



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NAVIJÁK PRO VODNÍ SPORTY

WAKEBOARD WINCH

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN VALENTA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JÍŘÍ MALÁŠEK, Ph.D

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁRSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Valenta

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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

Naviják pro vodní sporty

v anglickém jazyce:

Wakeboard winch

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete lanový naviják pro vodní sporty s předpokladem následujících parametru a způsobu konstrukce:

Délka dráhy při navíjení lana 200 m

Tažná rychlost do 11 m.s-1

Pohonná jednotka - zvolit dle parametru současných výrobců
při maximálním využití nakupovaných dílu
s účelem minimální ceny.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu s přehledem výrobců a s technickým i cenovým porovnáním jednotlivých navijáku. Provést a zdůvodnit výběr vlastního technického řešení. Provést důležité technické výpočty s výsledkem silových, případně momentových a výkonových charakteristik. Nakreslit sestavný výkres zařízení.

Seznam odborné literatury:

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 20.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Píšteck, DrSc.

Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.

Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce obsahuje popis jednotlivých dílů konstrukce lanového navijáku na wakeboarding s uvedenými typy sériově vyráběných modelů navijáků. Dále práce obsahuje vlastní návrh a konstrukční řešení navijáku s pevnostními výpočty a výkresovou dokumentací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Naviják, wakeboard, buben, převod, konstrukce, rám, síla v laně, motor

ABSTRACT

This bachelor's thesis contains a description of the individual parts construction of winch for wakeboarding with types of serially-produced models of winches. The work includes custom design and construction solutions of winch with strength calculations and drawings.

KEYWORDS

Winch, wakeboard, spool, transfer, construction, frame, force in the rope, motor



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VALENTA, J. *Naviják pro vodní sporty*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 62 s. Vedoucí diplomové práce Doc. Ing. Jiří Malášek ,Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 30. května 2014

.....

Jan Valenta



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucím práce Doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D za vedení mé práce a cenné rady. Dále bych rád poděkoval svým rodičům za podporu ve studiu.



OBSAH

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.....	1
Úvod.....	10
1 Wakeboarding.....	10
1.1 Wakeboarding na lanové dráze.....	10
1.2 Wakeboarding za lodí.....	11
1.3 Wakeboarding za navijákem.....	11
2 Konstrukce sériově vyráběných navijáků.....	12
2.1 Rám.....	12
2.2 Motor.....	13
2.3 Buben.....	13
2.4 Převod.....	14
2.4.1 Řemenový variátor.....	14
2.4.2 Odstředivá spojka.....	14
2.5 Brzda.....	15
2.6 Lano.....	15
2.7 Ložiska.....	16
2.8 Vedení lana.....	16
3 Sériově vyráběné modely navijáků.....	17
3.1 Navijáky na českém trhu.....	17
3.1.1 Naviják Neverride nr.1.....	17
3.1.2 Naviják CzMonstrum.....	18
3.2 Navijáky ve světě.....	19
3.2.1 Ridiculous winches.....	19
3.2.2 Phoenix winches.....	20
4 Vlastní návrh navijáku.....	21
4.1 Vstupní parametry.....	21
4.2 Stanovení Tažné síly.....	21
4.2.1 předpoklad tažné síly v laně.....	21
4.2.2 Určení síly v laně na základě výkonů a rychlostí vyráběných navijáků.....	22
4.3 Volba lana.....	24
4.4 Volba Motoru.....	25
4.4.1 parametry motoru uváděné výrobcem.....	25
4.4.2 Momentová a výkonová charakteristika motoru.....	26
4.5 Volba brzdy.....	27
4.6 Návrh Bubnu.....	28



4.7	Návrh Převodu	29
4.7.1	výpočet sil v řetězu[3]	33
4.8	Volba ložisek	35
4.9	Reakce ve vazbách na hřídeli bubnu.....	37
4.10	Výsledné vnitřní účinky na hřídeli bubnu	38
4.11	Pevnostní výpočet hřídele – statický [1]	41
4.12	Pevnostní výpočet hřídele – dynamický [1].....	44
4.12.1	v místě 1	44
4.12.2	v místě 2	46
4.12.3	v místě 3	48
4.13	Výpočet trvanlivosti ložisek [1]	49
4.14	Kontrolní výpočet pera pod ozubeným kolem [1]	50
4.15	Kontrolní výpočet přírubového spoje [1].....	51
4.16	Rám	52
4.16.1	Volba koleček	53
4.16.2	Volba vedení lana	53
4.17	Ochranný kryt.....	54
5	Závěr.....	55
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58
	Seznam příloh.....	62



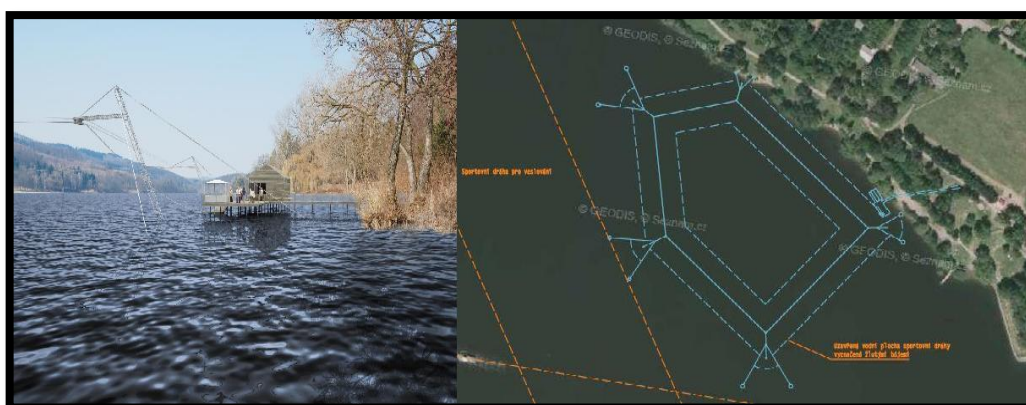
ÚVOD

1 WAKEBOARDING

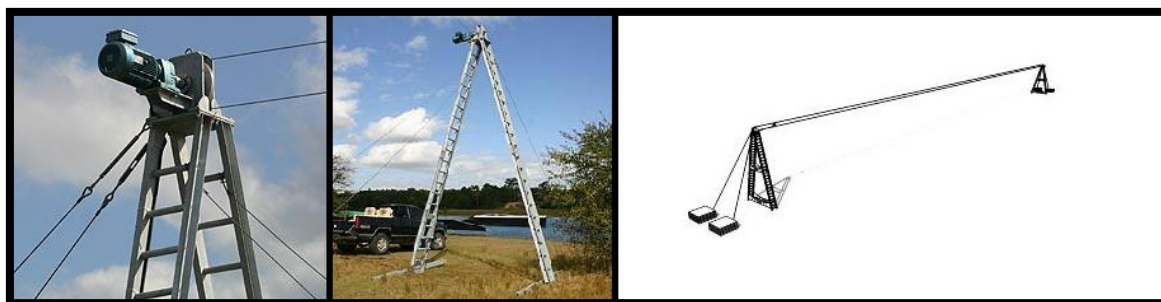
Wakeboarding je vodní sport, který vznikl kombinací vodního lyžování, snowboardingu a surfingu a spočívá v jízdě po vodní hladině na wakeboardu. Jezdec je tažen na laně po vodní hladině obvyklou rychlostí 30-40 km/h. K tomu se využívá lanová dráha, loď nebo naviják.

1.1 WAKEBOARDING NA LANOVÉ DRÁZE

Lanová dráha se skládá většinou ze 4-5 sloupů, mezi kterými je dokola vypnuté tažné lano poháněné elektromotorem, ve výšce kolem sedmi metrů nad hladinou. Lanové dráhy měří dokola několik stovek metrů (700-900m) a může na nich jezdit více jezdců současně. Jedním z případů lanové dráhy je i takzvaný 2.0 systém. Skládá se pouze ze dvou sloupů, mezi nimiž jezdí tažné lano tam a zpátky. 2.0 systém je určen jen pro jednoho jezdce. Jeho hlavní výhodou proti klasické lanové dráze je mobilita, dá se poměrně rychle složit a přemístit na jinou vodní plochu. 2.0 systém se stal v poslední době hodně populární, využívá se při wakeboardových závodech, kdy umožňuje postavit trať kdekoli na zajímavých místech mimo areál s lanovou dráhou. Mezi sportovní areály s wakeboardovou lanovou dráhou v české republice patří například WakeMerkur, Ski&Wake park Těrlicko, Cable wake park Stráž pod Ralskem nebo Cable park Hlučín.



obr.1 návrh lanové dráhy na brněnské přehradě



obr. 2 lanová dráha 2.0 system od firmy Sesitec[18]



1.2 WAKEBOARDING ZA LODÍ

Pro wakeboarding se vyrábí lodě určené přímo k tomuto účelu. Lod' má speciálně tvarované dno, tak aby při jízdě tvořilo co nejhodnější vlnu za lodí. Mezi přední výrobce zabývající se výrobou takovýchto lodí patří například firma MasterCraft.



obr.3 wakeboarding za lodí[19]

1.3 WAKEBOARDING ZA NAVIJÁKEM

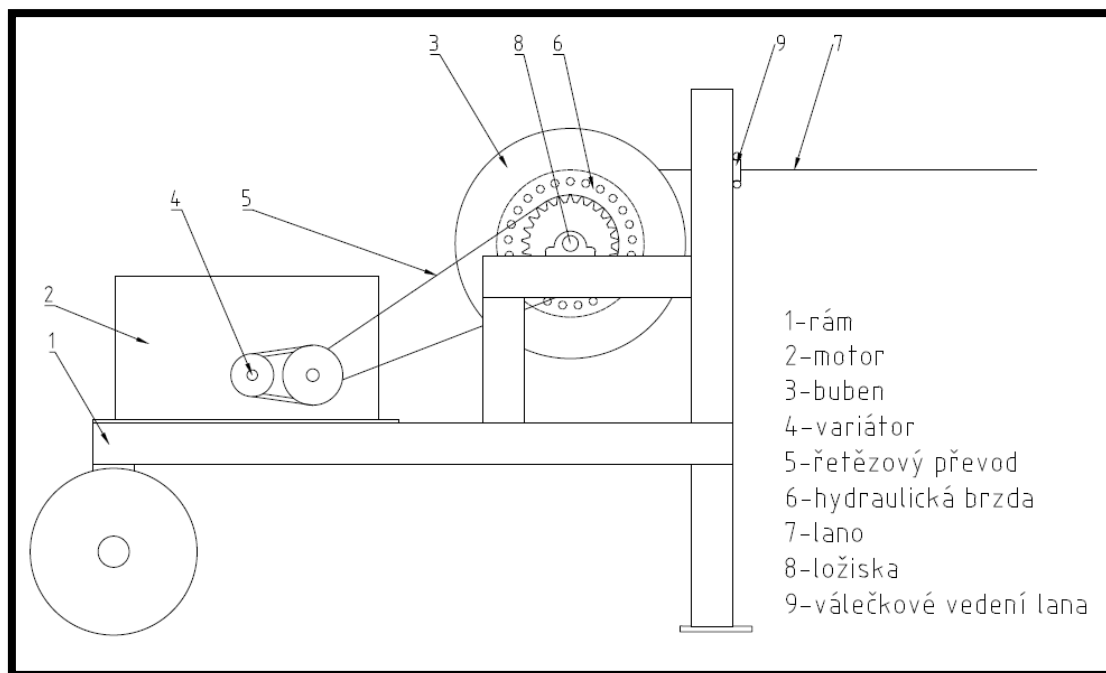
Zjednodušeně bychom mohli říct, že naviják je osobní lanová dráha. Jeho funkce je stejná jako každého navijáku. Motor pohání buben, na který se navijí lano, které táhne jezdce po hladině. Jeho největší výhodou je mobilita, snadná manipulace a jednoduché ovládání. Naviják dává možnost jezdit na dalších vodních plochách mimo areály s lanovými dráhami a na místech, která nejsou dostupná pro lod'. Jeho konstrukce je jednoduchá a je to dostupná varianta k pořízení pro osobní užívání, na rozdíl od lodí nebo lanové dráhy.



obr.4 wakeboardový naviják[11]



2 KONSTRUKCE SÉRIOVĚ VYRABĚNÝCH NAVIJÁKŮ



obr.5 koncept konstrukce wake-navijáku

2.1 RÁM

Rám je základ navijáku a měl by být dostatečně robustní a stabilní. Rám tvoří svařovaná konstrukce z kovových profilů, na kterou jsou přišroubovány všechny ostatní části navijáku.

V zadní části je rám konstruován k uchycení motoru, v přední k uchycení bubnu. Pro usnadnění manipulace s navijákem je rám opatřen koly. Řešení umístění kol na rámu jsou různá. Kola jsou buďto umístěna v zadní části pod motorem a ve přední části jsou stojny k zapření pro lepší stabilitu při záběru nebo naopak. Na rámu mohou být také kola vpředu i vzadu, která se při ukotvování navijáku na pracovním místě sundají, aby rám klad větší odpor proti tažnému zatížení. Tvar a rozměry rámu jsou jedny z faktorů, ve kterých se navijáky nejvíce liší.



obr.6 typy možných konstrukcí rámu navijáku[10], [11]



2.2 MOTOR

Pohonnou jednotku navijáku tvoří motor. Aby byl naviják mobilní a mohl pracovat v místech, kde není možnost připojení k elektrické síti, používají se spalovací motory. Obvykle se používají zážehové čtyřdobé jednoválcové motory o výkonech 6.5-13HP. Jednoválcové motory nejsou limitovány pracovní polohou motoru. Výkonnější motory jsou lepší pro větší jezdce a hlubší starty z vody a dosažení větší maximální rychlosti. Motor o výkonu 13HP se používá u modelů navijáků učených pro tažení dvou jezdců najednou. Častými používanými motory jsou například motory Briggs and Stratton, Honda nebo Subaru, které se využívají v zahradní technice nebo jako pohon motokár.

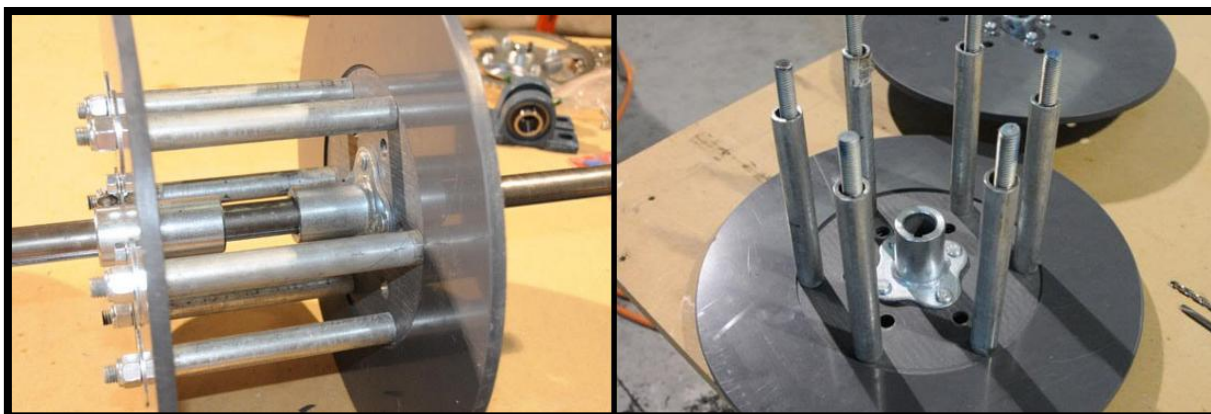


obr.7 používané typy spalovacích motorů[10]

2.3 BUBEN

Buben má většinou kovovou šroubovanou nebo svařovanou konstrukci. Skládá se z hřídele, na který je nasazená navíjecí klec. Tato klec bývá konstruována ze dvou disků vymezující prostor pro navíjení lana, které jsou spojeny 6-8 žebry, na které se navíjí lano. Žebrová konstrukce má na rozdíl od plného válcového profilu výhodu při odtékání vody a vysychání lana.

Buben je nejvíce zatížená část navijáku vnější silou, musí být tedy dostatečně pevný a robustní pro stabilitu při navíjení.



obr.8 šroubovaná konstrukce bubnu s šesti žebry[10]

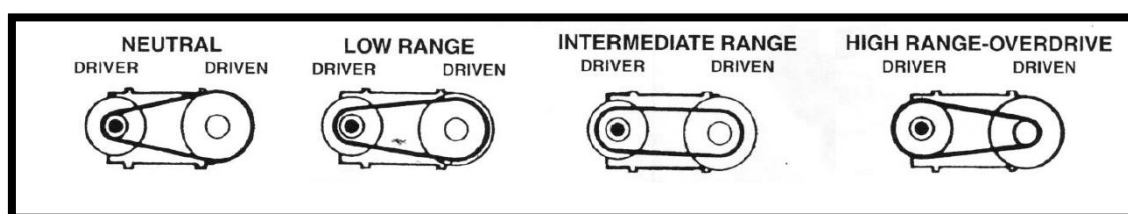


2.4 PŘEVOD

Přenos kroutícího momentu z motoru na buben bývá realizován řetězovým převodem. Výstupní hřídel převodu (buben), se otáčí pomaleji než vstupní hřídel motoru (variátoru), což má za následek zvýšení kroutícího momentu na bubnu.

