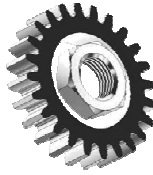


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh pohonu pro vahadlový čerpací stroj

Design of Beam Pumping Unit Drive

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Martin Dub

Jiří Ašenbrener

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojn**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student: **Jiří Ašenbrener**

Studijní program: **Teoretický základ strojn**

Studijní obor: **bez oboru**

Název práce: **Návrh pohonu pro vahadlový čerpací stroj**

Název práce anglicky: **Design of Beam Pumping Unit Drive**

Zadání práce:

V rámci bakalářské práce zpracujte rešerši současného stavu problematiky vahadlových čerpacích strojů včetně principu funkce. Navrhněte pohon vahadlového čerpacího stroje, který bude realizován elektromotorem a převodovým mechanismem. Proveďte kompletní návrh pohonu včetně potřebných návrhových a kontrolních výpočtů. Dále proveďte koncepční návrh samotného vahadlového čerpacího stroje. Vytvořte trojrozměrný model a výkres sestavy zařízení včetně pohonu.

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše problematiky vahadlových čerpacích strojů.
2. Návrh pohonu a jeho komponentů.
3. Koncepční návrh zařízení.
4. 3D model zařízení a pohonu, technická dokumentace.

Rozsah grafické části:

1. 3D model.
2. Výkres sestavení pohonu a zařízení.

Specifikace textové části:

1. Technická zpráva s výpočty.
2. Min. rozsah 30 stran vč. obrázků, přílohy zvlášť.

Doporučené podklady:

- ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
KUGL, O. a kol.: Projekt - III. ročník. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

Vedoucí práce: **Ing. Martin Dub**

Datum zadání: **30. 4. 2015**

Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

Neodevzdá-li student bakalářskou diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské diplomové práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne:

.....
podpis studenta

.....
prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pohonu pro vahadlový čerpací stroj“ vypracoval(a) samostatně pod vedením Ing. Martina Duba, s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 15.6.2015

Jiří Ašenbrener

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Martinovi Dubovi za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

Anotační list

Jméno autora: **Jiří AŠENBRENER**

Název BP: *Návrh pohonu pro vahadlový čerpací stroj*

Anglický název: Design of Beam Pumping Unit Drive

Rok: 2015

Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství

Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí BP: *Ing. Martin Dub*

Konzultant: -

Bibliografické údaje: počet stran 56
počet obrázků 45
počet tabulek 8
počet příloh 5

Klíčová slova: Vahadlový čerpací stroj, návrh pohonu, čelní převodovka, šikmé ozubení, návrh hřídelí, řemenový převod

Keywords: Beam Pumping Unit, Drive Design, Spur Gearbox, Helical Gear, Shaft Design, Belt Drive

Anotace:

Bakalářská práce je zaměřena na návrh pohonu pro vahadlový čerpací stroj. V úvodu práce je popsán současný stav problematiky vahadlových čerpacích strojů a jejich pohonů. Práce zahrnuje návrh elektromotoru, řemenového převodu a kompletní návrh samotné dvoustupňové převodovky s čelním šikmým ozubením. Dále je proveden koncepční návrh kompletního zařízení vahadlového čerpacího stroje.

Abstract:

Bachelor thesis is focused on a design of beam pumping unit drive. At first there is described the state of art of the beam pumping units and drives. The thesis contains the design of asynchronous motor, belt drive and two-stage gearbox with helical gears. Furthermore the concept of beam pumping unit structure is designed.

Obsah

1. Úvod	8
2. Rešerše	9
2.1. Část na povrchu	10
2.2. Část pod úrovní povrchu	10
2.3. Princip sání	11
2.4. Motory	12
2.5. Typy	13
2.5.1. Vahadlová čerpadla s dvouramennou pákou	14
2.5.2. Vahadlová čerpadla s jednoramennou pákou	15
2.6. Převodovka	16
3. Výpočty	17
3.1. Návrh hlavních parametrů	17
3.1.1. Návrh elektromotoru	17
3.1.2. Rozdělení celkového převodového poměru	18
3.1.3. Návrh řemenového převodu	19
3.1.4. Návrh minimálních průměrů hřídelí	20
3.1.5. Návrh ozubených kol	21
3.2. Kontrola ozubených kol	23
3.3. Výpočet reakcí	25
3.3.1. Výpočet reakcí na kolech	25
3.3.2. Výpočet reakcí na vstupní hřídeli	25
3.3.3. Výpočet reakcí na předlohové hřídeli	27
3.3.4. Výpočet reakcí na výstupní hřídeli	28
3.4. Výpočet ložisek	30
3.4.1. Výpočet ložisek na vstupní hřídeli	30
3.4.2. Výpočet ložisek na předlohové hřídeli	31
3.4.3. Výpočet ložisek na výstupní hřídeli	32
3.5. Kontrola per	33
3.6. Statická kontrola hřídelí	34
3.6.1. Hřídel vstupní	34
3.6.2. Hřídel předlohová	37
3.6.3. Hřídel výstupní	40
3.7. Kontrola natočení hřídelí v ložiskách	42

3.8.	Kontrola průhybu hřídelí pod koly	42
3.9.	Dynamická kontrola hřídelí	43
3.9.1.	Kontrola v místě osazení (vstupní hřídel)	43
3.9.2.	Kontrola v místě pera (předlohová hřídel)	44
4.	Vahadlový čerpací stroj	45
4.1.	Uchycení pohonu k rámu	45
4.2.	Vypínání řemene	46
4.3.	Uchycení mechanismu k rámu	47
4.4.	Uchycení kompletního zařízení	47
4.5.	Kompletní sestava zařízení	48
5.	Závěr	48
	Seznam použité literatury	50
	Seznam obrázků a tabulek	51
	Seznam symbolů	53
	Seznam příloh	56

1. Úvod

Vahadlový čerpací stroj je nejběžnějším zařízením pro čerpání ropy z hlubokých vrtů. Jak již název napovídá, jedná se o čerpadlo, kde se charakteristickým prvkem stává vahadlo. Vahadlo svým kývavým pohybem vytváří vertikální vratný pohyb pístu, který umožňuje ve vrtu pomocí jednoduché soustavy ventilů vytvořit sací efekt, díky kterému ropa nebo spíše emulze ropy (voda+ropa) proudí na povrch, kde je dále odebírána.

Realizace tohoto kývavého pohybu vahadla je provedena pomocí klikového mechanismu, kde je přeměněn rotační pohyb na kývavý. Potřebný rotační pohyb vytváří pohon, který zahrnuje elektromotor, řemenový převod a převodovku. Kývavý pohyb potom umožňuje soustava tvořící pákový mechanismus, kde hlavními částmi jsou: vahadlo, sedlo, stožár a protizávaží.

