# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

## FAKULTA STROJNÍ

**Ústav konstruování a částí strojů**

**Dimenzovanie ložísk pojazdového ústrojenstva**

**Sizing Of Running Gear Bearings**

Bakalárska práca

Študijný program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Študijný odbor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedúci práce: Ing. František Lopot, Ph.D.

**Michal Betínsky**

# Prehlásenie

Čestne prehlasujem, že som bakalársku prácu vypracoval samostatne pod vedením Ing. Františka Lopota, Ph.D. s použitím literatúry a zdrojov uvedených v závere práce v zozname použitej literatúry.

Praha, dňa: ..... .....

Michal Betínsky

# Poďakovanie

Týmto by som sa rád poďakoval vedúcemu bakalárskej práce, Ing. Františkovi Lopotovi, Ph.D. a Ing. Ondrejovi Dufalovi z firmy Bobcat a.s. za ich pomoc, pripomienky a rady pri vedení mojej bakalárskej práce.

# Anotačný list

Meno autora: ***Michal BETÍNSKY***

Názov BP: *Dimenzovanie ložísk pojazdového ústrojenstva*

Anglický názov: *Sizing Of Running Gear Bearings*

Rok: *2015*

Študijný program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Odbor štúdia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedúci BP: *Ing. František Lopot, Ph.D.*

Konzultant: *Ing. Pavel Malý*

Bibliografické údaje:

| | |
|---|---|
| počet strán | 44 |
| počet obrázkov | 25 |
| počet tabuliek | 4 |
| počet príloh | 2 |

Kľúčové slová: lopatové rýpadlo, nosné koleso, ložisko

Keywords: excavator, roller, mechanical bearing

Anotácia: Cieľom mojej práce je na základe zadaných parametrov a kritickej situácie vypočítať zaťaženie ložísk nosných kolies. Podľa zaťaženia skontrolovať momentálne používané ložisko a poprípade navrhnúť vlastné ložisko. Výsledkom kontroly bolo, že momentálne používané ložisko má viac ako dvojnásobnú životnosť. Výsledkom návrhu vlastného ložiska bolo zmenšenie vnútorného priemeru ložiska a následne výber ložiska z tabulky SKF.

Abstract: The main aim of my work is to conclude encumbrance of mechanical bearings in carrying wheels, on basis given parametres and critical situation. According to load of bearings, check the currently used mechanical bearing, or, alternaatively, design custom mechanical bearing. Conclusion of control made clear, that currently used mechanical bearing has more than double service life than expected. Conclusion of custom mechanical bearing design was reduction of inner gauge of mechanical bearing and, subsequently, choice of mechanical bearing from the SKF table.

# Obsah

**ÚVOD** ..... **1**
**1 HYDRAULICKÉ LOPATOVÉ RÝPADLÁ** ..... **2**
1.1 HYDRAULIKA PRACOVNÝCH STROJOV ..... 5
1.2 HYDROMOTOR ..... 8
1.3 ŠTRUKTÚRA PODVOZKU ..... 10
1.3.1 Hnacie koleso ..... 10
1.3.2 Napínacie koleso ..... 11
1.3.3 Oporné kladky ..... 12
1.3.4 Nosné kolesá (rollery) ..... 13
1.4 POROVNANIE STROJOV ..... 13
1.4.1 Porovnanie strojov triedy 0.8 tony ..... 14
1.4.2 Porovnanie strojov triedy 1.0 tony ..... 15
1.5 ULOŽENIE LOŽÍSK V NOSNOM KOLESE A ULOŽENIE NOSNÝCH KOLIES ..... 16
1.6 PREHĽAD KRITICKÝCH STAVOV ZAŤAŽENIA NOSNÝCH KOLIES PRI PRÁCI ..... 19
1.6.1 Jazda hore svahom ..... 19
1.6.2 Jazda dole svahom ..... 19
1.6.3 Jazda bokom na svahu ..... 20
1.6.4 Jazda na nerovnom povrchu ..... 21
**2 POSTUP VÝPOČTU** ..... **22**
2.1 PARAMETRE ZADANÉ ZADÁVATEĽOM PRÁCE ..... 22
2.2 VÝPOČET RADIÁLNEJ A AXIÁLNEJ SILY ..... 22
2.3 ZÁKLADNÁ DYNAMICKÁ ÚNOSNOSŤ C[N] ..... 23
2.4 EKVIVALENTNÉ DYNAMICKÉ ZAŤAŽENIE LOŽISKA P [N] ..... 23
2.5 ROTAČNÝ SÚČINITEĽ V [1] ..... 24
2.6 SÚČINITEĽ DYNAMICKÉHO RADIÁLNEHO ZAŤAŽENIA X [1] A SÚČINITEĽ DYNAMICKÉHO AXIÁLNEHO ZAŤAŽENIA Y [1] ..... 24
2.7 EXPONENT ROVNICE TRVANLIVOSTI P [1] ..... 25
2.8 TRVANLIVOSŤ LOŽISKA LH [MIN] ..... 25
2.9 OTÁČKY LOŽISKA N [OT/MIN] ..... 25
2.10 UHLOVÁ RÝCHLOSŤ Ω [RAD/S] ..... 25

**3 VÝPOČET ..... 26**
3.1 VÝPOČET RÝCHLOSTI V[M/S] ..... 26
3.2 VÝPOČET POLOMERU R [M] ..... 26
3.3 VÝPOČET UHLOVEJ RÝCHLOSTI Ω [RAD/S] ..... 26
3.4 VÝPOČET OTÁČOK N [OT/MIN] ..... 26
3.5 VÝPOČET EKVIVALENTNÉHO DYNAMICKÉHO ZAŤAŽENIA P [N] ..... 26
3.6 VÝPOČET ZÁKLADNEJ DYNAMICKEJ ÚNOSNOSTI C[N] ..... 26
**4 ZHODNOTENIE AKTUÁLNE POUŽÍVANÉHO LOŽISKA ..... 27**
4.1 LOŽISKO SKF 6005 – 2RSH ..... 27
4.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI AKTUÁLNE POUŽÍVANÉHO LOŽISKA ..... 28
**5 NÁVRH VLASTNÉHO LOŽISKA ..... 29**
5.1 KONTROLA HRIADEĽA ..... 29
5.2 NÁVRH HRIADEĽA ..... 34
5.3 VÝPOČET NATOČENIA ..... 34
5.4 VOĽBA LOŽISKA ..... 37
**ZÁVER ..... 38**
**ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY ..... 39**
**ZOZNAM SYMBOLOV ..... 40**
**ZOZNAM OBRÁZKOV ..... 42**
**ZOZNAM TABULIEK ..... 43**
**ZOZNAM PRÍLOH ..... 44**

# Úvod

V dnešnej dobe sa stretávame stále častejšie s výstavbou, nových budov, ciest, železníc, mostov, tunelov alebo iných stavieb. Pri všetkých týchto stavbách je nutná, či už úprava povrchu alebo manipulácia s rôznymi materiálmi. Neodmysliteľnou súčasťou týchto procesov sú stavebné stroje, ktoré niekoľkonásobne uľahčujú prácu ľudí. Ja sa v mojej práci zameriam predovšetkým na pásové lopatové rýpadlá.

Pracujem ako pomocný konštruktér vo firme Bobcat a.s., ktorá má výrobný závod v meste Dobříš. Bolo mi umožnené vypracovať moju prácu priamo vo firme Bobcat a.s. a venovať sa problematike malých lopatových rýpadiel. Zadaním mojej práce od firmy Bobcat a.s. je vypočítať zaťaženie ložísk nosných kolies, podľa tohto zaťaženia skontrolovať momentálne používané ložiská a prípadne navrhnúť vlastné ložiská na lopatových rýpadlách Bobcat E08 a Bobcat E10. Ďalej je zadávateľom práce zadaná hmotnosť stroja, bezpečnosť, maximálna rýchlosť, priemer nosného kolesa, cieľ trvanlivosti ložiska, definícia kritického stavu potrebného pre výpočet a zanedbanie dynamického zaťaženia ložísk od pohybu. Verím, že moja práca bude pre túto firmu prínosom.

# 1 Hydraulické lopatové rýpadlá

Lopatové rýpadlá sú pojazdné stroje, ktoré svojím pracovným orgánom v tvare otvorenej nádoby rozpojujú zeminu a rozpojenú zeminu do tejto nádoby naberajú. V ďalšej časti pracovného cyklu dopravujú zeminu v nádobe otáčaním otočnej časti rýpadla nad miesto vysypania. Ak je ťažený materiál vysypávaný na hromadu, hovoríme, že rýpadlo pracuje na odval. Inak sa spravidla nakladá do dopravných prostriedkov. Najčastejšími dopravnými prostriedkami sú nákladné automobily, dumpre, koľajové dopravné prostriedky alebo pásové dopravníky.

Zemné práce všetkých druhov sú hlavnou doménou lopatových rýpadiel. Stavebníctvo je tiež najväčším odberateľom vyrobených strojov. Uplatňujú sa tu ako v pozemnom staviteľstve, tak aj v inžinierskych stavbách a to zvlášť pri ich zakladaní. Sú nenahraditeľné pri presunoch pôdy, na stavbách ciest a železničných tratí, pri melioračných prácach a v množstve prípadov aj v povrchovom dobývaní.

Cyklicky pracujúce lopatové rýpadlá je možné rozdeliť podľa celej rady rôznych hľadísk, ako napríklad:

- **podľa druhu podvozku:**
  a) na pásovom podvozku
  b) na kolesovom podvozku
  c) na automobilovom podvozku
  d) na koľajovom podvozku
  e) na kráčajúcom podvozku

- **podľa druhu pohonu:**
  a) so spaľovacím motorom
  b) s elektrickým motorom
  c) s dieselhydraulickým pohonom

- **podľa spôsobu ovládania:**
  a) mechanické
  b) hydraulické
  c) pneumatické

- **podľa objemu lopaty:**
  a) malá do objemu lopaty 0,75 $m^3$
  b) stredná od 0,75 do 4$m^3$
  c) veľká nad 4$m^3$

- **podľa spôsobu prenosu energie na pracovný nástroj:**
  a) univerzálne lanové rýpadlá
  b) hydraulické lopatové rýpadlá

Hydraulické lopatové rýpadlá sú určené k rozpojovaniu a nakladaniu zemín a k tiež k dobývaniu iných materiálov, ako napríklad rašeliny, uhlia, odstreleného kameňa, vysokopecnej strusky apod.

Vyrábajú sa ako jednoúčelové, alebo viacúčelové – univerzálne. Jednoúčelové majú stabilne namontovaný jeden druh pracovného zariadenia, ktorým vykonávajú stále rovnaký druh práce – nakladajú lopatou horninu. Viacúčelové – univerzálne môžu používať rôzne druhy náradia. Môžu mať namontovanú hĺbkovú lopatu, výškovú lopatu, nakladaciu lopatu a pod.

V porovnaní s lanovými rýpadlami majú hydraulické lopatové rýpadlá niekoľko predností. Ich hmotnosť býva menšia než u lanových strojov vybavených lopatou rovnakého obsahu. Taktiež ich celkové rozmery bývajú menšie. Tieto výhody sa prejavujú pri presunoch strojov, kde u hydraulických lopatových rýpadiel vystačíme s menšími prepravnými prostriedkami s nižšou nosnosťou. Hydraulické lopatové rýpadlá majú väčšiu rypnú silu, ktorú býva možné pákovým účinkom lopaty, resp. celého stroja, ešte zvýšiť. Spravidla mohutne dimenzované pracovné zariadenie umožňuje tieto výhody patrične využívať.

Pri rovnakom obsahu lopaty a menšej hmotnosti mávajú hydraulické lopatové rýpadlá väčší inštalovaný výkon, ktorý vďaka hydrostatickému prenosu síl, je navyše možné lepšie využiť. Hydraulické lopatové rýpadlá majú rýchlejšie pracovné pohyby a tým kratšie pracovné cykly ako lanové rýpadlá. Výmena pracovných zariadení je jednoduchšia a ich počet je väčší ako pri mechanických rýpadlách.

Fyzická únava pri obsluhe hydraulického lopatového rýpadla je menšia. Pohyby pák sú jednoduché, ich ovládanie nevyžaduje veľké sily a veľké dráhy, takže vodič môže počas celej zmeny podávať plný pracovný výkon.

K priaznivému pracovnému prostrediu prispieva ďalej tichý chod stroja. Vodič nie je rušený vedľajšími zvukmi vysokej intenzity. Tieto a niektoré ďalšie skutočnosti spôsobili, že skladba rýpadlového parku sa v posledných desaťročiach zmenila v prevahu hydraulických lopatových rýpadiel.

Základné funkčne celky hydraulických lopatových rýpadiel (Obr.1) sú:

- podvozok
- horná otočná stavba
- pracovné zariadenie

Podvozok umožňuje presun stroja po pracovisku, prípadne medzi pracoviskami. Obvykle býva kolesový alebo pásový.

Kolesový podvozok sa používa v prípadoch, kde sa stroj premiestňuje medzi nie príliš vzdialenými pracoviskami, alebo keď sa stroj pri práci veľa presúva. Na väčšie vzdialenosti sa stroj na kolesovom podvozku musí presúvať v závese za ťažným vozidlom.