2.4.1 ŘEMENOVÝ VARIÁTOR

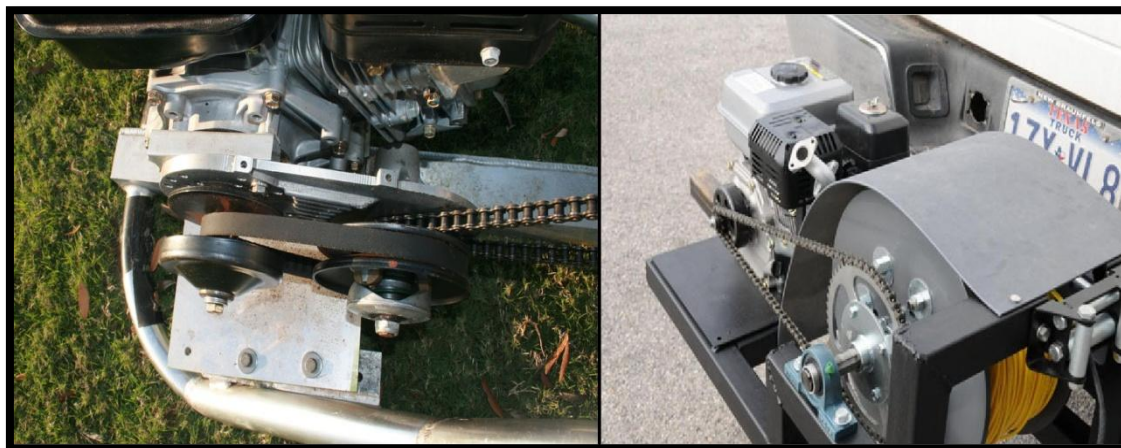
Variátor je dvoudílný systém skládající se z odstředivé spojky na hnací hřídeli a kladky s řetězkou na hnané hřídeli navržený tak, aby automaticky a plynule měnil převodový poměr vstupní a výstupní hřídele, při udržování maximálního výkonu. Spojka i kladka se skládá ze dvou kuželových disků, které se pohybují naproti sobě a mění tak průměr na který je navinut řemen v závislosti na otáčkách. Variátor umožňuje získat větší výkon z motoru a zajišťuje konstantní silný tah v laně. Používají se variátory jako u motokár nebo silničních skútrů. Pro konstrukci navijáku s plným využitím je variátor nezbytností.



obr.9 převodové stupně variátoru[20]

2.4.2 ODSTŘEDIVÁ SPOJKA

Namísto variátoru, může být použita jen odstředivá spojka s řetězkou. Jedná se o jednoduchý řetězový převod se dvěma ozubenými koly se stálým převodovým poměrem. Odstředivá spojka umožňuje plynulé napínání lana při rozjezdu a plynulý start. Při startech z vody je samostatná spojka více zatěžována a poškozována než spojka ve variátoru. Je to jednodušší a levnější varianta ovšem s nižší životností. Použití navijáku pouze s odstředivou spojkou je limitováno na mělké starty z vody nebo na starty ze břehu, kdy není zapotřebí tak velký kroutící moment k překonání odporů při rozjezdu jako u startů z hluboké vody.



obr. 10 variátor a odstředivá spojka na navijáku [10], [11]



2.5 BRZDA

Plná kontrola nad rychlostí navíjení v každém okamžiku je nezbytná pro bezpečnost jezdce. K tomu slouží brzda. Hodí se především při tahání na krátkou vzdálenost (například přes bazén), kdy je potřeba rychle zastavit lano při dojezdu, aby hrazda zbytečně nenarážela do rámu navijáku. Brzda také umožňuje okamžité zastavení lana v případě, že jezdec spadne. Lano zastaví hned u něj a jezdec se může znovu rozjíždět bez toho, aniž by musel plavat pro lano nebo si jej znovu tahat ze břehu. Do konstrukce wakeboardového navijáku se nejvíc hodí kotoučová brzda s hydraulickým ovládáním. Kotouč je připevněn na hřídeli mezi bubnem a ložiskem. Na slabší motory může být použita i cyklistická brzda, pro silnější už je lepší použít brzdu z motorky nebo skútru.



obr.11 hydraulická kotoučová brzda[10], [9]

2.6 LANO

Kvalitní lano na wakeboarding by mělo být prakticky nepružné. Pružné lano negativně ovlivňuje kvalitu jízdy z důvodů průtahu a pružných rázů.

Nejlevnější a nejdostupnější jsou lana z polypropylenu. Polypropylen je vhodný materiál pro zajištění nízkého protažení lana. Tato lana se při normálním zatížení při jízdě protáhnou jen o 2-3% původní délky.

Další materiál, který se používá při výrobě wakeboardových lan je dyneema UHMwPE (Ultra High Molecular weight Polyethylene). Lana z dyneema jsou velmi pevná a nepružná, jsou odolná proti slané vodě, UV záření a mají vysokou mechanickou odolnost proti oděru.

Délka lana wakeboardového navijáku bývá kolem 250 metrů. Na konci lana je přivázána hrazdička, které se jezdec drží.



obr.12 lano Bullet na vodní sporty, tažná hrazda na konci lana[6], [10]



2.7 LOŽISKA

Hřídel bubnu je uložena v ložiskových jednotkách s kuličkovými ložisky se stojatým tělesem. Ložiskové jednotky jsou výhodné pro svou snadnou a rychlou montáž na rám navijáku. Oválné díry pro šrouby jsou výhodné pro napínání řetězu.



obr. 13 ložiskové jednotky s litinovým tělesem [10], [11]

2.8 VEDENÍ LANA

Lano při navíjení na buben prochází přes válečkové vedení, které je přišroubováno k rámu. Válečkové vedení snižuje tření lana o rám a oděr lana. Podle směru otáčení bubnu, bývá vedení umístěno na rámu pod nebo nad bubnem.



obr. 14 válečkové vedení lana [9], [10]



3 SÉRIOVĚ VYRÁBĚNÉ MODELY NAVIJÁKŮ

3.1 NAVIJÁKY NA ČESKÉM TRHU

V České republice je dostupnost wakeboardových navijáků poměrně malá a drahá. Na českém trhu jsou k dostání produkty od švýcarské firmy Neverride a české firmy Wakeskates.cz.

3.1.1 NAVIJÁK NEVERRIDE NR.1

NR.1 pracuje na základě variomatického zařízení a systému hydraulických disků pro brzdny systém. Každý úkon zvládnete provést jedinou páčkou. Vnitřní rám je absolutně pevný a firma na něj poskytuje doživotní záruku.

PARAMETRY NAVIJÁKU

Motor: 9.0HP Briggs & Stratton (elektrické startování je volitelné)

Rychlost: až 35 km/h

Rám: Strukturovaný rám z ohýbané a svážené nerezující oceli

Kryt: Laserem opracované a práškovým nástřikem povrchově upravené materiály

Lano: 800 stop (250 m) dyneema core (na špulku se vejde až 2'000 stop (600 m) lana))

Převodovka: Vario-Clutch System pro hladké starty z vody

Navíjení lana: vodící systém pro navíjení lana - lano je vždy namotáno rovnoměrně tak, že se nikdy nezamotá a lano se tak nepoškozuje

Ovládání: Páčka pro ovládání plynu a hydraulická brzda

Transport: sundavací nafukovací nízkotlaká kolečka a 2 vysouvací madla vám umožní snadnou manipulaci v jakémkoliv terénu

Původ: Navrženo, vyvinuto, designováno a hand-made vyrobeno ve Švýcarsku

Cena: 99 990,-



obr.15 naviják neverride model NR.1[8]



3.1.2 NAVIJÁK CzMONSTRUM

PARAMETRY NAVIJÁKU

Motor: 6.5HP 4-dobý spalovací motor

Převodovka: variátor (dává větší sílu a točivý moment)

Rychlost: 40-50km/h

Rám: svařovaný těžký rám z pevné oceli s montážní deskou pro uchycení motoru

Kryt: CNC laserem řezaný kryt s práškovým nástřikem

Lano: 180 metrů dlouhé, nepružné lano odolné proti opotřebení a proříznutí

Brzda: hydraulická brzda pro rychlé a snadné starty a zastavování

Transport: Dvě sundavací, nafukovací, nízkotlaká kolečka a držadlo k tlačení

Maximální tah: 107kg při hlubokém startu z vody

Ochrana: celý naviják je opatřen práškovým nástřikem pro odolnost proti slané vodě a korozi.

Válečkové vedení lana: umožňuje navíjení téměř pod jakýmkoli úhlem

Cena: 30 000,-



obr.16 naviják CzMonstrum [21]



3.2 NAVIJÁKY VE SVĚTĚ

3.2.1 RIDICULOUS WINCHES

Mezi přední výrobce wakeboardových navijáků v Americe patří firma Ridiculous winches, která je na trhu již 5 let a z původní „garážové výroby“ se propracovala k výrobě jedněch z nejlepších a nejodolnějších navijáků současné doby.

WAKE MODEL 7HP SETUP

Motor: 7.0HP 4-dobý Subaru motor

Převodovka: Variátor

Rychlost: až 40km/h

Rám: Svařovaná konstrukce z ocelových profilů a CNC vyřezávaných dílů

Lano: 180m dlouhé speciální lano určené přímo pro wakeboarding, vlastní výroby. Na buben se vleze až 600m)

Brzda: kompletní hydraulický brzdný systém pro maximální operační kontrolu

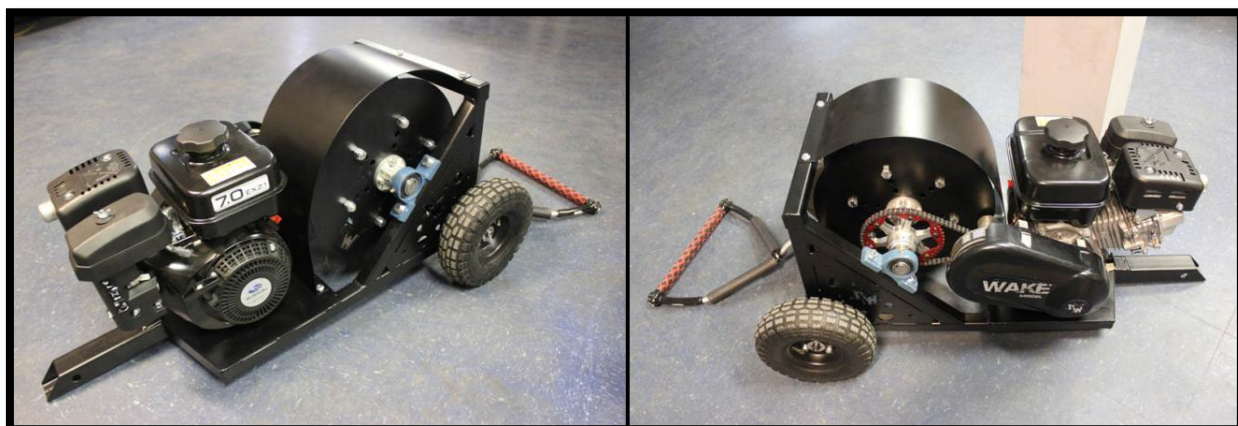
Maximální tah: 110kg při hlubokém startu z vody

Transport: Dvě nafukovací kola pod bubnem navijáku, madlo k uchopení v zadní části za motorem

Ochrana: ochranný nátěr odolný proti slané vodě a korozi

Válečkové vedení lana

Cena: 2149\$



obr. 17 navijak ridiculouswinches 7HP [6]



3.2.2 PHOENIX WINCHES

13HP MODEL

Naviják se dvěma bubny umožňující tažení dvou jezdců současně s možností odpojení jednoho bubnu v případě tažení jen jednoho jezdce.

Motor: 13 HP 4-dobý spalovací motor

Převodovka: Variátor

Rychlost: až 55 km/h

Rám: Svařovaná konstrukce z ocelových profilů

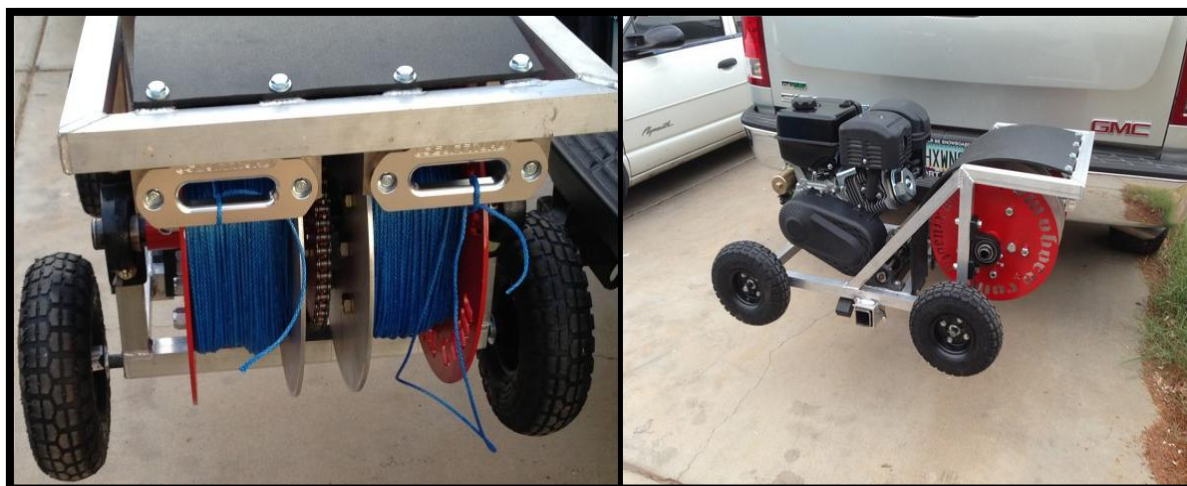
Lano: 2 x 180m dlouhé speciální lano určené přímo pro wakeboarding,

Brzda: naviják není vybaven brzdou

Transport: Dvě nafukovací kola pod bubnem navijáku

Ochrana: ochranný nátěr odolný proti slané vodě a korozi

Cena: 2995\$



Obr. 18 naviják phoenixwinches 13HP se dvěma navýjecími bubny [7]



4 VLASTNÍ NÁVRH NAVIJÁKU

4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Maximální rychlost navijení	$v_n = 11 \text{ m/s}$
Délka lana	200m

4.2 STANOVENÍ TAŽNÉ SÍLY

4.2.1 PŘEDPOKLAD TAŽNÉ SÍLY V LANĚ

SÍLA V LANĚ PŘI JÍZDĚ

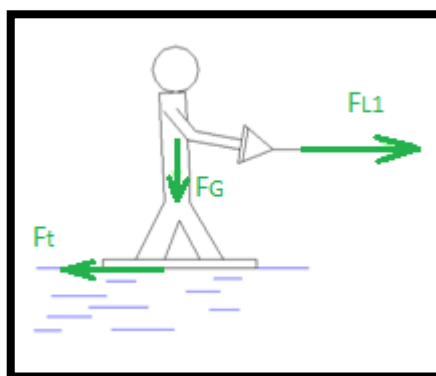
Při jízdě je ponor díky vztlakové síle, rychlosti, tvaru a konstrukci wakeboardu poměrně malý. V mém předpokladu budu zjednodušeně uvažovat pohyb na pevné podložce, například jako snowboard na sněhu. Kdy síla v laně se rovná třecí síle vyvolané tíhovou silou mezi dvěma navzájem se pohybujícími plochy. V tomto předpokladu snowboard (plast) x sníh. Velikost součinitele tření mezi těmito povrchy je $f = 0,4$. Kdy při lyžování se prakticky také jezdí po tenkém filmu z vody, který vzniká táním sněhu pod skluznicí.

Síla v laně při jízdě:

$$F_{L1p} = F_G \cdot f = m_{max} \cdot g \cdot f = 100 \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 392,4 \text{ N} \quad (1)$$

kde:

F_{L1p}	předpokládaná síla v laně při jízdě [N]
f	součinitel tření lyže x sníh (0,4) [-]
m_{max}	maximální tažená hmotnost [N]
g	tíhové zrychlení [$\frac{m}{s^2}$]



obr.19 zjednodušený předpoklad síly v laně při jízdě na wakeboardu

SÍLA V LANĚ PŘI ROZJEZDU

Největší předpokládaná síla v laně bude vyvíjena právě při rozjezdu. Pro plné využití navijáku budu uvažovat právě hluboký rozjezd z vody, kdy jezdec sedí ponořený ve vodě. V okamžiku rozjezdu se zapřením wakeboardem proti směru jízdy a přitáhnutím ruka musí vyhoupnout nad hladinu. Sílu, kterou při tom vyvine v laně, musí udržet v rukách. V tomto předpokladu budu uvažovat, že jezdec na laně visí a působí na něj svou tíhovou silou.



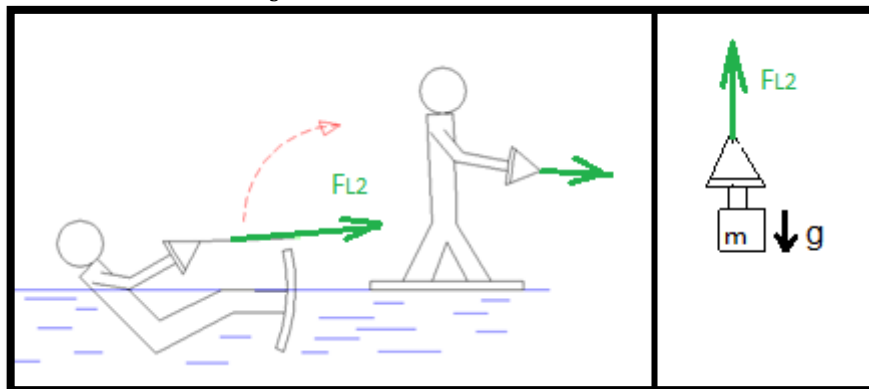
Síla v laně při rozjezdu:

$$F_{L2p} = m_{max} \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N} \quad (2)$$

kde:

F_{L2p} předpokládaná síla v laně při rozjezdu [N]

g tíhové zrychlení [$\frac{m}{s^2}$]



obr.20 zjednodušený předpoklad síly v laně při rozjezdu na wakeboardu

4.2.2 URČENÍ SÍLY V LANĚ NA ZÁKLADĚ VÝKONŮ A RYCHLOSTÍ VYRÁBĚNÝCH NAVIJÁKŮ

SÍLA V LANĚ PŘI JÍZDĚ

Pro určení síly v laně při jízdě budu vycházet z parametrů vyráběných modelů navijáků uváděných výrobcem. Výkon a tažná rychlost jsou dva hlavní uváděné parametry. Mezi výkonem, silou a rychlostí platí vztah:

$$P = F \cdot v \rightarrow F = \frac{P}{v} \rightarrow F_{L1} = \frac{P}{v_{max}} \quad (3)$$

kde:

F_{L1} síla v laně při jízdě [N]

P výkon navijáku [kW]

v_{max} maximální rychlost navijení [$\frac{m}{s}$]

Naviják	výkon [kW]	max.rychlost[m/s]	síla v laně F [N]
NeVERRIDE Nr.1	6,57	9,7	677,32
CzMonstrum	4,75	12,5	380,00
Ridiculouswinches 7HP	5,11	11,1	460,36
Grinch winch	5,11	13,3	384,21
Phoenixwinches 13HP/2 osoby	9,49/2	15,2	312,17

Tab.1 výpočet síly jako podíl výkonu a rychlosti

$$\text{Střední hodnota: } \overline{F_{L1}} = \frac{\sum F_{L1}}{5} = 442,81 \text{ N} \quad (4)$$



Střední hodnota síly v laně určená z podílu výkonu a maximální rychlosti je přibližně o 13% větší než síla určená z předpokladu. Síla v laně při maximální rychlosti je nejmenší síla působící na naviják během jízdy. Pro další výpočty bude určující síla při rozjezdu, která naopak vyvolává největší zatížení.