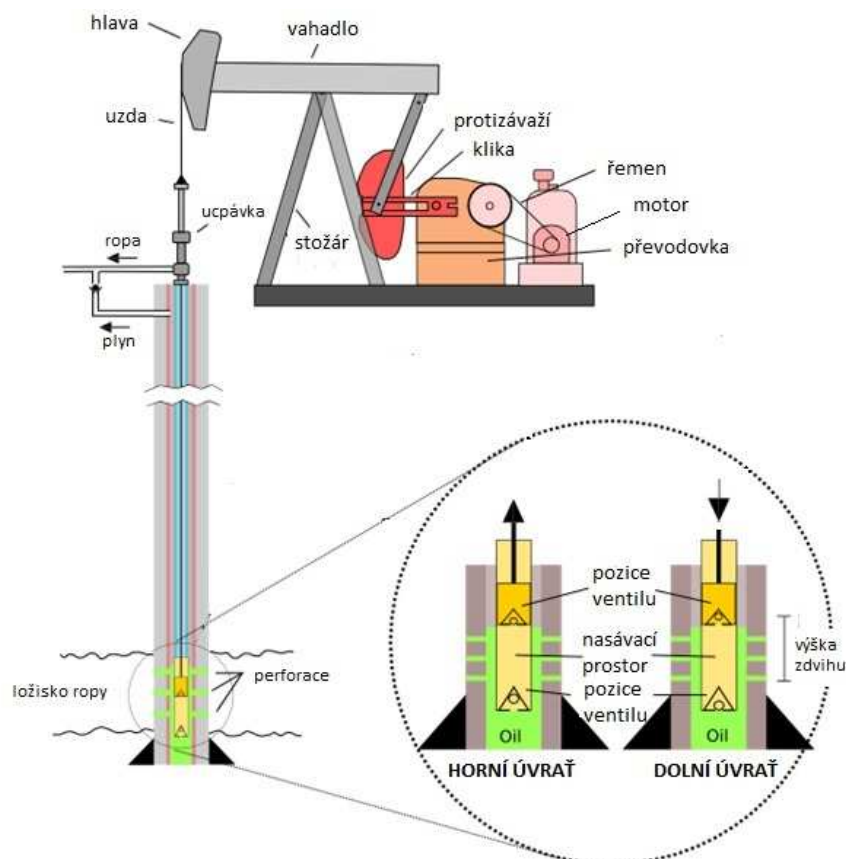
Cílem této práce je návrh pohonu pro vahadlový čerpací stroj, což zahrnuje volbu elektromotoru, řemenového převodu a kompletní návrh samotné převodovky. Dále obsahuje koncepční návrh kompletního zařízení včetně zmíněného pohonu.

Prvním krokem je volba elektromotoru. Ta se odvíjí přímo od zadání. Je nutné zvolit takový elektromotor, který bude schopen vytvořit potřebný výkon ke splnění potřebného kroutícího momentu na výstupu z převodovky. Dále se zjistí potřebný převodový poměr ke splnění potřebných otáček ze zadání, které budou na výstupu z převodovky. Tento převodový poměr bude realizován řemenovým převodem společně s převodovkou. Jeho návrh zohledňuje přenášený výkon, vstupní otáčky a realizovaný převodový poměr. Posledním krokem je návrh kompletní dvoustupňové převodovky pomocí šikmých ozubených kol. Tento návrh se odvíjí od realizovaného převodového poměru, který zaručí potřebné výstupní otáčky a minimální potřebný kroutící moment. Při návrhu je potřeba brát ohledy na specifické konstrukční zásady zejména u ložisek. Po návrhu jsou dále provedeny veškeré pevnostní výpočty a kontroly.

Při koncepčním návrhu kompletního zařízení je zejména brán zřetel na celkové sestavení a funkci, což zahrnuje: uchycení pohonu k rámu, možnost vypínání řemene, přichycení stožáru k rámu a možnost připevnění kompletního zařízení.

2. Rešerše

Vahadlové čerpadlo je zařízení s vratným pohybem pístu čerpadla, které slouží k čerpání různých médií (např. ropy, vody) z hlubokých vrtů. Využívá se jeho mechanického zvednutí kapalin tam, kde není k dispozici dostatečně velký spodní tlak k tomu, aby samovolně proudila na povrch. Tato čerpadla jsou jednou z nejběžnějších variant v oblastech bohatých na ropu. V závislosti na velikosti zařízení obecně vyčerpá 5 až 40 litrů kapaliny při každém záběru. Nejčastěji to bývá emulze vody a ropy. Výkon jednotky samozřejmě závisí na hloubce, z které se bude čerpat a zároveň na hmotnosti čerpaného média. Dá se tedy logicky odvodit, že čím hlouběji se půjde za médiem s vyšší hustotou, tím větší se bude muset vyvinout síla k tomu, abychom ji dostali na povrch. Veškerý pohyb čerpadla je založen na principu pákového mechanismu, při kterém se rotační pohyb motoru se transformuje na vertikální vratný pohyb pístu.



obr. 1.: Schéma vahadlového čerpacího stroje (zdroj: <http://en.wikipedia.org/>)

2.1. Část na povrchu

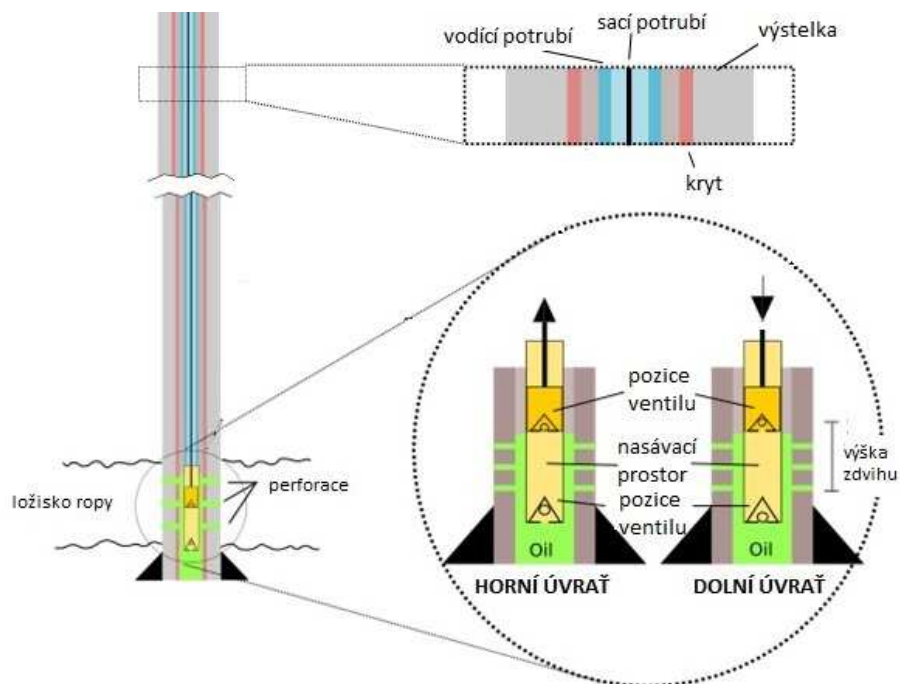
Moderní zařízení tohoto typu jsou poháněna hnacím strojem. Obvykle tento úkol zastává elektrický motor, který může být ovšem nahrazen motorem spalovacím na izolovaných místech bez přístupu k elektrické síti. Palivem do spalovacích motorů může být zejména nafta či propan. Jelikož takovéto čerpadlo může být umístěno téměř kdekoliv na světě v různých a drsných klimatických podmínkách, můžou stroje, nebo jen jejich části, být chráněny přístřešky či účelnými budovami k ochraně před přírodními živly.

Dalším významným prvkem po elektromotoru je převodovka, která má za úkol vytvořit kroutící moment k rozpoohybování kliky, obvykle s protizávažím sloužícím jako dopomoc při zvedání těžkého řetězce tyčí a profilů. Na druhém konci je zakřivený svařenec, který pro svůj vzhled nazýváme hlava koně. Zde je připevněno ocelové lano spojené s leštěnou tyčí navazující na píst, která dále vstupuje skrz ucpávky do vrtu.

