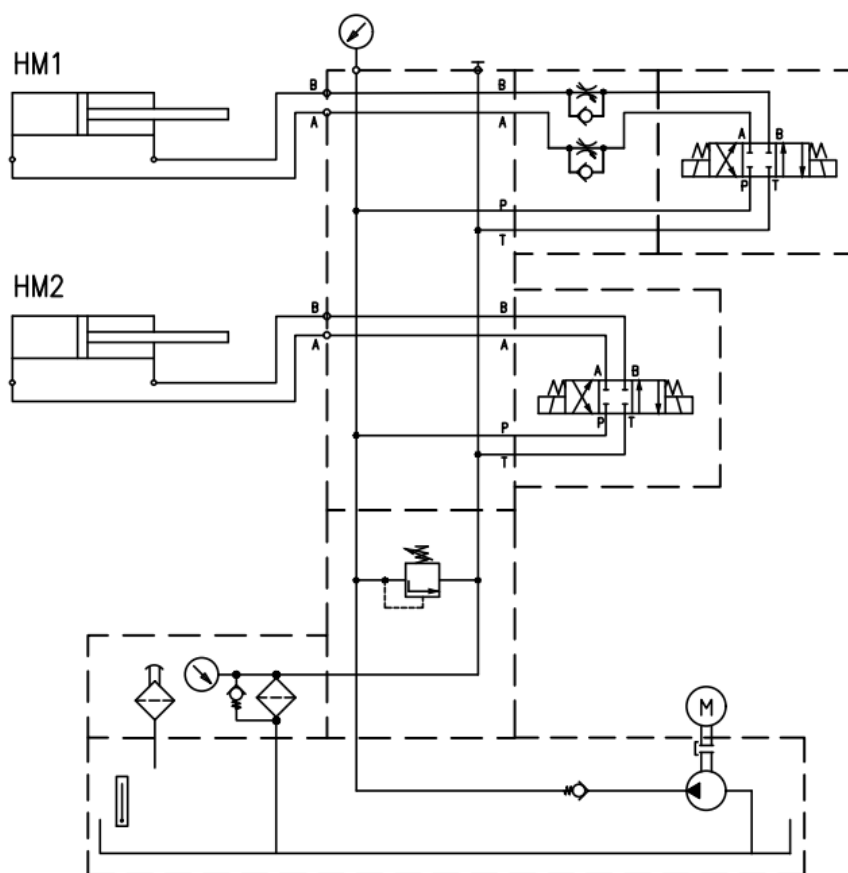
Vzhledem k použití ve vodárenství je třeba zvolit ekologickou, tj. biologicky odbouratelnou alternativu hydraulické kapaliny. Jako náhrada za minerální olej je zvolena kapalina TOTAL Biohydran SE 32 o hustotě 938 kg m^{-3} při 15°C a kinematické viskozitě $32 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ při 40°C na bázi saturovaných syntetických esterů. [15]

HYDRAULICKÉ HADICE

Jsou zvoleny hadice dle normy DIN EN 853 1 SN od firmy Haberkorn s duší z olejivzdorné syntetické pryže, opletem z vysokopevnostního ocelového drátu a povrchem ze syntetické pryže, odolné oděru, ozónu a povětrnostním vlivům. Jsou určeny i pro hydraulické kapaliny na bázi syntetických olejů. Teplotní rozsah udává výrobce -40 až 100°C . Průměry hadic ke každému hydromotoru jsou zvoleny při výpočtu. [17]

5.4 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU

Většina hydraulických komponentů včetně pohonu čerpadla je soustředěna na víku nádrže. Tyto prvky jsou řešeny jako stavebnicové komponenty navrstvené na sobě. Sestavu tvoří základní blok s pojistným ventilem, který je pomocí svorníků spojený s řadovou deskou s dvěma sekcemi pro připojení šoupátkových rozvaděčů, jako ovládacích prvků hydromotorů. K rozvaděči pro HM1 je navíc připojen dvojitý škrťací ventil s jednosměrným obtokovým ventilem pro větve A i B z důvodu nastavení nižší rychlosti pohybu oproti HM2. Součástí obvodu je také filtr s vizuální indikací zanesení vložky a integrovaným ventilačním filtrem. Po odejmutí víčka filtru plní také funkci plnicího otvoru nádrže. [14]



Obr. 5.2 Schéma hydraulického obvodu

5.5 VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT

Tlakové ztráty lze podle fyzikální podstaty rozdělit na ztráty třením (rostou s délkou potrubí) a místní ztráty. Při výpočtu tlakových ztrát vycházím ze studijního textu [16].

5.5.1 TLAKOVÉ ZTRÁTY TŘENÍM V PŘÍVODNÍCH HADICÍCH K HYDROMOTORŮM

Při výpočtu ztrát v přívodních hadicích (resp. při stanovení délek hadic) vycházím z předpokladu, že nádrž s čerpacím agregátem bude umístěna v bezprostřední blízkosti stojanu čistícího stroje vedle kanálu.

PŘÍVODNÍ HADICE K HM1

- Zvolený průměr hadice $d_{had1} = 8 \text{ mm}$
- Délka hadice $l_{had1} = 2,8 \text{ m}$

Průřez hadice k HM1

$$S_{had1} = \frac{\pi \cdot d_{had1}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50,3 \text{ mm}^2 \quad (36)$$

Maximální dosažená rychlost oleje v hadici

$$v_{had1} = \frac{Q_{hm1v}}{S_{had1}} = \frac{8,98 \cdot 10^{-5}}{50,3 \cdot 10^{-6}} = 1,79 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (37)$$

kde: S_{had1} [m^2] průřez hadice k HM1

Reynoldsovo číslo při této rychlosti

$$Re_{had1} = \frac{v_{had1} \cdot d_{had1}}{\nu} = \frac{1,79 \cdot 0,008}{32 \cdot 10^{-6}} = 447 \quad (38)$$

kde: ν [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] kinematická viskozita oleje

Součinitel tření

$$\lambda_{had1} = \frac{85}{Re_{had1}} = \frac{85}{447} = 0,190 \quad (39)$$

Dle literatury [15] je číselník ve zlomku pro výpočet bezrozměrného součinitele tření roven hodnotě 80 až 85.

Tlaková ztráta hadice k HM1

$$\Delta p_{had1} = \lambda_{had1} \cdot \frac{l_{had1}}{d_{had1}} \cdot \rho_{olej} \cdot \frac{v_{had1}^2}{2} = 0,174 \cdot \frac{2,8}{0,008} \cdot 938 \cdot \frac{1,95^2}{2} = 99931 \text{ Pa} = 0,1 \text{ MPa} \quad (40)$$

kde: ρ_{olej} [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota oleje

PŘÍVODNÍ HADICE K HM2

- Zvolený průměr hadice $d_{had2} = 12 \text{ mm}$
- Délka hadice $l_{had2} = 6,8 \text{ m}$

Průřez hadice k HM2

$$S_{had2} = \frac{\pi \cdot d_{had2}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113,1 \text{ mm}^2 \quad (41)$$

Maximální dosažená rychlost oleje v hadici

$$v_{had2} = \frac{Q_{hm2v}}{S_{had2}} = \frac{2,19 \cdot 10^{-4}}{113,1 \cdot 10^{-6}} = 1,94 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (42)$$

kde: S_{had2} [m^2] průřez hadice k HM2

Reynoldsovo číslo při této rychlosti

$$Re_{had2} = \frac{v_{had2} \cdot d_{had2}}{\nu} = \frac{1,94 \cdot 0,012}{32 \cdot 10^{-6}} = 727 \quad (43)$$

Součinitel tření

$$\lambda_{had2} = \frac{85}{Re_{had2}} = \frac{85}{727} = 0,117 \quad (44)$$

Tlaková ztráta hadice k HM1

$$\begin{aligned} \Delta p_{had2} &= \lambda_{had2} \cdot \frac{l_{had2}}{d_{had2}} \cdot \rho_{olej} \cdot \frac{v_{had2}^2}{2} = 0,117 \cdot \frac{6,8}{0,012} \cdot 938 \cdot \frac{1,94^2}{2} = \\ &= 117028 \text{ Pa} = 0,117 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (45)$$

5.5.2 TLAKOVÉ ZTRÁTY PŘI ZMĚNĚ PRŮMĚRU

K určitým místním ztrátám dochází také při náhlé změně průměru potrubí. V případě jednotlivých bloků na hydraulickém agregátu a jejich propojení ovšem výrobce neudává ani tyto ztráty, ani není zcela jasné, kdy a jak se mění průměr. Výrobce udává pouze maximální průměr kanálů. Spočítat tlakové ztráty tedy lze na základě průměru kanálu udávaného výrobcem v místě připojení hadic.

Průřez kanálu

$$S_{kanal} = \frac{\pi \cdot d_{kanal}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 7,5^2}{4} = 44,2 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

kde: d_{kanal} [mm] průměr kanálů hydraulických komponent, udávaný výrobcem

ZTRÁTA NÁHLÝM ROZŠÍŘENÍM NA PŘIPOJENÍ HADICE HM1 K AGREGÁTU**Součinitel místních ztrát – hadice k HM1**

$$\zeta_{\Delta d1} = \left(1 - \frac{S_{kanal}}{S_{had1}}\right)^2 = \left(1 - \frac{44,2}{50,3}\right)^2 = 0,015 \quad (47)$$

Tlaková ztráta změnou průměru na hadici k HM1

$$\begin{aligned} \Delta p_{zm1} &= \zeta_{\Delta d1} \cdot \rho_{olej} \cdot \frac{v_{kanal,1}^2}{2} = \zeta_{\Delta d1} \cdot \rho_{olej} \cdot \frac{Q_{hm1v}^2}{2 \cdot S_{kanal}^2} = \\ &= 0,015 \cdot 938 \cdot \frac{(8,98 \cdot 10^{-5})^2}{2 \cdot (44,2 \cdot 10^{-6})^2} = 29 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (48)$$

Tuto tlakovou ztrátu pro její nízkou hodnotu nebudu dále uvažovat.

ZTRÁTA NÁHLÝM ROZŠÍŘENÍM NA PŘIPOJENÍ HADICE HM2 K AGREGÁTU**Součinitel místních ztrát – hadice k HM2**

$$\zeta_{\Delta d2} = \left(1 - \frac{S_{kanal}}{S_{had2}}\right)^2 = \left(1 - \frac{44,2}{113,1}\right)^2 = 0,371 \quad (49)$$

Tlaková ztráta změnou průměru na hadici k HM2

$$\begin{aligned} \Delta p_{zm2} &= \zeta_{\Delta d2} \cdot \rho_{olej} \cdot \frac{v_{kanal,2}^2}{2} = \zeta_{\Delta d2} \cdot \rho_{olej} \cdot \frac{Q_{hm2v}^2}{2 \cdot S_{kanal}^2} = \\ &= 0,371 \cdot 938 \cdot \frac{(2,19 \cdot 10^{-4})^2}{2 \cdot (44,2 \cdot 10^{-6})^2} = 4293 \text{ Pa} = 0,0043 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (50)$$

V tomto případě má opět změna průměru potrubí vzhledem ke ztrátám třením téměř zanedbatelný vliv na celkovou tlakovou ztrátu a nebude s ní dále počítáno.