Pásový podvozok býva vybavený húsenicovými pásmi rôznych typov s článkami s rôznou šírkou podľa požadovaného tlaku na pôdu. Je vhodný pre prácu v málo únosnom teréne. Stredný tlak medzi pásom a pôdou býva 0,1 až 0,2 MPa podľa šírky pásov a tam, kde je pri práci potrebná veľká záberová sila. Napríklad pri ťažbe tvrdých zemín a nakladaní kameňov z rozrušenej skaly odstrelom. Má väčšiu stabilitu a schopnosť pracovať i v ťažko zjazdnom teréne. Vo väčšine prípadov sa používajú gumené pásy, ale vo veľmi nepriaznivom teréne, ako sú skaly a tvrdá kamenitá pôda sa používajú pre lepší záber a dlhšiu životnosť oceľové pásy. Pre rôzne nosnosti hornín sa používajú rôzne šírky oporných dosiek pásov od 400 mm do 1200 mm.

Horná otočná stavba tvorí základ stroja. Na jej ráme, ktorý býva obvykle zváraný, jedno alebo viacdielny, sú vedľa podvozku a pracovného zariadenia

upevnené ostatné mechanizmy stroja, t.j. hnací motor s príslušenstvom, čerpadlá, olejová nádrž, filtre a chladiče, oporné a hnacie ústrojenstvo otáčania atd. Na hornej otočnej stavbe je tiež umiestnená kabína vodiča s riadiacimi a ovládacími prvkami.

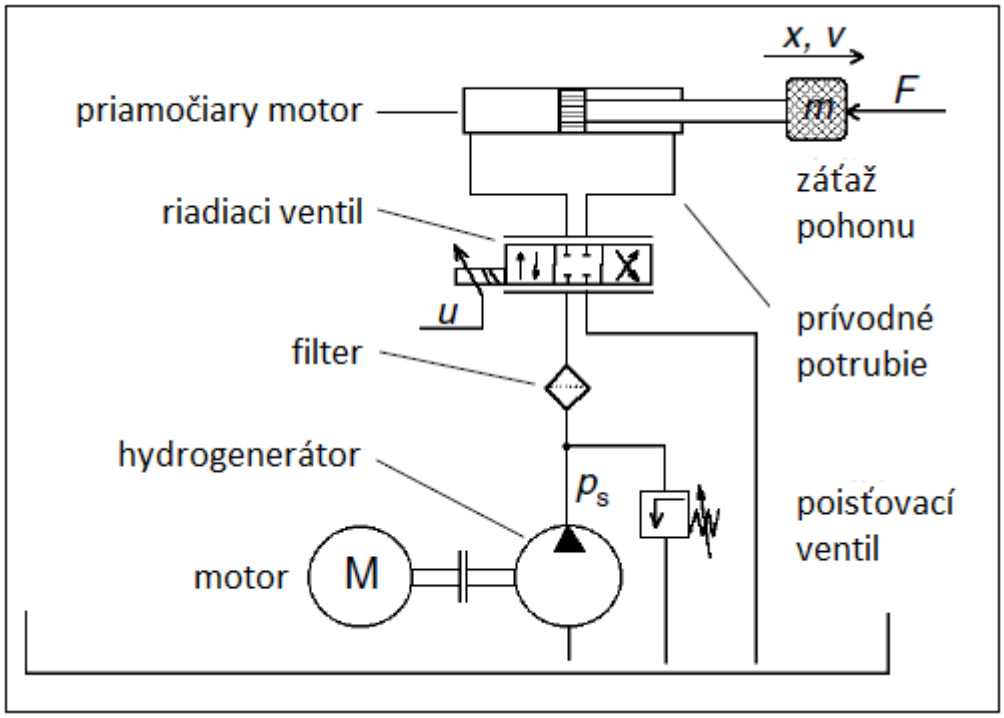
Pre hydraulické lopatové rýpadlá je charakteristické, že bývajú ponúkané výrobcami s veľkým množstvom rôznych pracovných zariadení, ako sú: výšková lopata, nakladacia lopata, hĺbková lopata, pôdny vrták, drapák, hydraulické búracie kladivo, hutniaca doska, rýhovač a to všetko v rôznom obsahu a s rôznym dosahom.

*Obr.1. – Bobcat E26 – štruktúra (zdroj: Bobcat)*

## 1.1 Hydraulika pracovných strojov

Pohony využívajúce k prenosu energie pracovnú kvapalinu sa nazývajú hydraulické. Delia sa na pohony hydrodynamické (hydrodynamické meniče, spojky), ktoré využívajú kinetickú energiu kvapaliny a hydrostatické, založené na využití tlakovej energie kvapaliny .

Základná štruktúra hydraulického obvodu hydrostatického pohonu, u ktorého je možné podľa spôsobu riadenia riadiť polohu x a rýchlosť pohybu v piestnici a vyvodenú silu F, je ukázaná na Obr. 2.

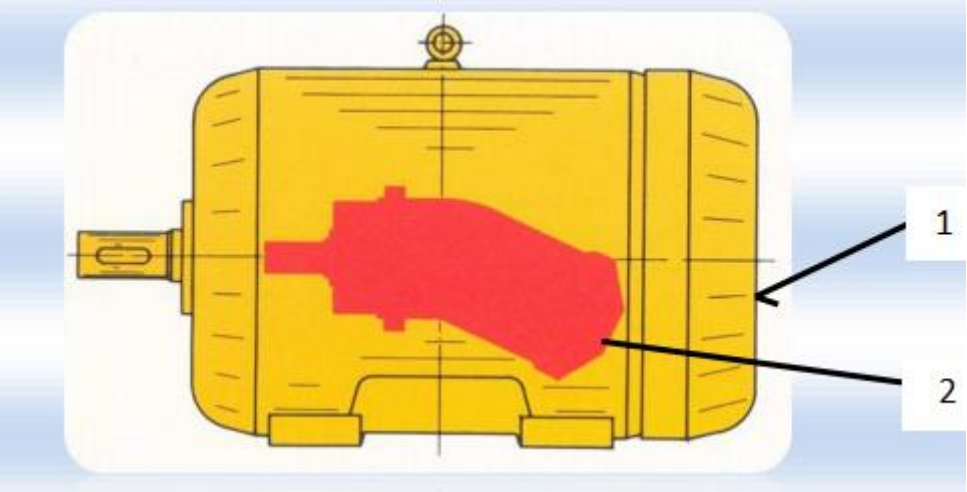



*Obr.2 Základná štruktúra hydrostatického obvodu (upravené z [6])*

Pracovná kvapalina získava energiu z hydrogenerátora, premieňajúcim mechanickú energiu z motora na tlakovú energiu kvapaliny. Zdrojom mechanickej energie u stacionárnych zariadení sú najčastejšie asynchrónne elektromotory.

U mobilných strojov - rýpadiel, nakladačov a pod. - Je hydrogenerátor najčastejšie poháňaný vznetovým motorom. Pracovný tlak ps v obvode sa nastaví na poisťovacom ventile. Tlakový filter zaisťuje čistotu pracovnej kvapaliny potrebnú pre správnu činnosť prvkov hydraulického obvodu, najmä riadiacich ventilov ako prvkov umožňujúcich plynule riadiť prietok pracovnej kvapaliny od zdroja k spotrebiču. Veľkosť otvorenia riadiaceho ventilu je určená spojitým riadiacim signálom, spravidla napätím v rozsahu ± 10 V. Kvapalina prúdiaca riadeným spôsobom sa dostáva prívodným vedením k spotrebiču, ktorým môže byť hydromotor priamočiary (podľa Obr.2), rotačný, alebo kyvný. Hydromotor je spojený s pohybujúcou sa časťou konštrukcie stroja priamo, popr. prostredníctvom viac či menej zložitého mechanizmu. Z hľadiska dimenzovania vlastného pohonu je nutné správne určiť statické a dynamické účinky od zaťažovacieho mechanizmu.

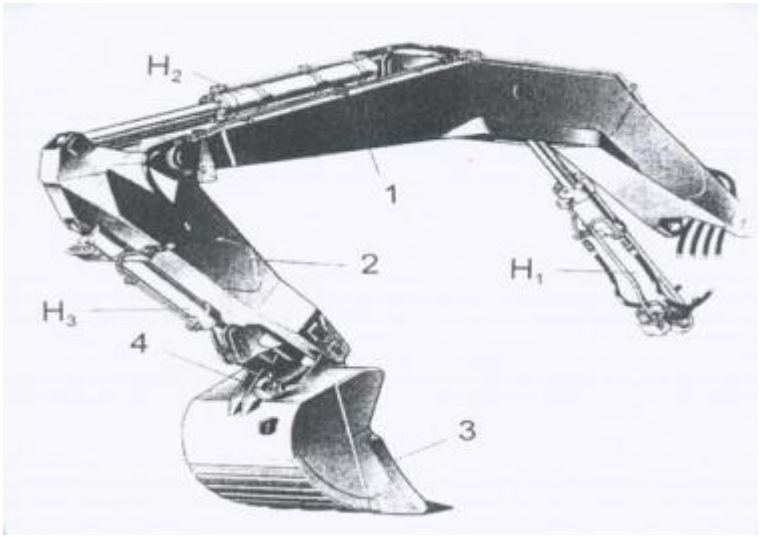
K výhodným vlastnostiam hydrostatických pohonov patrí jednoduchá realizácia priamočiareho pohybu a možnosť riadiť všetky jeho veličiny s plynulým riadením rýchlosti od nulovej hodnoty aj pri zaťažení pohonu (i maximálnom) a ľahká ochrana pohonu pred preťažením (pomocou poisťovacieho ventilu). Rozmery hydromotora ako akčného člena sú vzhľadom k prenášanému výkonu pomerne malé (Obr.3). Môže teda byť zabudovaný do konštrukcie stroja najrôznejším spôsobom. Tlakovú kvapalinu možno potrubím a hadicami ľahko rozvádzať aj na zle prístupné miesta a na pohyblivé časti strojov.




*Obr.3 Porovnanie veľkosti elektromotora (1) a hydromotora (2) (upravené z [7])*

Skutočnosťou však zostáva, že pracovná kvapalina získava energiu predošlou premenou inej energie (napr. elektrickej) na mechanickú. Pre dosiahnutie primeranej efektívnosti je nutné správne voliť hydrogenerátor a spôsob jeho riadenia. Únik pracovnej kvapaliny, ktorou je najčastejšie minerálny olej alebo nehorľavá kvapalina na báze vody, môže pri poruche tesnosti hydraulického pohonu spôsobiť problémy, ktorým sa predchádza konštrukčným opatrením zaisťujúcim vyhovujúce ekologické vlastnosti konštrukcie. V prípadoch, kde by mohlo únikom kvapaliny z pohonu byť ohrozené životné prostredie, možno použiť biologicky odbúrateľné pracovné kvapaliny (rastlinné oleje, napr. repkový olej).

K hydraulike pracovného zariadenia radíme obvykle súbor hydraulických pohonov, ktorými je možné ovládať lyžicu do požadovanej polohy. Jedná sa o pohon výložníku, pohon násady, ovládanie lyžice, pohon otáčania celej hornej stavby a otáčanie podkopu (Obr. 4).