SÍLA V LANĚ PŘI ROZJEZDU

Při rozjezdu je potřebný takřka veškerý výkon na překonání odporu vody při stoupání jezdce nad hladinu (start z vody viz. obr.21). Na základě výrobců a diskusních fór o wake-navijácích je i pro těžšího jezdce při hlubokém rozjezdu z vody dostačující motor s o výkonu 6,5 HP(4,8kW). Jezdec se rozjíždí z klidu se zrychlením $3 - 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a největší sílu v laně vyvine při prvním okamžiku záběru, s následnou stoupající rychlostí klesá síla v laně.

$$v_r = a \cdot t = 4 \cdot 1 = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5)$$

kde:

v_r rychlost při rozjezdu [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]

a zrychlení [$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$]

t čas od startu [s]

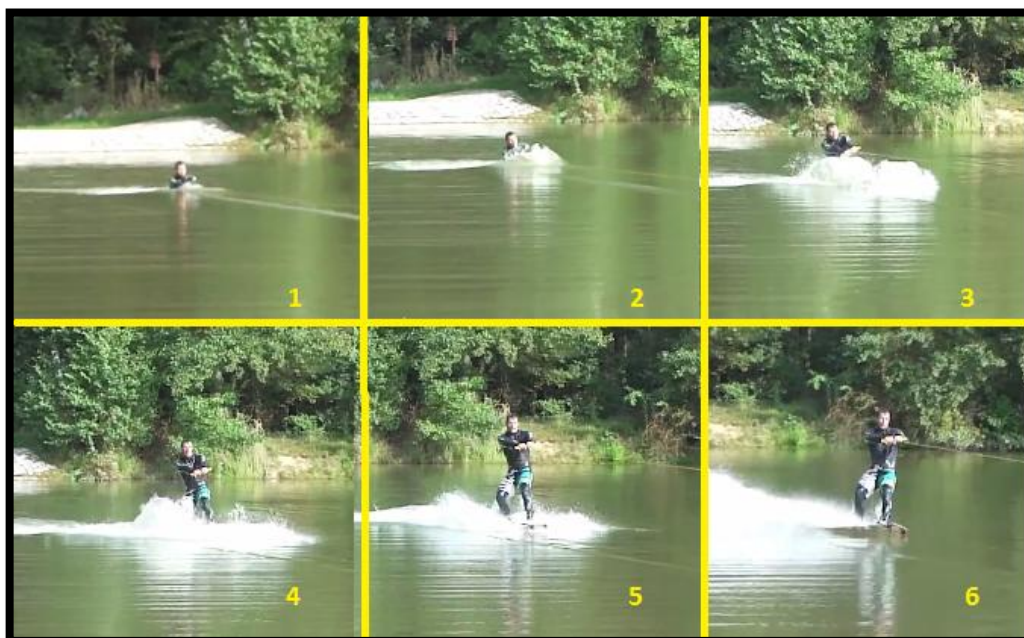
$$F_{L2} = \frac{P_{6.5}}{v_r} = \frac{4745}{4} = 1186,25 \text{ N} \quad (6)$$

kde:

F_{L2} síla v laně při rozjezdu [N]

$P_{6.5}$ výkon motoru 6.5HP [kW]

v_r rychlost při rozjezdu [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]



Obr. 21 rozjezd za navijákem z hluboké vody

Pro další výpočty budu uvažovat sílu v laně působící na buben navijáku

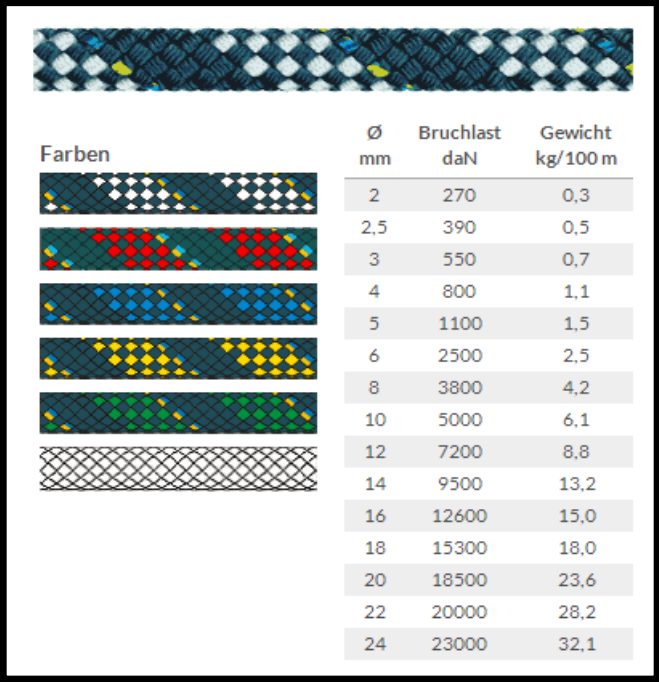
$$F_{L2} = 1186,25 \text{ N} .$$



4.3 VOLBA LANA

Volím lano z nabídky firmy LIROS, model Regatta. Lano určené pro jachting jako výtahové lano pro plachty.

Lano má pletenou 16-ti pramennou konstrukci a skládá se z jádra z dynnema SK75 a polyesterového opletu. Lano je velmi pevné, lehké s dobrou odolností proti oděru a s nízkou pružností. Pružnost lana < 1,5% .Na obrázku 22. jsou vypsány průměry lana Regatta spolu s pevností v tahu uvedené v dekanewtonech a hmotností na 100 metrů lana. Volím lano o průměru 3 mm a pevností v tahu 5,5 kN. Délka lana 200 metrů o celkové hmotnosti 1,4 kilogramů.



Farben	Ø mm	Bruchlast daN	Gewicht kg/100 m
	2	270	0,3
	2,5	390	0,5
	3	550	0,7
	4	800	1,1
	5	1100	1,5
	6	2500	2,5
	8	3800	4,2
	10	5000	6,1
	12	7200	8,8
	14	9500	13,2
	16	12600	15,0
	18	15300	18,0
	20	18500	23,6
	22	20000	28,2
	24	23000	32,1

obr.22 lano Liros Reggata [22]

Na lano bude přivázaná hrazda, které se jezdec drží, určená přímo pro vodní sporty. Zvolil jsem hrazdu od firmy Byerly(obr.22). Hrazda má protiskluzovou rukojeť a je vybavena pěnovými vycpávkami aby plavala na vodě.



obr.23 hrazda Byerly



4.4 VOLBA MOTORU

Na základě sériově vyráběných modelů wakeboardových navijáků volím 4-dobý, horizontální, vzduchem chlazený spalovací motor od firmy SUBARU model EX21 . Plně profesionální, průmyslový motor pro různé aplikace, využívá se například v zahradní technice, k pohonu agregátů, nebo motokárovém odvětví. Naviják bude pracovat převážně v terénu a kotvení nemusí být prováděno vždy na rovných místech. Proto se využívají jednoválcové motory, které můžou pracovat v různých polohách.

4.4.1 PARAMETRY MOTORU UVÁDĚNÉ VÝROBCEM

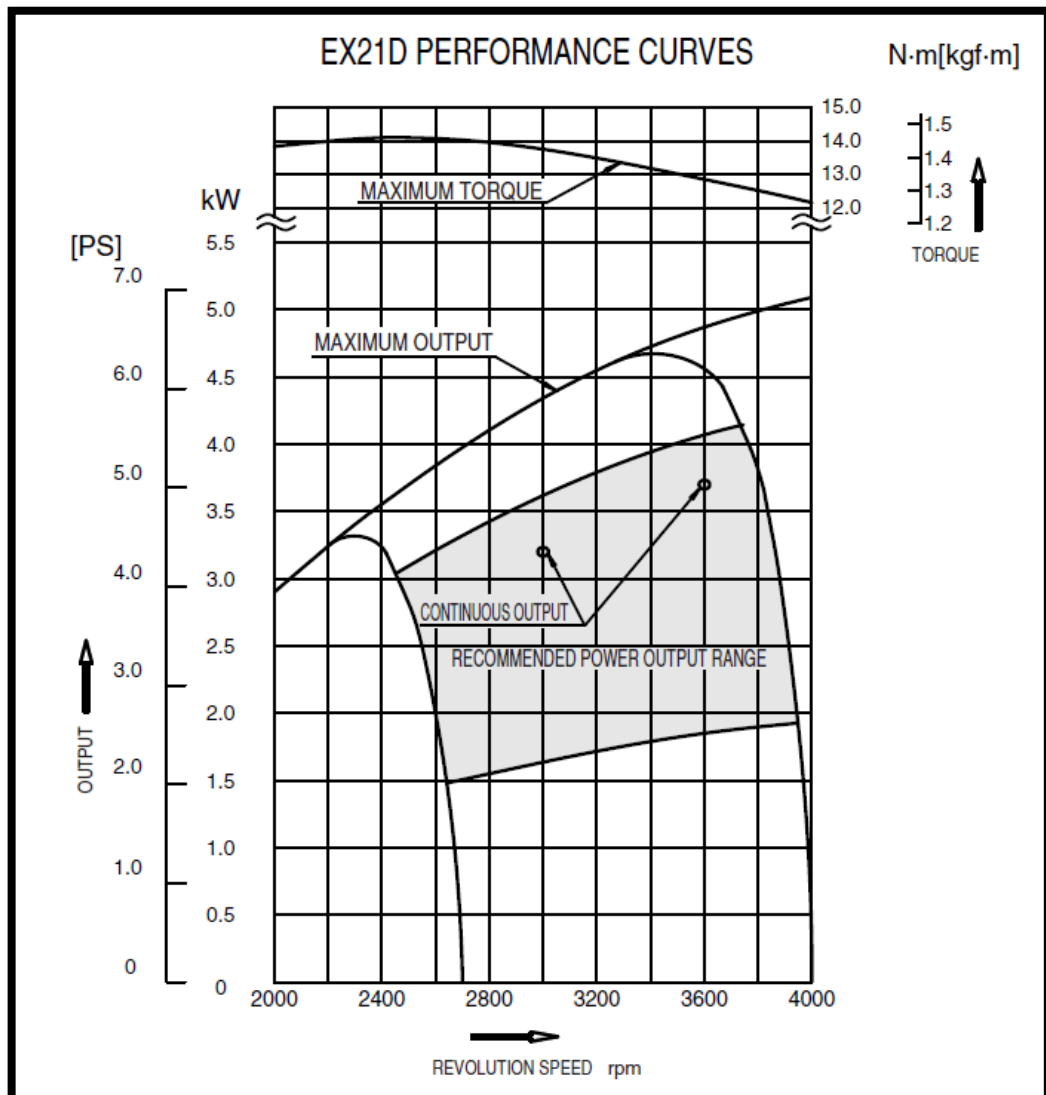
Výkon: 7 HP(5,1kW)
Točivý moment: 13,9 N/m při 2500ot/min
Zdvihový objem: 211ccm
Počet válců: 1
Ventilový rozvod: OHC
Zdvih: 60mm
Vrtání: 67mm
Směr otáčení klikové hřídele: proti směru hodinových ručiček
Motorový olej: SAE 10W-30, SAE10W-40
Systém mazání: mechanické rozstříkávání ojnicí a rozvodovým řetězem
Objem olejové náplně: 0,6 l
Palivo: benzín (Natural 95)
Objem nádrže: 3,6 l
Karburač: plovákový
Zapalovací systém: tranzistorový
Regulátor otáček: odstředivá závaží
Ukončení klikové hřídele: válcové s perodrážkou
Průměr klikové hřídele: 19,05mm (3/4 inch)
Startování: ruční
Suchá hmotnost: 16,0 kg
Rozměry délka x šířka x výška: 311 x 366 x 335 mm



Obr.24 motor subaru EX21 [5]



4.4.2 MOMENTOVÁ A VÝKONOVÁ CHARAKTERISTIKA MOTORU



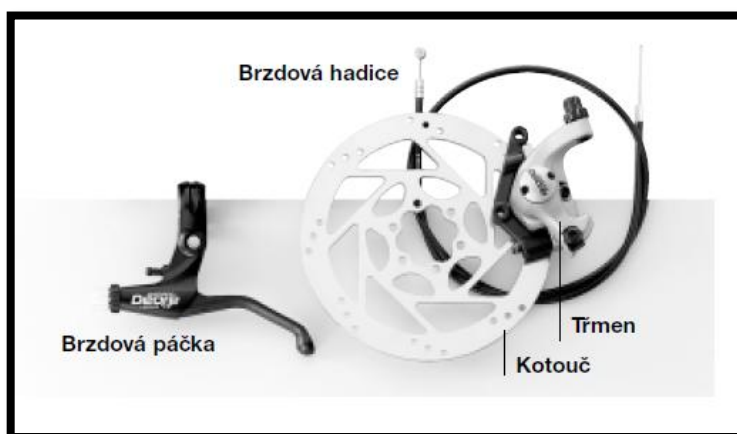
Obr. 25 momentová a výkonová charakteristika motoru EX21[5]



4.5 VOLBA BRZDY

Brzda se využívá především k dobrždění bubnu na konci jízdy, kdy jezdec pustí hrazdu, aby nedošlo ke zbytečným nárazům hrazdy do rámu navijáku a vedení lana. Hodí se také k zastavení navijáku v případě pádu jezdce, který následně nemusí plavat daleko pro chycení hrazdy a nový rozjezd.

Volím sadu hydraulické kotoučové brzdy od firmy SHIMANO řady XTR. Sada obsahuje brzdovou páčku, lanko, třmen a kotouč.

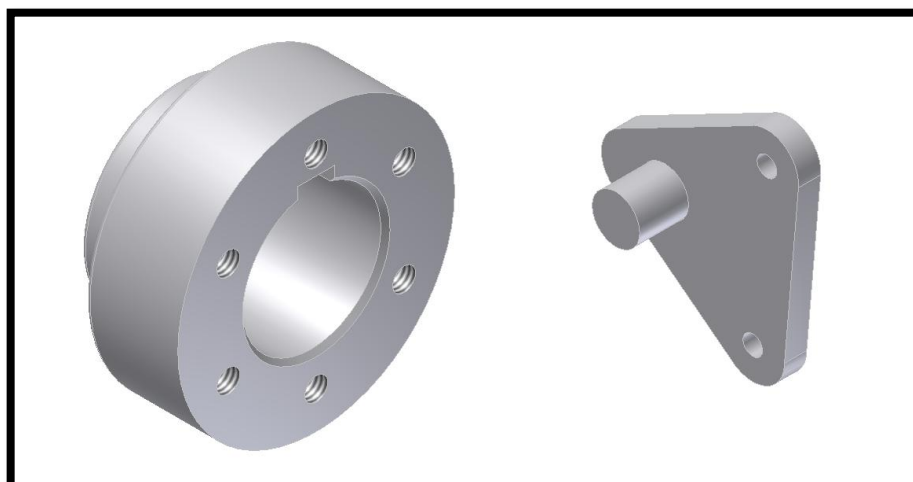


Obr.26 kotoučová brzda Shimano [4]

OZNAČENÍ KOMPONENTŮ BRZDY

Brzdová páčka	BL-M755
Brzdová hadice	SM-BH60/61
Třmen	BR-M966
Kotouč	SM-RT75S

Kotouč brzdy bude našroubován na náboj (obr.27) 6-ti šrouby velikosti M5x12. Náboj bude nasazen na hřídeli bubnu a zajištěn pojistným kroužkem. Přenos kroutícího momentu bude zajištěn přes pero těsné 8e7x7x20 ČSN 02 2562.

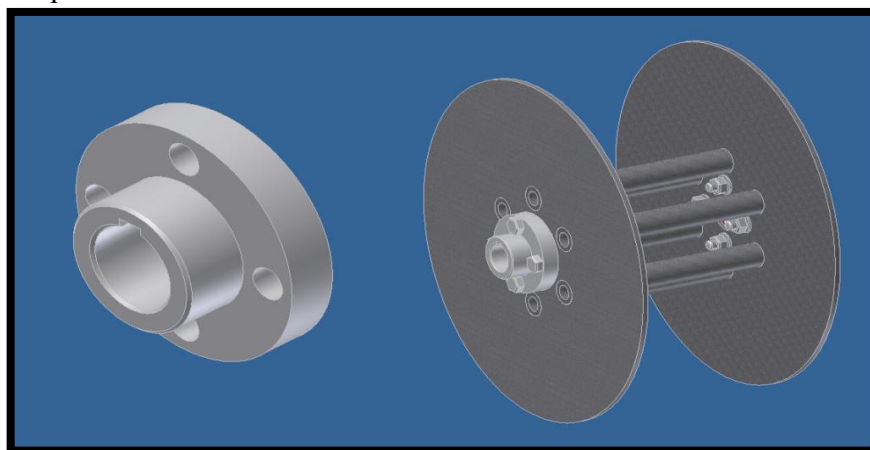


obr. 27 náboj kotouče brzdy a uchycovací konzole třmenu brzdy

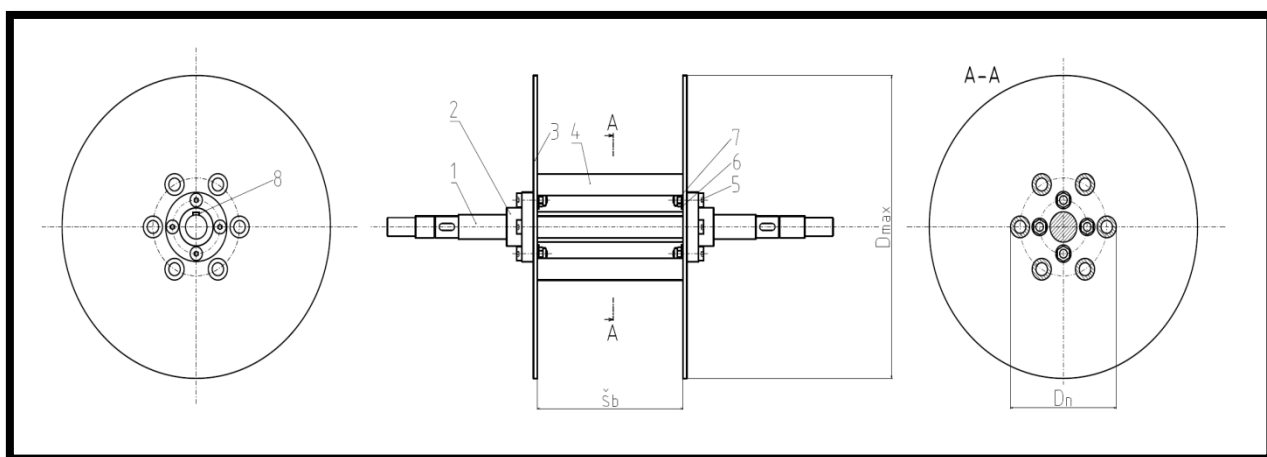


4.6 NÁVRH BUBNU

Navíjecí klec bubnu má svařenou konstrukci skládající se ze dvou krajních disků o průměru 350 mm, vyříznutých z plechu $t = 5\text{ mm}$, do kterých je vyvrtaných šest děr o průměru 25 mm. Krajní disky jsou spojeny žebry z bezešvé trubky o průměru 25 mm, tloušťce stěny 5 mm a délky 200 mm, které jsou k diskům přivařeny obalenou elektrodou obloukovým svařováním. Ve středu disků je díra o průměru 42 mm. Do disků jsou dále vyvrtány čtyři díry o průměru 10 mm na roztečné kružnici $d = 62\text{ mm}$, pro připojení nábojů s přírubou. Každý náboj je přišroubován čtyřmi lícovanými šrouby M8. Celá navíjecí klec bubnu je nasazena na hlavní hřídeli obrobenej z tyče o průměru 42 mm. Pro přenos kroutícího momentu mezi hřídelí a náboji bubnu jsou použita dvě pera těsná 10e8x7x25 ČSN 02 2562.