5.5.3 TLAKOVÉ ZTRÁTY NA HYDRAULICKÝCH KOMPONENTÁCH

Ztráty na šoupátkových rozvaděčích a škrťicích ventilech udává výrobce prostřednictvím grafů v katalogových listech.

ZTRÁTY NA ŠOUPÁTKOVÉM ROZVADĚČI

Ztráty jsou odečteny z grafu závislosti tlakových ztrát na objemovém průtoku:

- Ztráta na rozvaděči pro HM1: $\Delta p_{roz1} = 0,025 \text{ MPa}$
- Ztráta na rozvaděči pro HM2: $\Delta p_{roz2} = 0,050 \text{ MPa}$

ZTRÁTY NA ŠKRTÍCÍCH VENTILECH

Ztráty vychází z grafu v závislosti na průtoku a na „zaškrcení“, tedy počtu otáček stavěcího šroubu. Ventil se seřídí při instalaci čistícího stroje na požadovaný průtok.

Předběžná ztráta na škrťicích ventilech: $\Delta p_{skr} = 0,2 \text{ MPa}$

5.5.4 TLAKY NA HYDROMOTORECH

Maximální tlak, dodávaný na hydromotory je nastavený pojistným ventilem na 1,9 MPa. Při pohybu hydromotorů je tento tlak nižší o ztráty, závislé na průtoku, které již byly spočítány. Tlak, který zůstane po odečtení tlakových ztrát od tlaku dodávaného čerpadlem, by neměl být menší, než minimální tlak, požadovaný pro ovládání hydromotorů. Tlakové ztráty na jednotlivých HM jsou zvětšeny vynásobením koeficientem 1,2 z důvodu, že některé místní ztráty nejsou známy nebo nejsou vyčísleny.

Tlaková ztráta na HM1

$$\Delta p_{d1} = (\Delta p_{had1} + \Delta p_{roz1}) \cdot 1,2 + \Delta p_{skr} = (0,1 + 0,025) \cdot 1,2 + 0,2 = 0,35 \text{ MPa} \quad (51)$$

Tlak dodávaný na HM1 při pohybu

$$p_{hm1_dyn} = p_d - \Delta p_{d1} = 1,9 - 0,35 = 1,55 \text{ MPa} \quad (52)$$

kde: p_d [MPa] tlak dodávaný do hydraulického obvodu

Tlaková ztráta na HM2

$$\Delta p_{d2} = (\Delta p_{had2} + \Delta p_{roz2}) \cdot 1,2 = (0,117 + 0,05) \cdot 1,2 = 0,20 \text{ MPa} \quad (53)$$

Tlak dodávaný na HM2 při pohybu

$$p_{hm2_dyn} = p_d - \Delta p_{d2} = 1,9 - 0,20 = 1,70 \text{ MPa} \quad (54)$$

5.6 SKUTEČNÉ SÍLY VYTVÁŘENÉ HYDROMOTORY

5.6.1 HYDROMOTOR 1

Hydromotor vyvine největší sílu při zasouvání hrabla, které je v této fázi přitlačené k česlicové mříži a průtok pod píst HM1 je téměř roven nule.

Maximální síla na HM1 při přitlačování hrabla

$$F_{HM1p,max} = p_d \cdot S_{D1} = 1,9 \cdot 3848 = 7312 \text{ N} \quad (55)$$

Maximální síla na HM1 při odklopení hrabla

$$F_{HM1z,max} = p_d \cdot S_{Dd1} = 1,9 \cdot 2831 = 5378 \text{ N} \quad (56)$$

Tuto sílu vyvine v případě, kdy dojde do krajní polohy a již se nepohybuje. Při pohybu bude tato síla menší o tlakové ztráty:

$$F_{HM1z} = p_{hm1,dyn} \cdot S_{Dd1} = 1,55 \cdot 2831 = 4388 \text{ N} \quad (57)$$

5.6.2 HYDROMOTOR 2

Maximální síla od HM2 bude působit v případě zaseknutí hrabla.

Maximální síla na HM2 při zaseknutí vysouvajícího se hrabla

$$F_{HM2v,max} = p_d \cdot S_{D2} = 1,9 \cdot 3848 = 7312 \text{ N} \quad (58)$$

Síla na HM2 při vysouvání hrabla

$$F_{HM2v} = p_{hm2,dyn} \cdot S_{D2} = 1,7 \cdot 3848 = 6542 \text{ N} \quad (59)$$

Maximální síla na HM2 při zaseknutí zasouvajícího se hrabla

$$F_{HM2z,max} = p_d \cdot S_{Dd2} = 1,9 \cdot 2592 = 4924 \text{ N} \quad (60)$$

Síla na HM2 při zasouvání hrabla

$$F_{HM2z} = p_{hm2,dyn} \cdot S_{Dd2} = 1,7 \cdot 2592 = 4406 \text{ N} \quad (61)$$

5.7 RYCHLOST POSUVU PÍSTNIC A CELKOVÝ ČAS SHRABOVACÍHO CYKLU

5.7.1 RYCHLOST NA HYDROMOTORU 1

Při nastavení škrtícího ventilu na průtok $4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ (tj. $67 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) z důvodu požadovaného času zdvihu přibližně 3 s bude rychlost posuvu dle následujících vztahů.

Rychlost při vysouvání pístnice

$$v_{hm1D} = \frac{Q_{hm1}}{S_{D1}} = \frac{67 \cdot 10^{-6}}{3848 \cdot 10^{-6}} = 0,017 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (62)$$

Rychlost při zasouvání pístnice

$$v_{hm1Dd} = \frac{Q_{hm1}}{S_{Dd1}} = \frac{67 \cdot 10^{-6}}{2831 \cdot 10^{-6}} = 0,024 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (63)$$

5.7.2 RYCHLOST NA HYDROMOTORU 2

Zde je počítáno s plným průtokem dodávaným hydrogenerátorem, tedy $15,4 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ (tj. $260 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$).

Rychlost při vysouvání pístnice

$$v_{hm2D} = \frac{Q_{hg}}{S_{D2}} = \frac{260 \cdot 10^{-6}}{3848 \cdot 10^{-6}} = 0,068 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (64)$$

Rychlost při zasouvání pístnice

$$v_{hm2Dd} = \frac{Q_{hg}}{S_{Dd2}} = \frac{260 \cdot 10^{-6}}{2592 \cdot 10^{-6}} = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (65)$$

Žádná z vypočtených rychlostí nepřekračuje maximální rychlost hydromotoru $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

5.7.3 CELKOVÝ ČAS SHRABOVACÍHO CYKLU

Při součtu doby trvání všech pohybů během jednoho cyklu dostávám přibližnou délku celkové doby shrabovacího procesu.

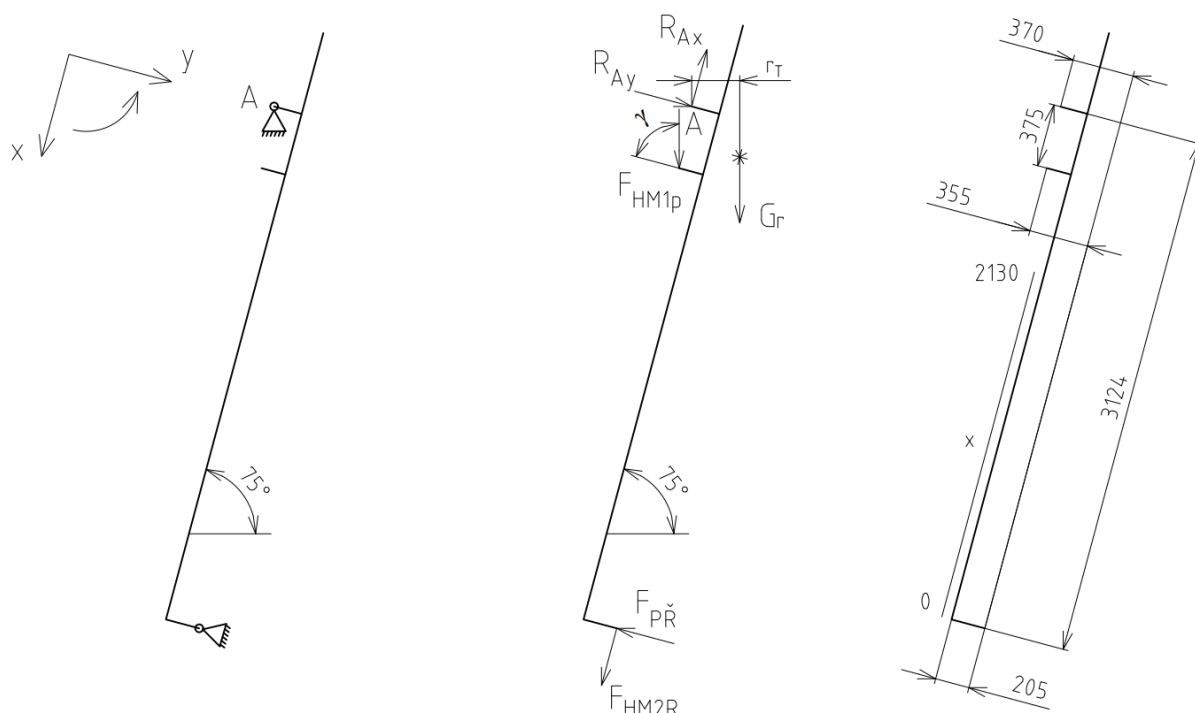
$$t_c = \frac{z_{hm1}}{v_{hm1D}} + \frac{z_{hm2}}{v_{hm2D}} + \frac{z_{hm2}}{v_{hm2Dd}} + \frac{z_{hm1}}{v_{hm1Dd}} = \frac{0,07}{0,017} + \frac{2,3}{0,068} + \frac{2,3}{0,1} + \frac{0,07}{0,024} = 63 \text{ s} \quad (66)$$

Délka cyklu tedy splňuje s rezervou čas 90 s daný normou.

6 SILOVÉ ÚČINKY

V této kapitole se zaměřuji na silové reakce od působení hydromotorů, které jsou dimenzované podle parametrů, ze kterých vycházím, tedy především z hloubky a šířky kanálu a dále také s ohledem ke konstrukčnímu provedení čistícího stroje. Předpoklad největšího namáhání konstrukce je při zaseknutí hrabla během stírání česlí. Z důvodu minimalizace pravděpodobnosti zaseknutí je hrablo o 50 mm užší, než je šířka kanálu, přesto je třeba s možností zaseknutí počítat.