Ucpávky by měly eliminovat únik kapaliny. Kapalina je odváděna z vrtu pomocí hadice, která sahá až ke dnu jamky. Uzda sleduje křivku koňské hlavy a tím vytváří vertikální vratný pohyb tyče. Tyč procházející ucpávkou je připojena k řadě dalších tyčí zvaných čerpadlové tyče. Ty pokračují v potrubí hlouběji až k dolní části vrtu čili ke dnu vrtu.

2.2. Část pod úrovní povrchu

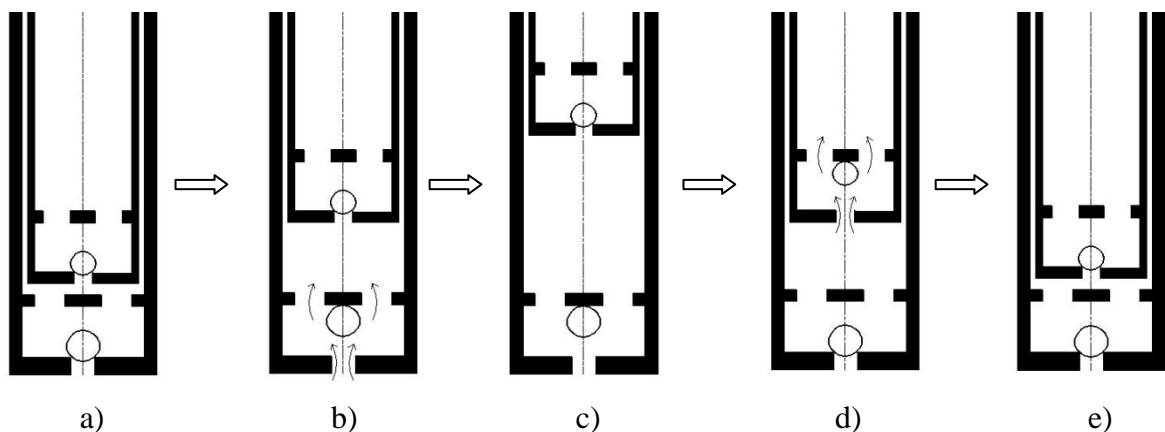
V celé délce vrtu lze hovořit o využití "potrubí v potrubí". Jedno potrubí o větším průměru sahá od povrchu země až k samotnému dnu vrtu a slouží po celé své délce jako izolace např. od půdy a ve spodní části slouží jako vedení pro nasávací píst, který se v něm pohybuje nahoru a dolů. Samotné dno je vybaveno otvorem s kulovým ventilem pro nasávání kapaliny. Druhá soustava potrubí o menším průměru vede ve větším potrubí a je nositelem čerpaného média. Na konci této soustavy se také nachází již zmíněný píst s kulovým ventilem.



obr. 2.: Část čerpacího ústrojí pod povrchem (zdroj: <http://en.wikipedia.org/>)

2.3. Princip sání

Veškerý princip nasávání spočívá ve využití vzniklých tlaků při pohybu pístu a samozřejmě na práci kulových ventilů. Obrázek znázorňuje cyklus, který probíhá na dně vrtu v koncové části potrubního systému.



obr.3.: Cyklus sacího procesu (zdroj: autor)

- V počáteční poloze jsou oba kulové ventily zavřené a vnitřní válec (píst) setrvává v dolní úvratí.
- Při pohybu pístu do horní úvratí se díky podtlaku otevře ventil umístěný na dně vrtu. Tím probíhá nasávání kapaliny do vzniklého prostoru ve větším potrubí.

- c) Jakmile píst dosáhne své horní úvrati, prostor pod ním je maximálně vyplněn. Rozdíl výšek pístu při horní a dolní úvrati nazýváme výška zdvihu a patří k faktorům, které mohou ovlivnit množství čerpané látky.
- d) Ventil v pístu, který právě směřuje do dolní úvrati, se otevře a kapalina pod pístem začne být vtlačována do jeho prostoru. Ventil na dně vrtu je ovšem uzavřen působením tlaku od kapaliny nad ním.
- e) Když dojde k dosažení dolní úvrati a tudíž i k maximálnímu naplnění prostoru v pístu, dojde k opakované akci a přesunu do horní úvrati, přičemž kapalina v pístu je v něm vynesena do výšky směrem k povrchu.
- Tento cyklus se neustále opakuje a dávky kapaliny se při každém zdvihu shromažďují nad pístem a tím se tlačí výš a výš na povrch, kde je dále odebírána.

2.4. Motory

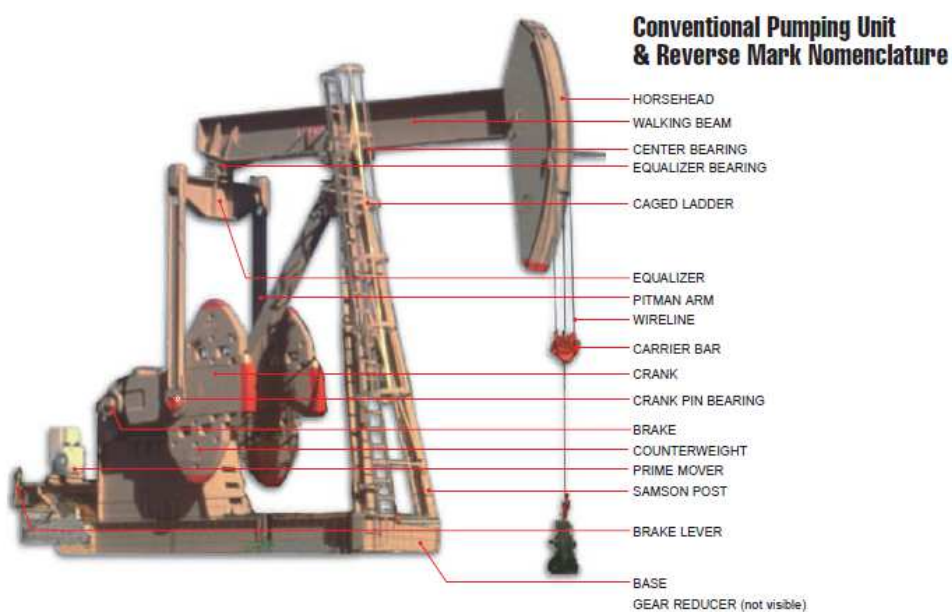
Nejčastějšími motory jsou spalovací motory, které se mohou rozdělit na pomaloběžné nebo rychloběžné. Motory s malou rychlostí mají jeden nebo dva válce a často pracují s rychlostí nejvýše 750 otáček za minutu. Vysokorychlostní motory mají čtyři nebo šest válců a pracují při rychlostech 750 až 2000 otáček za minutu, ale obvykle to je zhruba okolo 1400. Obecně platí, že rychloběžné motory mají nižší točivý moment než ty pomaloběžné.

Dále mohou být rozděleny jako dvoutaktní či čtyřtaktní. Většina motorů dvoutaktních je buď jednoválcová nebo dvouválcová a pracují na plyny či naftu. Čtyřtaktní motory se dále dělí například na rychloběžné či pomaloběžné. Ty však mají pouze jeden válec a používají velký setrvačnický, aby byla zajištěna konstantní rychlost čerpadla. Palivem často bývá zemní plyn. U čtyřtaktních rychloběžných motorů jako palivo poslouží zemní plyn, kapalný plyn nebo benzin.