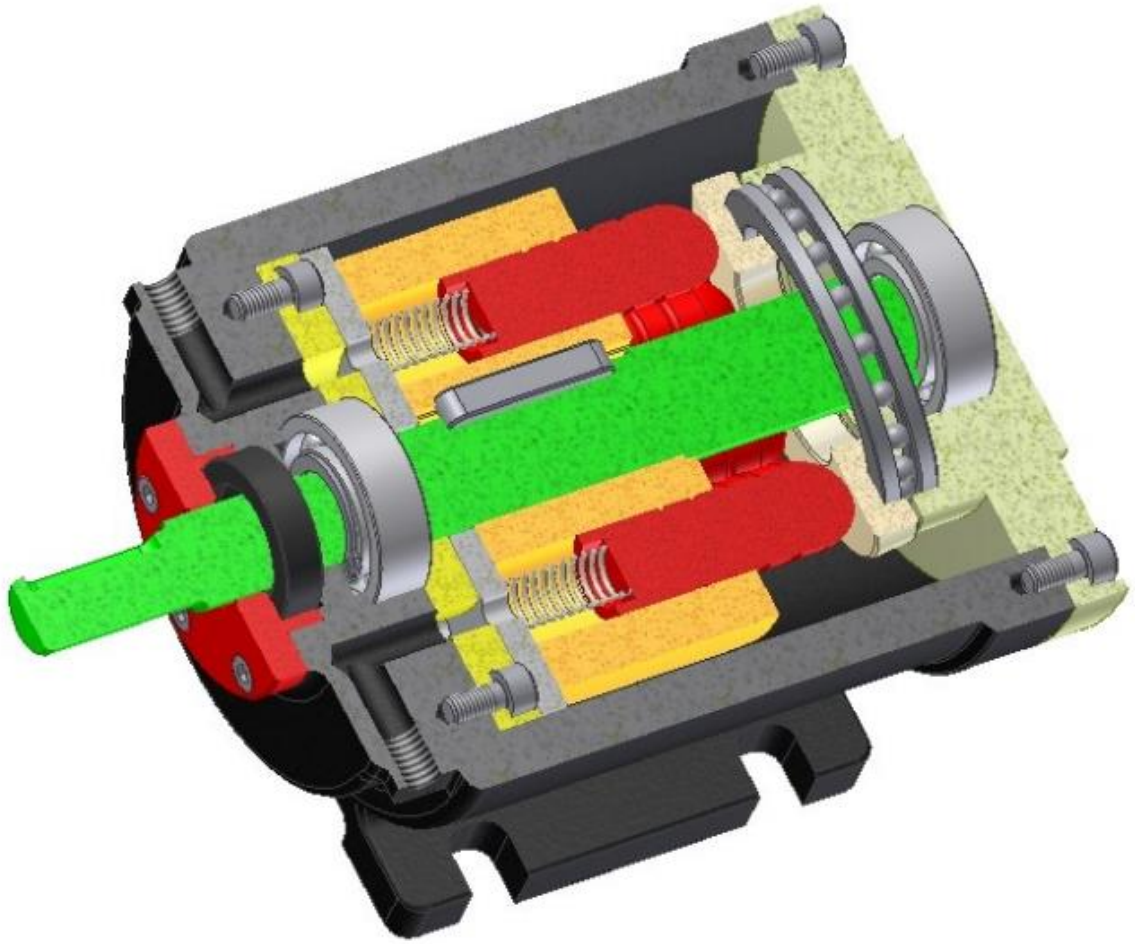



*Obr.4 Hydraulika pracovného zariadenia (prevzaté z [7])*

*H1 - pohon výložníku, H2 - pohon násady, H3 - ovládanie lyžice*

## 1.2 Hydromotor

Pohyb pásov je zabezpečený vďaka hydraulickému prenosu výkonu. Hydraulický prenos výkonu zabezpečuje sprostredkovanie prenosu krútiaceho momentu z primárneho zdroja na výstupný člen, ktoré používa ako prenosové médium kvapalinu. Hydraulický prenos výkonu môže, ale nemusí zároveň meniť krútiaci moment. V našom prípade sa jedná o hydrostatický prenos výkonu, ktorý pracuje s veľmi vysokým tlakom a malým prietokom kvapaliny. Hydrostatický pohon sa skladá z čerpadla, spojovacích hadíc alebo potrubí a z jedného alebo viac hydromotorov. Motory aj čerpadlá majú veľmi podobnú konštrukciu s axiálnymi alebo radiálnymi plunžrovými piestmi. Regulovateľnou časťou pohonu je spravidla čerpadlo. Motor obvykle pracuje s konštantným prietokom tekutiny na jednu otáčku. Pri axiálnom usporiadaní piestov sú piesty stlačované rotujúcou klznou doskou s meniteľným alebo konštantným sklonom alebo klznou doskou kolmou k hriadeľu s meniteľným sklonom medzi hriadeľom a telesom s piestami. Je možné aj radové usporiadanie piestov. Reguláciou sa mení množstvo prúdiacej tekutiny, a tým aj pomer otáčok medzi vstupom a výstupom z pohonu. Prehodením vstupu a výstupu pri hydromotore sa mení smer otáčania.



*Obr.5 Hydromotor s axiálnym usporiadaním piestov (prevzaté z [5])*

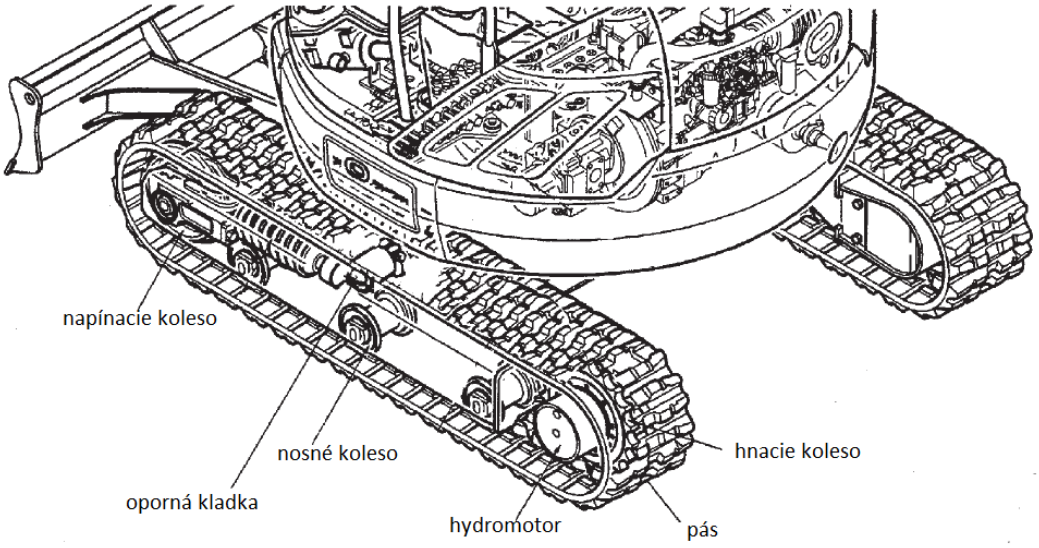
Hydromotor s axiálnym usporiadaním piestov (Obr.5 ) sa vyrába v prevedení s naklonenou doskou alebo s nakloneným blokom. V prvom prípade je konštrukcia aj výroba jednoduchšia, ale piesty musia byť pritlačené k doske. V prevedení s nakloneným blokom sú piesty s unášacou doskou spojené pomocou ojníc, väčšinou pomocou guľových čapov. Toto prevedenie je podstatne zložitejšie. Výhodou je ale samonasávacia schopnosť. Piesty sú uložené v bloku valcov, ktorý je voči ose dosky sklonený o určitý uhol. Veľkosť uhlu ovplyvňuje zdvih piestov a tým aj čerpané množstvo. Regulačné axiálne piestové generátory sa obvykle konštruujú s možnosťou sklonu v rozsahu ± 25°.

Hydromotory s radiálnym usporiadaním sa delia do dvoch základných konštrukcií, a to s piestami vedenými v statore a s piestami vedenými v rotore. Radiálne hydromotory dosiahli dnes podstatne väčšieho rozšírenia ako radiálne

hydrogenerátory. Takmer výhradne sú konštruované pre nízke až stredné otáčky a pri možnosti ich práce pri tlakoch až 40 MPa zaisťujú vysoký krútiaci moment, ktorý je s výhodou využívaný k priamemu pohonu stroja bez vloženej mechanickej prevodovky. Oba uvedené typy radiálnych hydromotorov sa s výhodou používajú tam, kde ich je možné vstavať priamo do hnaného zariadenia a vo výbušnom prostredí. Najznámejšie aplikácie tohto druhu sú pohony navíjacích bubnov žeriavov a pohony pojazdových kolies mobilných strojov. Pre dosiahnutie zvlášť veľkých krútiacich momentov sa pomalobežné hydromotory kombinujú s planétovým prevodom, naviac často i s brzdou, ktorá zaisťuje kľudovú polohu hydromotora. Tieto hydromotory sú kvalitne mazané už hnacím médiom.

## 1.3 Štruktúra podvozku

Pásový podvozok sa skladá z dvoch pásových skupín. Každá táto skupina zahrňuje pás (gumový alebo oceľový), hnacie koleso s hydromotorom, napínacie koleso s napínacím zariadením, oporné kladky a nosné kolesá (Obr.6).

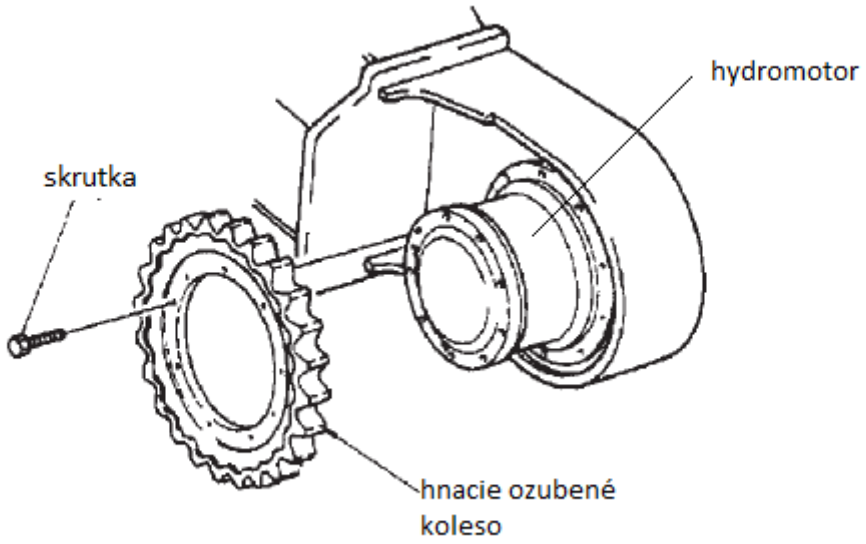



*Obr.6 Štruktúra podvozku (upravené z [9])*

### 1.3.1 Hnacie koleso

Hnacie koleso (Obr.7) poháňa pás a je to obvykle jediné koleso v zostave podvozku, ktoré je poháňané od hydromotora (na každý pás jedno). Je ozubené a jeho zuby zapadajú do príslušných vybratí v článkoch pásu. Je umiestnené v prednej

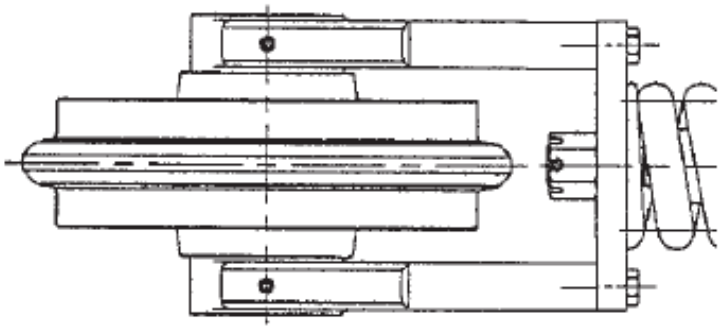
alebo zadnej časti podvozku tak, aby čo najväčšia časť jeho obvodu bola v styku s pásom. Je spravidla umiestnené vyššie ako pojazdové kolesá, čím je jednak chránené pred poškodením a jednak umožňuje nájazd na prekážky.




*Obr.7 Hnacie koleso (upravené z [9])*

## 1.3.2 Napínacie koleso

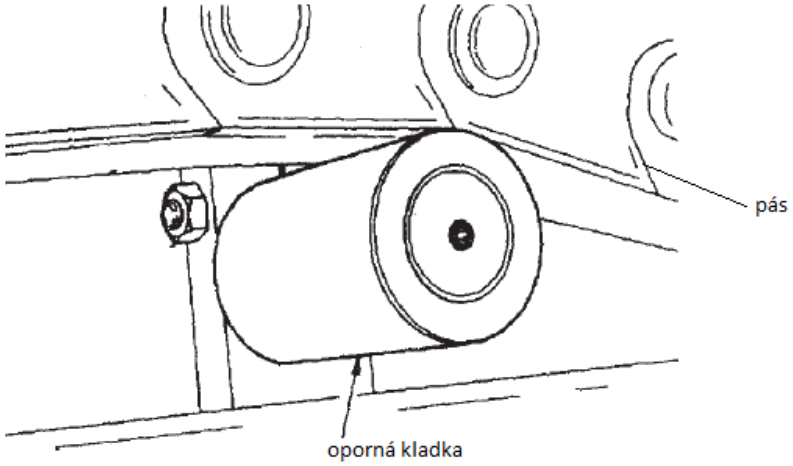
Napínacie koleso (Obr.8) napína pás, aby dobre obopínal kolesá. Príliš voľný pás sa môže z kolies ľahko zošmyknúť pri otáčaní, alebo preskočiť na hnacom kolese. Napínacie koleso je umiestnené na opačnej strane ako hnacie koleso a býva umiestnené vyššie ako nosné kolesá, čo ho jednak chráni pred poškodením a jednak umožňuje nájazd na prekážky. Je namontované tak, že sa dá ručne (pomocou napináku) alebo automaticky (pomocou hydrauliky) nastaviť do vhodnej polohy, čím sa reguluje napnutie pásu. Spolu s hnacím kolesom slúži aj k axiálnemu vedeniu pásu.