6.1 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA RAMENO PŘI ZASEKNUTÍ BĚHEM STÍRÁNÍ



Obr. 6.1 Uvolnění ramene

Silová a momentová rovnováha

V případě zaseknutí hrabla přibývá do schématu uvolnění ramene z obr. 4.2 reakce na sílu od HM2 a také reakce v hlavním čepu pro zjištění jejich velikostí. V tomto případě jsou dosazeny reálné síly vytvářené na hydromotorech dle kapitoly 5.6.

$$\sum F_x = 0: F_{HM2R} + F_{HM1p,max} \cdot \sin(\gamma) + G_r \cdot 75^\circ - R_{Ax} = 0 \quad (67)$$

$$\sum F_y = 0: R_{Ay} + G_r \cdot \cos(75^\circ) - F_{PŘ} + F_{HM1p,max} \cdot \cos(\gamma) = 0 \quad (68)$$

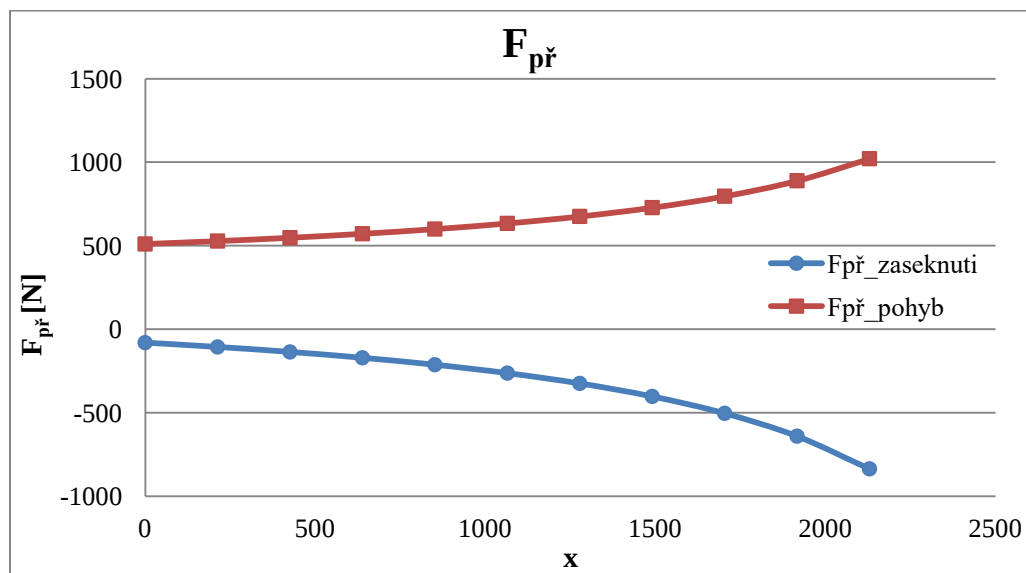
$$\sum M_A = 0: F_{HM1p,max} \cdot \cos(\gamma) \cdot 375 - F_{HM1p,max} \cdot \sin(\gamma) \cdot 15 - F_{př} \cdot L_h - F_{HM2R} \cdot 375 - G_r \cdot r_t = 0 \quad (69)$$

kde: F_{HM2R} [N] reakce na sílu vytvořenou HM2 při zaseknutí hrabla při stírání
 R_{Ax} [N] x-ová složka silové reakce na hlavním čepu
 R_{Ay} [N] y-ová složka silové reakce na hlavním čepu

Velikost přitlačné síly vzniklé na konci hrabla při jeho zaseknutí

$$F_{př} = \frac{F_{HM1p,max} \cdot \cos(\gamma) \cdot 375 - F_{HM1p,max} \cdot \sin(\gamma) \cdot 23 - F_{HM2R} \cdot 375 - G_r \cdot r_t}{L_h} \quad (70)$$

Na grafu (Obr. 6.2) je zobrazen průběh přitlačné síly při zaseknutí hrabla a srovnání s průběhem přitlačné síly při pohybu, kdy na rameno nepůsobí moment od silové reakce na HM2.



Obr. 6.2 Průběh přitlačné síly (srovnání velikosti síly při pohybu a při zaseknutí)

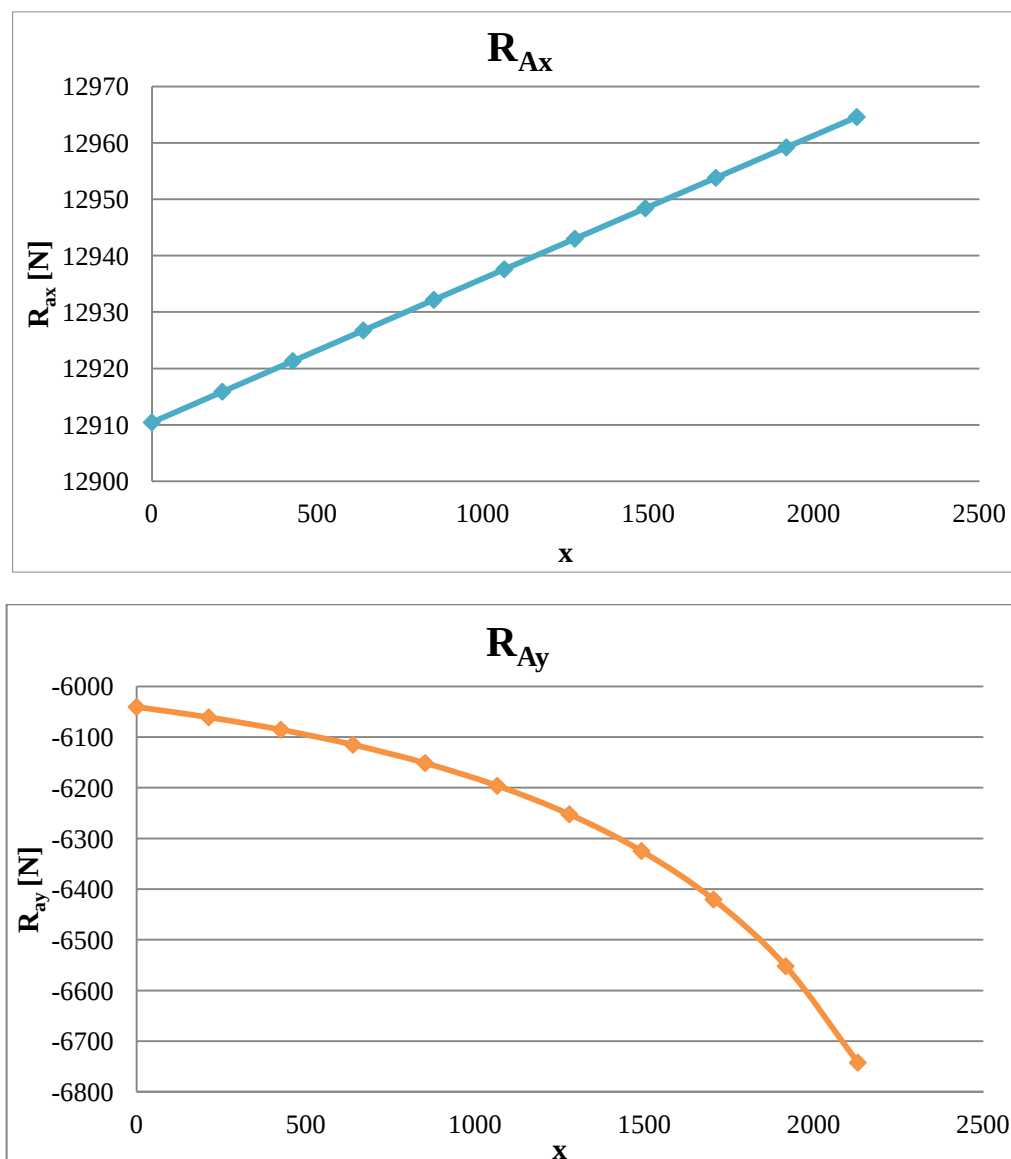
Reakce vzniklé na hlavním čepu

$$R_{Ax} = F_{HM2R} + F_{HM1p,max} \cdot \sin(\gamma) + G_r \cdot \sin(75^\circ) \quad (71)$$

$$R_{Ay} = -G_r \cdot \cos(75^\circ) + F_{př} - F_{HM1p,max} \cdot \cos(\gamma) \quad (72)$$

$$R_A = \sqrt{(R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2)} \quad (73)$$

kde: R_A [N] silová reakce na hlavním čepu



Obr. 6.3 Průběhy jednotlivých složek silové reakce na hlavním čepu

Hodnoty sil, maxima

$$R_{Ax}(x=0) = 12910 \text{ N} \quad (74)$$

$$R_{Ax}(x=2130) = 12965 \text{ N} \quad (75)$$

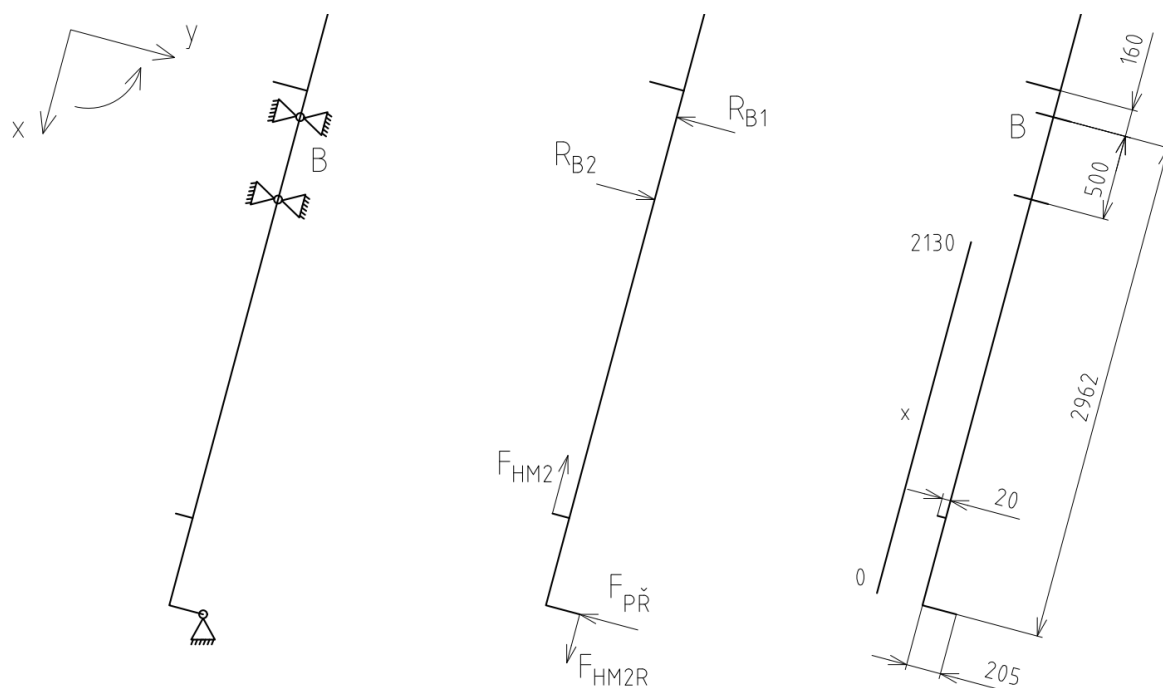
$$R_{Ay}(x=0) = -6041 \text{ N} \quad (76)$$

$$R_{Ay}(x=2130) = -6742 \text{ N} \quad (77)$$

$$R_{A,max} = 14613 \text{ N} \quad (78)$$

Největší zatížení na čep by vzniklo při zaseknutí hrabla v horní části česlí, kde by byla také nejvyšší hodnota přítláčné síly.