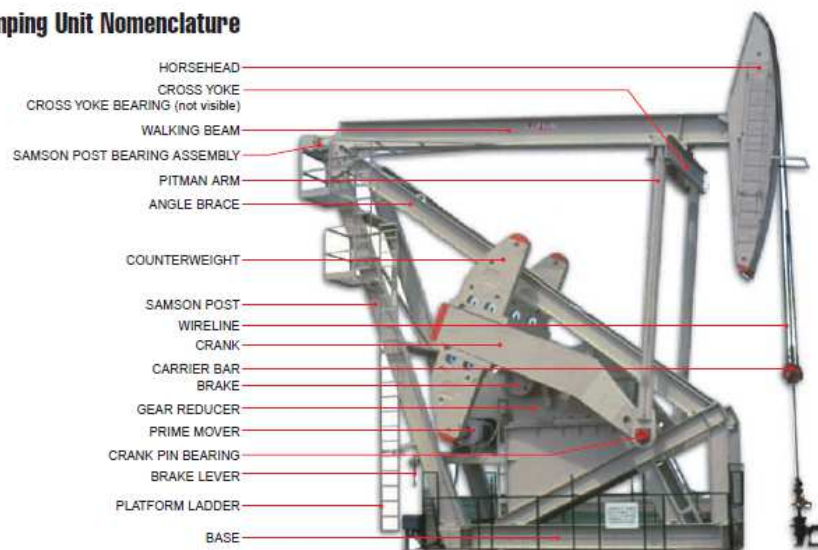
V poslední době je velmi elegantní variantou volit elektromotory, které jsou mnohem levnější, kompaktnější a mnohdy po převodování se svým krouticím momentem postačí. Na trhu se jich pohybuje nespočet variant a převážně jsou vybírány podle výkonu a počtu výstupních otáček.

2.5. Typy

Vahadlová čerpadla jsou rozdělována do dvou hlavních skupin podle umístění podpěry pro vytvoření pákového systému. Hlavní skupiny budou v tomto textu označena jako „vahadlová čerpadla s dvouramennou pákou“ a „vahadlová čerpadla s jednoramennou pákou“. Vahadlová čerpadla s dvouramennou pákou mají podpěru (sedlo) zavedenou uprostřed vahadla, kdežto vahadlová čerpadla s jednoramennou pákou mají podpěru na konci vahadla. Dále se dají dělit vzhledem k jejich specifickým konstrukčním úpravám.



Mark II Pumping Unit Nomenclature



obr. 3.: Ukázka dvou hlavních typů vahadlových čerpadel (zdroj: [1])

2.5.1. Vahadlová čerpadla s dvouramennou pákou

CRANK BALANCED UNITS („CONVENTIONAL UNITS“):

Patří k nejpoužívanějším typům čerpacích jednotek. Vyznačují se klasickou klikou s protizávažím a dvoustupňovou převodovkou. Horní i dolní úvratí je dosaženo při otočení kliky o 180°.

BEAM BALANCED UNITS:

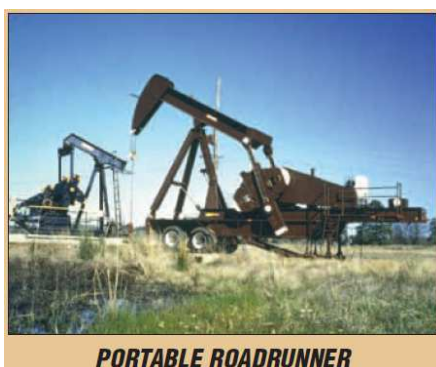
Rozměrově je obecně menší než běžný „conventional unit“. Využívá se při čerpání z mělkých vrtů.

REVERSE MARK UNITS:

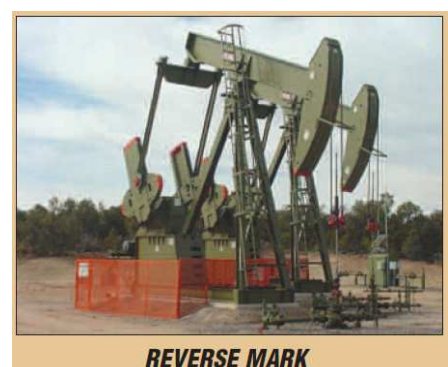
Tento typ má konstrukční úpravy k tomu, aby mohla být celá jednotka menší. Je stavěn tedy podobně jako nejpoužívanější čerpadla. Vzhledem k menším rozměrům se vyskytuje i na podvozku s koly a je možno jej přemísťovat. Takovému mobilnímu čerpadlu říkáme „ROADRUNNER PUMPING UNIT“.



CONVENTIONAL
 obr. 4.: Vahadlový čerpací stroj
 "CONVENTIONAL UNIT"
 (zdroj: [1])



PORTABLE ROADRUNNER
 obr. 6.: Vahadlový čerpací stroj
 "ROADRUNNER PUMPING
 UNIT" (zdroj: [1])



REVERSE MARK
 obr. 5.: Vahadlový čerpací stroj
 "REVERSE MARK" (zdroj: [1])

2.5.2. Vahadlová čerpadla s jednoramennou pákou

MARK II UNITORQUE:

Tento typ vahadlového čerpadla je zejména významný tím, že snižuje zatížení táhla (tyče) a snižuje potřebný krouticí moment. Toto je dosaženo zvláštními konstrukčními úpravami.

Horní úvratí je dosaženo během 195° otočení kliky („klikové hřídele“) a dolní úvratí během 165° otočení.

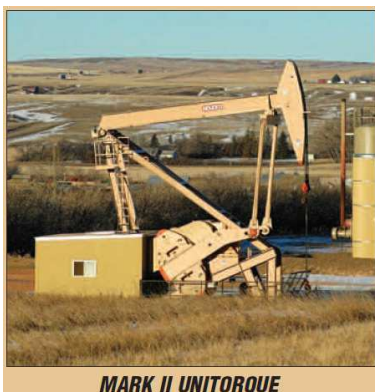
Díky tomuto důsledku lze dosáhnout snížení momentu na převodovce až o 35%, čímž tedy dosáhneme i snížení nákladů na výkon a velikost dílčích částí čerpadla.

AIR BALANCED UNITS:

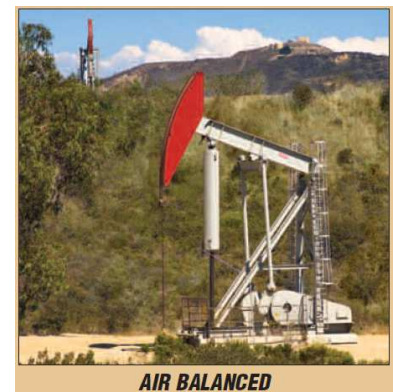
Používají válec se stlačeným vzduchem místo protizávaží. Mají menší hnací mechanismus. Jsou často používány pro hluboké studny či vrty.