*Obr.8 Napínacie koleso (upravené z [9])*

### 1.3.3 Oporné kladky

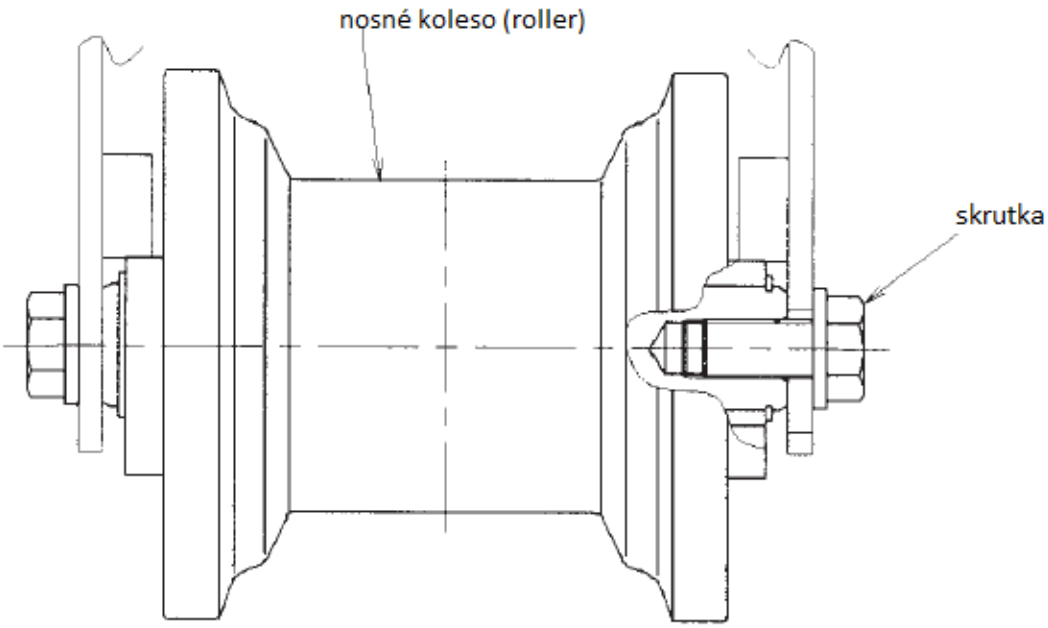
Oporné kladky (Obr.9) sú malé kolieska, umiestnené nad nosnými kolesami. Ich úlohou je podoprieť pás v hornej časti podvozku, aby sa príliš neprevesoval a nedošlo tak pri zatáčaní k vyzutiu pásu. Nemusia byť použité, pás potom kĺže po hornej strane nosných kolies, alebo je v hornej časti dráhy jednoducho prevesený.




*Obr.9 Oporná kladka (upravené z [9])*

### 1.3.4 Nosné kolesá (rollery)

Nosné kolesá (rollery) (Obr.10) nesú hmotnosť rýpadla a prenášajú ju na pás. Môžu byť samostatné, alebo usporiadané rôznym spôsobom do vozíkov. Nosné kolesá sú obvykle potiahnuté vrstvou gumy, čo znižuje ich hlučnosť a znižuje vibrácie. Ich počet môže byť rôzny a záleží ako od veľkosti kolies, tak od veľkosti a hmotnosti celého rýpadla. Čím je nosných kolies viac, tým sa znižuje riziko ohnutia pásov na druhú stranu, znižujú sa vibrácie v kabíne a zvyšuje sa komfort používania rýpadla. Nosné kolesá neslúžia k axiálnemu vedeniu pásu a preto nie sú axiálne zaťažované.




*Obr.10 Nosné koleso (roller) (upravené z [9])*

## 1.4 Porovnanie strojov

Strojov v rovnakých triedach, ako sú Bobcat E08 a Bobcat E10 je veľké množstvo a preto vyberám niekoľko konkurentov z týchto tried na porovnanie. Hlavnými porovnávanými vlastnosťami sú hmotnosť stroja, rozmery pásu a počet nosných kolies.

### 1.4.1 Porovnanie strojov triedy 0.8 tony

Aj keď žiadny z týchto strojov nemá hmotnosť presne 0,8 tony, svojimi rozmermi a výkonom patria do triedy 0,8 tony.

| Značka | Model | Hmotnosť [kg] | Veľkosť pásu [mm] | Počet nosných kolies [ks] | Obrázok |
|---|---|---|---|---|---|
| BOBCAT | E08 | 1138 | 180x39x72 | 3 | |
| JCB | 8008 | 950 | 180x37x72 | 2 | |
| KUBOTA | U008 | 1000 | 180x37x72 | 2 | |
| YANMAR | SV08 | 1065 | 180x37x72 | 2 | |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| HITACHI | ZX08 | 1100 | 180x37x72 | 2 | |

*Tab. 1 Porovnanie strojov: Trieda: 0,8 tony (zdroj: Bobcat)*

## 1.4.2 Porovnanie strojov triedy 1.0 tony

Aj keď žiadny z týchto strojov nemá hmotnosť presne 1 tonu, svojimi rozmermi a výkonom patria do triedy 1,0 tony.

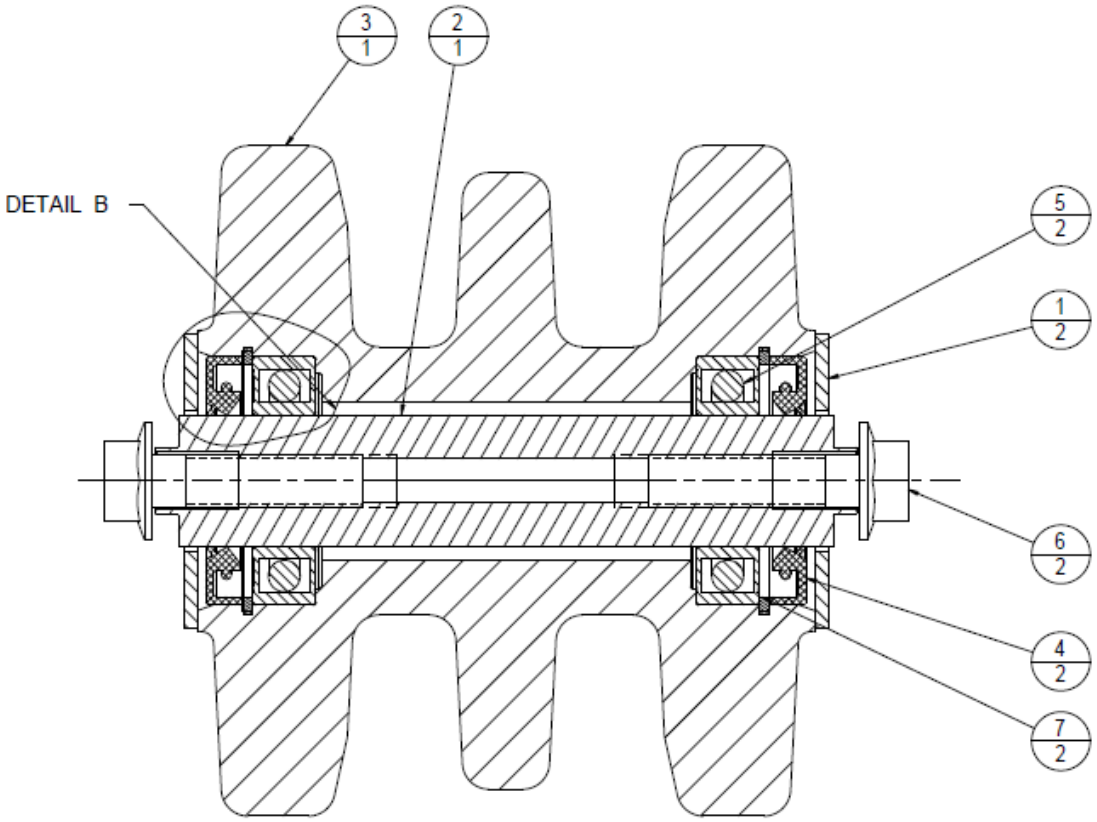
| Značka | Model | Hmotnosť [kg] | Veľkosť pásu [mm] | Počet nosných kolies [ks] | Obrázok |
|---|---|---|---|---|---|
| BOBCAT | E10 | 1176 | 180x39x72 | 3 | |
| KUBOTA | U010 | 990 | 180x40x72 | 3 | |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| YANMAR | VIO10 | 1245 | 180x43x72 | 3 | |
| HITACHI | ZX10U | 1110 | 180x41x72 | 3 | |

*Tab. 2 Porovnanie strojov: Trieda: 1.0 tony (zdroj: Bobcat)*

## 1.5 Uloženie ložísk v nosnom kolese a uloženie nosných kolies

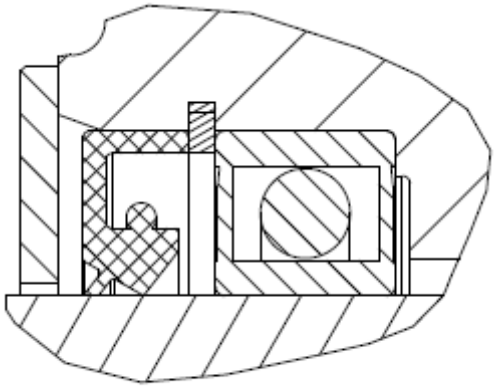
Zostava nosného kolesa sa skladá z nosného kolesa, hriadeľa, dvoch guličkových ložísk, dvoch poistných krúžkov, dvoch gufier, dvoch podložiek a dvoch skrutiek (Obr.11). Kusovník tejto zostavy obsahuje Tab.3. Detail uloženia ložísk na nosnom kolese na Obr.12. Axiálne zaistenie nosných kolies je ukázané na Obr. 13 a Obr. 14.



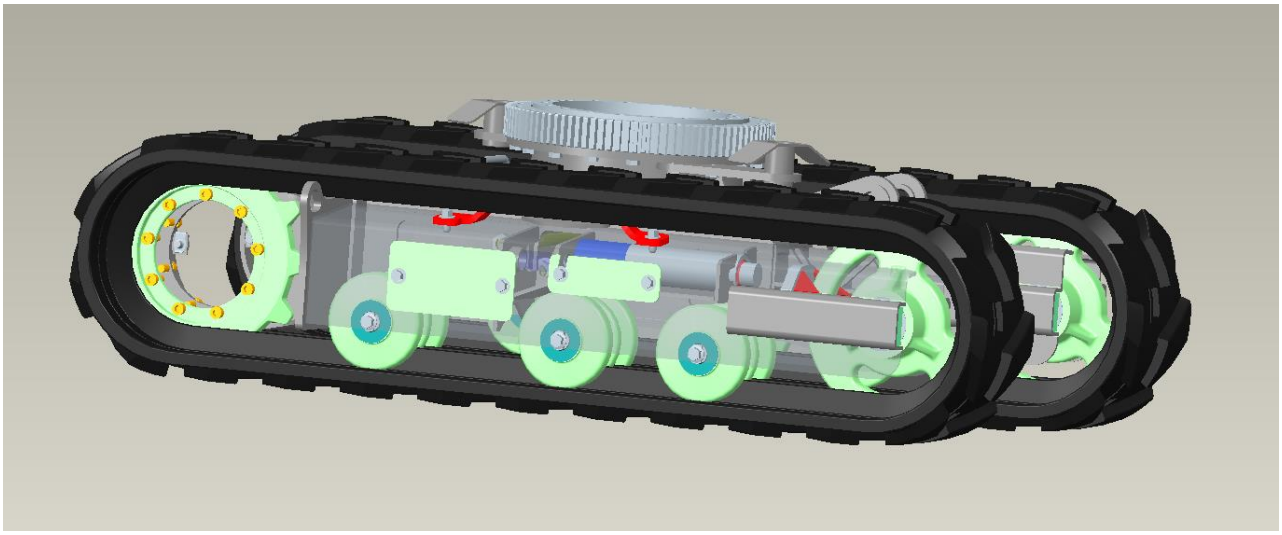

*Obr. 11 Uloženie ložísk v nosnom kolese (zdroj: Bobcat)*

| Číslo dielu | Názov dielu | Počet kusov |
|---|---|---|
| 1 | Podložka | 2 |
| 2 | Hriadeľ | 1 |
| 3 | Nosné koleso | 1 |
| 4 | Gufero | 2 |
| 5 | Guličkové Ložisko | 2 |
| 6 | Skrutka | 2 |
| 7 | Poistný krúžok | 2 |