6.2 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA HRABLO PŘI ZASEKNUTÍ BĚHEM STÍRÁNÍ



Obr. 6.4 Uvolnění hrabla

Silová a momentová rovnováha

$$\sum F_x = 0: F_{HM2R} - F_{HM2z,max} = 0 \quad (79)$$

$$\sum F_y = 0: -F_{PŘ} + R_{B2} - R_{B1} = 0 \quad (80)$$

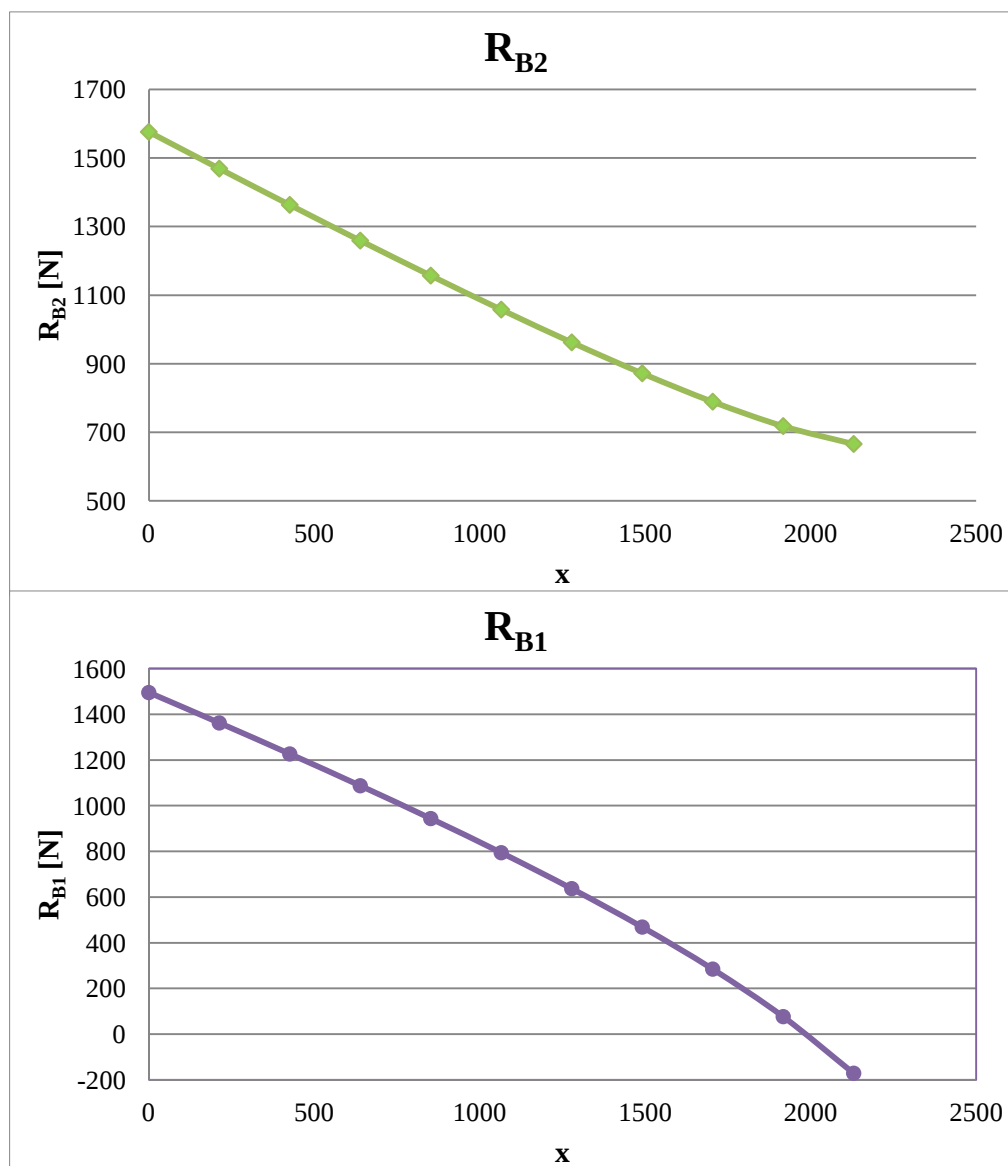
$$\sum M_B = 0: R_{B2} \cdot 500 - F_{HM2z,max} \cdot 20 - F_{HM2R} \cdot 205 - F_{PŘ} \cdot (2962 - x) = 0 \quad (81)$$

kde: R_{B1} [N] silová reakce na první kladce
 R_{B2} [N] silová reakce na druhé kladce
 M_B [Nm] moment na první kladce

Reakce vzniklé na kladkách

$$R_{B2} = \frac{F_{HM2z,max} \cdot 20 + F_{HM2R} \cdot 205 + F_{PŘ} \cdot (2962 - x)}{500} \quad (82)$$

$$R_{B1} = -F_{PŘ} + R_{B2} \quad (83)$$



Obr. 6.5 Průběhy silové reakce na kladkách

Hodnoty sil, maxima

$$R_{B2}(x=0) = 1576 \text{ N} \quad (84)$$

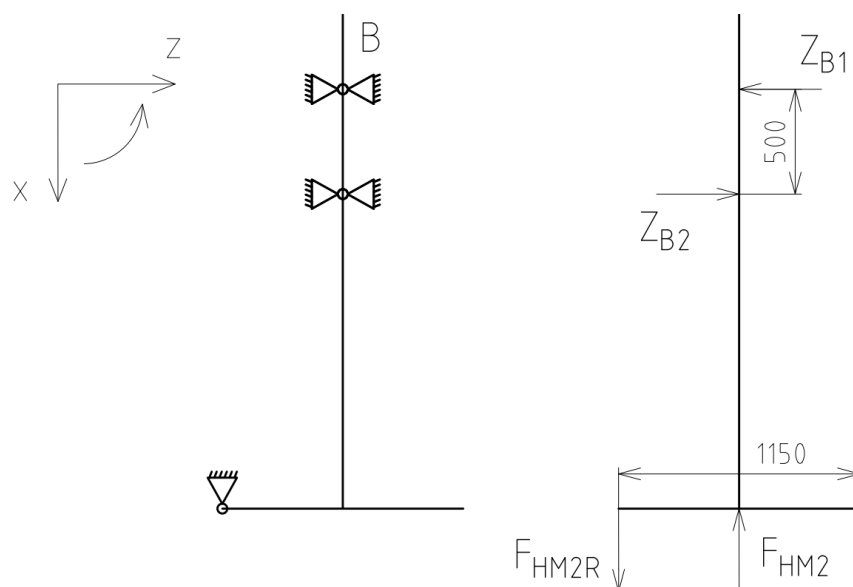
$$R_{B2}(x=2130) = 665 \text{ N} \quad (85)$$

$$R_{B1}(x=0) = 1495 \text{ N} \quad (86)$$

$$R_{B1}(x=2130) = -172 \text{ N} \quad (87)$$

Nejvíce silově namáhané budou kladky při maximálně vysunutém hrablu. Celkově bude větší zatížení působit na dolní kladku.

6.3 ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA KLDKY PŘI ZASEKNUTÍ BOČNÍ HRANY STĚRKY



Obr. 6.6 Uvolnění hrabla pro působení bočních sil na kladky

Silová a momentová rovnováha

$$\sum F_x = 0: -F_{HM2Z,max} + F_{HM2R} = 0 \quad (88)$$

$$\sum F_z = 0: -Z_{B1} + Z_{B2} = 0 \quad (89)$$

$$\sum M_B = 0: Z_{B2} \cdot 500 - F_{HM2R} \cdot \frac{1150}{2} = 0 \quad (90)$$

$$Z_{B1} = Z_{B2} = \frac{F_{HM2R} \cdot \frac{1150}{2}}{500} = \frac{4924 \cdot \frac{1150}{2}}{500} = 5663 \text{ N} \quad (91)$$

kde: Z_{B1} [N] boční síla působící na první kladce
 Z_{B2} [N] boční síla působící na druhé kladce
 M_B [Nm] moment na první kladce

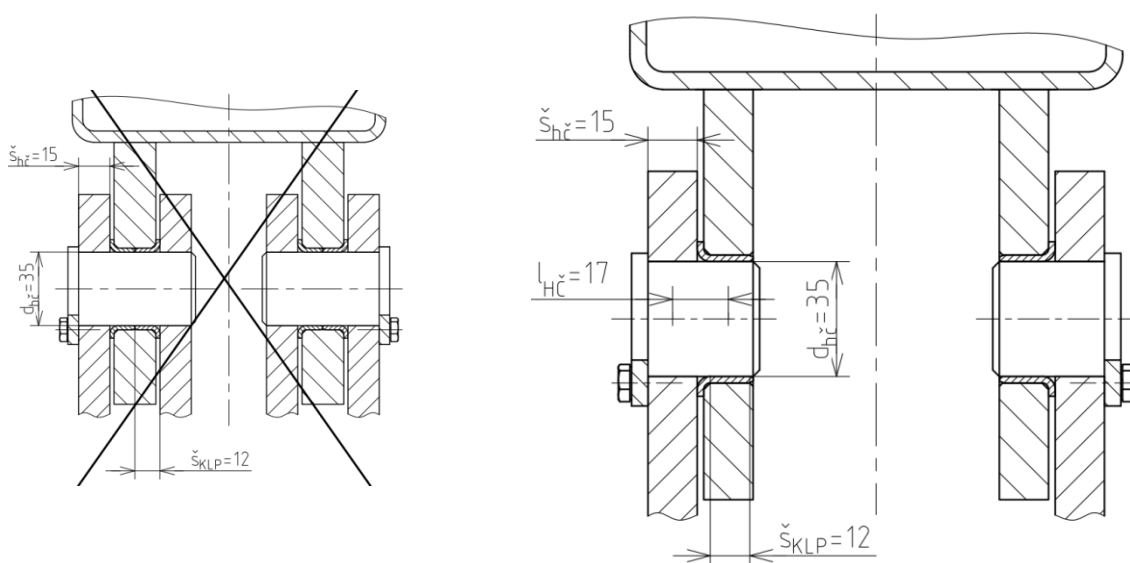
7 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Při pevnostní kontrole je třeba posoudit namáhané součásti při nejvyšším zatížení, jaké může za provozu nastat. Jsou použity maximální hodnoty sil z předešlé kapitoly, tedy při zaseknutí hrabla během stírání česlí, kdy jsou součásti čistícího stroje nejvíce namáhány.