LOW PROFILE UNITS:

Jsou to nízkoprofilová čerpadla, která se používají tam, kde je velikost nadzemní části značně omezena např. obklopující konstrukcí. K realizaci mechanismu jsou použité řemeny namísto některých ocelových prvků.



obr. 8.: Vahadlový čerpací stroj "MARK II UNITORQUE" (zdroj: [1])



obr. 7.: Vahadlový čerpací stroj "AIR BALANCED UNITE" (zdroj: [1])



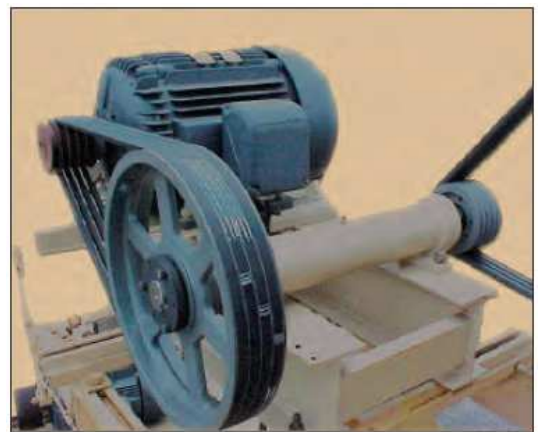
obr. 9.: Vahadlový čerpací stroj "LOW PROFILE UNITE" (zdroj: [1])

2.6. Převodovka

K redukci otáček pro vahadlová čerpadla se používá převodovka. Ta má za úkol vysoké otáčky motoru s malým kroutícím momentem převést na takové nízké otáčky s vysokým kroutícím momentem, jaké daný typ čerpadla či daná kritéria pro čerpání vyžadují. Otáčky vystupující z motoru jsou přivedeny pomocí řemenového převodu na vstupní hřídel převodovky. Převod je zde realizován šípovými ozubenými koly, která se prokázala jako nejideálnější volba vzhledem k jejich odolnosti vůči rázům a plynulému záběru. Všechny hřídele jsou vyráběny z legovaných ocelí s další tepelnou úpravou. Převodovka je umístěna v převodovkové skříni a ta je i s motorem většinou položena vysoko nad zemí, aby na pohyblivé části nepůsobily žádné vnější vlivy jako je místní vegetace či podnebí. Ložiska se používají valivá vysokorychlostní. Jejich mazání je zařízeno formou olejové lázně s pozitivním mazacím účinkem, kde stav hladiny oleje kontrolujeme na olejové měrce, která je součástí převodovkové skříně. Nejsou zde tedy vyžadována olejová čerpadla. Převodovková skříň je vodorovně dělená kvůli snadnější montáži. Převodovka bývá nejnákladnější komponentou celého zařízení a bývá obvykle zodpovědná za více jak polovinu poruch.



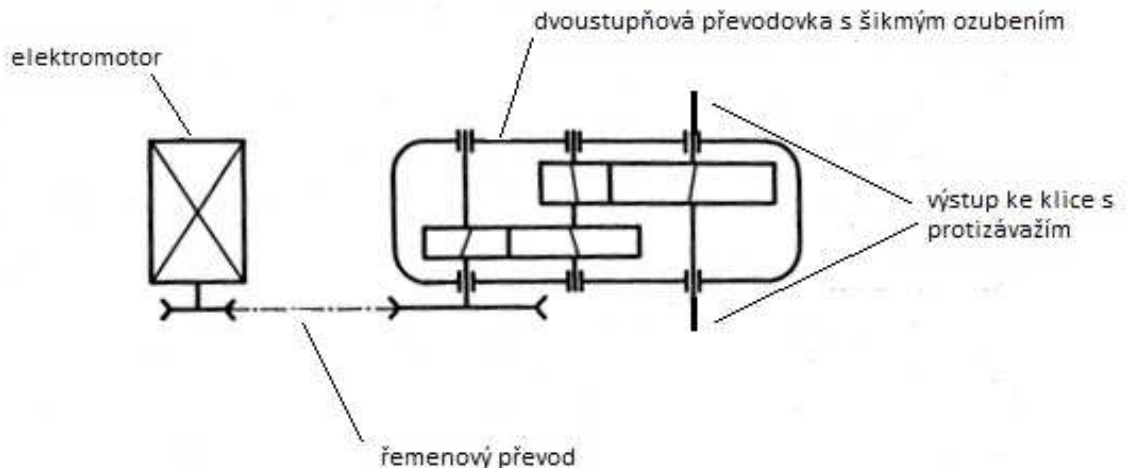
obr. 10.: Náhled do převodovkové skříně (zdroj: [1])



obr. 11.: Řemenový převod od elektromotoru (zdroj: [1])

3. Výpočty

Pohon vahadlového čerpadla bude realizován pomocí elektromotoru, řemenového převodu a samotné převodovky. Vzhledem ke značné poruchovosti je třeba převodovku navrhnout správně vzhledem k zadanému pracovnímu cyklu a zatížení.



obr. 12.: Schéma pohonu (zdroj: [2])

3.1. Návrh hlavních parametrů

Jedná se o počáteční výpočty, od kterých se odvíjí vše následující.

3.1.1. Návrh elektromotoru

Vychází se ze zadání, odkud je znám potřebný výstupní krouticí moment a výstupní otáčky.

$$M_{k-v} = 9\,280 \text{ Nm}$$

$$n_v = n_{III} = 6 \text{ ot/min}$$

Výsledný výkon:

$$P_v = M_{k-v} \cdot \omega = M_{k-v} \cdot 2\pi n_{III} = 9280 \cdot 2\pi \frac{6}{60} = 5\,830,8 \text{ W} \quad (3.1)$$

Celková účinnost pohonného mechanismu:

Účinnost převodu $\eta_{12}, \eta_{34} = 0,98$

Účinnost řemenového převodu $\eta_{rem} = 0,92$

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{řem} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,8835 \quad (3.2)$$

Minimální výkon hnacího elektromotoru:

$$P_m' = \frac{P_v}{\eta_c} = \frac{5830,8}{0,8835} = 6599,7 \text{ W} \quad (3.3)$$

Z [6] zvolen motor SIEMENS 1LA7 166-8AB, 8-pólový, 7.5kW, 750ot.

3.1.2. Rozdělení celkového převodového poměru

Celkový převodový poměr:

$$i_c = \frac{n_m}{n_{III}} = \frac{750}{6} = 125 \quad (3.4)$$

Převodový poměr převodovky - převodovka konstruována s požadavkem na maximální převodové číslo $i_{př} = 25$.

Převodová čísla soukolí:

Koeficient rozdělení převodového poměru $k = 0,9$

$$i_{př} = i_{12} \cdot i_{34} \rightarrow i_{34} = k \cdot \sqrt{i_{př}} = 0,9 \cdot \sqrt{25} = 4,5 \quad (3.5)$$

$$i_{12} = \frac{i_{př}}{i_{34}} = \frac{25}{4,5} = 5,55 \quad (3.6)$$

Stanovení počtu zubů

$$z_1 = 23; z_3 = 25$$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 = i_{12} \cdot z_1 = 5,55 \cdot 23 = 127,65 \rightarrow z_2 = 128 \quad (3.7)$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} \rightarrow z_4 = i_{34} \cdot z_3 = 4,5 \cdot 25 = 112,5 \rightarrow z_4 = 111 \quad (3.8)$$

$$i_{12skut} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{128}{23} = 5,57 \quad (3.9)$$

$$i_{34skut} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{111}{25} = 4,44 \quad (3.10)$$

Převodový poměr pro řemenový převod

$$i_r = \frac{i_c}{i_{př}} = \frac{i_c}{i_{12skut} \cdot i_{34skut}} = \frac{125}{5,57 \cdot 4,44} = 5 \quad (3.11)$$

3.1.3. Návrh řemenového převodu

Návrh řemenového převodu je proveden pomocí programu v excelu, který se řídí normou ČSN 02 3111. Výpočet proběhne na základě vstupních parametrů, kterými jsou: přenášený výkon, otáčky malé a velké řemenice, předběžná osová vzdálenost, průměr malé řemenice a profil řemene.