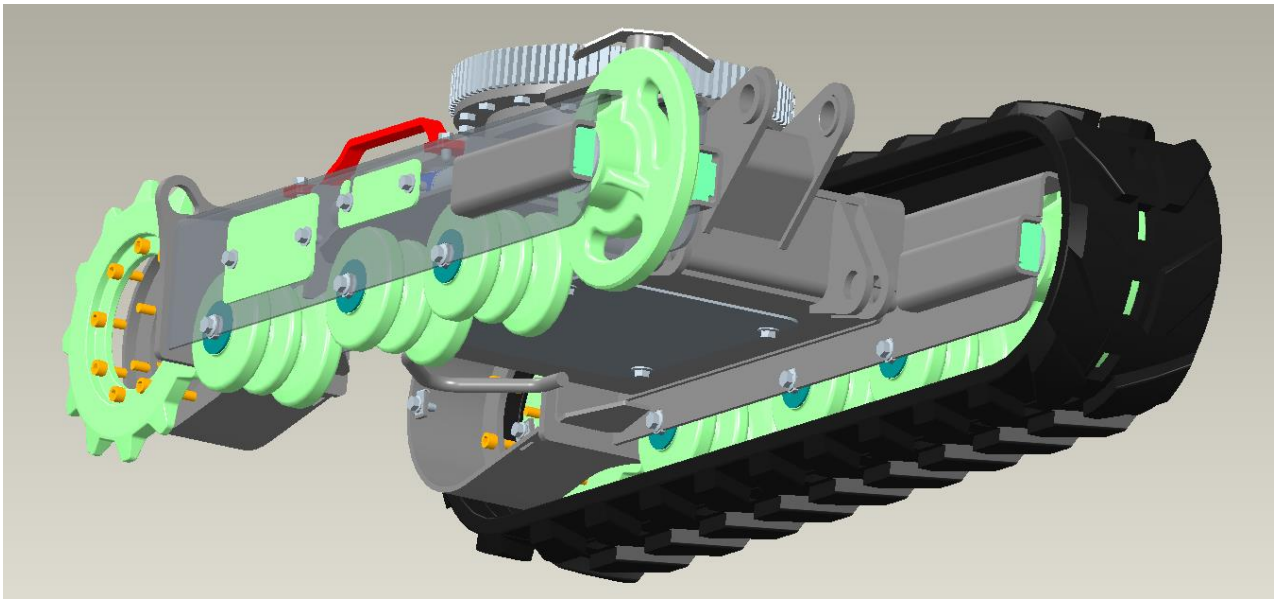
*Tab.3 Kusovník (zdroj: Bobcat)*




*Obr. 12 Detail uloženia (zdroj: Bobcat)*



*Obr. 13 Model podvozku na stroji Bobcat E08 a E10 (zdroj: Bobcat)*



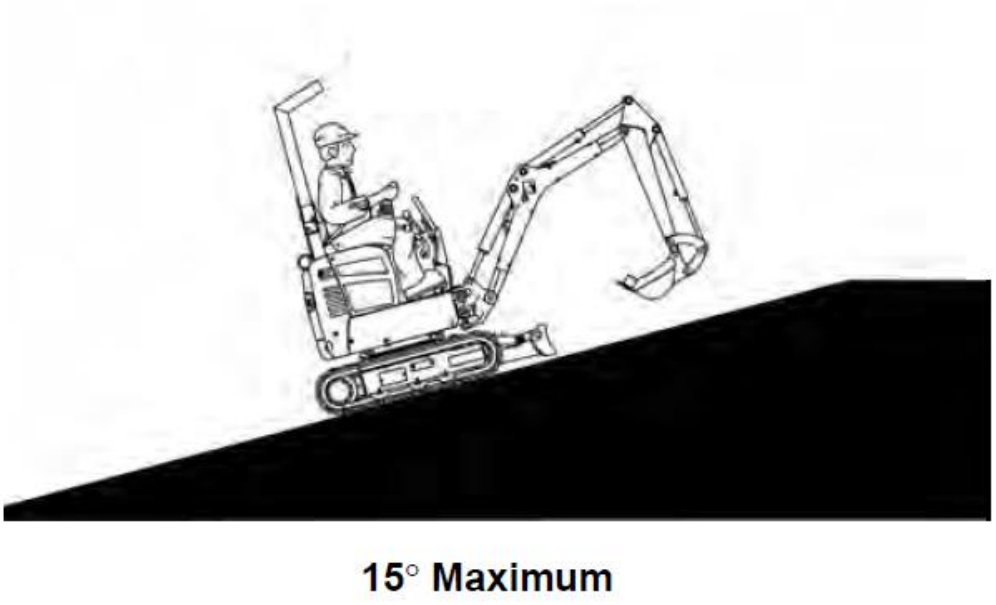
*Obr. 14 Model podvozku na stroji Bobcat E08 a E10 (zdroj: Bobcat)*

## 1.6 Prehľad kritických stavov zaťaženia nosných kolies pri práci

Každý stroj má svoje limity a obmedzenia na podmienky v ktorých môže pracovať. Z dôvodu bezpečnosti a správnej prevádzky stroja sa tieto limity nesmú prekročiť. Sú stanovené výrobcom. Z hľadiska najväčšieho zaťaženia nosných kolies je to jazda hore svahom, jazda dole svahom, jazda bokom na svahu a jazda na nerovnom povrchu.

### 1.6.1 Jazda hore svahom

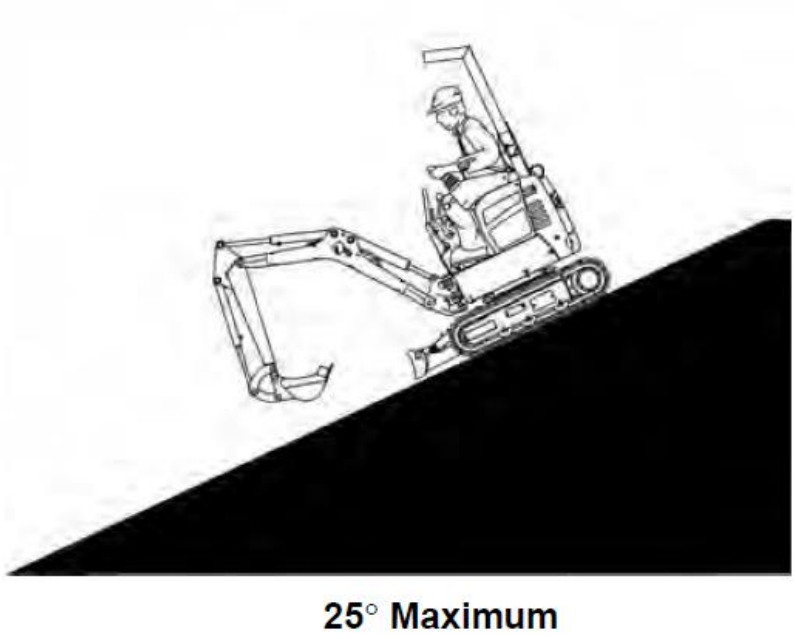
Maximálny uhol stúpania je 15° (Obr.15)




*Obr. 15 Jazda hore svahom (zdroj: Bobcat)*

### 1.6.2 Jazda dole svahom

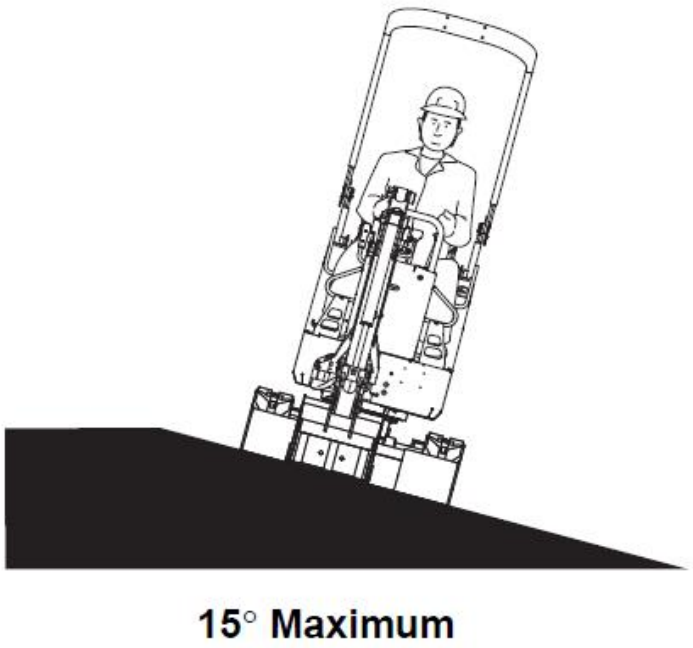
Maximálny uhol klesania svahu je 25° (Obr.16 ).




*Obr. 16 Jazda dole svahom (zdroj: Bobcat)*

### 1.6.3 Jazda bokom na svahu

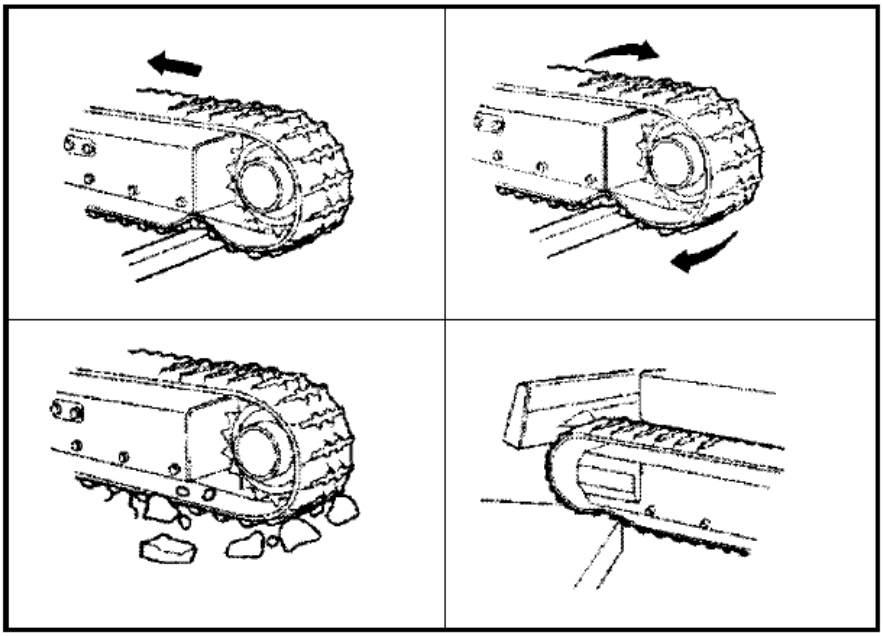
Maximálny dovolený uhol svahu je 15º (Obr.17.).




*Obr. 17 Jazda bokom na svahu (zdroj: Bobcat)*

## 1.6.4 Jazda na nerovnom povrchu

Jazda na nerovnom povrchu (Obr.18) kedy môže nastať situácia, že celá hmotnosť stroja zaťažuje iba dve nosné kolesá. Napríklad pri jazde na kamenitom povrchu keď práve pod jedným nosným kolesom na každom páse je kameň a zvyšok stroja sa nedotýka zeme. Príklady nesprávneho používania stroja, kedy môže nastať táto situácia sú na obrázku č. 20.



*Obr. 18 Príklady nesprávneho používania (zdroj: Bobcat)*

Po dohode so zadávateľom práce bude pre výpočtovú časť tejto práce použitý kritický stav č. 3 a to jazda bokom na svahu, kedy celá váha stroja zaťažuje práve dve nosné kolesá.

# 2 Postup výpočtu

## 2.1 Parametre zadané zadávateľom práce

Stroj: Bobcat E08 a Bobcat E10

Prevádzková hmotnosť: 1138 kg

Maximálna rýchlosť: 3,1 km/h

Priemer nosného kolesa: 127 mm

Cieľ trvanlivosti ložiska: 2500 hodín

Základná statická únosnosť používaného ložiska: $C_0$ = 6 550 N

Základná dynamická únosnosť používaného ložiska: C = 11 900 N

## 2.2 Výpočet radiálnej a axiálnej sily

Sila pôsobiaca v ťažisku je:

$$F = m * g = 1138 * 9{,}81 = 11\,160\ N \quad (1)$$

Radiálna sila pôsobiaca kolmo na rovinu svahu v ťažisku je:

$$Frt = F * cos\alpha = 11\,160 * cos15^0 = 10\,779{,}732 \doteq 10\,780\ N \quad (2)$$

Axiálna sila pôsobiaca rovnobežne s rovinou svahu v ťažisku je:

$$Fat = C_0 * sin\alpha = 11\,160 * sin15^0 = 2\,888{,}420 \doteq 2\,888\ N \quad (3)$$

Po dohode so zadávateľom práce bude radiálne a axiálne zaťaženie na dve nosné kolesá rovné radiálnemu a axiálnemu zaťaženiu v ťažisku a taktiež budeme zanedbávať dynamické zaťaženie ložísk od pohybu stroja a uvažovať len statické zaťaženie od hmotnosti stroja. Keďže vypočítané sily pôsobia na dve nosné kolesá a každé nosné koleso obsahuje dve ložiská, ktoré sú v nosnom kolese symetricky uložené, tak radiálna sila pôsobiaca na jedno ložisko je rovná štvrtine radiálnej sily pôsobiacej v ťažisku a taktiež axiálna sila pôsobiaca na jedno ložisko je rovná štvrtine axiálnej sily pôsobiacej v ťažisku.

$$Fr = \frac{Frt}{4} = \frac{10\,780}{4} = 2695\ N \quad (4)$$

$$Fa = \frac{Fat}{4} = \frac{2\,888}{4} = 722\ N \quad (5)$$

## 2.3 Základná dynamická únosnosť C[N]

Na určenie ložiska musíme vypočítať základnú dynamickú únosnosť C [N]. Základná dynamická únosnosť je najväčšie nepremenné radiálne alebo axiálne zaťaženie valivého ložiska, pri ktorom dosiahne skupina 90% ložísk základnú trvanlivosť 1 000 000 otáčok.

$$C = P * \sqrt[p]{Lh * n * 10^{-6}} \quad (6)$$

Kde: P [N] ... ekvivalentné dynamické zaťaženie

p [1] ... exponent rovnice trvanlivosti

Lh [min] ... trvanlivosť ložiska

n [ot/min] ... otáčky ložiska

## 2.4 Ekvivalentné dynamické zaťaženie ložiska P [N]

Na ložisko v prevádzke pôsobia:

- Sily rôznych veľkostí (zmena veľkostí síl s časom)
- Sily v rôznych smeroch ( radiálna sila, ± axiálna sila)
- Konštantná alebo premenná frekvencia otáčania

Prevádzkové sily pôsobiace na ložisko je nutné prepočítať na konštantné zaťaženie, pri jeho pôsobení bude mať ložisko rovnakú trvanlivosť ako v podmienkach reálneho zaťaženia.

$$P = V * X * Fr + Y * Fa \quad (7)$$

Kde: V [1] ... Rotačný súčiniteľ

X [1] ... Súčiniteľ dynamického radiálneho zaťaženia

Fr [N] ... Radiálne zaťaženie

Y [1] ... Súčiniteľ dynamického axiálneho zaťaženia

Fa [N] ... Axiálne zaťaženie

## 2.5 Rotačný súčiniteľ V [1]

Pri obvodovom zaťažení vnútorného krúžku ložiska: V = 1

Pri bodovom zaťažení vnútorného krúžku ložiska: V = 1,2

V našom prípade volíme V = 1,2

## 2.6 Súčiniteľ dynamického radiálneho zaťaženia X [1] a súčiniteľ dynamického axiálneho zaťaženia Y [1]

Pre voľbu použijeme základnú statickú únosnosť aktuálne používaného ložiska: $C_0$ = 6 550 N.