7.1 HLAVNÍ ČEPY

Spojení je řešeno pomocí dvou čepů z materiálu X12Cr13+QT650, jehož minimální mez kluzu je 450 MPa [25]. Čepy jsou uloženy v přírubových kluzných pouzdrech od společnosti SKF. Ta jsou řešena jako samomazná a bezúdržbová. Základ pouzdra tvoří ocelový plech, na kterém je nanášena tenká vrstva slinutého cínového bronzu, do jehož pórů je dále zaválcována směs polytetrafluorethylénu (PTFE) a dalších aditiv, která se při záběhu částečně přenesou na stykové povrchy. Dovolené napětí v tlaku u těchto pouzder je 80 MPa. [23]

Obrázek 7.1 znázorňuje také původní řešení, které bylo s ohledem na výsledky výpočtů přepracováno na jednodušší řešení, které přináší úsporu ve výrobě a snižuje nároky na přesnost v uložení spoje.



Obr. 7.1 Rozměry uložení hlavních čepů

Kontrola hlavního čepu na ohyb

$$\sigma_{o_HČ} = \frac{\frac{R_{A,max}}{2} \cdot l_{HČ}}{\frac{\pi \cdot d_{HČ}^3}{32}} = \frac{\frac{14613}{2} \cdot 17}{\frac{\pi \cdot 35^3}{32}} = 29,5 \text{ MPa} \quad (92)$$

kde:	$\sigma_{o_HČ}$	[MPa]	ohybové napětí na hlavním čepu
	$d_{HČ}$	[mm]	průměr hlavního čepu
	$l_{HČ}$	[mm]	délka ohýbaného ramene hlavního čepu

Kontrola hlavního čepu na střih

$$\tau_{H\check{c}} = \frac{\frac{R_{A,max}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{h\check{c}}^2}{4}} = \frac{\frac{14613}{2}}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}} = 7,60 \text{ MPa} \quad (93)$$

kde: $\tau_{H\check{c}}$ [MPa] střihové napětí na hlavním čepu

Kombinované namáhání hlavního čepu

$$\sigma_{red_{H\check{c}}} = \sqrt{\sigma_{o_{H\check{c}}}^2 + 3 \cdot \tau_{H\check{c}}^2} = \sqrt{29,5^2 + 3 \cdot 7,6^2} = 32,3 \text{ MPa} \quad (94)$$

$$k_{\sigma_{red_{H\check{c}}}} = \frac{R_{p0,2_{nerez}}}{\sigma_{red_{H\check{c}}}} = \frac{450}{32,3} = 13,9 \quad (95)$$

kde: $\sigma_{red_{H\check{c}}}$ [MPa] kombinované (reduované) namáhání na hlavním čepu
 $k_{\sigma_{red_{H\check{c}}}}$ [-] bezpečnost hlavního čepu při kombinovaném namáhání
 $R_{p0,2_{nerez}}$ [MPa] mez kluzu materiálu čepů

Hlavní čepy vyhovují kontrole na kombinované namáhání s bezpečností 13,9.

Kontrola hlavního čepu na otlačení

$$p_{otl_{H\check{c}}} = \frac{\frac{R_{A,max}}{2}}{\check{s}_{h\check{c}} \cdot d_{h\check{c}}} = \frac{\frac{14613}{2}}{15 \cdot 35} = 13,92 \text{ MPa} \quad (96)$$

$$k_{p_{otl_{H\check{c}}}} = \frac{\sigma_{D_{S355}}}{p_{otl_{H\check{c}}}} = \frac{65}{13,92} = 4,67 \quad (97)$$

kde: $p_{otl_{H\check{c}}}$ [MPa] tlak působící na hlavní čep
 $\check{s}_{h\check{c}}$ [mm] šířka uložení hl. čepu
 $k_{p_{otl_{H\check{c}}}}$ [-] bezpečnost hlavního čepu na otlačení
 $\sigma_{D_{S355}}$ [MPa] dovolené napětí v tlaku oka pro čep [24]

Hlavní čepy vyhovují kontrole na otlačení s bezpečností 4,67.

Kontrola pouzdra hlavního čepu na otlačení

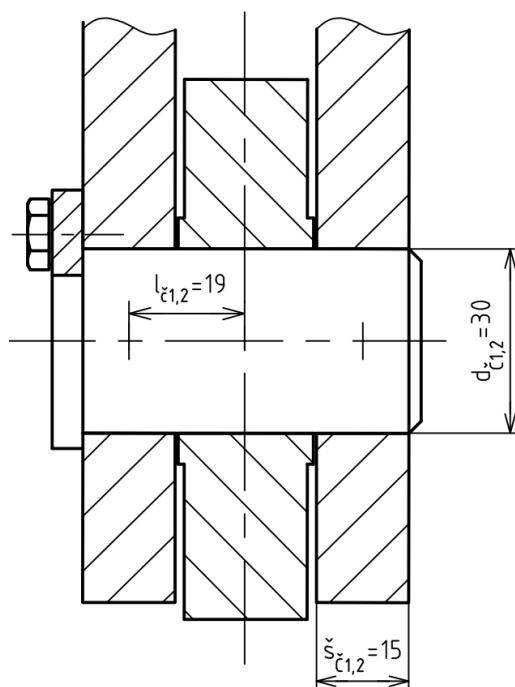
$$p_{otl_{KLP}} = \frac{\frac{R_{A,max}}{2}}{\check{s}_{KLP} \cdot d_{h\check{c}}} = \frac{\frac{14613}{2}}{12 \cdot 35} = 17,4 \text{ MPa} \quad (98)$$

$$k_{p_{otl_{KLP}}} = \frac{p_{dov_{KLP}}}{p_{otl_{KLP}}} = \frac{80}{17,4} = 4,60 \quad (99)$$

kde:	p_{otl_KLP}	[MPa]	tlak působící na kluzné pouzdro
	$\check{s}_{KLP}$	[mm]	šířka kluzného pouzdra
	$k_{p_otl_KLP}$	[-]	bezpečnost kluzného pouzdra na otláčení
	p_{dov_KLP}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku kluzného pouzdra

Kluzná pouzdra hlavního čepu vyhovují kontrole na otláčení s bezpečností 4,60.

7.2 ČEPY HYDROMOTORŮ



Obr. 7.2 Rozměry uložení čepů HM1 a HM2

7.2.1 UCHYCENÍ HM1

Kontrola čepu HM1 na ohyb

$$\sigma_{o_č1} = \frac{\frac{F_{HM1p,max}}{2} \cdot l_{č1}}{\frac{\pi \cdot d_{č1}^3}{32}} = \frac{\frac{7312}{2} \cdot 19}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 26,2 \text{ MPa} \quad (100)$$

kde:	$\sigma_{o_č1}$	[MPa]	ohybové napětí na čepu HM1
	$d_{č1}$	[mm]	průměr čepu HM1
	$l_{č1}$	[mm]	délka ohýbaného ramene čepu HM1

Kontrola čepu HM1 na střih

$$\tau_{\check{c}1} = \frac{\frac{F_{HM1p,max}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2}{4}} = \frac{\frac{7312}{2}}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 5,17 \text{ MPa} \quad (101)$$

kde: $\tau_{\check{c}1}$ [MPa] střihové napětí na čepu HM1

Kombinované namáhání čepu HM1

$$\sigma_{red_c1} = \sqrt{\sigma_{o_c1}^2 + 3 \cdot \tau_{\check{c}1}^2} = \sqrt{26,2^2 + 3 \cdot 5,17^2} = 27,6 \text{ MPa} \quad (102)$$

$$k_{\sigma_{red_c1}} = \frac{R_{p0,2nerez}}{\sigma_{red_c1}} = \frac{450}{27,6} = 16,3 \quad (103)$$

kde: σ_{red_c1} [MPa] kombinované (redukované) namáhání na čepu HM1
 $k_{\sigma_{red_c1}}$ [-] bezpečnost čepu HM1 při kombinovaném namáhání

Čep HM1 vyhovuje kontrole na kombinované namáhání s bezpečností 16,3.

Kontrola čepu HM1 na otláčení

$$p_{otl_c1} = \frac{\frac{F_{hm1p,max}}{2}}{\check{s}_{c1} \cdot d_{\check{c}1}} = \frac{\frac{7312}{2}}{15 \cdot 30} = 8,12 \text{ MPa} \quad (104)$$

$$k_{p_otl_c1} = \frac{\sigma_{DS355}}{p_{otl_c1}} = \frac{65}{8,12} = 8,0 \quad (105)$$

kde: p_{otl_c1} [MPa] tlak působící na čep HM1
 $\check{s}_{c1}$ [mm] šířka uložení čepu HM1
 $k_{p_otl_c1}$ [-] bezpečnost čepu HM1 na otláčení

Čep HM1 vyhovuje kontrole na otláčení s bezpečností 8,0.

7.2.2 UCHYCENÍ HM2**Kontrola čepu HM2 na ohyb**

$$\sigma_{o_c2} = \frac{\frac{F_{HM2v,max}}{2} \cdot l_{\check{c}2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^3}{32}} = \frac{\frac{7312}{2} \cdot 19}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} = 26,21 \text{ MPa} \quad (106)$$

kde: $\sigma_{o_č2}$ [MPa] ohybové napětí na čepu HM2
 $d_{č2}$ [mm] průměr čepu HM2
 $l_{č2}$ [mm] délka ohýbaného ramene čepu HM2

Kontrola čepu HM2 na stříh

$$\tau_{č2} = \frac{\frac{F_{hm2R}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{č1}^2}{4}} = \frac{\frac{7312}{2}}{\frac{\pi \cdot 30^2}{4}} = 5,17 \text{ MPa} \quad (107)$$

kde: $\tau_{č2}$ [MPa] stříhové napětí na čepu HM2

Kombinované namáhání čepu HM2

$$\sigma_{red_č2} = \sqrt{\sigma_{o_č2}^2 + 3 \cdot \tau_{č2}^2} = \sqrt{26,21^2 + 3 \cdot 5,17^2} = 27,70 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$k_{\sigma_{red_č2}} = \frac{R_{p0,2nerez}}{\sigma_{red_č2}} = \frac{450}{27,70} = 16,2 \quad (109)$$

kde: $\sigma_{red_č2}$ [MPa] kombinované (redukované) namáhání na čepu HM2
 $k_{\sigma_red_č2}$ [-] bezpečnost čepu HM2 při kombinovaném namáhání

Čep HM2 vyhovuje kontrole na kombinované namáhání s bezpečností 16,2.

Kontrola čepu HM2 na otlačení

$$p_{otl_č2} = \frac{\frac{F_{hm2R}}{2}}{\check{s}_{č2} \cdot d_{č2}} = \frac{\frac{7312}{2}}{15 \cdot 30} = 8,12 \text{ MPa} \quad (110)$$

$$k_{p_otl_č2} = \frac{\sigma_{DS355}}{p_{otl_č2}} = \frac{65}{8,12} = 8,0 \quad (111)$$

kde: $p_{otl_č2}$ [MPa] tlak působící na čep HM2
 $\check{s}_{č2}$ [mm] šířka uložení čepu HM2
 $k_{p_otl_č2}$ [-] bezpečnost čepu HM2 na otlačení

Čep HM2 vyhovuje kontrole na otlačení s bezpečností 8,0.