Obr.28 náboj s osazením bubnu, navíjecí klec bubnu



obr. 29 komponenty a rozměry bubnu

- 1- Hlavní hřídel – polotovar tyč $\phi 42 \times 550$ ČSN 42 5510.12 – 11 600.0
- 2- Náboj s přírubou – polotovar $\phi 90 \times 40$ ČSN 42 5510.12 – 11 600.0
- 3- Krajní disk – polotovar P5 400x800 ČSN 42 5310.11 – 11 375.0
- 4- Žebro – polotovar TR $\phi 25 \times 200 \times 5$ – ČSN 42 5715.01 – 11 353.0
- 5- Šroub lícovaný s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M8 x 30 ISO 7379-12.9
- 6- Podložka 8 ISO 7089 – 8
- 7- Samojistná matice M8 ISO 7040-8
- 8- Pero 10e7x7x25 ČSN 02 2562



HLAVNÍ ROZMĚRY BUBNU

největší průměr bubnu	$D_{max} = 350 \text{ mm}$
navíjecí průměr bubnu	$D_n = 150 \text{ mm}$
šířka bubnu	$\check{s}_b = 190 \text{ mm}$

KROUTÍCÍ MOMENT NA BUBNU[1]

$$M_{k2} = F_{L2} \cdot \frac{D_n}{2} = 1186,25 \cdot \frac{0,150}{2} = 88,97 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7)$$

kde:

F_L síla v laně [N]

D_n navíjecí průměr bubnu [mm]

POŽADOVANÉ MAXIMÁLNÍ OTÁČKY NAVÍJECÍHO BUBNU[1]

$$n_b = \frac{v_n}{\pi \cdot D_n} = \frac{11}{\pi \cdot 0,15} = 23,35 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8)$$

kde:

v_n maximální rychlost navíjení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

D_n navíjecí průměr bubnu [mm]

π Ludolfovo číslo [–]

4.7 NÁVRH PŘEVODU

VOLBA HNACÍ JEDNOTKY PŘEVODU

Spalovací motor má větší otáčky, než jsou maximální požadované otáčky bubnu, proto se bude muset převodovat do pomala. U wakeardových navijáků se nečastěji využívá řetězový převod, ten využiji i u svého návrhu. U řetězových převodů nedochází ke skluzu a mají dlouhou životnost a vysokou účinnost. Jako hnací jednotku volím řemenový variátor TC2 30 series 1002 od výrobce GTC Industries, který se využívá u pohonů motokár a minibiků. Variátor TC2 30 series 1002 je kompatibilní pro připojení na motory Subaru Robin. Variátor se uplatní při hlubokých rozjezdech z vody. Bez variátoru by byly možné pouze rozjezdy z mělké vody nebo ze břehů. TC2 zvýší výstupní kroutící moment z motoru až 2,98krát.

Vnitřní průměr náboje spojky: 19,05mm

Rozsah výkonů motorů: 2- 8Hp

Spínací otáčky spojky : 2200 min-1

Počet zubů ozubení: $z1 = 10$

Rozteč zubů: $p = 12,7 \text{ mm}$

Průměr hnané kladky: 152,4 mm

Řemen : asymetrický s horní šířkou 19,05mm

Osová vzdálenost variátoru $a_v = 177,1 \text{ mm}$

Celkový převodový poměr variátoru $i_v = 2,98$



Obr. 30 řemenový variátor GTC TC2 series 30 1002 [12]

Variátor obsahuje sadu pro uchycení spojky na hřídel a základovou desku na blok motoru.

VÝPOČET ROZTEČNÉ KRUŽNICE OZUBENÉHO KOLA VARIÁTORU [1]

$$D_{p1} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180^\circ}{10}\right)} = 41,09\text{mm} \quad (9)$$

Kde:

p rozteč ozubení [mm]

z_1 počet zubů hnacího ozubení [–]

VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU [1]

$$i = \frac{n_{max}}{n_b} = \frac{66,70}{23,35} = 2,86 \quad (10)$$

Kde:

n_{max} maximální otáčky motoru [s^{-1}]

n_b maximální navíjecí otáčky bubnu [s^{-1}]

VÝPOČET POČTU ZUBŮ NA HNANÉM OZUBENÉM KOLE [1]

$$z_2 = z_1 \cdot i = 10 \cdot 2,86 = 28,60 \quad (11)$$

Kde:

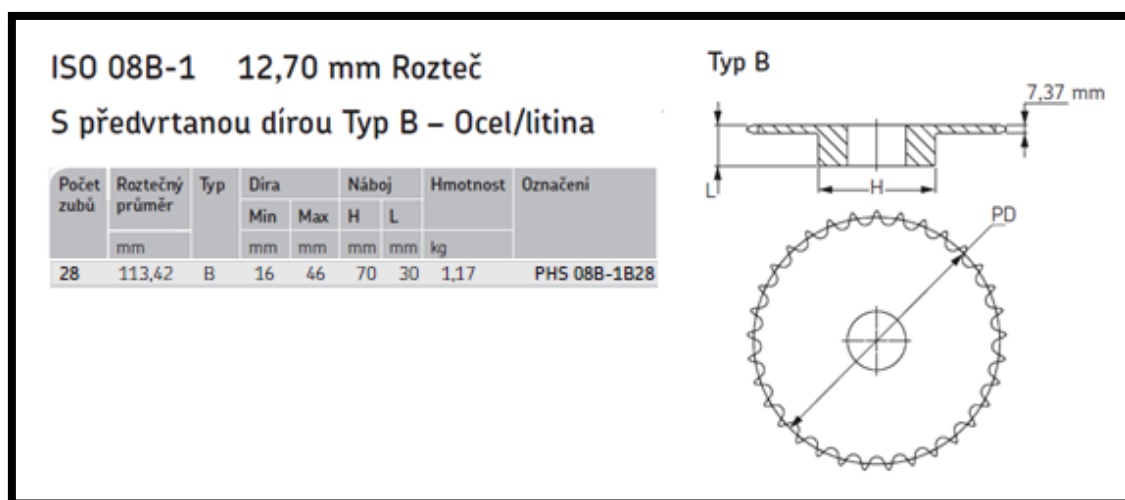
i převodový poměr [–]

z_1 počet zubů hnacího ozubení [–]



VOLBA HANÉ JEDNOTKY PŘEVODU

Hnané řetězové kolo volím z nabídky produktů firmy SKF. Volím řetězové kolo s nábojem, označení PHS 08B-1B33, velikost díry náboje 30mm. Díra bude upravena pro připojení na hřídel zhotovením dražky pro pero těsné 8e7x7x20 ČSN 02 2562.



obr. 31 řetězové kolo ARKOV 08B-1 [13]

SKUTEČNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR [1]

$$i_s = \frac{z_{2s}}{z_1} = \frac{28}{10} = 2,8 \quad (12)$$

Kde:

z_1 počet zubů hnacího ozubení [–]

z_{2s} skutečný počet zubů hnaného ozubeného kola [–]

SKUTEČNÉ MAXIMÁLNÍ OTÁČKY HANÉHO KOLA(BUBNU) [1]

$$n_{bs} = \frac{n_{max}}{i_s} = \frac{66,70}{2,80} = 23,82 \text{ s}^{-1} \quad (13)$$

Kde:

i_s skutečný převodový poměr [–]

n_{max} maximální otáčky motoru [s^{-1}]

SKUTEČNÁ MAXIMÁLNÍ RYCHLOST NAVÍJENÍ [1]

$$v_s = \pi \cdot D_n \cdot n_{bs} = 3,14 \cdot 0,150 \cdot 23,82 = 11,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (14)$$

kde:

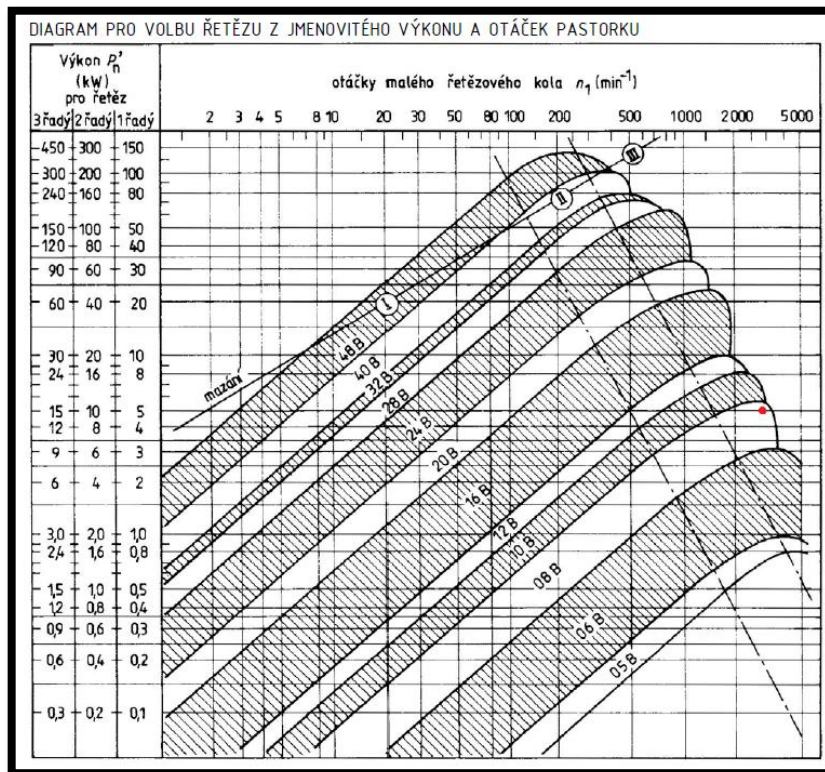
n_{bs} skutečné maximální navíjecí otáčky bubnu [s^{-1}]

D_n navíjecí průměr bubnu [mm]

π Ludolfovo číslo [–]

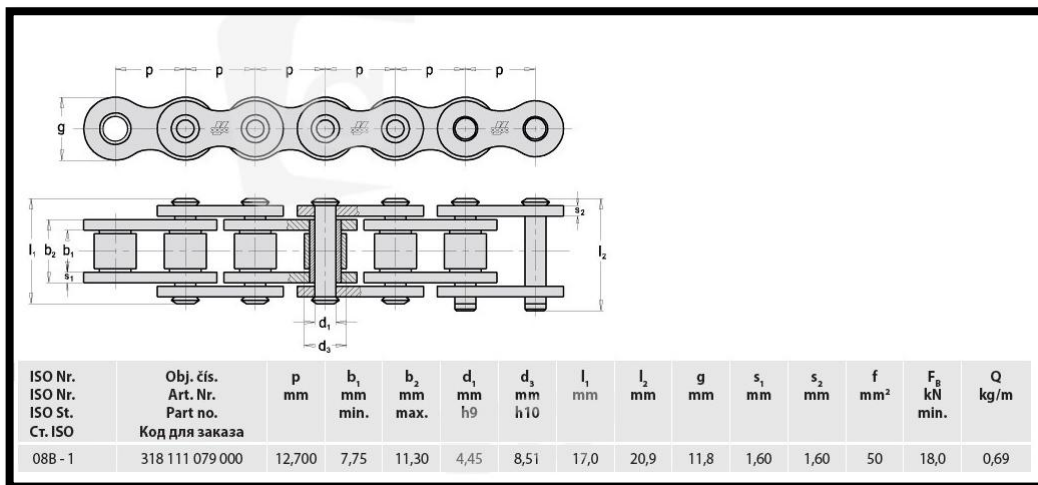


VOLBA ŘETĚZU



Obr. 32 diagram pro volbu řetězu [3]

Volím jednořadý řetěz od výrobce Řetězy Vamberk s označením 08 B-1.
Počet článků řetězu $X=78$.



obr. 33 rozměrová specifikace řetězu 08 B-1 [14]

DÉLKA ŘETĚZU [3]

$$L = X \cdot p = 78 \cdot 0,0127 = 0,99 \text{ m} \quad (15)$$

Kde:

X počet článků řetězu [–]

p rozteč řetězu [m]



OSOVÁ VZDÁLENOST HNACÍ ŘETĚZKY A HANÉHO KOLA [3]

$$a = \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 \cdot z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right]$$

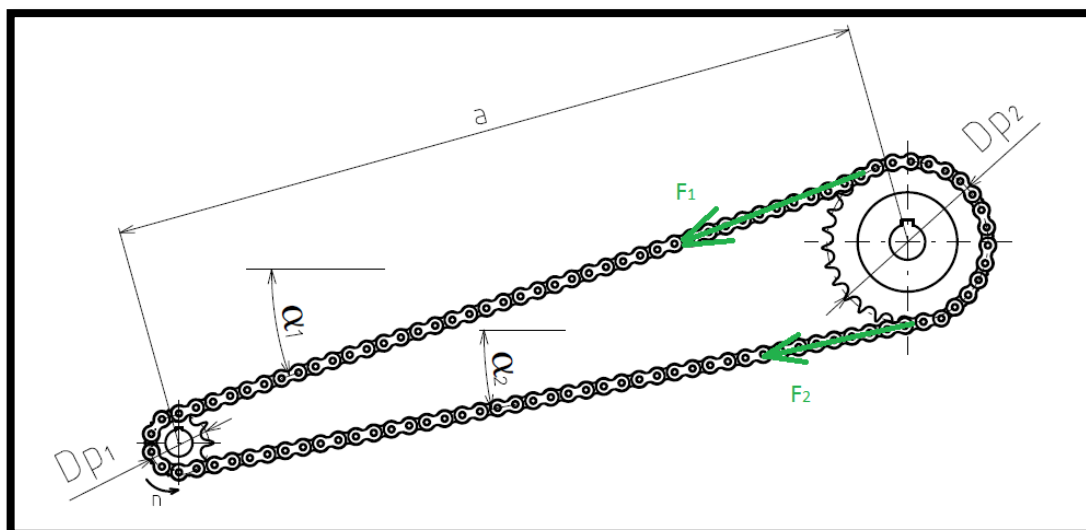
$$a = \frac{0,0127}{8} \cdot \left[2 \cdot 78 - 10 - 28 + \sqrt{(2 \cdot 78 - 10 - 28)^2 - 0,81111 \cdot (28 - 10)^2} \right]$$

$$a = 0,376 \quad (16)$$

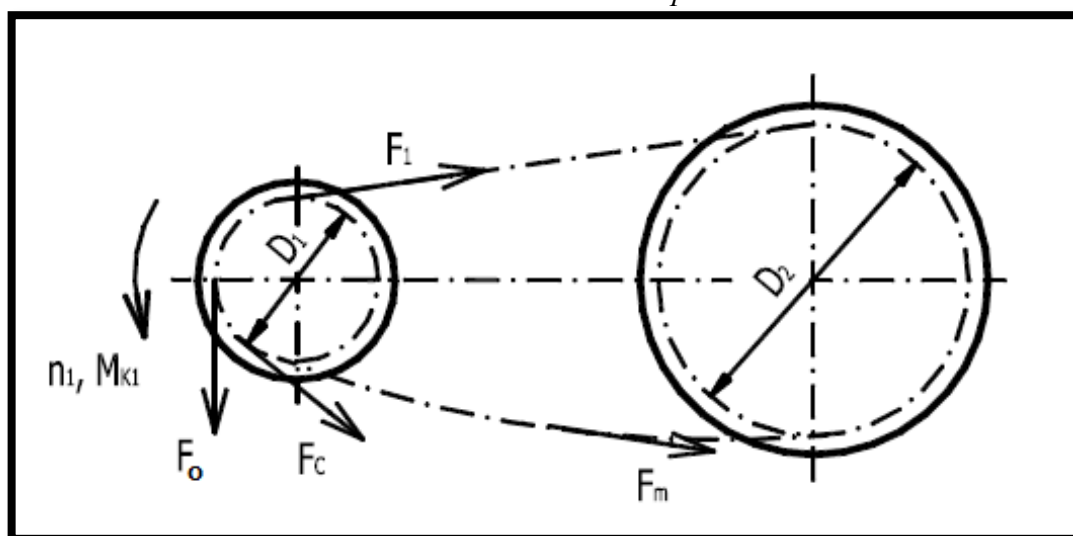
Kde:

- p rozteč řetězu [m]
 X počet článků řetězu [-]
 z_1 počet zubů hnacího ozubení [-]
 z_2 počet zubů hnaného ozubení [-]
 F součinitel poměru $\frac{X-z_1}{z_2-z_1}$ [-]

4.7.1 VÝPOČET SIL V ŘETĚŽU[3]



obr.34 schéma řetězového převodu



obr.35 náčrt sil v řetězovém převodu [3]

**KROUTÍCÍ MOMENT NA HNACÍM OZUBENÍ OD KROUTÍCÍHO MOMENTU NA HANÉM OZUBENÍ [1]**

$$M_{k1} = \frac{M_{k2} \cdot D_{p2}}{D_{p1}} = \frac{88,97 \cdot 0,041}{0,113} = 32,16 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

kde:

 M_{k2} kroučící moment na hnaném ozubení [$\text{N} \cdot \text{m}$] D_{p1} roztečný průměr hnacího ozubení na spojce [mm] D_{p2} roztečný průměr hnaného ozubení na hřídeli bubnu [mm]**MAXIMÁLNÍ KROUTÍCÍ MOMENT MOTORU S VARIÁTOREM**

$$M_{k1m} = i_v \cdot M_{km} = 2,98 \cdot 13,90 = 41,42 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (18)$$

$$M_{k1m} > M_{k1} \quad (19)$$

kde:

 M_{km} maximální kroučící moment motoru udávaný výrobcem [$\text{N} \cdot \text{m}$] i_v převodový poměr variátoru [–]**OBVODOVÁ SÍLA NA HNACÍM OZUBENÍ OD KROUTÍCÍHO MOMENTU [1]**

$$F_o = \frac{M_{k1}}{\frac{D_{p1}}{2}} = \frac{32,16}{\frac{0,041}{2}} = 1568,78 \text{ N} \quad (20)$$

kde:

 M_{k1} kroučící moment na hnacím ozubení [$\text{N} \cdot \text{m}$] D_{p1} roztečný průměr hnacího ozubení [mm]**TAHOVÁ SÍLA V ŘETĚZU ZPŮSOBENÁ Odstředivou silou [3]**

$$F_c = Q \cdot v_r^2 = Q \cdot (D_{p1} \cdot n_r \cdot \pi)^2 = 0,69 \cdot (0,041 \cdot 12,3 \cdot 3,14)^2 = 1,73 \text{ N} \quad (21)$$

kde:

 Q délková hmotnost řetězu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$] v_r obvodová rychlost hnacího ozubení při rozběhu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] D_{p1} roztečný průměr hnacího ozubení [mm] n_r rozběhové otáčky hnacího ozubení na variátoru [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]**TAHOVÁ SÍLA ZPŮSOBENÁ TÍHOU VOLNÉ, DOLNÍ VĚTVE ŘETĚZU [3]**

$$F_m = \frac{Q \cdot a^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{0,69 \cdot 0,376^2}{8 \cdot 0,00376} \cdot 9,81 = 31,81 \text{ N} \quad (22)$$

kde:

 Q délková hmotnost řetězu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$] a osová vzdálenost řetězového převodu [m] g tíhové zrychlení [$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$] h průhyb řetězu $h = 0,01 \cdot a$ [m]



SÍLA V NAPJATÉ ČÁSTI ŘETĚZU [3]

$$F_1 = F_o + F_c + F_m = 1568,78 + 1,73 + 31,81 = 1602,32 \text{ N} \quad (23)$$

kde:

F_o obvodová síla na hnacím ozubení [N]

F_c tahová síla v řetězu způsobená odstředivou silou [N]

F_m tahová síla v řetězu způsobená tíhou volné větve [N]

SÍLA V OCHABLÉ, DOLNÍ ČÁSTI ŘETĚZU [3]

$$F_2 = F_c + F_m = 1,73 + 31,81 = 33,54 \text{ N} \quad (24)$$

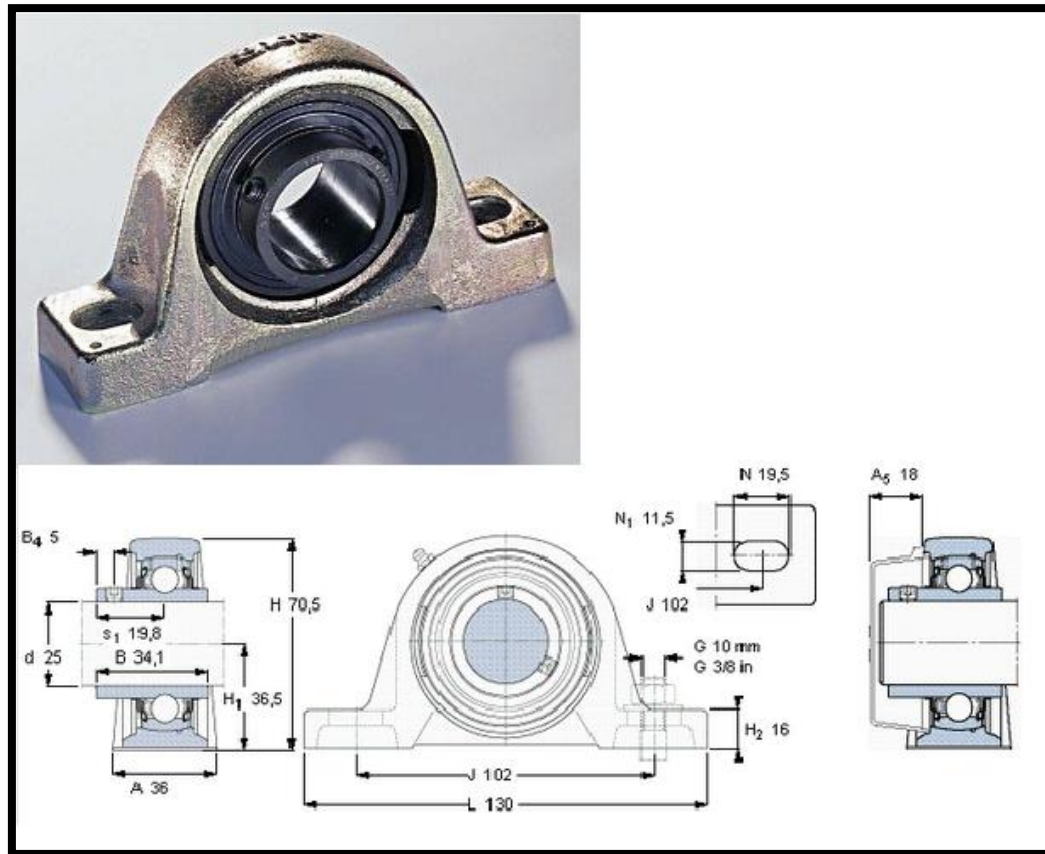
kde:

F_c tahová síla v řetězu způsobená odstředivou silou [N]

F_m tahová síla v řetězu způsobená tíhou volné větve [N]

4.8 VOLBA LOŽISEK

K rámu navijáků budou přišroubované dvě ložiskové jednotky s kuličkovými ložisky, ve kterých bude uložen hřídel bubny. Volím stojaté ložiskové jednotky Y s litinovým tělesem, zajištění stavěcím šroubem od firmy SKF pro hřídel o průměru 25mm . Označení SY 25 TF.



obr. 36 ložisková jednotka SY 25 TF [15]



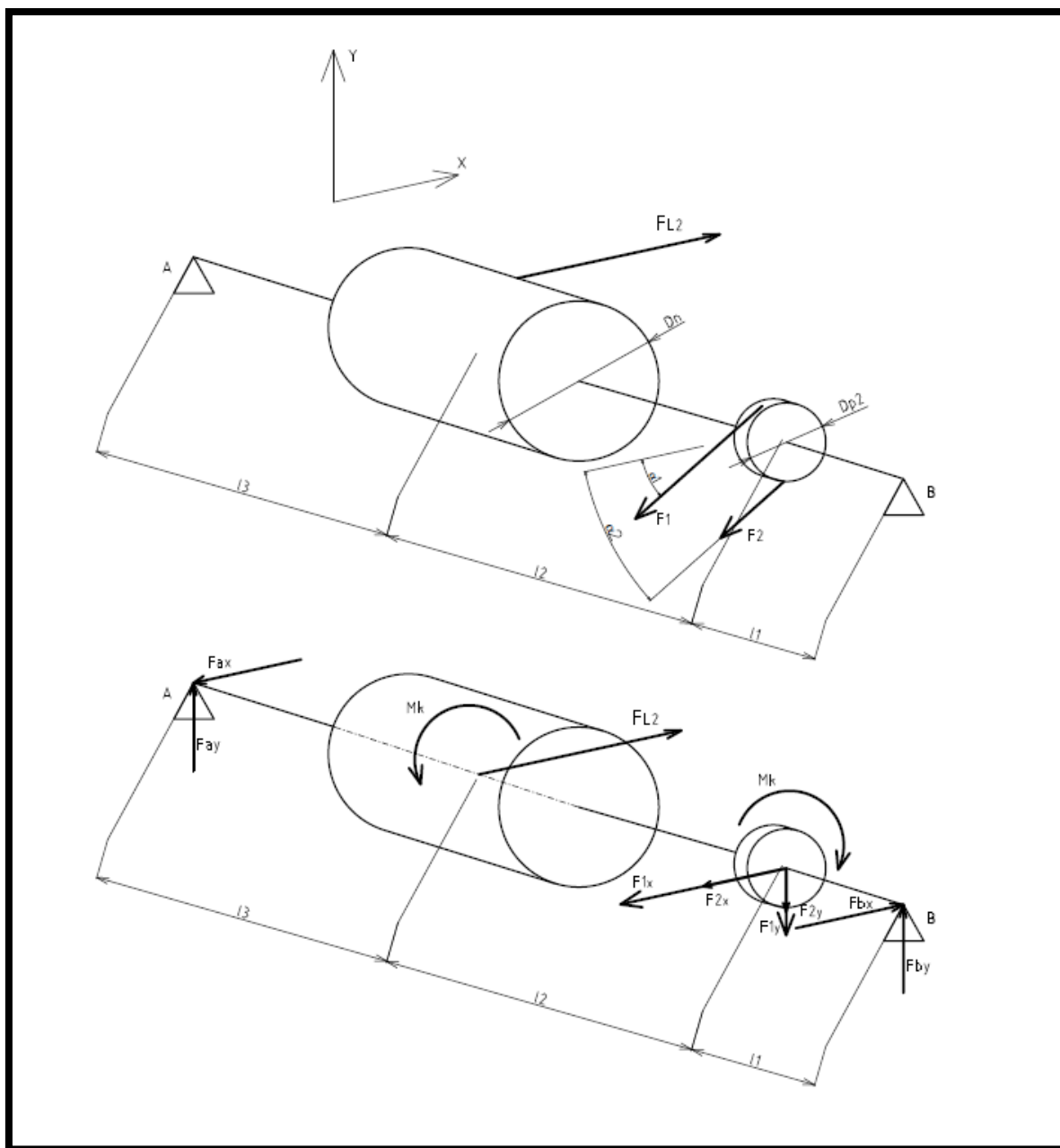
Dynamická únosnost $C = 14 \text{ kN}$
Statická únosnost $C_0 = 7,8 \text{ kN}$

Označení:
Ložisková jednotka SY 30 TF
Těleso SY 505 M
Ložisko YAR 205-2F
Stavěcí šroub M6x0,75
Koncový kryt ECY 205



4.9 REAKCE VE VAZBÁCH NA HŘÍDELI BUBNU

V následujícím určení VVU a pevnostním výpočtu budu uvažovat zjednodušený silový model, kdy síla v laně F_{L2} působí v jednom bodě, jedním směrem. V reálné situaci však mění své působíště i směr.



obr.37 silové schéma na hřídeli bubnu

$$\begin{aligned} F_{L2} &= 1186,25N \\ F_1 &= 1602,32N \\ F_2 &= 35,54N \\ D_n &= 150,00mm \\ D_{p2} &= 113,42mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_1 &= 68,00mm \\ l_2 &= 277,00mm \\ l_3 &= 145,00mm \\ \alpha_1 &= 28,60^\circ \\ \alpha_2 &= 21,3^\circ \end{aligned}$$



$$M_{OAx} = 0: F_L \cdot l_3 - F_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot (l_3 + l_2) - F_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot (l_3 + l_2) + F_{bx} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0 \quad (25)$$

$$\rightarrow F_{bx} = 889,06 \text{ N}$$

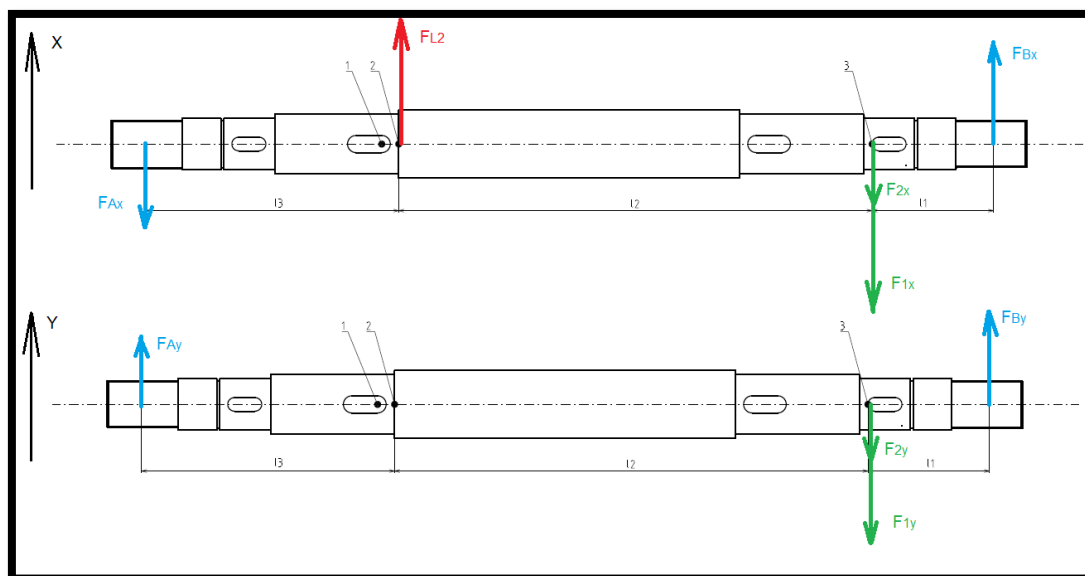
$$M_{OAy} = 0: -F_{1y} \cdot (l_3 + l_2) - F_{2y} \cdot (l_3 + l_2) + F_{by} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0 \quad (26)$$

$$\rightarrow F_{by} = 671,69 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: F_{ax} F_L - F_{ax} - F_{1x} - F_{2x} + F_{bx} = 0 \rightarrow F_{ax} = 635,39 \text{ N} \quad (27)$$

$$\sum F_y = 0: F_{ay} - F_{1y} - F_{2y} + F_{by} = 0 \rightarrow F_{ay} = 108,24 \text{ N} \quad (28)$$