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{722}{6\,550} = 0{,}110 \xrightarrow{z\ tabuliek} e = 0{,}31 \tag{8}$$

$$\frac{Fa}{Fr*v} = \frac{722}{2695*1{,}2} = 0{,}223 \tag{9}$$

$$\frac{Fa}{Fr*v} < e \xrightarrow{z\ tabuliek} X = 1\ \ a\ \ Y = 0 \tag{10}$$

| Typ ložiska | „Relativní axiální zatížení“ [1], [2] | Jednořadá ložiska | | | | Dvouřadá ložiska | | | | $e$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $\frac{F_a}{F_r} \leqq e$ | | $\frac{F_a}{F_r} > e$ | | $\frac{F_a}{F_r} \leqq e$ | | $\frac{F_a}{F_r} > e$ | | |
| | | $X$ | $Y$ | $X$ | $Y$ | $X$ | $Y$ | $X$ | $Y$ | |
| | $\frac{F_a}{C_{0r}}$ | | | | | | | | | |
| Radiální kuličková ložiska | 0,014<br>0,025<br>0,04<br>0,07<br>0,13<br>0,25<br>0,5 | 1 | 0 | 0,56 | 2,30<br>1,99<br>1,8<br>1,6<br>1,4<br>1,2<br>1 | 1 | 0 | 0,56 | 2,30<br>1,99<br>1,8<br>1,6<br>1,4<br>1,2<br>1 | 0,19<br>0,22<br>0,24<br>0,27<br>0,31<br>0,37<br>0,44 |

*Tab.4 Hodnoty súčiniteľov X a Y pre radiálne guličkové ložiská (upravené z [10])*

## 2.7 Exponent rovnice trvanlivosti p [1]

Pre guličkové ložiská: p = 3

Pre všetky ostatné ložiská: p = $\frac{10}{3}$

V našom prípade sa jedná o guičkové ložiská a preto p = 3.

## 2.8 Trvanlivosť ložiska Lh [min]

Je daná počtom otáčok alebo počtom hodín, ktoré vykoná jeden krúžok voči druhému, pokiaľ sa neobjavia prvé náznaky únavy materiálu a to buď na krúžkoch alebo na valivých telieskach. Zo zadania nám vyplýva, že Lh = 2500 hodín, ale do vzorca potrebujeme túto hodnotu v minútach.

$$Lh = 2500 * 60 = 150\,000\,min \tag{11}$$

## 2.9 Otáčky ložiska n [ot/min]

Sú maximálne otáčky, ktorými sa môže ložisko otáčať. Keďže ich nemáme priamo zadané, musíme si ich vypočítať z priemeru rolleru a maximálnej rýchlosti stroja.

$$n = \frac{\omega}{2*\pi} \tag{12}$$

Kde: ω [rad/s] ... je uhlová rýchlosť.

## 2.10 Uhlová rýchlosť ω [rad/s]

Je fyzikálna veličina opisujúca otáčavý pohyb telesa.

$$\omega = \frac{v}{r} \tag{13}$$

Kde: v [m/s] ... rýchlosť stroja

r [mm] ... polomer rolleru

# 3 Výpočet

## 3.1 Výpočet rýchlosti v[m/s]

Rýchlosť v máme zadanú v kilometroch za hodinu a preto ju musíme previesť na metre za sekundu:

$$v = 3{,}1 * \frac{1000}{3600} = 0{,}861\ m/s \quad (14)$$

## 3.2 Výpočet polomeru r [m]

Polomer rolleru je rovný polovici priemeru, ktorý máme zadaný:

$$r = \frac{d}{2} = \frac{127}{2} = 63{,}5\ mm = 0{,}0635\ m \quad (15)$$

## 3.3 Výpočet uhlovej rýchlosti ω [rad/s]

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0{,}861}{0{,}0635} = 13{,}559\ rad/s \quad (13)$$

## 3.4 Výpočet otáčok n [ot/min]

$$n = \frac{\omega}{2*\pi} = \frac{13{,}559}{2*\pi} = 2{,}158\ ot/s \quad (12)$$

My ale potrebujeme otáčky za minútu a preto:

$$n = 2{,}158 * 60 = 129{,}479\ ot/min \quad (16)$$

## 3.5 Výpočet ekvivalentného dynamického zaťaženia P [N]

$$P = V * X * Fr + Y * Fa \quad (7)$$

Keďže v našom prípade Y = 0, tak dostaneme vzorec:

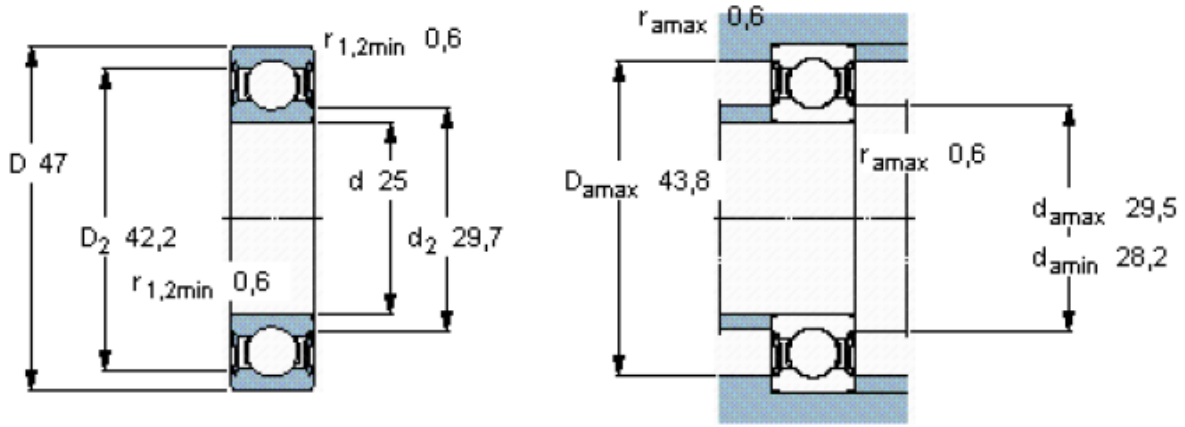
$$P = V * X * Fr = 1{,}2 * 1 * 2695 = 3\,234\ N$$

## 3.6 Výpočet základnej dynamickej únosnosti C[N]

$$C = P * \sqrt[p]{Lh * n * 10^{-6}} = 3\,234 * \sqrt[3]{150\,000 * 129{,}479 * 10^{-6}} = 8\,693\ N \quad (6)$$

# 4 Zhodnotenie aktuálne používaného ložiska

## 4.1 Ložisko SKF 6005 – 2RSH




*Obr. 19. Ložisko SKF 6005 – 2RSH (prevzaté z [1])*

Vnútorný priemer: d = 25 mm

Vonkajší priemer: D = 47 mm

Šírka: B = 12 mm

Hraničné otáčky: n = 9500 ot/min

Základná statická únosnosť: $C_0$ = 6 550 N

Základná dynamická únosnosť: C = 11 900 N

## 4.2 Výpočet trvanlivosti aktuálne používaného ložiska

Zo vzorca statickej únosnosti si vyjadríme trvanlivosť Lh [min] :

$$Lh = \frac{C^p}{P^p * n * 10^{-6}} = \frac{11\,900^3}{3\,234^3 * 129{,}479 * 10^{-6}} = 384\,787{,}983\ min \quad (17)$$

Po prevedení na hodiny na hodiny nám vyjde trvanlivosť aktuálne používaného ložiska:

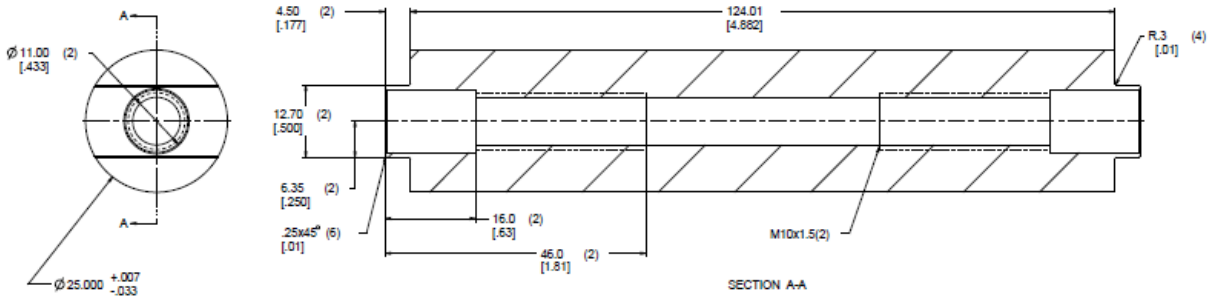
$$Lh = \frac{384\,787{,}983}{60} = 6\,413{,}133\ hod \quad (18)$$

Požadovaná trvanlivosť je 2500 hodín. Momentálne používané ložiská majú trvanlivosť 6 413,133 hodín, čo je viac ako dvojnásobok. Z tohto zhodnotenia nám vyplýva záver, že momentálne používané ložiská sú viac ako dvojnásobne predimenzované.

# 5 Návrh vlastného ložiska

## 5.1 Kontrola hriadeľa

Pre návrh vlastného ložiska v prvom rade skontrolujeme hriadeľ na ktorom sú ložiská uložené (Obr. 20) na ohyb, strih a otlačenie od vlastnej hmotnosti stroja a prípadne navrhneme vonkajší priemer hriadeľa odpovedajúci bezpečnosti zvolenej zadávateľom práce. Vnútorný priemer hriadeľa sa nebude meniť.

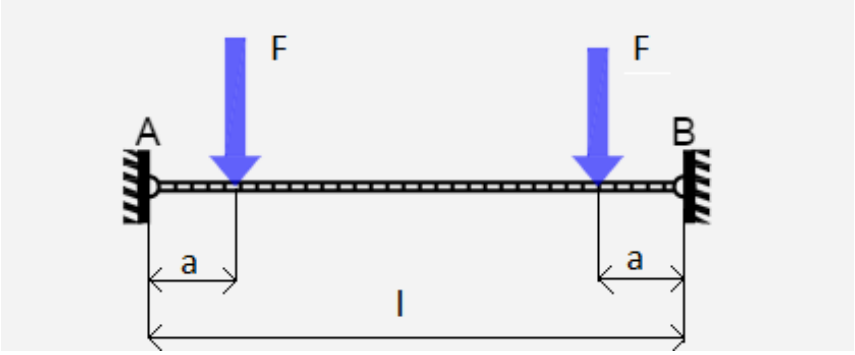



*Obr. 20 Hriadeľ (zdroj: Bobcat)*

Materiál hriadeľa je 42CrMo4 (15 142) a tento materiál má nasledovné tabuľkové vlastnosti:

- Medza v klze: $\sigma_k$ = 690 N.mm$^{-2}$
- Napätie v šmyku: $\tau_k$ = 120 N.mm$^{-2}$
- Modul pružnosti v ťahu: E = 210 000 N.mm$^{-2}$
- Dovolený tlak na otlačenie: $p_D$ = 100 MPa
- Bezpečnosť (zadaná zadávateľom práce): k = 1,5

Pre výpočet použijeme zjednodušený model tohto hriadeľa a to dvakrát votknutý nosník, symetricky zaťažený silami F, ktorá je rovná radiálnej sile v miestach uloženia ložísk od vlastnej hmotnosti stroja (Obr. 21).