7.3 KONTROLA VZPĚRNÉ PEVNOSTI HM2

Vzhledem k potřebnému zdvihu je třeba zkontrolovat HM na vzpěrnou pevnost. Dle diagramu vzpěrné pevnosti v katalogu Hydraulics je nejvyšší dovolené zatížení axiální silou přibližně 5000 N. Tuto hodnotu jsem se rozhodl porovnat s vlastním výpočtem. Pro výpočet jsou použity vztahy z [20].

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot d_{hm2}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 40^4}{64} = 125664 \text{ mm}^4 \quad (112)$$

$$i = \sqrt{\frac{I_{min}}{S_{d2}}} = \sqrt{\frac{I_{min} \cdot 4}{\pi \cdot d_{hm2}^2}} = \sqrt{\frac{125664 \cdot 4}{\pi \cdot 40^2}} = 10 \text{ mm} \quad (113)$$

$$\lambda = \frac{l_0}{i} = \frac{4853}{10} = 485 \quad (114)$$

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E_{ocel}}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{485^2} = 8,8 \text{ MPa} \quad (115)$$

$$F_{max} = \sigma_{kr} \cdot S_{d2} = \sigma_{kr} \cdot \frac{\pi \cdot d_{hm2}^2}{4} = 8,8 \cdot \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 11058 \text{ N} \quad (116)$$

$$k_{vzpěr_HM2} = \frac{F_{max}}{F_{HM2v,max}} = \frac{11058}{7312} = 1,51 \quad (117)$$

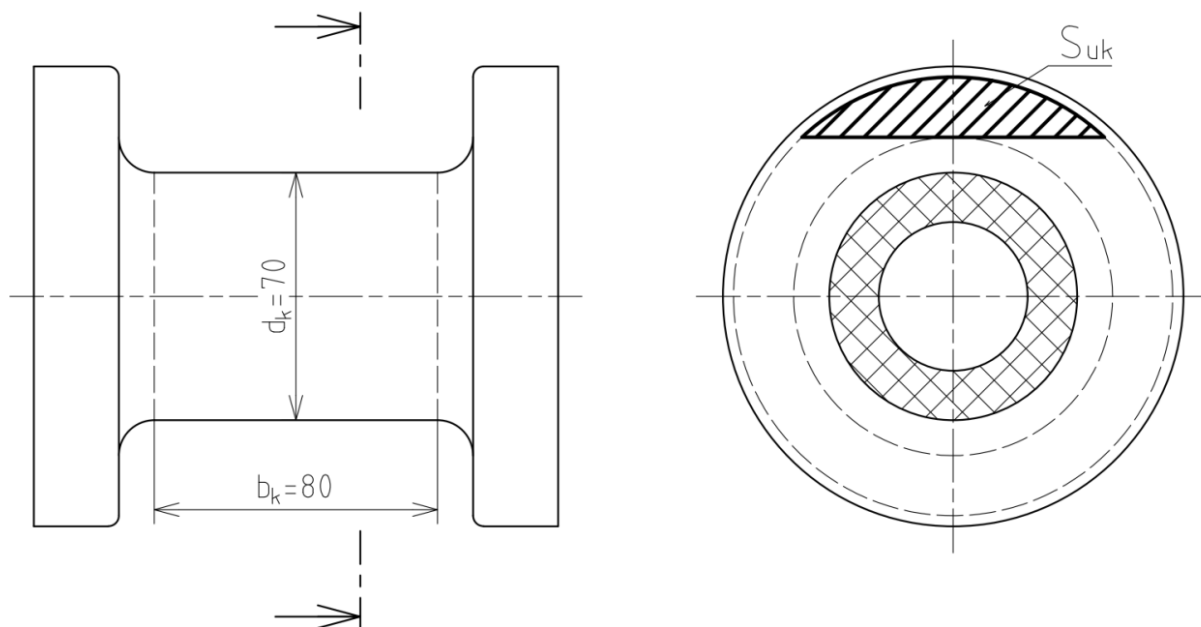
kde:	I_{min}	[mm ⁴]	min. kvadratický moment namáhaného průřezu
	d_{hm2}	[mm]	průměr pístnice HM2
	i	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu prutu
	S_{d2}	[mm ²]	plocha namáhaného průřezu pístnice HM2
	λ	[-]	štíhlost prutu
	l_0	[mm]	redukovaná délka prutu (vzdál. mezi závěs. oky vysunutého HM2)
	σ_{kr}	[MPa]	maximální možné (kritické) napětí pro vzpěr
	E_{ocel}	[MPa]	modul pružnosti pro ocel ($2,1 \cdot 10^5$ MPa)
	F_{max}	[N]	síla, která vyvolá maximální (kritické) napětí
	$k_{vzpěr_HM2}$	[-]	bezpečnost pístnice HM2 na vzpěr

Vypočítaná hodnota maximální síly je přibližně dvojnásobná oproti hodnotě odečtené z grafu z katalogu výrobce. To je způsobeno tím, že firma uvádí bezpečnostní koeficient 2, který je již v grafu zohledněn.

Při vysouvání hrabla má bezpečnost na vzpěr hodnotu 1,51. Tato hodnota je menší než doporučení výrobce. Vzhledem k účelu použití (nehrozí ohrožení na životech apod.) jsem se rozhodl brát tuto hodnotu jako dostačující. V případě požadavku na vyšší bezpečnost by bylo možné do obvodu doplnit redukční ventil pro snížení tlaku v příslušné větvi hydraulického obvodu.

7.4 Kladky

Na kladky působí kontaktní napětí od hrabla na válcovou plochu a také tlak na jejich nákolky od boční síly.



Obr. 7.3 Náskres rozměrů kladky

Napětí mezi válcovou plochou kladky a stěnou hrabla

Pro výpočet kontaktního napětí je použit Hertzův vztah pro napětí mezi válcovou plochou a rovinou (přímkový styk). [20]

$$\sigma_k = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{R_{B2} \cdot E_{pk}}{b_k \cdot \frac{d_k}{2}}} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{1576 \cdot 600}{80 \cdot \frac{70}{2}}} = 7,68 \text{ MPa} \quad (118)$$

$$k_{\sigma_k} = \frac{R_{em}}{\sigma_k} = \frac{20}{7,68} = 2,6 \quad (119)$$

kde:	b_k	[mm]	šířka válcové plochy kladky
	d_k	[mm]	průměr válcové plochy kladky
	σ_k	[MPa]	maximální kontaktní napětí v tlaku na kladce
	E_{pk}	[MPa]	modul pružnosti materiálu kladky [21]
	R_{e_m}	[MPa]	mez kluzu materiálu kladky (Murtfeldt S+GB) [21]
	k_{σ_k}	[-]	bezpečnost válcové plochy kladky na otláčení

Válcová plocha kladky vyhovuje na otláčení s bezpečností 2,6.

Počet milionů styků před projevením únavy podle Niemann [20]

$$X_k = \left(0,487 \cdot \frac{H_k}{\sigma_k}\right)^6 = \left(0,487 \cdot \frac{35}{7,68}\right)^6 = 119,5 \quad (120)$$

kde: X_k [-] počet milionů styků před projevením únavy
 H_k [MPa] tvrdost materiálu kladky [21]

Kontrola nákolku kladky na otlačení

Na nákolky kladek působí tlak vyvolaný od boční síly v případě zaseknutí boční hrany stěrky.

$$p_{kn} = \frac{Z_{B1}}{2 \cdot S_{uk}} = \frac{5663}{2 \cdot 997} = 2,84 \text{ MPa} \quad (121)$$

$$k_{p_{kn}} = \frac{R_{em}}{p_{kn}} = \frac{20}{2,84} = 7,0 \quad (122)$$

kde: p_{kn} [MPa] tlak na nákolku kladky
 S_{uk} [mm²] styčná plocha úseče kladky (odečteno ze Solidworks)
 $k_{p_{kn}}$ [-] bezpečnost nákolku kladky na otlačení

Nákoklek tedy vyhovuje kontrole na otlačení s koeficientem bezpečnosti 7,0.

8 POROVNÁNÍ HYDRAULICKÉHO A MECHANICKÉHO POHONU PŘI ČIŠTĚNÍ ČESLÍ

V dřívějších dobách byly běžné především mechanicky poháněné česle. Pohon byl řešen např. pomocí řetězů, cévových ozubení apod.

Hydraulické pohony nebyly v tomto odvětví až tak běžné. Svou roli v tom můžou hrát různé faktory. Tehdejší technologické možnosti výroby nebyly na dnešní úrovni. Z důvodu méně přesného opracování a také nižší kvality těsnících elementů pravděpodobně nebylo nejvhodnější řešení používat hydraulický pohon pro tento typ zařízení. Další důvod mohl být v horší dostupnosti biologicky odbouratelných hydraulických kapalin a nižší trvanlivosti těch minerálních. V dnešní době je možné vyrobit různé komponenty přesněji, efektivněji, s delší životností a spolehlivostí a také je lepší dostupnost některých materiálů.

Hydraulické pohony se rychle rozšířily jako pohony čistících strojů a dokonce i stavidel, které byly dříve téměř výhradně ovládané mechanicky.

Obecně hydraulické pohony vynikají možností jednoduchého přenosu energie na velkou vzdálenost, díky tomu mají v místě použití hydromotoru menší zástavbové rozměry. Další výhodou je snadné řízení parametrů (tlak, průtok, otáčky, rychlost...) v širokém regulačním rozsahu. Je třeba zmínit také jednoduchou ochranu proti přetížení. [16]

Mezi jejich známé nevýhody v porovnání s mechanickými pohony naopak patří relativně velké ztráty při přenosu energie, potřeba přesných geometrických tvarů součástí a minimálních vůlí mezi vzájemně se pohybujícími součástmi. Při větší délce hydromotoru je náročnější splnit tyto nároky, záleží na schopnostech obráběcích strojů výrobce. Z potřeby přesných geometrických tvarů plyne citlivost na částice obsažené v hydraulické kapalině, které se do ní dostávají při vzájemném tření součástí, ale také z okolního prostředí a stárnutím kapaliny vlivem změn teplot apod. Spolu se změnou teploty se mění také viskozita kapaliny, která má vliv zejména na velikost průtoku netěsnostmi. [16]

ZÁVĚR

V úvodní kapitole diplomové práce byly zmíněny nejčastější řešení (pohonů) čistících strojů, které jsou v nabídce výrobců v naší zemi a předních zahraničních společností. Jednotlivé způsoby odstraňování shrabků byly podrobněji popsány z hlediska konstrukčního řešení, principu jejich funkce a možnosti použití.