4.10 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY NA HŘÍDELI BUBNU



obr. 38 schéma silového zatížení hřídele

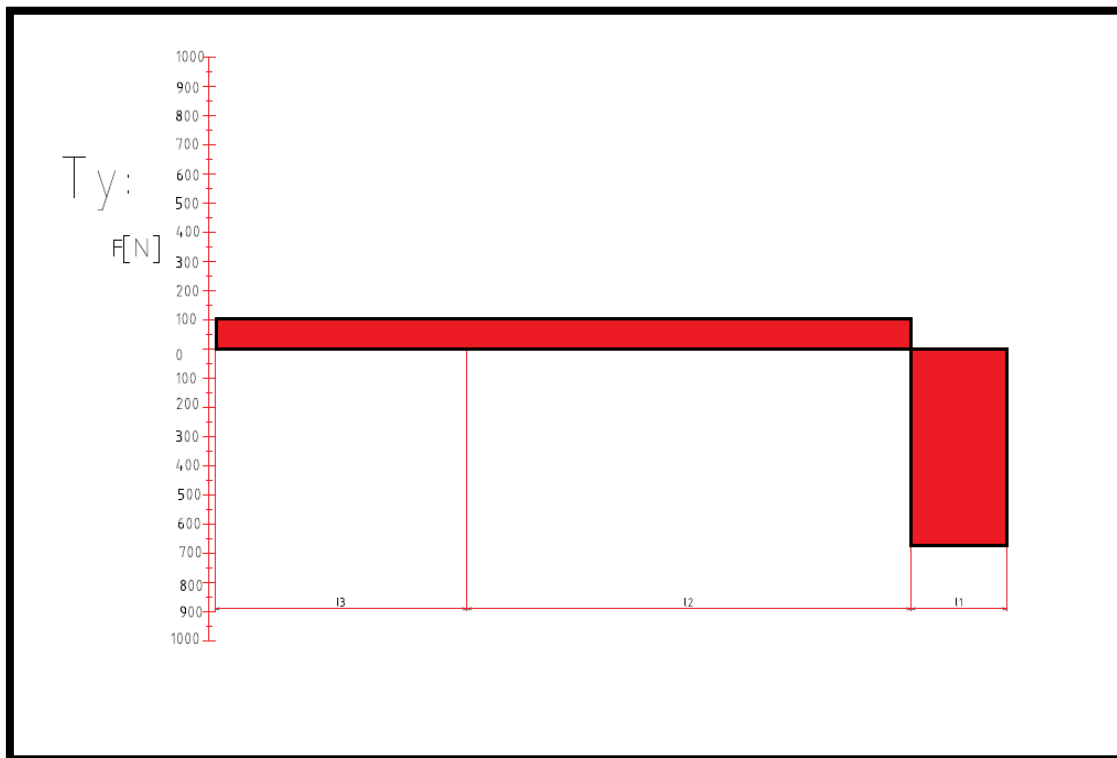
POSOUVAJÍCÍ SÍLA V OSE X



obr. 39 průběh posouvající síly v ose

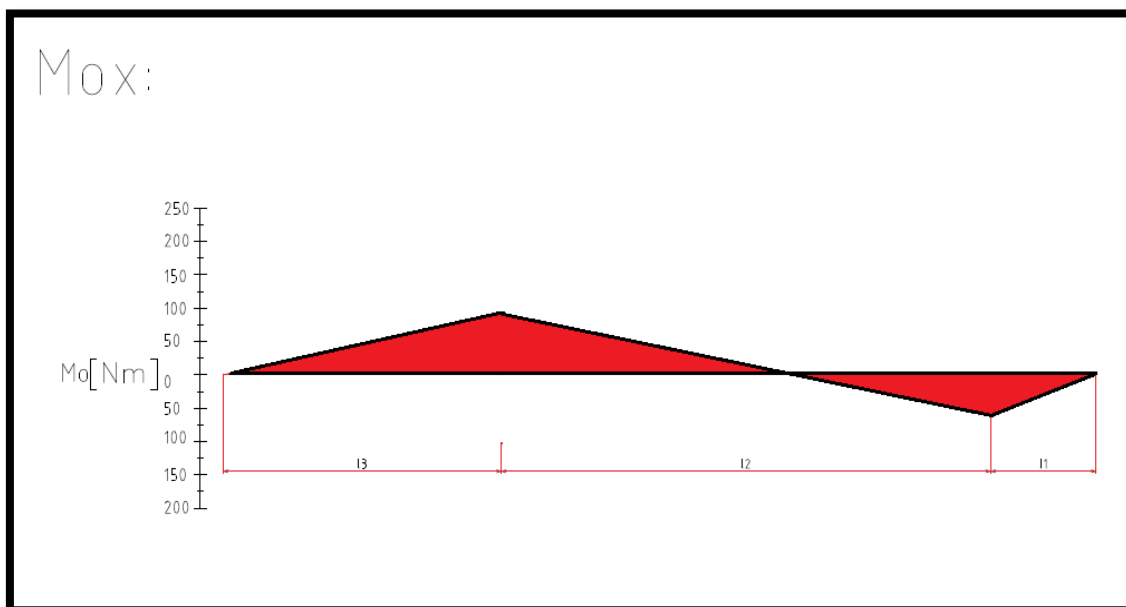


POSOUVAJÍCÍ SÍLA V OSE Y



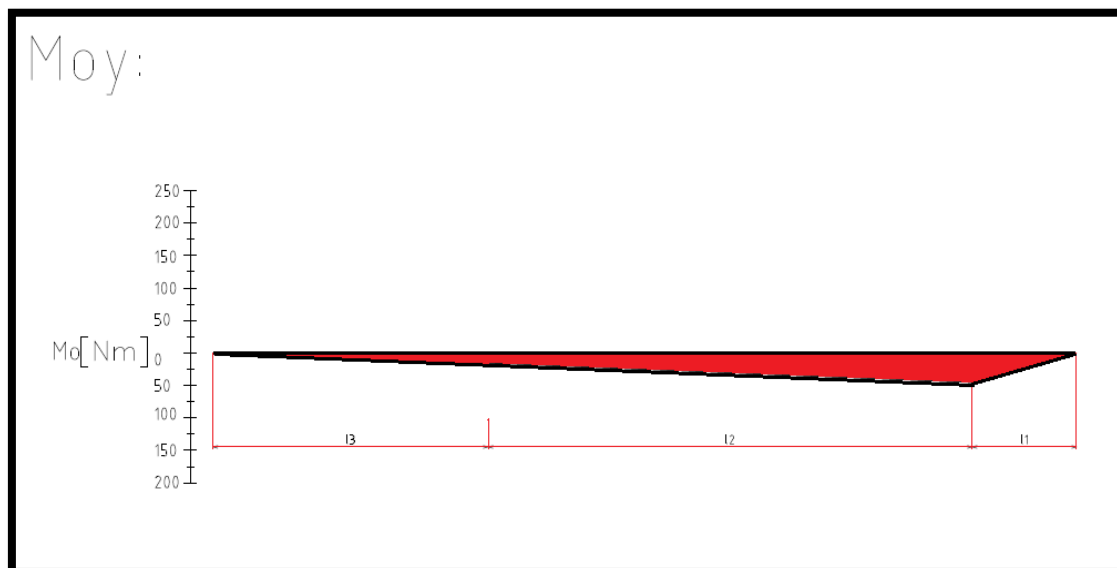
obr.40 průběh posouvající síly v ose y

OHYBOVÝ MOMENT K OSE X



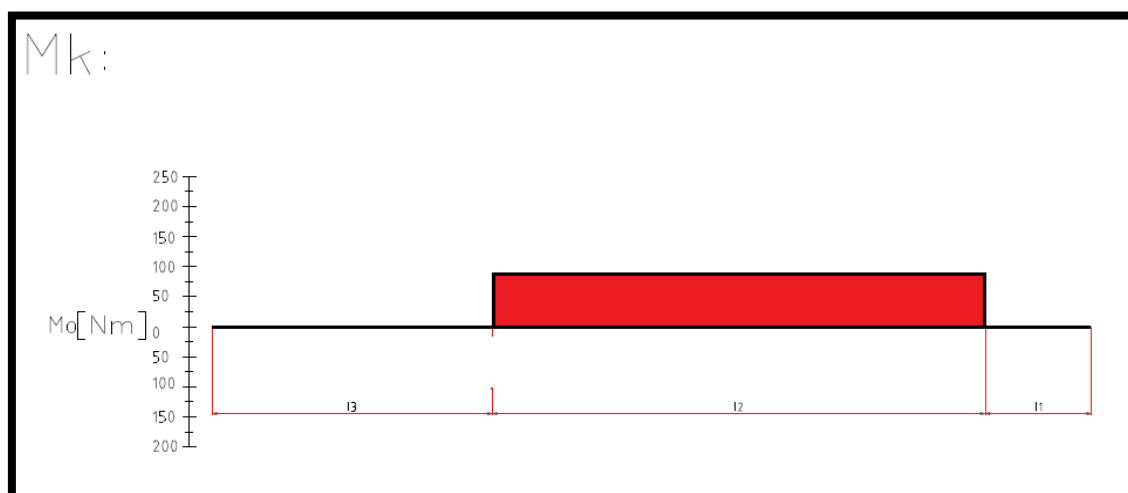
obr.41 průběh ohybového momentu v ose x

OHYBOVÝ MOMENT K OSE Y



obr.42 průběh ohybového momentu v ose y

KROUTÍCÍ MOMENT



obr.42 průběh kroučícího momentu

URČENÍ MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

Maximální ohybový moment dle VVU se nachází v působišti síly F_{L2} .
(pozice 2 na obr. 37)

$$M_{o_{max}} = \sqrt{M_{ox_2}^2 + M_{oy_2}^2} = \sqrt{(F_{ax} \cdot l_3)^2 + (F_{ay} \cdot l_3)^2} = \sqrt{(635,39 \cdot 0,145)^2 + (108,24 \cdot 0,145)^2} = 93,47 \quad (29)$$

Kde:

- F_{ax} x-ová složka reakce ve vazbě A [N]
- F_{ay} y-ová složka reakce ve vazbě A [N]
- l_3 vzdálenost od vazby A k síle F_{L2} [m]



4.11 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE – STATICKÝ [1]

Kontrola vzhledem meznímu stavu pružnosti podle podmínky HMMH v místě největšího ohybového momentu (obr.31 pozice 2) a v nebezpečných místech na pozici 1 a 3, ve kterých se nachází drážky pro pero. (obr.31).

MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY

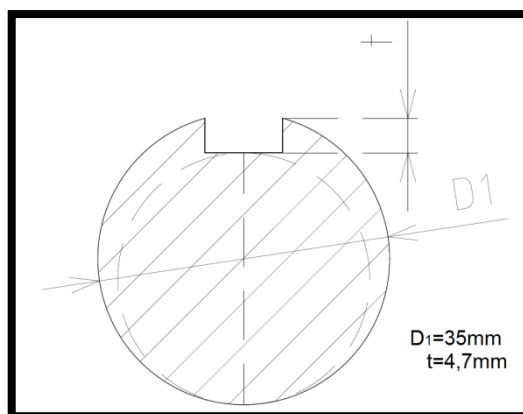
Ocel 11 600

Pevnost v tahu $R_m = 590 \text{ MPa}$

Mez kluzu $R_e = 325 \text{ MPa}$

BEZPEČNOST V MÍSTĚ 1

V tomto místě se nachází perodrážka. Účinný průřez hřídele je v tomto místě zmenšen o hloubku perodrážky.



Obr.43 Průřez hřídele v místě 1

$$\begin{aligned}
 k_1 = \frac{R_e}{\sigma_{red}} &= \frac{R_e}{\sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot (D_1 - t)^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot (D_1 - t)^3}\right)^2}} = \\
 &= \frac{325 \cdot 10^6}{\sqrt{\left(\frac{32 \cdot 90,24}{\pi \cdot (0,035 - 0,0047)^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot 88,97}{\pi \cdot (0,035 - 0,0047)^3}\right)^2}} = 7,47
 \end{aligned} \tag{30}$$

Kde:

R_e mez kluzu pro ocel 11 600 [Pa]

M_{o1} ohybový moment v místě 1 [Nm]

M_{k2} krotící moment na hřídeli bubnu [Nm]

D_1 průměr hřídele v místě 1 [m]

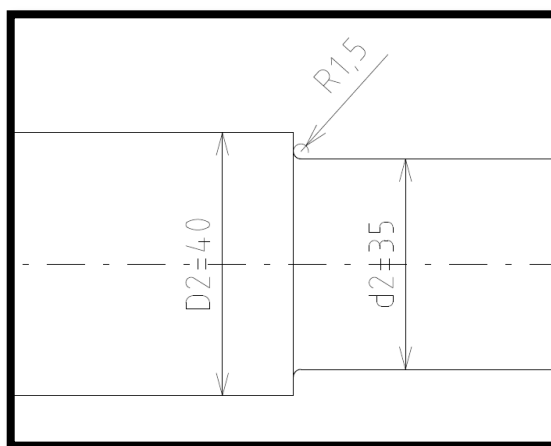
t hloubka drážky pro pero [m]

π Ludolfovo číslo [–]



BEZPEČNOST V MÍSTĚ 2

V tomto místě se na hřídeli nachází osazení, vrub způsobující koncentraci napětí.



Obr.44 osazení v místě 2

$$\begin{aligned}
 k_2 = \frac{R_e}{\sigma_{red}} &= \frac{R_e}{\sqrt{\left(\alpha_\sigma \cdot \frac{32 \cdot M_{o_{max}}}{\pi \cdot d_2^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\alpha_\tau \cdot \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot d_2^3}\right)^2}} \\
 &= \frac{325 \cdot 10^6}{\sqrt{\left(2,2 \cdot \frac{32 \cdot 93,75}{\pi \cdot 0,035^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(1,7 \cdot \frac{16 \cdot 88,97}{\pi \cdot 0,035^3}\right)^2}} = 5,93
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

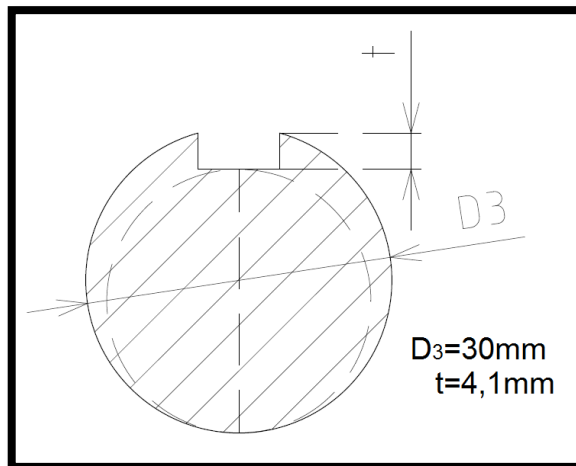
Kde:

- R_e mez kluzu pro ocel 11 600 [Pa]
- $M_{o_{max}}$ maximální ohybový moment [Nm]
- M_{k2} kroutící moment na hřídeli bubny [Nm]
- d_2 menší průměr hřídele v místě 2 [m]
- π Ludolfovo číslo [–]
- α_σ součinitel koncentrace napětí v ohybu. [–]
- α_τ součinitel koncentrace napětí v krutu. [–]



BEZPEČNOST V MÍSTĚ 3

V tomto místě se nachází perodrážka. Účinný průřez hřídele je v tomto místě zmenšen o hloubku perodrážky.



Obr.45 průřez v místě 3

$$k_3 = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\left(\frac{32 \cdot M_{o3}}{\pi \cdot (D_3 - t)^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot (D_3 - t)^3}\right)^2}} = \frac{325 \cdot 10^6}{\sqrt{\left(\frac{32 \cdot 75,77}{\pi \cdot (0,030 - 0,0041)^3}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{16 \cdot 88,97}{\pi \cdot (0,030 - 0,0041)^3}\right)^2}} = 5,12 \quad (32)$$

Kde:

R_e mez kluzu pro ocel 11 600 [Pa]

M_{o3} ohybový moment v místě 3 [Nm]

M_{k2} kroučící moment na hřídeli bubnu [Nm]

D_3 průměr hřídele v místě 3 [m]

t hloubka drážky pro pero [m]

π Ludolfovo číslo [-]



4.12 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE – DYNAMICKÝ [1]

4.12.1 v MÍSTĚ 1

MEZ ÚNAVY VZORKU

$$\sigma_{CO} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 590 = 297,36 \text{ MPa} \quad (33)$$

Kde:

σ_{CO} mez únavy vzorku [MPa]

R_m mez pevnosti v tahu pro ocel 11 600 [MPa]

SOUČINITEL POVRCHU

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

Obr.46 součinitel povrchu [1]

$$k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 370^{-0.265} = 0,94 \text{ MPa} \quad (34)$$

Kde:

R_m mez pevnosti v tahu pro ocel 11 600 [MPa]

SOUČINITEL VELIKOSTI

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Obr.47 součinitel velikosti [1]

$$k_{b1} = 1,24 \cdot (D_1 - t)^{-0.107} = 1,24 \cdot 30,3^{-0.107} = 0,86 \text{ mm} \quad (35)$$

Kde:

D_1 průměr hřídele v místě 1 [mm]

t hloubka drážky pro pero [mm]

SOUČINITEL ZATÍŽENÍ

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{19} \end{cases}$$

Obr.48 součinitel zatížení [1]

$$k_c = 1 \quad (36)$$



SOUČINITEL TEPLoty

Temperature, °C	S_T/S_{RT}
20	1.000
50	1.010
100	1.020
150	1.025
200	1.020
250	1.000

$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$

Obr.49 součinitel teploty [1]

$$k_d = 1$$

(37)

SOUČINITEL SPOLEHLIVOSTI

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_a
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Obr.50 součinitel spolehlivosti [1]

$$k_e = 0,897$$

(38)

MEZ ÚNAVY REÁLNÉ SOUČÁSTI

$$\sigma_{c1} = k_a \cdot k_{b1} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{co} = 0,94 \cdot 0,86 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 297,36 = 215,63 \text{ MPa}$$

(39)

AMPLITUDA NAPĚTÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\sigma_{a1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot (D_1 - t)^3} = \frac{32 \cdot 90,24}{\pi \cdot 0,0303^3} = 33,05 \text{ MPa}$$

(40)

Kde:

 M_{o1} ohybový moment v místě 1 [Nm] D_1 průměr hřídele v místě 1 [m] t hloubka drážky pro pero [m] π Ludolfovo číslo [–]

SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD KROUTÍCÍHO MOMENTU

$$\tau_{k1} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot (D_1 - t)^3} = \frac{16 \cdot 88,97}{\pi \cdot 0,0303^3} = 16,29 \text{ MPa}$$

(41)

Kde:

 M_{k2} kroučící moment na hřídeli bubnu [Nm] D_1 průměr hřídele v místě 1 [m] t hloubka drážky pro pero [m] π Ludolfovo číslo [–]

**BEZPEČNOST V OHYBU**

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{C1}}{\sigma_{a1}} = \frac{215,63}{33,05} = 6,52 \quad (42)$$

Kde:

 σ_{C1} mez únavy reálné součásti v místě 1 [MPa] σ_{a1} amplituda napětí od ohybového momentu v místě 1 [MPa]**BEZPEČNOST V KRUTU**

$$k_{\tau 1} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{k1}} = \frac{0,577 \cdot 325}{16,29} = 11,51 \quad (43)$$

Kde:

 R_e mez kluzu pro ocel 11 600 [MPa] τ_{k1} smykové napětí od kroutícího momentu v místě 1 [MPa]**CELKOVÁ BEZPEČNOST**

$$k_{C1} = \frac{k_{\sigma 1} \cdot k_{\tau 1}}{\sqrt{k_{\sigma 1}^2 + k_{\tau 1}^2}} = \frac{6,52 \cdot 11,51}{\sqrt{6,52^2 + 11,51^2}} = 5,67 \quad (44)$$

Kde:

 $k_{\sigma 1}$ bezpečnost v ohybu v místě 1 [–] $k_{\tau 1}$ bezpečnost v krutu v místě 1 [–]**4.12.2 v MÍSTĚ 2**

Součinitelé určující hodnotu meze únavy reálné součásti budou stejné jak pro místo 1 s výjimkou součinitele velikosti k_b . V místě 2 se nachází vrub.