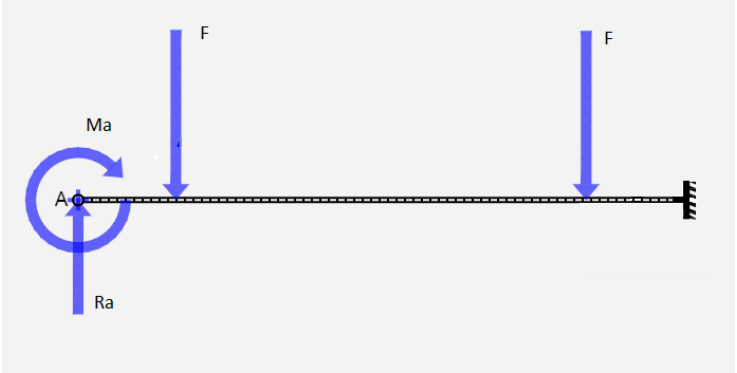



*Obr. 21 Zjednodušený model hriadeľa (zdroj: Autodesk ForceEffect)*

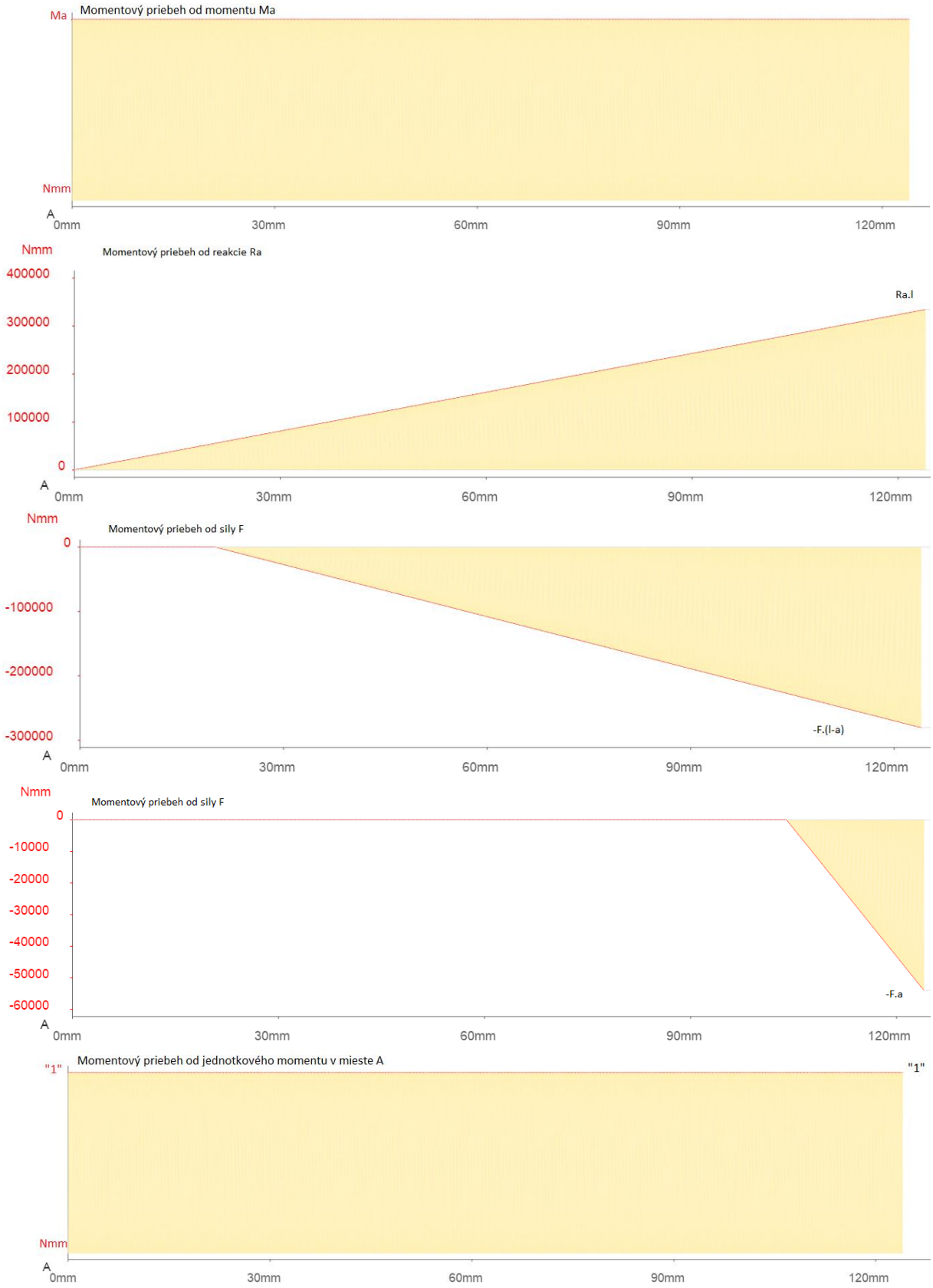
Parametre hriadeľa:

- Celková dĺžka: l = 124 mm
- Vzdialenosť pôsobiska sily F od kraja: a = 20 mm
- Vnútorný priemer: d = 11mm
- Vonkajší priemer: D = 25 mm

Úloha je staticky neurčitá a preto musíme previesť uvoľnenie na staticky určitú úlohu (Obr.22). Tu nám vzniknú ďalšie dve neznáme a to reakcia $R_A$ a moment $M_A$. Reakciu $R_A$ môžeme určiť zo symetrie nosníka a to tak, že reakcia $R_A$ bude rovná sile F, ktorá má veľkosť 2695 N. Pre výpočet momentu $M_A$ musíme zaviesť okrajovú podmienku, aby natočenie nosníka v mieste pôsobenia momentu bolo nulové. Z tejto počiatočnej podmienky sme schopní vypočítať moment $M_A$. Ja som si pre výpočet momentu $M_A$ zvolil Vereščaginovu metódu výpočtu, pretože je názornejšia. Znázornenie priebehu momentov od jednotlivých reakcií potrebných k výpočtu sú na obr. 23.




*Obr. 22 Staticky určitý nosník (zdroj: Autodesk ForceEffect)*




*Obr. 23 Priebehy momentov (zdroj: Autodesk ForceEffect)*

Z týchto priebehov nám podľa Vereščaginovej metódy vyjde rovnica pre natočenie hriadeľa v mieste pôsobenia momentu $M_A$:

$$\varphi_A = \frac{1}{E*J} * \left[\frac{R_A*l^2}{2} - \frac{F*(l-a)^2}{2} - \frac{F*a^2}{2} + M_A * l\right] = 0 \quad (19)$$

Z tejto rovnice si vyjadríme moment $M_A$:

$$M_A = -\frac{R_A*l^2}{2*l} + \frac{F*(l-a)^2}{2*l} + \frac{F*a^2}{2*l} \quad (20)$$

$$M_A = -\frac{2695*124^2}{2*124} + \frac{2695*(124-20)^2}{2*124} + \frac{2695*20^2}{2*124} = 45\,206\ Nmm$$

Teraz, keď poznáme hodnoty všetkých reakcií, musíme určiť miesto a veľkosť maximálneho ohybového momentu na hriadeli. Podľa priebehu ohybového momentu na obr. 24. Vidíme, že maximálny ohybový moment môže byť buď v mieste votknutia alebo v mieste pôsobenia sily F. Keďže nosník je symetricky zaťažený, stačí počítať pre jednu polovicu. Ohybový moment v danom mieste určíme tak, že si určíme momentovú rovnicu v danom mieste.

Momentová rovnica v mieste votknutia:

$$M_1 = M_A - F * a - F * (l - a) \quad (21)$$

$$M_1 = -45\,206{,}45 - 2695 * 20 - 2695 * (124 - 20) = -379\,386{,}45\ Nmm$$

Momentová rovnica v mieste pôsobenia sily F:

$$M_2 = -R_A * a - F * (l - 2 * a) \quad (22)$$

$$M_2 = -2695 * 20 - 2695 * (124 - 2 * 20) = -280280\ Nmm$$

Z toho nám plynie, že maximálny ohybový moment je v mieste votknutia a teda:

$$Mo_{max} = M_1 = -379\,386{,}45\ Nmm \quad (23)$$

Modul prierezu pre medzikružie:

$$Wo = \frac{\pi*D^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{d^4}{D^4}\right)\right) \quad (24)$$

$$Wo = \frac{\pi * 25^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{11^4}{25^4}\right)\right) = 1476{,}5\ mm^3$$

Dovolené napätie v ohybe:

$$\sigma_D = \frac{\sigma_k}{k} = \frac{690}{1{,}5} = 460\ N.mm^{-2} \quad (25)$$

Kontrola hriadeľa na maximálny ohybový moment:

$$\frac{|Mo_{max}|}{Wo} \leq \sigma_D \quad (26)$$

$$\frac{379\,386{,}45}{1476{,}5} = 256{,}95\ N.mm^{-2}$$

$$256{,}95 < 460 \Rightarrow hriadeľ\ vyhovuje$$

Kontrola hriadeľa na strih, kde $s_1$ je plocha prierezu kontrolovaná na strih:

$$\tau \leq \tau_D$$

$$\tau = \frac{2*F}{2*s} = \frac{2*2695}{2*188{,}554} = 14{,}3\ N.mm^{-2} \quad (27)$$

$$\tau_D = \frac{\tau_k}{k} = \frac{120}{1{,}5} = 80\ N.mm^{-2} \quad (28)$$

$$14{,}3 < 80 \Rightarrow hriadeľ\ vyhovuje$$

Kontrola hriadeľa na otlačenie, kde $s_2$ je plocha prierezu kontrolovaná na otlačenie:

$$p \leq p_D$$

$$p = \frac{F}{s_2} = \frac{2695}{50{,}8} = 53{,}05\ MPa \quad (29)$$

$$p_D = 100\ MPa$$

$$53{,}05\ MPa < 100\ MPa \Rightarrow hriadel\ vyhovuje$$

Vypočítali sme, že aktuálny hriadeľ vyhovuje, ale je tu značná rezerva. Preto nadimenzujeme vlastný hriadeľ, ktorý bude presne odpovedať zadanej bezpečnosti.

Dimenzovať budeme len vonkajší priemer hriadeľa a vnútorný priemer hriadeľa ostane rovnaký.

## 5.2 Návrh hriadeľa

Dimenzovanie vonkajšieho priemeru D [m]:

$$\frac{|Mo_{max}|}{\frac{\pi * D^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{d^4}{D^4}\right)\right)} \leq \sigma_D \tag{30}$$

$$\frac{379\,386{,}45}{\frac{\pi * D^3}{32} * \left(1 - \left(\frac{11^4}{D^4}\right)\right)} \leq 460$$

Z tejto rovnice dostaneme výsledok:

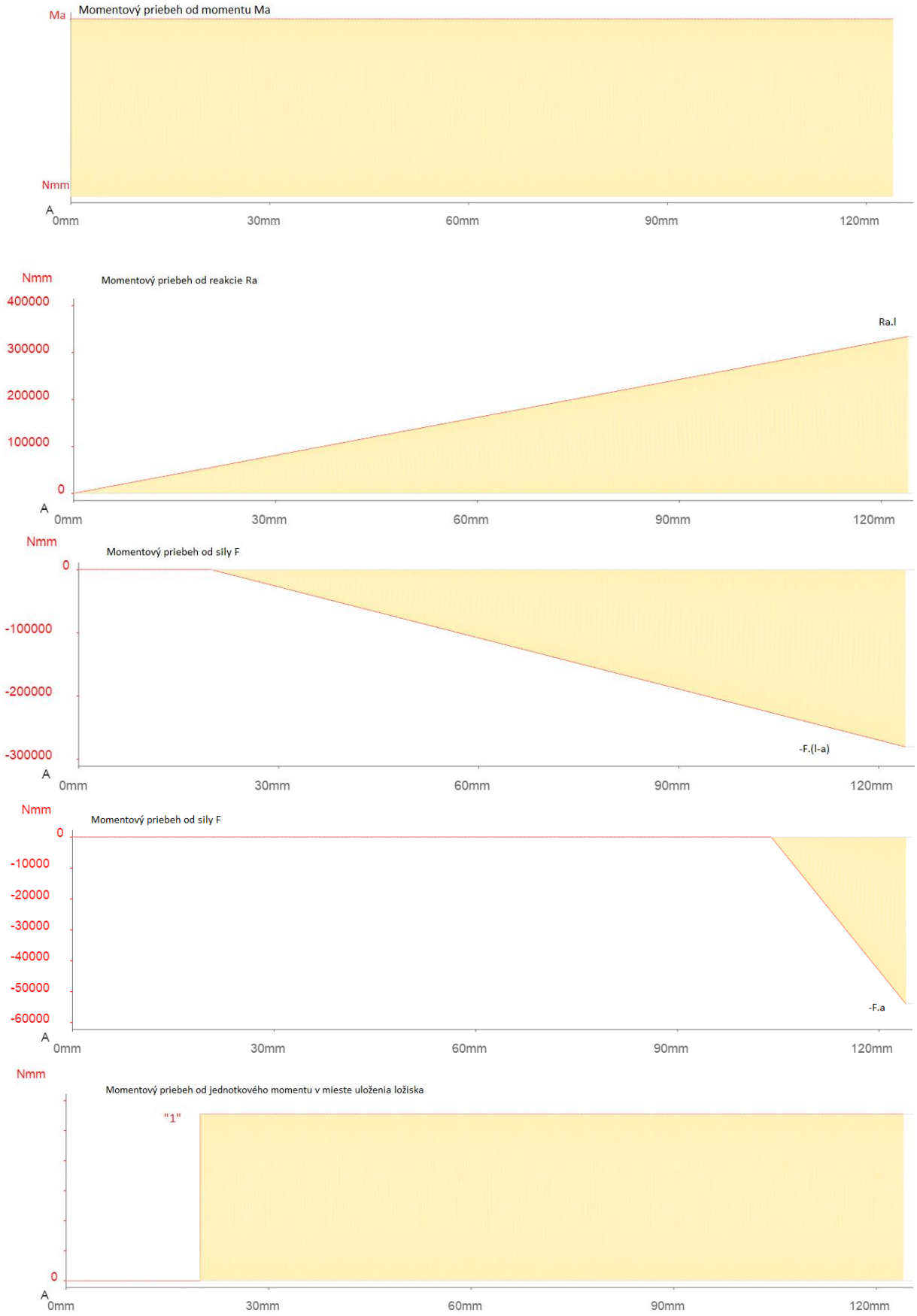
$$D \geq 20{,}882\ mm$$

Najbližší vyšší normalizovaný rozmer pre vnútorný priemer ložísk je 22 milimetrov a preto volím:

$$D = 22\ mm$$

## 5.3 Výpočet natočenia

Pre presnejší návrh ložiska si vypočítame natočenie od vlastnej váhy stroja v mieste uloženia ložísk. Vďaka symetrii nám stačí počítať natočenie hriadeľa v mieste uloženia jedného ložiska a natočenie v mieste uloženia druhého ložiska bude rovnako veľké. Pre výpočet natočenia v mieste ložiska taktiež volím Vereščaginovu metódu výpočtu. Znázornenie priebehu momentov od jednotlivých reakcií potrebných k výpočtu sú na Obr. 24.