Praktická část práce se zabývala návrhem čistícího stroje pro použití v čistírně odpadních vod. V první řadě bylo třeba přiměřeně zvolit parametry kanálu a česlicové mříže. Jak již bylo v práci zmíněno, pro zvolené parametry kanálu bylo vhodné použít právě teleskopický čistící stroj.

Mým cílem bylo navrhnout mechanismus jako dva do sebe se zasouvající uzavřené profily s použitím dvou hydromotorů pro ovládání mechanismu. Kromě krátkého hydromotoru pro naklápění ramene bylo třeba navrhnout hydromotor pro posuv ramene. Jako elegantní řešení mi přišlo sladit rozměr uzavřeného profilu s rozměry hydromotoru tak, aby se dal hydromotor nainstalovat dovnitř tohoto profilu. K tomuto účelu bylo nezbytné upravit standardní válec hydromotoru vyvedením tlakových vstupů tak, aby byly na konci ramene a dále také konzultovat s výrobcem, jestli bude schopný tento relativně štíhlý a dlouhý hydromotor včetně požadovaných úprav vyrobit. Po ujištění od výrobce, že daný válec není problém vyrobit, byla ještě provedena kontrola pístnice na vzpěr, která ověřila, že hydromotor vydrží předpokládané namáhání.

Pro následnou volbu hydraulického agregátu bylo třeba určit potřebné tlaky a průtoky na jednotlivých hydromotorech. Na základě zvolených hydraulických válců a vypočtených průběhů potřebných ovládacích sil bylo možné přibližně určit tlak, který bude potřeba dodávat do hydromotorů. Následně jsem shrabovací cyklus rozdělil na několik fází a v závislosti na požadované délce jednotlivých fází a míře pohybu každého hydromotoru během jednotlivých fází určil potřebný průtok. Z důvodu nižší požadované rychlosti hydromotoru pro naklápění a tedy nižšího průtoku byl v této větvi hydraulického obvodu zařazen škrticí ventil, který se nastaví na požadovaný průtok při uvedení čistícího stroje do provozu.

Dle výpočtu předpokládaných tlakových ztrát na jednotlivých hydromotorech při nastavení pojistného ventilu na 1,9 MPa vyvinou hydromotory potřebnou ovládací sílu. Vzhledem k síle, která může vzniknout při vysouvání hrabla a s tím souvisejícímu relativně velkému namáhání pístnice na vzpěr, by bylo možné uvažovat o přidání redukčního ventilu do příslušné větve obvodu, nicméně vzhledem k oblasti použití tohoto hydromotoru považuji bezpečnost 1,51 za dostatečnou.

V rámci práce byl proveden rozbor silových účinků v závislosti na poloze hrabla. Rozbor ukázal, že přítlačná síla na česlích při stírání roste vlivem zkracujícího se ramene. V případě zaseknutí o překážku na česlích dojde ke změně směru síly a hrablo bude díky tomu nadzvednuto od česlí. Největší síla na hlavní čep při zaseknutí hrabla působí v poloze hrabla na horním konci česlí. Naopak síla působící na kladky se v průběhu stírání zmenšuje, největší je tedy při zaseknutí na spodním konci česlí.

Při následné pevnostní kontrole byly prověřeny především pohybové spoje stroje. Ukázalo se, že některé spoje vykazují velký koeficient bezpečnosti a jsou tedy v podstatě předimenzované. Na základě toho bylo například spojení v hlavním čepu z důvodu přílišné složitosti původní konstrukce přepracováno. Výsledkem úpravy je úspora na materiálu

a svařovacích pracích a zároveň nižší riziko křížení naklápěcího hydromotoru a uložení v hlavním čepu při provozu stroje a s tím související méně náročné požadavky na přesnost spoje v hlavním čepu.

Na základě informací zjištěných v průběhu rešerše mohu říci, že při výběru pohonu mechanismu čištění česlí záleží na více faktorech. Základními faktory jsou zejména průřez kanálu, požadavek na velikost průlin a také typ konkrétního provozu, před kterým jsou česle použity. Většina mechanicky čištěných česlí je z části trvale pod vodou, s výjimkou vozíkových (viz obr. 1.2) a lanových (viz obr. 1.10). Díky tomu je u hydraulických a zmíněných mechanických strojů snadnější přístup ke stroji a při jeho údržbě nebo opravě není potřeba vypouštět přírodní kanál. Tento faktor dle mého názoru může mít také příznivý dopad na spolehlivost a životnost stroje. Způsoby pohonu je možné také zkombinovat. Existují čistící stroje, které kombinují oba způsoby ovládání a mají hydraulicky ovládané naklápění a posuv řešený například pomocí hřebenu podobně jako u vozíkových česlí. Tím odpadá potřeba vyrábět a umisťovat na rameno stroje dlouhý hydromotor.

Při návrhu čistícího stroje jsem kladl důraz na minimální nároky na údržbu a také na ochranu životního prostředí, čehož bylo dosaženo například použitím samomazných kluzných pouzder či biologicky odbouratelného hydraulického oleje. V návrhu není zahrnuté ovládání čistícího stroje, které by bylo možné vyřešit hladinovým spínačem, který by při vzestupu hladiny spustil čistící stroj. Práce se také pouze okrajově zabývá zpracováním shrabků, které se v čistírnách odpadních vod běžně odvodňují a pomocí dopravníků přesouvají k dalšímu zpracování.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAZEL, Lubomír a Miloš POKORNÝ. *Vodárny a čistírny*. 2., přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-214-0473-6.
- [2] HLAVÍNEK, Petr. *Čištění odpadních vod: praktické příklady výpočtů*. Brno: Noel 2000, 1996. ISBN 80-86020-00-2.
- [3] HLAVÍNEK, Petr, Jan MIČÍN a Petr PRAX. *Stokování a čištění odpadních vod*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2535-0.
- [4] ČSN 75 6401. *Čistírny odpadních vod pro ekvivalentní počet obyvatel (EO) větší než 500*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014. Třídící znak 75 6401.
- [5] ČSN EN 12255-3. *Čistírny odpadních vod. Část 3, Předčištění*. Praha: Český normalizační institut, 2002. Třídící znak 75 6403.
- [6] FONTANA R, s. r. o. *Výrobní program*. [online]. [cit. 2019-02-12]. Dostupné z: <http://www.fontanar.cz/mechanicke-predcisteni.php>
- [7] INKOS a. s. *Hrubé předčištění - čištění odpadních a průmyslových vod* [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <http://www.inkos.cz/vyrobní-program/chci-hledat-podle-technologie/hrube-predcistení>
- [8] HUBER SE. *Screens and Fine Screens* [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <https://www.huber.de/products/screens-and-fine-screens.html>
- [9] Künz GmbH. *Trash Rack Cleaning Machine*. [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <https://www.kuenz.com/industries/hydro/trash-rack-cleaning/>
- [10] Franklin Miller Inc. *Sewage and Wastewater Grinders* [online]. [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://franklinmiller.com/grinders/>
- [11] GYRUS - Rostislav Joch. *Produkty - technologie pro malé vodní elektrárny* [online]. [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <http://www.gyrus-mve.cz/produkty/>
- [12] HLAVÍNEK, Petr a Jan JANDORA, *Hydraulika čistíren odpadních vod*. 1. vyd. Brno: Noel 2000, 1996, 167 s. ISBN 80-86020-04-05.
- [13] HYDRAULICS s.r.o. *Výrobní katalog přímočarých hydromotorů 2017* [online]. [cit. 2019-02-28]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf
- [14] ARGO-HYTOS s.r.o. *Hydraulický agregát SA4* [online]. [cit. 2019-03-07]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SA4_hc7100_CZ.pdf
- [15] TOTAL LUBRIFIANTS INDUSTRIE. *TOTAL Biohydran SE* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <http://www.lubs-products-database.total.com/gallery/ORIGINALS/visuels/32500/32657>

- [16] ŠKOPÁN, M., *Hydraulické pohony strojů*. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Brno 2009. 166 s.
- [17] Haberkorn s.r.o. *Eshop s komponenty pro stavbu strojů* [online]. [cit. 2019-03-27]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/>
- [18] P&S, akciová společnost. *Čistící stroje česlí* [online]. [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <http://www.p-s.cz/cistici-stroje-celisti>
- [19] MaVE BRNO s.r.o. *Čistící stroje česlí*. [online]. [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <http://www.cesle.cz/>
- [20] MALÁŠEK, J., *Dopravní a manipulační zařízení*. Studijní text – sylabus. Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Brno 2011
- [21] Murtfeldt Kunststoffe GmbH & Co. KG. *Materiály*. [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/>
- [22] E-konstruktor – Portál pro strojní konstruktéry. *Součinitel tření* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [23] SKF CZ, a.s. *Údaje o kluzných pouzdrech* [online]. [cit. 2020-01-06]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/bushing-data/index.html>
- [24] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-736-1011-6.
- [25] ČSN EN 10088-3. *Korozivzdorné oceli - Část 3: Technické dodací podmínky pro polotovary, tyče, dráty, tvarovou ocel a lesklé výrobky z ocelí odolných korozi pro všeobecné použití*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015. Třídící znak 42 0927.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

B	[mm]	šířka kanálu
$b_{\check{c}}$	[mm]	šířka česlic
b_k	[mm]	šířka válcové plochy kladky
b_p	[mm]	šířka průliny
b_s	[m]	šířka stěrky
C	[m ^{0,5} s ⁻¹]	rychlostní součinitel
$d_{\check{c}1}$	[mm]	průměr čepu HM1
$d_{\check{c}2}$	[mm]	průměr čepu HM2
d_{had1}	[mm]	zvolený průměr hadice k HM1
d_{had2}	[mm]	zvolený průměr hadice k HM2
$d_{H\check{c}}$	[mm]	průměr hlavního čepu
D_{hm1}	[mm]	průměr válce HM1
d_{hm2}	[mm]	průměr pístnice HM2
D_{hm2}	[mm]	průměr válce HM2
d_k	[mm]	průměr válcové plochy kladky
d_{kanal}	[mm]	průměr kanálů hydraulických komponent (udávaný výrobcem)
E_{ocel}	[MPa]	modul pružnosti pro ocel ($E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa)
E_{pk}	[MPa]	modul pružnosti materiálu kladky
$F_{I\check{c}}$	[N]	síla působící na jednu česlici
$F_{\check{c}}$	[N]	síla působící na česlicovou mříž
F_{gh}	[N]	síla potřebná ke zvedání výsuvné části hrabla
F_{gs}	[N]	síla potřebná ke zvedání shrabků
f_h	[-]	koeficient smykového tření česle-hrablo
F_{hm1p}	[N]	síla na HM1 pro přitlak (stírání česlí)
$F_{hm1p,max}$	[N]	maximální síla na HM1 při přitlačování hrabla
F_{hm1z}	[N]	potřebná síla na zasouvání HM1
$F_{hm1z,max}$	[N]	maximální síla na HM1 při odklopení hrabla
F_{hm2R}	[N]	reakce na sílu vytvořenou HM2 při zaseknutí hrabla při stírání
F_{hm2v}	[N]	potřebná síla na vysouvání HM2
$F_{hm2v,max}$	[N]	maximální síla na HM2 při zaseknutí vysouvajícího se hrabla
F_{hm2z}	[N]	potřebná síla na zasouvání HM2