SOUČINITEL VELIKOSTI

$$k_{b2} = 1,24 \cdot (d_2)^{-0,107} = 1,24 \cdot 30^{-0,107} = 0,86 \text{ mm} \quad (45)$$

Kde:

 d_2 menší průměr hřídele v místě 2 [mm]**HEYWOODŮV PARAMETR**

Notch Type	$\sqrt{a}(\sqrt{\text{in}})$, S_{uf} in kpsi	$\sqrt{a}(\sqrt{\text{mm}})$, S_{uf} in MPa	Coefficient of Variation C_{Kf}
Transverse hole	$5/S_{uf}$	$174/S_{uf}$	0.10
Shoulder	$4/S_{uf}$	$139/S_{uf}$	0.11
Groove	$3/S_{uf}$	$104/S_{uf}$	0.15

Obr. 51 Heywoodův parametr [1]

$$\sqrt{a} = \frac{139}{R_m} = 0,38 \frac{1}{\text{MPa}} \quad (46)$$



SOUČIONITEL VRUBU β

$$\beta = \frac{\alpha_{\sigma}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{\sigma} - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_{\sigma} \cdot \sqrt{r_2}}} = \frac{2,2}{1 + \frac{2 \cdot (2,2 - 1) \cdot 0,38}{2,2 \cdot \sqrt{1,5}}} = 1,64 \quad (47)$$

Kde:

α_{σ} součinitel koncentrace napětí v ohybu. [–]

\sqrt{a} Heywoodův parametr [$\frac{1}{\text{MPa}}$]

r_2 poloměr zaoblení v místě 2 [mm]

MEZ ÚNAVY REÁLNÉ SOUČÁSTI

$$\sigma_{C2} = k_a \cdot k_{b2} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 0,94 \cdot 0,86 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 297,36 = 215,63 \text{ MPa} \quad (48)$$

AMPLITUDA NAPĚTÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\sigma_{a2} = \beta \cdot \frac{32 \cdot M_{o\max}}{\pi \cdot (d_2)^3} = 1,64 \cdot \frac{32 \cdot 93,47}{\pi \cdot 0,035^3} = 36,44 \text{ MPa} \quad (49)$$

Kde:

$M_{o\max}$ maximální ohybový moment [Nm]

d_2 menší průměr hřídele v místě 2 [m]

π Ludolfovo číslo [–]

β součinitel vrubu [–]

SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD KROUTÍCIHO MOMENTU

$$\tau_{k2} = \alpha_{\tau} \cdot \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot (d_2)^3} = 1,64 \cdot \frac{16 \cdot 88,97}{\pi \cdot 0,035^3} = 17,34 \text{ MPa} \quad (50)$$

Kde:

M_{k2} kroučící moment na hřídeli bubnu [Nm]

d_2 menší průměr hřídele v místě 2 [m]

π Ludolfovo číslo [–]

α_{τ} součinitel koncentrace napětí v krutu. [–]

BEZPEČNOST V OHYBU

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{C2}}{\sigma_{a2}} = \frac{215,63}{36,44} = 5,92 \quad (51)$$

Kde:

σ_{C2} mez únavy reálné součásti v místě 2 [MPa]

σ_{a2} amplituda napětí od ohybového momentu v místě 2 [MPa]

BEZPEČNOST V KRUTU

$$k_{\tau 2} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{k2}} = \frac{0,577 \cdot 325}{17,34} = 10,81 \quad (52)$$

Kde:

R_e mez kluzu pro ocel 11 373 [MPa]

τ_{k2} smykové napětí od kroučícího momentu v místě 2 [MPa]

**CELKOVÁ BEZPEČNOST**

$$k_{C2} = \frac{k_{\sigma 2} \cdot k_{\tau 2}}{\sqrt{k_{\sigma 2}^2 + k_{\tau 2}^2}} = \frac{5,92 \cdot 10,81}{\sqrt{5,92^2 + 10,81^2}} = 5,19 \quad (53)$$

Kde:

 $k_{\sigma 2}$ bezpečnost v ohybu v místě 2[-] $k_{\tau 2}$ bezpečnost v krutu v místě 2[-]**4.12.3 v MÍSTĚ 3**

Součinitelé určující hodnotu meze únavy reálné součásti budou stejné jak pro místo 1 s výjimkou součinitele velikosti k_b .

SOUČINITEL VELIKOSTI

$$k_{b2} = 1,24 \cdot (D_3 - t)^{-0,107} = 1,24 \cdot (30 - 4,1)^{-0,107} = 0,87 \text{ mm} \quad (54)$$

Kde:

 D_3 průměr hřídele v místě 3 [mm] t hloubka drážky pro pero [mm]**MEZ ÚNAVY REÁLNÉ SOUČÁSTI**

$$\sigma_{C3} = k_a \cdot k_{b3} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 0,94 \cdot 0,87 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,897 \cdot 297,36 = 218,13 \text{ MPa} \quad (55)$$

AMPLITUDA NAPĚTÍ OD OHYBOVÉHO MOMENTU

$$\sigma_{a3} = \frac{32 \cdot M_{o3}}{\pi \cdot (D_3 - t)^3} = \frac{32 \cdot 75,77}{\pi \cdot (0,030 - 0,0041)^3} = 44,44 \text{ MPa} \quad (56)$$

Kde:

 M_{o3} ohybový moment v místě 3 [Nm] D_3 průměr hřídele v místě 3 [m] t hloubka drážky pro pero [m] π Ludolfovo číslo [-]**SMYKOVÉ NAPĚTÍ OD KROUTÍCÍHO MOMENTU**

$$\tau_{k3} = \frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot (D_3 - t)^3} = \frac{16 \cdot 88,97}{\pi \cdot (0,030 - 0,0041)^3} = 26,09 \text{ MPa} \quad (57)$$

Kde:

 M_{k2} kroutící moment na hřídeli bubnu [Nm] D_3 průměr hřídele v místě 3 [m] t hloubka drážky pro pero [m] π Ludolfovo číslo [-]**BEZPEČNOST V OHYBU**

$$k_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{C3}}{\sigma_{a3}} = \frac{218,13}{44,44} = 4,91 \quad (58)$$

Kde:

 σ_{C3} mez únavy reálné součásti v místě 3 [MPa] σ_{a3} amplituda napětí od ohybového momentu v místě 3 [MPa]

**BEZPEČNOST V KRUTU**

$$k_{\tau 3} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_{k3}} = \frac{0,577 \cdot 250}{26,09} = 7,19 \quad (59)$$

Kde:

 R_e mez kluzu pro ocel 11 373 [MPa] τ_{k3} smykové napětí od kroutícího momentu v místě 3 [MPa]**CELKOVÁ BEZPEČNOST**

$$k_{C2} = \frac{k_{\sigma 3} \cdot k_{\tau 3}}{\sqrt{k_{\sigma 3}^2 + k_{\tau 3}^2}} = \frac{4,91 \cdot 7,19}{\sqrt{4,91^2 + 7,19^2}} = 4,06 \quad (66)$$

Kde:

 $k_{\sigma 3}$ bezpečnost v ohybu v místě 3 [–] $k_{\tau 3}$ bezpečnost v krutu v místě 3 [–]**4.13 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK [1]**

Ložiska jsou zatěžována radiálními silami.

LOŽISKO VE VAZBĚ A

$$L_{10A} = \left(\frac{C}{\sqrt{F_{ax}^2 + F_{ay}^2}} \right)^{a_L} \cdot \left(\frac{10^6}{n_{bs}} \right) = \left(\frac{14000}{\sqrt{635,39^2 + 108,24^2}} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{3600 \cdot 23,82} \right) = 119506h \quad (60)$$

Kde:

 L_{10A} základní trvanlivost ložiska ve vazbě A [h] C základní dynamická únosnost ložiska [Nm] F_{ax} x-ová složka reakce ve vazbě A [N] F_{ay} y-ová složka reakce ve vazbě A [N] n_{bs} skutečné maximální navíjecí otáčky bubnu [s^{-1}] a_L exponent pro bodový styk-kuličkové ložisko [–]**LOŽISKO VE VAZBĚ B**

$$L_{10B} = \left(\frac{C}{\sqrt{F_{bx}^2 + F_{by}^2}} \right)^{a_L} \cdot \left(\frac{10^6}{n_b} \right) = \left(\frac{14000}{\sqrt{889,06^2 + 766,33^2}} \right)^3 \cdot \left(\frac{10^6}{3600 \cdot 23,82} \right) = 19788h \quad (61)$$

Kde:

 L_{10B} základní trvanlivost ložiska ve vazbě B [h] C základní dynamická únosnost ložiska [Nm] F_{bx} x-ová složka reakce ve vazbě B [N] F_{by} y-ová složka reakce ve vazbě B [N] n_b maximální navíjecí otáčky bubnu [s^{-1}] a_L exponent pro bodový styk-kuličkové ložisko [–]

Uvažuji, že navíják bude využíván především v letních měsících, období květen-září, 20 hodin týdně. Při tomto využívání vydrží ložiska cca 40let. Ve výpočtu počítám s největšími reakcemi a to od síly F_{L2} , která působí při rozjezdu. Za jízdy už však působí menší síla v laně než F_{L2} . Reálná trvanlivost ložisek bude tedy větší.



4.14 KONTROLNÍ VÝPOČET PERA POD OZUBENÝM KOLEM [1]

ROZMĚRY PERA

Délka pera 20mm
 Šířka pera 8mm
 Výška pera 7mm
 Materiál pera ocel 11 600
 Hloubka drážky v hřídeli 4,1mm
 Hloubka drážky v náboj 2,9 mm
 Dovolенý tlak $p_D = 120\text{MPa}$

MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY OCELI 11 600

Mez pevnosti v tahu $R_m = 590\text{MPa}$
 Mez kluzu ve smyku $R_{se} = 160\text{MPa}$

KONTROLA PERA NA SMYK

$$\tau_D = \frac{R_{se}}{k} = \frac{160}{1,5} = 106,66\text{MPa} \quad (62)$$

$$F_p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{D_3} = \frac{2 \cdot 88,97}{0,030} = 5931,33\text{N} \quad (63)$$

$$\tau_p = \frac{F_p}{l \cdot b} = \frac{5931,33}{0,02 \cdot 0,008} = 3,71\text{MPa} \quad (64)$$

$$\tau_p < \tau_D$$

Kde:

τ_D dovolené smykové napětí v peru [MPa]
 τ_p smykové napětí působící na pero [MPa]
 F_p posouvající síla působící na pero [N]
 M_{k2} kroutící moment na hřídeli bubnu [Nm]
 D_3 průměr hřídele v místě 3 [N]
 l délka pera [m]
 b šířka pera [m]

KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

$$p_h = \frac{F_p}{l \cdot t} = \frac{5931,33}{0,02 \cdot 0,0041} = 72,33\text{MPa} < 120\text{MPa} \quad (65)$$

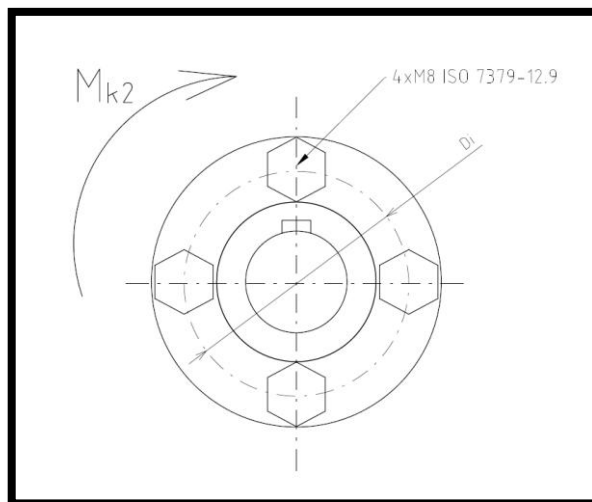
$$p_n = \frac{F_p}{l \cdot t_1} = \frac{5931,33}{0,02 \cdot 0,0029} = 102,26\text{MPa} < 120\text{MPa} \quad (66)$$

Kde:

p_h tlak mezi perem a hřídelem [MPa]
 p_n tlak mezi perem a nábojem [MPa]
 F_p posouvající síla působící na pero [N]
 l délka pera [m]
 t hloubka drážky v hřídeli [m]
 t_1 hloubka drážky v náboji [m]



4.15 KONTROLNÍ VÝPOČET PŘÍRUBOVÉHO SPOJE [1]



Obr. 52 přírubový spoj

POSOUVAJÍCÍ SÍLA NA ŠROUBU

$$F_i = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{D_i}}{i_\xi} = \frac{\frac{2 \cdot 88,97}{0,07}}{4} = 635,50 \text{ N} \quad (67)$$

Kde:

- F_i posouvající síla působící na jeden šroub [N]
- M_{k2} kroučící moment na hřídeli bubnu [Nm]
- D_i průměr roztečné kružnice šroubů [m]
- i_ξ počet šroubů [–]

PEVNOSTNÍ CHARAKTERISTIKY ŠROUBU

Třída pevnosti 12.9

Mez pevnosti v tahu $R_m = 1200 \text{ MPa}$

Mez kluzu $R_e = 1080 \text{ MPa}$

Mez kluzu ve smyku $R_{se} = 648 \text{ MPa}$

SMYKOVÉ NAPĚTÍ VE ŠROUBU

$$\tau_i = \frac{F_i}{S_i} = \frac{635,50}{\pi \cdot 0,010^2} = 2,02 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$\tau_i < R_{se}$$

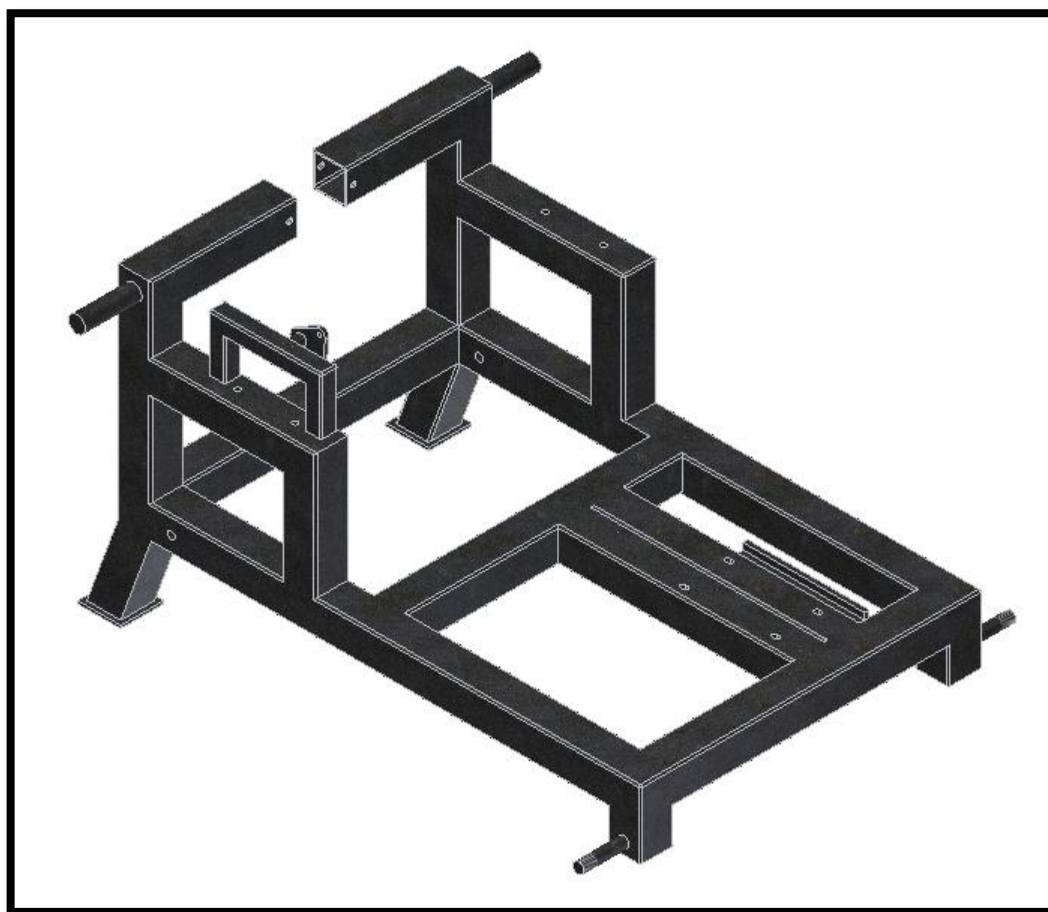
Kde:

- τ_i smykové napětí ve šroubu
- F_i posouvající síla působící na jeden šroub [N]
- S_i plocha průřezu šroubu [m^2]
- π Ludolfovo číslo [–]



4.16 RÁM

Hlavní konstrukci rámu navijáku tvoří svařenec ze čtvercového jeklu 60x60 o tloušťce 5 mm. Svařování je provedeno elektrickým obloukem obalenou elektrodou. V přední části rámu jsou vyvrtány dva páry děr o průměru 14H13 pro uchycení ložiskových jednotek. Na čele rámu je pak vyvrtána dvojice děr, o průměru 10H13 k přišroubování vedení lana. Dále jsou v přední části po stranách základny rámu vyvrtány dva otvory o průměru 14H13 pro přišroubování závěsných matic s okem. Ty zde slouží pro ukotvení navijáku k zemi a získání větší stability při navíjení. V zadní části na podélných nosnících rámu jsou vyvrtány čtyři centrovací otvory o průměru 8,5H13 a délce 40 mm pro uchycení motoru. Centrovací oválné otvory umožní napínání řetězu při montáži. Na levém nosníku mototru je na straně navařený centrovací doraz obrobený z ploché tyče 75x20, který zajistí aby při montáži nedošlo k nežádoucímu natočení motoru. V přední, levé části rámu je navařený můstek z jeklu 30x30x3, ke kterému je přivařena konzole z plechu o tloušťce 7mm k uchycení třmenu brzdy. V přední části jsou dále navařena madla z tyče o průměru 20mm k usnadnění manipulace s navijákem. V zadní spodní části jsou přivařeny dvě násady na kolečka, obrobené z tyče o průměru 25mm. Obrobení násady spočívá v osoustružení uložení pro ložiska o průměru 20mm a vyřezáním závitů pro matici M20 na konci násady k zajištění kolečka. Celý rám je opatřen ochranným, korozivzdorným nátěrem.

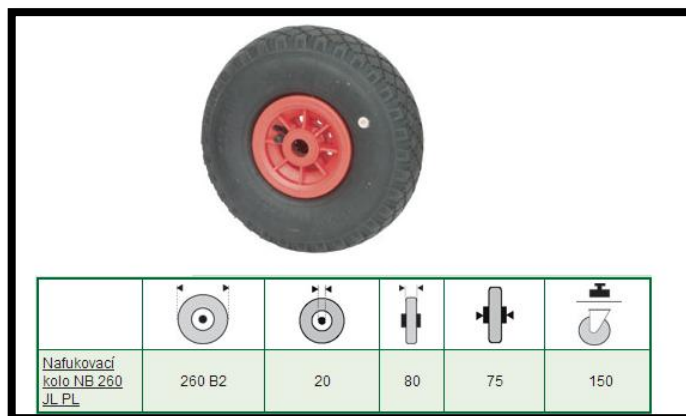


Obr. 53 Rám navijáku



4.16.1 VOLBA KOLEČEK

Volím nafukovací kolečka na plastovém neděleném disku od firmy MONTAKO, označení kola NB 260JLPL.