Pro další výpočty budou důležité výsledné síly působící na vstupní hřídel (F_{vx} a F_{vy}), které odečteme z tab.4..

tab. 1.: Výpočet řemenového převodu

Návrh a kontrola klínových řemenů		podle nové normy ČSN 02 3111 z r. 1986.		
Klínové řemeny klasických průřezů				vstupní údaje
Přev.pom.		5		
Přenášený výkon P		7,5	kW	
otáčky malé řemenice n_I	750	min^{-1}		
otáčky velké řemenice n_{II}		150	min^{-1}	
předběžně osová vzdálenost a		1000	mm	
průměr malé řemenice d_1		200	mm	
průměr velké řemenice d_2		1000	mm	
obvod. rychlost řemene v		7,853982	m.s^{-1}	
zvolený profil řemene		C		
min. průměr řemenice		125	mm	
úhel opásání malé řemenice α		2,318559	132,8436	rad, deg
součinitel úhlu opásání C_α		0,95	odečteno stejně jako další z ČSN 02 3111	
souč. dyn. zat. a pr. rež. C_p		1,2		
součinitel délky řemene C_L		1,02		
součinitel počtu řemenů C_k		0,95		
výkon přenášený 1 řem. P_1		3,37	kW	
potřebný počet řemenů z		2,901117	zaokrouhleno	3

výpočtová délka řemene L_p	4047,199	mm		
zvolená délka řemene L_p	3000	mm		
skutečná osová vzdálenost a	#NUM!	mm		
převod			5	
krouť.mom. M_{kl} [Nmm]	95492,97			
obvod. síla F [N]			954,9297	
souč. tření f		0,38		
tah v řemenu S_1 [N]	1630,537			
tah v řemenu S_2 [N]	675,6076			
předpětí [N]			1764,964	
Výslednice F_v		2147,854		sigma= 23,57818
F_{vx} =		2113,617		0,411517
F_{vy} =		381,9719		sin gama= 0,177839

3.1.4. Návrh minimálních průměrů hřídelí

Krouticí moment na hřídeli elektromotoru:

$$M_{k-m} = \frac{P_m}{2\pi \cdot n_m} = \frac{7\,500}{2\pi \cdot \frac{750}{60}} = 95,49 \text{ Nm} \quad (3.12)$$

Krouticí momenty na dílčích hřídelích:

$$M_{kl} = M_{k-m} \cdot i_{rem} \cdot \eta_{rem} = 95,49 \cdot 5 \cdot 0,92 = 439,25 \text{ Nm} \quad (3.13)$$

$$M_{kII} = M_{kl} \cdot i_{12skut} \cdot \eta_{12} = 439,25 \cdot 5,57 \cdot 0,98 = 2\,397,71 \text{ Nm} \quad (3.14)$$

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{34skut} \cdot \eta_{34} = 2397,71 \cdot 4,44 \cdot 0,98 = 10\,432,92 \text{ Nm} \quad (3.15)$$

Výpočet průměrů z M_k :

Z [3] zvoleno

$$\tau_{Dkl} = 23 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DkII} = 33 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DkIII} = 48 \text{ MPa}$$

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kI}}{\pi \cdot \tau_{DkI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 439250}{\pi \cdot 23}} = 45,99 \text{ mm} \quad (3.16)$$

→ $d_I = 55 \text{ mm}$ (s ohledem na drážku pro pero)

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kII}}{\pi \cdot \tau_{DkII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2397710}{\pi \cdot 33}} = 71,79 \text{ mm} \quad (3.17)$$

→ $d_{II} = 85 \text{ mm}$ (s ohledem na drážku pro pero)

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{DkIII}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10\,432\,920}{\pi \cdot 48}} = 103,45 \text{ mm} \quad (3.18)$$

→ $d_{III} = 120 \text{ mm}$ (s ohledem na drážku pro pero)

3.1.5. Návrh ozubených kol

Za základní stavební kámen pro návrh ozubených kol je považován normální modul. Od něj je dále odvozena veškerá geometrie kol a závisí tedy na něm i pevnostní výpočty. Pro výpočet normálního modulu se bude vycházet z namáhání zubů v ohybu. Není zde uvažován vliv největšího zatížení, který může zapříčinit trvalé deformace či vznik křehkého lomu povrchové vrstvy zubu nebo jeho samotného.

Výpočet normálního modulu:

$f_p = 18$ za předpokladu, že jde o kola cementovaná a kalená

K_α – součinitel vnějších dynamických sil

K_α volím 1,25 (z [3]) – pro zatížení s malou nerovnoměrností

$K_{H\beta}$ – součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce – vyhledáme v grafu

Protože se kola volí cementovaná a kalená, vyhledá se v [3] hodnota pro kola povrchově tvrzená ($\psi_d = 1,1$) a poté se odečte z grafu hodnota:

pro pastorek 1.... $K_{H\beta 1} \rightarrow 1,19$

pro pastorek 3.... $K_{H\beta 3} \rightarrow 1,12$

$$K_{F1} = K_\alpha \cdot K_{H\beta 1} = 1,25 \cdot 1,19 = 1,487 \quad (3.19)$$

$$K_{F3} = K_\alpha \cdot K_{H\beta 3} = 1,25 \cdot 1,12 = 1,4 \quad (3.20)$$

Zvolen materiál 16 220 (Cementováno a kaleno) pro všechny komponenty.

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ MPa} \quad (3.21)$$

Z [3] vyhledáno ψ_m (12 až 25), zvoleno 18.

$$m_{n1} = f_p \sqrt[3]{\frac{K_{F1} \cdot M_{kI}}{\psi_{m1} \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,487 \cdot 439,25}{18 \cdot 23 \cdot 420}} = 3,2 \rightarrow m_{n1} = 3,5 \quad (3.22)$$

$$m_{n2} = f_p \sqrt[3]{\frac{K_{F3} \cdot M_{kII}}{\psi_{m3} \cdot z_3 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,4 \cdot 2\,397,71}{18 \cdot 25 \cdot 420}} = 5,37 \rightarrow m_{n2} = 5,5 \quad (3.23)$$

Podle normy ČSN 01 4608 jsou moduly zaokrouhleny na 3,5 a 5,5 mm.

Sklon zubů u ozubených kol zvolen $\beta_{12} = 12^\circ, \beta_{34} = 10^\circ$.

Výpočet šířky ozubených kol:

$$\psi_{m1} = 18$$

$$\psi_{m3} = 18$$

$$b_2 = \psi_{m1} \cdot m_{n12} = 18 \cdot 3,5 = 63 \text{ mm} \quad (3.24)$$

$$b_1 = b_2 + m_{n12} = 63 + 3,5 = 66,5 \text{ mm} \rightarrow 67 \text{ mm} \quad (3.25)$$

$$b_4 = \psi_{m3} \cdot m_{n34} = 18 \cdot 5,5 = 99 \text{ mm} \quad (3.26)$$

$$b_3 = b_4 + m_{n34} = 99 + 5,5 = 104,5 \text{ mm} \rightarrow 105 \text{ mm} \quad (3.27)$$

3.2. Kontrola ozubených kol

Kontrola ozubených kol je provedena pomocí programu v excelu, který se řídí normou ČSN ISO 6336. Výpočet proběhne na základě vstupních parametrů, kterými jsou: výkon na vstupní hřídeli, vstupní otáčky, počty zubů spoluzabírajících kol, normální modul, úhel záběru nástroje a šroubovice.