$F_{hm2z,max}$	[N]	maximální síla na HM2 při zaseknutí zasouvajícího se hrabla
F_{max}	[N]	síla, která vyvolá maximální (kritické) napětí
$F_{př}$	[N]	velikost přitlačné síly vzniklé na konci hrabla
f_s	[-]	koeficient smykového tření česle-shrabky
F_{Th}	[N]	třecí síla od hrabla
F_{Ts}	[N]	třecí síla od shrabků
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[N]	tíhová síla ramene
H	[m]	hloubka kanálu
h	[m]	maximální výška hladiny v kanálu
$h_{\check{c}}$	[mm]	ztráta tlakové výšky na česlích
H_k	[MPa]	tvrdost materiálu kladky
i	[mm]	poloměr setrvačnosti průřezu prutu
I_{min}	[mm ⁴]	min. kvadratický moment namáhaného průřezu
i_o	[‰]	podélný sklon kanálu
k_{p_kn}	[-]	bezpečnost nákolku kladky na otlačení
$k_{p_otl_č1}$	[-]	bezpečnost čepu HM1 na otlačení
$k_{p_otl_č2}$	[-]	bezpečnost čepu HM2 na otlačení
$k_{p_otl_KLP}$	[-]	bezpečnost kluzného pouzdra na otlačení
$k_{p_otl_HČ}$	[-]	bezpečnost hlavního čepu na otlačení
$k_{vzpěr_HM2}$	[-]	bezpečnost pístnice HM2 na vzpěr
k_{σ_k}	[-]	bezpečnost válcové plochy kladky na otlačení
$k_{\sigma_red_č1}$	[-]	bezpečnost čepu HM1 při kombinovaném namáhání
$k_{\sigma_red_č2}$	[-]	bezpečnost čepu HM2 při kombinovaném namáhání
$k_{\sigma_red_HČ}$	[-]	bezpečnost hlavního čepu při kombinovaném namáhání
l_0	[mm]	redukováná délka prutu (vzdálenost mezi závěs. oky vysunutého HM2)
$l_{\check{c}1}$	[mm]	délka ohýbaného ramene čepu HM1
$l_{\check{c}2}$	[mm]	délka ohýbaného ramene čepu HM2
L_h	[mm]	délka ramene
l_{had1}	[m]	délka hadice k HM1
l_{had2}	[m]	délka hadice k HM2
$l_{HČ}$	[mm]	délka ohýbaného ramene hlavního čepu
m_A	[kg]	hmotnost ramene zavěšeného v bodě A

M_A	[Nm]	moment k hlavnímu čepu
M_B	[Nm]	moment na první kladce
m_h	[kg]	hmotnost výsuvné části hrabla a pístnice
m_{shr}	[kg]	hmotnost shrabků
n_b	[-]	součinitel drsnosti betonového kanálu (obvykle 0,014)
$n_{\check{c}}$	[-]	počet česlic
$n_{\check{c}0}$	[-]	předběžný počet česlic
n_p	[-]	počet průlin
n_{p0}	[-]	předběžný počet průlin
O	[m]	omočený obvod
p_d	[MPa]	tlak dodávaný do hydraulického obvodu
p_{dov_KLP}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku kluzného pouzdra
p_{hm1_dyn}	[MPa]	tlak dodávaný na HM1 při pohybu stroje
p_{hm1D}	[MPa]	tlak na HM1 potřebný pro přitlačování ramena
p_{hm2}	[MPa]	tlak potřebný pro zasouvání HM2
p_{hm2_dyn}	[MPa]	tlak dodávaný na HM2 při pohybu stroje
p_{kn}	[MPa]	tlak na nákolku kladky
p_{otl_KLP}	[MPa]	tlak působící na kluzné pouzdro
$p_{otl\check{C}1}$	[MPa]	tlak působící na čep HM1
$p_{otl\check{C}2}$	[MPa]	tlak působící na čep HM2
$p_{otlH\check{C}}$	[MPa]	tlak působící na hlavní čep
Q_{hm1v}	[dm ³ .min ⁻¹]	průtok na HM1 při vysouvání
Q_{hm1z}	[dm ³ .min ⁻¹]	průtok na HM1 při zasouvání
Q_{hm2v}	[dm ³ .min ⁻¹]	průtok na HM2 při vysouvání
Q_{hm2z}	[dm ³ .min ⁻¹]	průtok na HM2 při zasouvání
R	[m]	hydraulický poloměr
R_A	[N]	silová reakce na hlavním čepu
R_{Ax}	[N]	x-ová složka silové reakce na hlavním čepu
R_{Ay}	[N]	y-ová složka silové reakce na hlavním čepu
R_{B1}	[N]	silová reakce na první kladce
R_{B2}	[N]	silová reakce na druhé kladce
R_{e_m}	[MPa]	mez kluzu materiálu kladky (Murtfeldt S+GB)
Re_{had1}	[-]	Reynoldsovo číslo při max. rychlosti oleje v hadici k HM1

Re_{had2}	[-]	Reynoldsovo číslo při max. rychlosti oleje v hadici k HM2
$R_{p0,2_nerez}$	[MPa]	mez kluzu materiálu čepů
r_t	[mm]	vodorovná poloha těžiště
S	[m ²]	průtočný průřez
$S_{\check{c}}$	[m ²]	plocha česlí pod vodou
S_{D1}	[mm ²]	plocha, na kterou působí tlak při vysouvání HM1
S_{d2}	[mm ²]	plocha namáhaného průřezu pístnice HM2
S_{Dd2}	[mm ²]	plocha, na kterou působí tlak při zasouvání HM2
S_{had1}	[m ²]	průřez hadice k HM1
S_{had2}	[m ²]	průřez hadice k HM2
S_{kanal}	[mm ²]	průřez kanálu komponent hydraulického agregátu
S_{uk}	[mm ²]	styčná plocha úseče kladky (odečteno ze Solidworks)
$\check{s}\check{c}1$	[mm]	šířka uložení čepu HM1
$\check{s}\check{c}2$	[mm]	šířka uložení čepu HM2
$\check{s}h\check{c}$	[mm]	šířka uložení hl. čepu
$\check{s}KLP$	[mm]	šířka kluzného pouzdra
t_c	[s]	celkový čas shrabovacího cyklu
t_{hm1}	[s]	čas určený pro zdvih HM1
t_{hm2}	[s]	čas určený pro zdvih HM2
$v_{\check{c}}$	[m.s ⁻¹]	rychlost mezi česlemi
v_{had1}	[m.s ⁻¹]	maximální dosažená rychlost oleje v hadici k HM1
v_{had2}	[m.s ⁻¹]	maximální dosažená rychlost oleje v hadici k HM2
v_{hm1}	[m.s ⁻¹]	návrhová rychlost HM1
v_{hm1D}	[m.s ⁻¹]	rychlost při vysouvání pístnice HM1
v_{hm1Dd}	[m.s ⁻¹]	rychlost při zasouvání pístnice HM1
v_{hm2}	[m.s ⁻¹]	návrhová rychlost HM2
v_{hm2D}	[m.s ⁻¹]	rychlost při vysouvání pístnice HM2
v_{hm2Dd}	[m.s ⁻¹]	rychlost při zasouvání pístnice HM2
v_k	[m.s ⁻¹]	průřezová rychlost v kanálu
V_{shr}	[m ³]	objem shrabků
x	[mm]	poloha konce hrabla od jeho maximálního vysunutí
X_k	[-]	počet milionů styků před projevením únavy
Z_{B1}	[N]	boční síla působící na první kladce

Z_{B2}	[N]	boční síla působící na druhé kladce
z_{hm1}	[m]	zdvih HM1
z_{hm2}	[m]	zdvih HM2
α	[°]	sklon česlic
α_2	[°]	úhel, který svírá rameno s vodorovnou podložkou (pohyb dolů)
β	[-]	tvarový koeficient česlic
γ	[°]	úhel mezi silou od HM1 a kolmicí k ramenu (v průběhu stírání)
Δp_{d1}	[MPa]	souhrnná tlaková ztráta na HM1
Δp_{d2}	[MPa]	souhrnná tlaková ztráta na HM2
Δp_{had1}	[MPa]	tlaková ztráta hadice k HM1
Δp_{had2}	[MPa]	tlaková ztráta hadice k HM2
Δp_{roz1}	[MPa]	tlaková ztráta na rozvaděči pro HM1
Δp_{roz2}	[MPa]	tlaková ztráta na rozvaděči pro HM2
Δp_{skr}	[MPa]	tlaková ztráta (předběžná) na škrťících ventilech
Δp_{zm1}	[Pa]	tlaková ztráta změnou průměru na hadici k HM1
Δp_{zm2}	[MPa]	tlaková ztráta změnou průměru na hadici k HM2
λ	[-]	štíhlost prutu
λ_{had1}	[-]	součinitel tření přívodní hadice k HM1
λ_{had2}	[-]	součinitel tření přívodní hadice k HM2
ν	[m ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita oleje
ρ_{olej}	[kg.m ⁻³]	hustota oleje
ρ_{shr}	[kg.m ⁻³]	hustota shrabků
ρ_{voda}	[kg.m ⁻³]	hustota vody
σ_{d_S355}	[MPa]	dovolené napětí v tlaku oka pro čep
σ_k	[MPa]	maximální kontaktní napětí v tlaku na kladce
σ_{kr}	[MPa]	maximální možné (kritické) napětí pro vzpěr
$\sigma_{o_č1}$	[MPa]	ohybové napětí na čepu HM1
$\sigma_{o_č2}$	[MPa]	ohybové napětí na čepu HM2
σ_{o_HC}	[MPa]	ohybové napětí na hlavním čepu
$\sigma_{red_č1}$	[MPa]	kombinované (redukované) namáhání na čepu HM1
$\sigma_{red_č2}$	[MPa]	kombinované (redukované) namáhání na čepu HM2
σ_{red_HC}	[MPa]	kombinované (redukované) namáhání na hlavním čepu
$\zeta_{\Delta d1}$	[-]	součinitel místních ztrát – hadice k HM1

$\zeta_{\Delta d2}$	[-]	součinitel místních ztrát – hadice k HM2
$\tau_{\check{C}1}$	[MPa]	střihové napětí na čepu HM1
$\tau_{\check{C}2}$	[MPa]	střihové napětí na čepu HM2
$\tau_{H\check{C}}$	[MPa]	střihové napětí na hlavním čepu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Polohy čistícího stroje použité při silových rozborech

Příloha 2: Čistící stroj (sestava), č. výkresu: JAN-00

Příloha 2: Stojan, č. výkresu: JAN-00-03