Obr.54

4.16.2 VOLBA VEDENÍ LANA

Volím válečkové vedení lana od výrobce DRAGONWINCH.
Rozměry vedení:

Délka	130mm
Výška	90mm
Šířka	50mm
Rozteč děr pro upeňovací šrouby	110mm

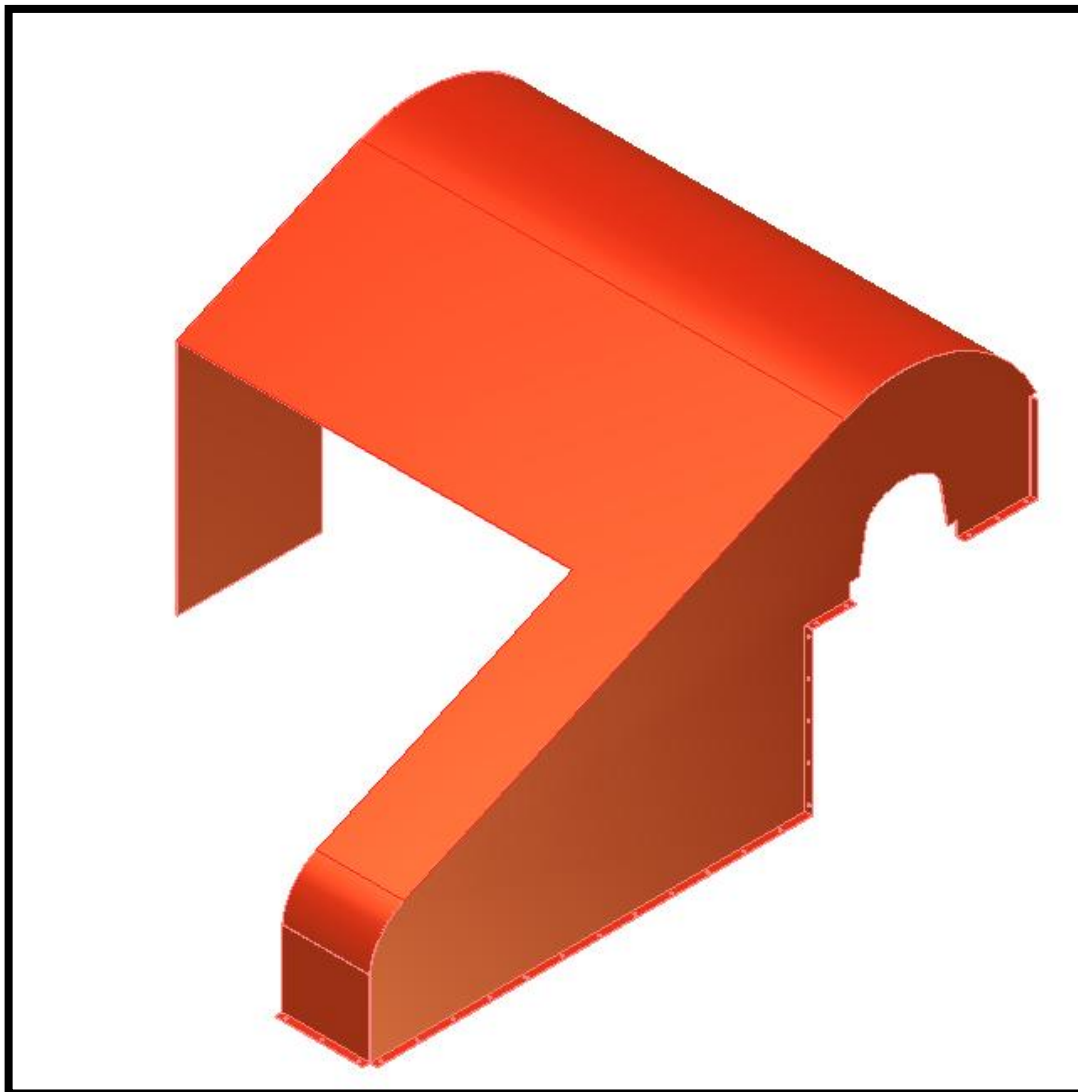


Obr.55



4.17 OCHRANNÝ KRYT

Ochranný kryt je navržen z plechu tloušťky 1mm ČSN 42 5301.21- 11 373.1 . Je tvořen dvěma boky a rádiusově ohnutým vrchem. Části krytu jsou spojeny bodovým svařováním. Po obvodu spodní hrany krytu je ohnutá obruba s otvory o průměru 4,5 k přišroubování krytu na rám. Celý kryt je opatřen ochranným nátěrem.



Obr.56 ochranný kryt navijáku



5 ZÁVĚR

V této práci byl navržen naviják na wakeboarding o maximální tažné rychlosti 11m/s a tažné délce 200 metrů s plným rozsahem využití jak pro starty ze břehu či mělké vody, tak pro starty z hluboké vody. Po srovnání parametrů sériově vyráběných modelů navijáků jsem jako pohonnou jednotku zvolil spalovací motor Subaru Robin EX21 o výkonu 5,1kW. Buben tvoří navijecí klec svařená ze dvou disků z plechu o tloušťce 5 mm a šesti žeber z bezešvé trubky o průměru 25mm a tloušťce stěny 5mm. Tato navijecí klec je nasazena na hlavním hřídeli bubnu obrobené z tyče průměru 42mm. Hlavní hřídel je uložen ve dvou ložiskových jednotkách od výrobce SKF označení SY 25 TF, které jsou přišroubovány k rámu bubnu. Přenos kroutícího momentu je realizován řetězovým převodem s proměným převodovým poměrem díky variátoru. Řetěz s označení 08-B1. Pohonnou jednotku převodu tvoří řemenový variátor od výrobce GTC Industries o celkovém převodovém poměru 2,98. Poháněnou jednotkou je ozubené kolo s nábojem od výrobce SKF o počtu zubů $z_2=28$. Jako tažný prvek jsem zvolil lano od výrobce LIROS model Reggata o průměru 3mm a délce 200 metrů, jedná se o lano určené pro vodní sporty s minimálním průtahem a dobrou odolností proti oděru a vodě. Tělo navijáku tvoří rám svařený z čtvercového jeklu o délce hrany 60mm a tloušťce stěny 5mm. Motor je na rámu podložený elastickou tlumící dekou o tloušťce 6mm pro tlumení hluku a vibrací.

Hlavní hřídel byl výpočtově zkontrolován v nebezpečných místech vzhledem k meznímu stavu pružnosti podle podmínky HMH a k meznímu stavu únavové pevnosti. Nejnižší hodnota bezpečnosti je 4,06 k meznímu stavu únavové pevnosti v místě s perodrážkou pod ozubeným kolem. Dále jsem provedl kontrolní výpočet trvanlivosti ložisek, pera pod ozubeným kolem na otláčení a výpočet lícovacích šroubů přírubového spoje klece bubnu na smyk. Všechny bezpečnosti s výsledkem větším než 1.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, Ch.R.; BUDYNAS, R.G.: *Konstruování strojních součástí*. Vyd.1. Brno: VUTIUM 2010. 1159s. ISBN-978-80-214-2629-0
- [2] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel.: *Strojnické tabulky*. Vyd.4, Úvaly: ALBRA, 2008. 914s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [3] KALÁB, Květoslav.: *Návrh a výpočet řetězového převodu*. Vysokoškolská příručka VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008.
- [4] SHIMANO.: *Návod montáže hydraulické brzdy* [online]. [cit.2014-5-6]. Dostupné z WWW: <http://www.majnek.cz/text/navody/N%C3%81VODY%20hydraulick%C3%A9%20brzdy/Montaz%20Hydraulka%20Di1%20CZ%20Shimano.pdf>
- [5] AMI CZ.: *Subaru EX horizontální motory* [online]. [cit.2014-5-6]. Dostupné z WWW: http://www.amicz.cz/upload/files/SUBARU_motory/EX/SUBARU_EX_motory.pdf
- [6] RIDICULOUS WINCHES.: *Katalog produktů navijáků* [online]. [cit.2014-5-6]. Dostupné z WWW: <http://www.ridiculouswinches.com/machines.html>
- [7] PHOENIX WINCHES.: *Katalog produktů navijáků* [online]. [cit.2014-5-6]. Dostupné z WWW: http://www.phoenixwinch.com/?page_id=176
- [8] NEVERRIDE.: *Naviják NR.1* [online]. [cit.2014-5-6]. Dostupné z WWW: <http://www.neverride.cz/nrone.php>
- [9] WRAGE WINCHES.: *Naviják wrage-winch* [online]. [cit.2014-5-7]. Dostupné z WWW: http://www.wragewinches.com/the_winch.php
- [10] BEACH WINCHES.: *Postav si svůj vlastní wakenaviják* [Online]. [cit.2014-5-6]. Dostupné z WWW: <http://www.beachwinches.com>
- [11] INSTRUCTABLES.: *Postav si svůj vlastní wakenaviják* [Online]. [cit.2014-5-6]. Dostupné z WWW: <http://www.instructables.com>
- [12] GTC INDUSTRIES.: *Řemenový variátor GTC TC2 serie 30 1002* [Online]. [cit.2014-5-6]. Dostupné z WWW: <http://gtcmanufacturing.com/tc2installation>.
- [13] VAMBERK.: *Katalog řetězů Vamberk* [Online]. [cit.2014-5-7]. Dostupné z WWW: <http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/Katalog.pdf>
- [14] SKF.: *Stojaté ložiskové jednotky Y s litinovým tělesem* [Online]. [cit.2014-5-7]. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/cast-housing-grub-screw-locking/index.html?prodid=211101025&imperial=false>



- [15] MONTAKO.: *Nafukovací kola s plastovým diskem*[Online].[cit.2014-5-7]. Dostupné z WWW: <http://www.montako.cz/kategorie/kola-nafukovaci-s-plastovym-diskem.aspx>
- [16] DRAGON WINCH.: *Rolnak navijákům DWM 2000-2500 ST* [Online].[cit.2014-5-7]. Dostupné z WWW: <http://www.dragonwinch.cz/prislusenstvi/rolny-pruvlaky/rolna-2000-2500-st/>
- [17] SESITEC.: *Sesitec vlek 2.0 systém*[Online].[cit.2014-5-8]. Dostupné z WWW: <http://www.sesitec.com/englisch/system-20/system-20.html>
- [18] MASTERCRAFT.: *Speciální čluny pro wakeboarding*[Online].[cit.2014-5-8]. Dostupné z WWW: <http://www.mastercraft.cz/modelova-rada-mastercraft-x/x-55/>
- [19] COMET.: *Manuál k variátoru TAV2-30*[Online].[cit.2014-5-8]. Dostupné z WWW: http://www.bmikarts.com/PDF/Comet_TAV2_Torque_Converter.pdf
- [20] WAKESKATES.: *Naviják CzMonstrum 6.5HP*[Online].[cit.2014-5-8]. Dostupné z WWW: <http://www.wakeskates.cz/W/?product=navijak-czmonstrum>
- [21] AVARYACHT.: *Lana pro vodní sporty, lano Liros Regatta*[Online].[cit.2014-5-8]. Dostupné z WWW: <http://www.avaryacht.cz/liros-regatta-2000-blue.p.aspx>
- [22] PRAGOELAST.: *Elastické tlumicí desky, GR850FS* [Online].[cit.2014-5-21]. Dostupné z WWW: <http://www.pragoelast.cz/produkty-elasticke-tlumici-desky-detail-12>
- [23] KUTIL.EU.: *Spojovací materiál a kotevní technika, Matice závěsná s okem DIN 582* [Online].[cit.2014-5-22]. Dostupné z WWW: <http://www.kutil.eu/cs/eshop/spojovaci-material-a-kotevni-technika/srouby/srouby-s-okem-hakem/matice-zavesna-s-okem-zn-din-582.html>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

α_{σ}	[-]	součinitel koncentrace napětí v ohybu
α_{τ}	[-]	součinitel koncentrace napětí v krutu
α_1	[°]	úhel naklonění horní větve řetězu
α_2	[°]	úhel naklonění dolní větve řetězu
β	[-]	součinitel vrubu
σ_{a1}	[MPa]	amplituda napětí v místě 1
σ_{a2}	[MPa]	amplituda napětí v místě 2
σ_{a3}	[MPa]	amplituda napětí v místě 3
σ_{C1}	[MPa]	mez únavy reálné součásti v místě 1
σ_{C2}	[MPa]	mez únavy reálné součásti v místě 2
σ_{C3}	[MPa]	mez únavy reálné součásti v místě 3
σ_{CO}	[MPa]	mez únavy
π	[-]	Ludolfovo číslo
τ_i	[MPa]	smykové napětí ve šroubu
τ_p	[MPa]	smykové napětí působící na pero
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí v peru
τ_{k1}	[MPa]	smykové napětí od kroutícího momentu
a	[m]	osová vzdálenost řetězového převodu
b	[mm]	šířka pera
C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C_o	[kN]	statická únosnost ložiska
d_2	[mm]	menší průměr hřídele v místě 2
D_1	[mm]	průměr hřídele v místě 1
D_2	[mm]	větší průměr hřídele v místě 2
D_3	[mm]	průměr hřídele v místě 3
D_i	[mm]	průměr roztečné kružnice šroubů
D_{max}	[mm]	největší průměr bubnu
D_n	[mm]	navíjecí průměr bubnu



D_{p1}	[mm]	roztečný průměr hnacího ozubení
D_{p2}	[mm]	roztečný průměr hnaného ozubení
f	[-]	součinitel tření
ΣF_x	[-]	suma sil v ose x
ΣF_y	[N]	suma sil v ose y
F	[-]	součinitel poměru
F_1	[N]	síla v napjaté části řetězu
F_{1x}	[N]	x-ová složka síly F_1
F_{1y}	[N]	y-ová složka síly F_1
F_2	[N]	síla v ochablé části řetězu
F_{2x}	[N]	x-ová složka síly F_2
F_{2y}	[N]	y-ová složka síly F_2
F_{ax}	[N]	x-ová složka reakce ve vazbě A
F_{ay}	[N]	y-ová složka reakce ve vazbě A
F_{bx}	[N]	x-ová složka reakce ve vazbě B
F_{by}	[N]	y-ová složka reakce ve vazbě B
F_c	[N]	tahová síla v řetězu, způsobená odstředivou silou
F_G	[N]	tíhová síla
F_i	[N]	posouvající síla působící na šroub
F_{L2}	[N]	síla v laně při rozjezdu
F_m	[N]	tahová síla v řetězu způsobená tíhou řetězu
F_o	[N]	obvodová síla na hnacím ozubení
F_p	[N]	posouvající síla působící na pero
g	[m/s ⁻²]	tíhové zrychlení
i	[-]	převodový poměr
i_s	[-]	skutečný převodový poměr
i_\S	[-]	počet šroubů
$k_{\sigma 1}$	[-]	bezpečnost v ohybu v místě 1
$k_{\sigma 2}$	[-]	bezpečnost v ohybu v v místě 2



$k_{\sigma 3}$	[-]	bezpečnost v ohybu v místě 3
$k_{\tau 1}$	[-]	bezpečnost ve smyku v místě 1
$k_{\tau 2}$	[-]	bezpečnost ve smyku v místě 2
$k_{\tau 3}$	[-]	bezpečnost ve smyku v místě 3
k_{c1}	[-]	celková bezpečnost v místě 1
k_{c2}	[-]	celková bezpečnost v místě 2
k_{c3}	[-]	celková bezpečnost v místě 3
k_1	[mm]	bezpečnost k meznímu stavu pružnosti podle podmínky HMM v místě 1
k_2	[mm]	bezpečnost k meznímu stavu pružnosti podle podmínky HMM v místě 2
k_3	[mm]	bezpečnost k meznímu stavu pružnosti podle podmínky HMM v místě 3
k_a	[-]	součinitel povrchu
k_{b1}	[-]	součinitel velikosti v místě 1
k_{b2}	[-]	součinitel velikosti v místě 2
k_c	[-]	součinitel zatížení
k_d	[-]	součinitel teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
l	[mm]	délka pera
l_1	[mm]	vzdálenost na hřídeli bubnu od vazby B k síle F_1 a F_2
l_2	[mm]	vzdálenost na hřídeli bubnu mezi silami F_1 a F_1
l_3	[mm]	vzdálenost na hřídeli bubnu od vazby A k síle F_1
L	[m]	délka řetězu
m_{max}	[kg]	maximální tažená hmotnost
M_{o1}	[N.m]	ohybový moment v místě 1
M_{o3}	[N.m]	ohybový moment v místě 3
M_{oAx}	[N.m]	ohybový moment v ose x ve vazbě A
M_{oAy}	[N.m]	ohybový moment v ose y ve vazbě A
M_{omax}	[N.m]	maximální ohybový moment
M_{K1}	[N.m]	kroučící moment na hnacím ozubení
M_{K2}	[N.m]	kroučící moment na hnaném ozubení



n_b	$[s^{-1}]$	maximální otáčky bubnu
n_{bs}	$[s^{-1}]$	skutečné maximální otáčky motoru
n_{max}	$[s^{-1}]$	maximální otáčky motoru
P	[HP]	výkon motoru
p	[mm]	rozteč
p_h	[MPa]	tlak mezi perem a hřídelem
p_n	[MPa]	tlak mezi perem a nábojem
Q	$[kg.m^{-1}]$	Délková hmotnost řetězu
R_e	[Pa]	mez kluzu
R_m	[Pa]	mez pevnosti v tahu
S_i	$[m^2]$	plocha průřezu šroubu
t	[mm]	Hloubka drážky pro pero v hřídeli
v_{max}	[m/s]	maximální tažná rychlost
v_n	[m/s]	maximální rychlost navíjení
v_{o1}	[m/s]	obvodová rychlost hnacího ozubení
v_s	[-]	skutečná maximální rychlost navíjení
X	[-]	počet článků řetězu
z_1	[-]	počet zubů hnacího ozubení
z_2	[-]	počet zubů hnaného ozubení
z_{2s}	[-]	skutečný počet zubů hnaného ozubení



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha č.1: BP-NAV-00
- Příloha č.2: BP-NAV-01
- Příloha č.3: BP-NAV-02
- Příloha č.4: BP-NAV-03
- Příloha č.5: BP-NAV-04
- Příloha č.6: BP-NAV-05
- Příloha č.7: BP-NAV-K0
- Příloha č.8: BP-NAV-K1