Z tab.1. a tab.2. se zjistí hodnoty S_F a S_H a porovnájí se s minimálními dovolenými (viz. tab.3.). Minimální dovolené bezpečnosti zjistíme v [2].

tab. 2.: Výpočet soukolí 1-2

Kontrola ozubení dle ISO 6336			jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹					
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	23		d	82,29842	458,0086	σ_{Flim}	700	700
z_2	128		d_a	88,98978	465,0079	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	3,5		d_f	73,24042	449,2586	Y_{Fa}	2,709876	2,159764
x_1	-0,044		d_b	77,13166	429,2545	Y_{sa}	1,567775	1,828308
x_2	0		d_w	82,25141	457,747	Y_e	0,67633	0,67633
α_n	20		h_a	3,34568	3,49968	Y_β	0,9	0,9
β	12		h_f	4,529	4,375	F_β	6	6
a_w	269,9992		h	7,87468	7,87468	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	67		s_n	5,385684	5,497787	Z_H	2,455512	2,455512
b_2	63		s_t	5,506004	5,620611	Z_E	189,8	189,8
P	7,5		v_n	5,60989	5,497787	Z_e	0,768765	0,768765
n_1	150		v_t	5,735218	5,620611	Z_β	0,989013	0,989013
M_{k1}	477464,8		α_w	20,32259		Z_B	1	1
v	0,64637					$Z_{R,T}$	1	1
u	5,565217					K_A	1,25	1,25
						K_V	1,009726	1,009726
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,229352	1,22729
h_k	2,480217	2,616203				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	4,755679	4,755679		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,26315	1,26315
z'	3	16						
M/z	26,92663	166,836		přes zuby				
d	5,16623	5,16623				S_F	3,52563	3,572802
M/d	86,65804	462,8831		přes kuličky		S_H	1,746941	1,746941

tab. 3.: Výpočet soukolí 3-4

Kontrola ozubení dle ISO 6336				jednotky mm, Nmm, °, kW, Mpa, m.s ⁻¹				
			Roz.	kolo 1	kolo 2		kolo 1	kolo 2
z_1	25		d	139,6212	619,9179	σ_{Flim}	700	700
z_2	111		d_a	150,6201	631,3789	σ_{Hlim}	1270	1270
m_n	5,5		d_f	125,8712	606,6299	Y_{Fa}	2,607044	2,165869
x_1	0		d_b	130,963	581,4759	Y_{sa}	1,599454	1,822399
x_2	0,042		d_{WV}	139,7059	620,2942	Y_e	0,68075	0,68075
α_n	20		h_a	5,499488	5,730488	Y_β	0,922089	0,922089
β	10		h_f	6,875	6,644	F_β	6	6
a_w	380		h	12,37449	12,37449	$Y_{N,x}$	1	1
b_1	105		s_n	8,63938	8,807534	Z_H	2,45719	2,45719
b_2	99		s_t	8,772656	8,943404	Z_E	189,8	189,8
P	7,5		v_n	8,63938	8,471226	Z_ε	0,775661	0,775661
n_1	27		v_t	8,772656	8,601908	Z_β	0,992375	0,992375
M_{k1}	2652582		α_w	20,37737		Z_B	1	1
v	0,197385					$Z_{R,T}$	1	1
u	4,44					K_A	1,25	1,25
						K_V	1,001753	1,001753
Kontrolní rozměry						$K_{F\alpha}$	1	1
	1	2				$K_{F\beta}$	1,220867	1,218972
h_k	4,111166	4,315144				$K_{H\alpha}$	1	1
s_k	7,628764	7,628764		konst. tloušťka		$K_{H\beta}$	1,25339	1,25339
z'	3	13						
M/z	42,60359	212,0494		přes zuby				
d	8,118361	8,118361				S_F	2,658782	2,652453
M/d	147,1438	628,118		přes kuličky		S_H	1,538701	1,538701

tab. 4.: Bezpečnosti soukolí

SOUKOLÍ	S_F	S_H	S_{Fmin}	S_{Hmin}	STAV ($S_F > S_{Fmin}$)	STAV ($S_H > S_{Hmin}$)
1-2	3,53	1,75	1,7	1,2	VYHOVUJE	VYHOVUJE
3-4	2,66	1,54	1,7	1,2	VYHOVUJE	VYHOVUJE

3.3. Výpočet reakcí

Na dílčích hřídelích se vypočtou reakce působící na ložiska. Zatěžující síly jsou vyvozené z přenášených momentů a geometrie ozubených kol.

3.3.1. Výpočet reakcí na kolech

$$F_{t12} = \frac{2M_{k1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 439\,250}{82,3} = 10\,665\,N \quad (3.28)$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg}\beta = 10\,665 \cdot \operatorname{tg}(12^\circ) = 2267\,N \quad (3.29)$$

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 10\,665 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(12^\circ)} = 844\,N \quad (3.30)$$

$$F_{t34} = \frac{2M_{k2}}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 10\,432\,920}{139,7} = 34\,197\,N \quad (3.31)$$

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg}\beta = 34\,197 \cdot \operatorname{tg}(10^\circ) = 6030\,N \quad (3.32)$$

$$F_{r34} = F_{t34} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 34\,197 \cdot \frac{\operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(10^\circ)} = 2\,229\,N \quad (3.33)$$

3.3.2. Výpočet reakcí na vstupní hřídeli

$$\begin{aligned} F_{a21} &= 2\,267\,N \\ F_{r21} &= 844\,N \\ F_{t21} &= 10\,665\,N \\ F_{vx} &= 2\,114\,N \\ F_{vy} &= 382\,N \end{aligned}$$

Rozložení do směrů:

$$x: F_{r21} + R_{ax} + R_{bx} + F_{vx} = 0 \quad (3.34)$$

$$z: R_{bz} = -F_{a21} = -2267\,N \quad (3.35)$$

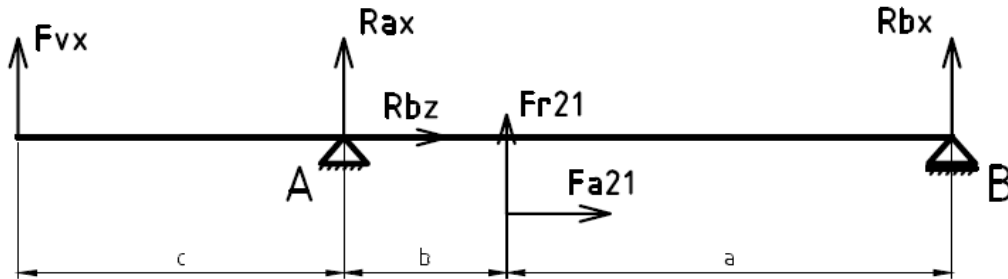
$$M_b: F_{r21} \cdot a + R_{ax} \cdot (a + b) - F_{a21} \frac{d_{w1}}{2} + F_{vx} \cdot (a + b + c) = 0 \quad (3.36)$$

Z rovnice (2.36) plyne:

$$\begin{aligned} R_{ax} &= \frac{F_{a21} \frac{d_{w1}}{2} - F_{vx}(a + b + c) - F_{r21}a}{a + b} = \\ &= \frac{2\,267 \cdot \frac{82,3}{2} - 2\,114 \cdot (126 + 63 + 172) - 844 \cdot 172}{63 + 172} = -3\,469\,N \end{aligned}$$

Z rovnice (2.34) plyne:

$$R_{bx} = -F_{r21} - R_a - F_{Vx} = -844 + 3\,469 - 2\,114 = 511\text{ N}$$



obr. 13.: Vstupní hřídel jako nosník v rovině XZ (zdroj: autor)