*Obr. 24 Priebehy momentov (zdroj: Autodesk ForceEffect)*

Z týchto priebehov nám podľa Vereščaginovej metódy vyjde rovnica pre natočenie hriadeľa v mieste uloženia ložiska:

$$\varphi = \frac{1}{E*J} * \left[\frac{(R_A*l)-(R_A*a)*(l-a)}{2} + R_A * a * (l-a) - \frac{F*(l-a)^2}{2} - \frac{F*a^2}{2} \quad + M_A * (l-a)\right] \qquad (31)$$

Kde J je kvadratický moment prierezu medzikružia a vypočítame ho pre D = 22mm a d = 11mm ako:

$$J = \frac{\pi*D^4}{64} - \frac{\pi*d^4}{64} \qquad (32)$$

$$J = \frac{\pi*22^4}{64} - \frac{\pi*11^4}{64} = 10\,780{,}32\ mm^4$$

Teraz môžeme vypočítať veľkosť natočenia v mieste uloženia ložiska:

$$\varphi = \frac{1}{210\,000*10\,780{,}32} * \left[\frac{(2695*124)-(2695*20)*(124-20)}{2} + \left(2695 * 20 * (124-20)\right) - \right.$$

$$\left. \frac{2695*(124-20)^2}{2} - \frac{2695*20^2}{2} - 45\,206{,}45 * (124-20)\right] = 1{,}61 * 10^{-4}\ rad \qquad (31)$$

Výsledok nám vyšiel v radiánoch a preto ho musíme previesť na stupne.

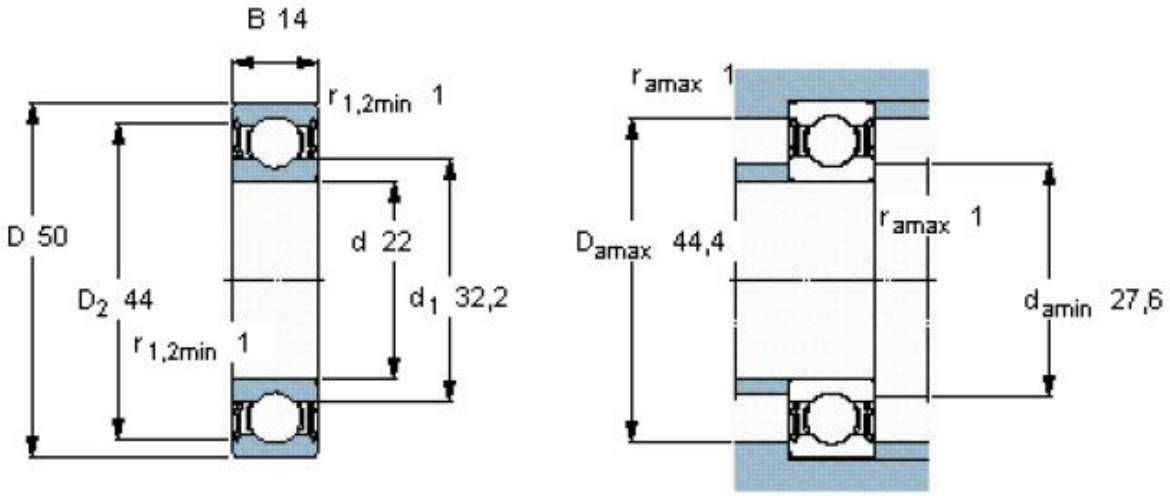
$$\varphi = 1{,}61 * 10^{-4} * \pi = 5{,}06 * 10^{-4}\ ^\circ = 1{,}82'' \qquad (33)$$

Výsledné natočenie hriadeľa v mieste uloženia ložiska nám vyšlo 1,82 sekúnd. Teraz môžeme z tabuliek SKF vybrať vhodné ložisko. Pri výbere sa budeme riadiť nasledujúcimi parametrami:

- Vnútorný priemer ložiska: d = 22 mm
- Dovolené natočenie: φ = 1,82“
- Minimálna základná dynamická únosnosť: C = 8 693 N

## 5.4 Voľba ložiska

Volím guličkové ložisko SKF 62/22-2RS1 (Obr. 25).




*Obr. 25 Ložisko SKF 62/22 – 2RS1 (prevzaté z [1])*

Vnútorný priemer: d = 22 mm

Vonkajší priemer: D = 50 mm

Šírka: B = 14 mm

Hraničné otáčky: n = 9000 ot/min

Základná statická únosnosť: $C_0$ = 7 650 N

Základná dynamická únosnosť: C = 14 000 N

# Záver

Cieľom mojej bakalárskej práce bolo vypočítať zaťaženie ložísk nosných kolies na podvozku malého lopatového rýpadla. Podľa výsledku zaťaženia skontrolovať momentálne používané ložiská, poprípade podľa zaťaženia navrhnúť vlastný typ ložísk. Pri písaní práce som pravidelne komunikoval s firmou Bobcat a.s. ktorá si určovala požiadavky na prácu a kritické situácie potrebné k výpočtu. Z kontroly momentálne používaného ložiska som zistil, že momentálne používané ložiská sú podľa zadanej bezpečnosti viac ako dvakrát predimenzované. V rámci návrhu nového ložiska som previedol kontrolu hriadeľa, na ktorom sú ložiská uložené. Výsledkom bola úprava vonkajšieho priemeru hriadeľa a tým pádom aj úprava vnútorného priemeru ložísk. Následne som podľa zistených výsledkov vybral ložisko z tabuľky SKF. Mojím riešením by bola nutná úprava nosných kolies z dôvodu odlišného vonkajšieho priemeru ložísk. Pre firmu Bobcat bola moja práca prínosom z hľadiska kontroly momentálne používaných ložísk a k prípadnej realizácií zníženia počtu nosných kolies na strojoch Bobcat E08 a Bobcat E10.

# Zoznam použitej literatúry

[1] *SKF* [online]. Kuličkové ložiska, jednořadá. Katalog výrobkú. 2002- [cit. 2015-06-06]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?highlightid=1050016070&page=2&imperial=false

[2] Tank (vozidlo). *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-06-06]. Dostupné z: http://sk.wikipedia.org/wiki/Tank_%28vozidlo%29

[3] Hydraulický přenos výkonu. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-06-06]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Hydraulick%C3%BD_p%C5%99enos_v%C3%BDkonu

[4] Bagr. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-06-06]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Bagr

[5] *Hydromotory a hydrogenerátory,* [online]. Olomouc, 2011 [cit. 2015-06-06]. Dostupné z: http://www.spssol.cz/~vyuka/tridy/3.C/CAD/HYDROMOTORY%20A%20HYDROGENERTORY.pdf. Distanční text. Střední průmyslová škola strojnická, Olomouc.

[6] *Hydrostatické pohony a jejich řízení* [online]. 2002 [cit. 2015-05-06]. Dostupné z: http://automa.cz/download/au010208.pdf

[7] *Hydraulika mobilních pracovních strojú* [online]. 2008 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: http://www.338.vsb.cz/PDF/02HYDRO-MOB.pdf

[8] PELIKÁN, Petr. *Hydraulické lopatkové rýpadlo - DH 621* [online]. Strážnice, 2006 [cit. 2015-06-06]. Dostupné z: http://www.4tlb.wz.cz/files/mp/pelda/formalni_cast.pdf. Maturitní zkouška. Střední Odborná Škola Strážnice.

[9] *WORKSHOP MANUAL Fiat Kobelco E30SR Evolution a E35SR Evolution* [online]. San Mauro Torinese: FIAT KOBELCO CONSTRUCTION MACHINERY S.p.A, 2003 [cit. 2015-05-05].

[10] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

[11] JEŘÁBEK, Karel. *Zemní stroje*. Vyd. 1. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1992, 144 s. ISBN 80-010-0804-5.

# Zoznam symbolov

$C_0$ [N] – Základná statická únosnosť

C [N] – Základná dynamická únosnosť

F [N] – Sila v ťažisku

m [kg] – Hmotnosť

g [m/s$^2$] – Gravitačné zrýchlenie

Frt [N] – Radiálna sila v ťažisku

Fat [N] – Axiálna sila v ťažisku

Fr [N] – Radiálna sila v ložisku

Fa [N] – Axiálna sila v ložisku

P [N] – Ekvivalentné dynamické zaťaženie

p [1] – Exponent rovnice trvanlivosti

Lh [min] – Trvanlivosť ložiska

n [ot/min] – Otáčky ložiska

V [1] – Rotačný súčiniteľ

X [1] – Súčiniteľ dynamického radiálneho zaťaženia

Y [1] – Súčiniteľ dynamického axiálneho zaťaženia

ω [rad/s] – Uhlová rýchlosť

v [m/s] – Rýchlosť stroja

r [mm] – Polomer rolleru

$\sigma_k$ [N.mm$^-$2] – Medza v klze

$\tau_k$ [N.mm$^{-2}$] – Napätie v šmyku

E [N.mm$^{-2}$] – Modul pružnosti v ťahu

$p_D$ [MPa] – Dovolený tlak

k [1] – Bezpečnosť

l [mm] – Dĺžka nosníka

a [mm] – Vzdialenosť pôsobiska sily F od okraja nosníka

d [mm] – Vnútorný priemer hriadeľa

D [mm] – Vonkajší priemer hriadeľa

$R_A$ [N] – Reakcia v mieste A

$M_A$ [Nmm] – Moment v mieste A

$M_o$ [Nmm] – Ohybový moment

φ [rad] – Natočenie

$W_o$ [$mm^3$] – Modul prierezu

$\sigma_D$ [$N.mm^-2$] – Dovolené napätie

p [MPa] – Tlak

$\tau_D$ [$N.mm^{-2}$] – Dovolené napätie v šmyku

J [$mm^4$] – Kvadratický modul prierezu

# Zoznam obrázkov

**OBRÁZOK Č.1 –** BOBCAT E26 – ŠTRUKTÚRA.....5

**OBRÁZOK Č.2 –** ZÁKLADNÁ ŠTRUKTÚRA HYDROSTATICKÉHO OBVODU.....6

**OBRÁZOK Č.3 –** POROVNANIE VEĽKOSTI ELEKTROMOTORA A HYDROMOTORA....7

**OBRÁZOK Č.4 –** HYDRAULIKA PRACOVNÉHO ZARIADENIA.....8

**OBRÁZOK Č.5 –** HYDROMOTOR S AXIÁLNYM USPORIADANÍM PIESTOV.....9

**OBRÁZOK Č.6 –** ŠTRUKTÚRA PODVOZKU.....10

**OBRÁZOK Č.7 –** HNACIE KOLESO.....11

**OBRÁZOK Č.8 –** NAPÍNACIE KOLESO.....12

**OBRÁZOK Č.9 –** OPORNÁ KLADKA.....12

**OBRÁZOK Č.10 –** NOSNÉ KOLESO (ROLLER).....13

**OBRÁZOK Č.11 –** ULOŽENIE LOŽÍSK V NOSNOM KOLESE.....17

**OBRÁZOK Č.12 –** DETAIL ULOŽENIA.....17

**OBRÁZOK Č.13 –** MODEL PODVOZKU NA STROJI BOBCAT E08 A E10.....18

**OBRÁZOK Č.14 –** MODEL PODVOZKU NA STROJI BOBCAT E08 A E10.....18

**OBRÁZOK Č.15 –** JAZDA HORE SVAHOM.....19

**OBRÁZOK Č.16 –** JAZDA DOLE SVAHOM.....20

**OBRÁZOK Č.17 –** JAZDA BOKOM NA SVAHU.....20

**OBRÁZOK Č.18 –** JAZDA NA NEROVNOM POVRCHU.....21

**OBRÁZOK Č.19 –** LOŽISKO SKF 6005 – 2RSH.....27

**OBRÁZOK Č.20 –** HRIADEĽ.....29

**OBRÁZOK Č.21 –** ZJEDNODUŠENÝ MODEL HRIADEĽA.....30

**OBRÁZOK Č.22 –** STATICKY URČITÝ NOSNÍK.....30

**OBRÁZOK Č.23 –** PRIEBEHY MOMENTOV.....31

**OBRÁZOK Č.24 –** PRIEBEHY MOMENTOV.....35

**OBRÁZOK Č.25 –** LOŽISKO SKF 62/22 – 2RS1.....37

# Zoznam tabuliek

**TABULKA Č.1 –** POROVNANIE STROJOV: TRIEDA 0,8 TONY.....15

**TABULKA Č.2 –** POROVNANIE STROJOV: TRIEDA 1,0 TONY.....16

**TABULKA Č.3 –** KUSOVNÍK.....17

**TABULKA Č.4 –** HODNOTY SÚČINITEĽOV X A Y PRE RADIÁLNE GULIČKOVÉ LOŽISKÁ.....24

# Zoznam príloh

Príloha č.1: CD s modelom zostavy, výkresom zostavy a výrobnými výkresmi jednotlivých dielov nosného kolesa

Príloha č.2: Špecifikácia strojov Bobcat E08 a Bobcat E10