Rozložení do směrů:

$$y: F_{vy} + R_{ay} + R_{by} - F_{T21} = 0 \quad (3.37)$$

$$M_b: R_{ay}(b + c) + F_{vy}(a + b + c) - F_{T21}c = 0 \quad (3.38)$$

Z rovnice (2.38) plyne:

$$R_{ay} = \frac{F_{t21}a - F_{Vy}(a + b + c)}{a + b} = \frac{10\,665 \cdot 172 - 382 \cdot (126 + 63 + 172)}{63 + 172} = 7\,220\text{ N}$$

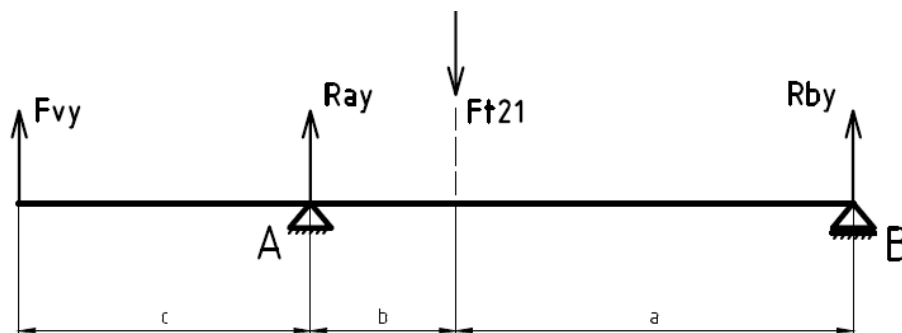
Z rovnice (2.39) plyne:

$$R_{by} = F_{t21} - R_{ay} - F_{Vy} = 10\,665 - 7\,220 - 382 = 3\,063\text{ N}$$

Výsledné radiální zatížení ložisek:

$$R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2} = \sqrt{3\,469^2 + 7\,220^2} = 8\,011\text{ N} \quad (3.39)$$

$$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2} = \sqrt{511^2 + 3\,063^2} = 3\,106\text{ N} \quad (3.40)$$



obr. 14.: Vstupní hřídel jako nosník v rovině YZ (zdroj: autor)

3.3.3. Výpočet reakcí na předlokové hřídeli

$$\begin{aligned}
 F_{a43} &= 6\,030\text{ N} \\
 F_{r43} &= 2\,229\text{ N} \\
 F_{t43} &= 34\,197\text{ N}
 \end{aligned}$$

Rozložení do směrů:

$$x: R_{cx} + R_{Dx} + F_{r43} - F_{r12} = 0 \quad (3.41)$$

$$z: R_{cz} + F_{a43} - F_{a12} = 0 \quad (3.42)$$

$$M_D: R_{cx} \cdot (d + e + f) + F_{r43} \cdot f - F_{a43} \frac{d_{w3}}{2} - F_{a12} \frac{d_{w2}}{2} - F_{r12} \cdot (e + f) = 0 \quad (3.43)$$

Z rovnice (2.43) plyne:

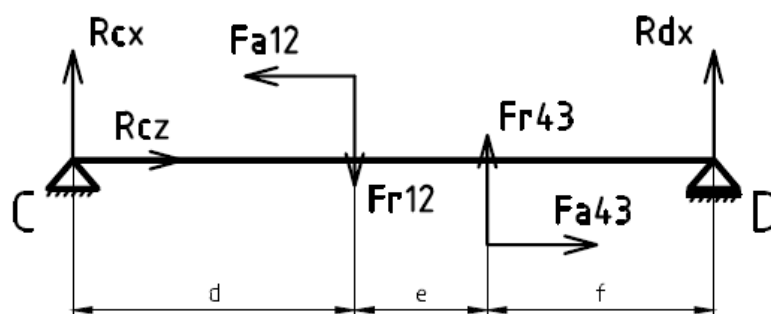
$$\begin{aligned}
 R_{cx} &= \frac{F_{a43} \frac{d_{w3}}{2} + F_{a12} \frac{d_{w2}}{2} + F_{r12} \cdot (e + f) - F_{r43} \cdot f}{d + e + f} = \\
 &= \frac{6\,030 \frac{139,7}{2} + 2\,267 \frac{457,8}{2} + 844 \cdot (94 + 80) - 2\,229 \cdot 80}{62 + 94 + 80} = 3\,850\text{ N}
 \end{aligned}$$

Z rovnice (2.41) plyne:

$$R_{Dx} = F_{r12} - F_{r43} - R_{cx} = 844 - 2\,229 - 3\,850 = -5\,235\text{ N}$$

Z rovnice (2.42) plyne:

$$R_{cz} = F_{a12} - F_{a43} = 2\,267 - 6\,030 = -3\,763\text{ N}$$



obr. 15.: Předloková hřídel jako nosník v rovině XZ (zdroj: autor)

Rozložení do směrů:

$$y: R_{cy} + R_{Dy} + F_{T12} + F_{T43} = 0 \quad (3.44)$$

$$M_D: R_{cy}(d + e + f) + F_{T12}(e + f) + F_{T43}f = 0 \quad (3.45)$$

Z rovnice (2.46) plyne:

$$R_{Cy} = \frac{-F_{T12}(e+f) - F_{T43}f}{d+e+f} = \frac{-10\,665(94+80) - 34\,197 \cdot 80}{62+94+80} = -20\,766 \text{ N}$$

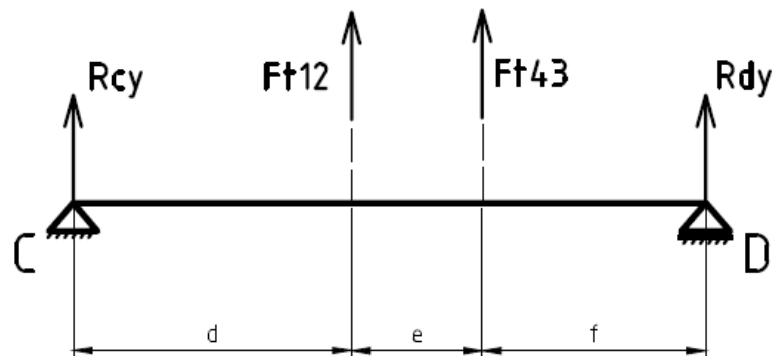
Z rovnice (2.47) plyne:

$$R_{Dy} = -F_{T12} - F_{T43} - R_{Cy} = -10\,665 - 34\,197 + 20\,766 = -24\,096 \text{ N}$$

Výsledné radiální zatížení ložisek:

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{3\,850^2 + 20\,766^2} = 21\,120 \text{ N} \quad (3.46)$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{5\,235^2 + 24\,096^2} = 24\,659 \text{ N} \quad (3.47)$$



obr. 16.: Předlohová hřídel jako nosník v rovině YZ (zdroj: autor)

3.3.4. Výpočet reakcí na výstupní hřídeli

$$\begin{aligned} F_{a34} &= 6\,030 \text{ N} \\ F_{r34} &= 2\,229 \text{ N} \\ F_{t34} &= 34\,197 \text{ N} \end{aligned}$$

Rozložení do směrů:

$$x: R_{Gx} + R_{Hx} - F_{r34} = 0 \quad (3.48)$$

$$z: R_{Gz} - F_{a34} = 0 \rightarrow R_{Gz} = F_{a34} = 6\,030 \text{ N} \quad (3.49)$$

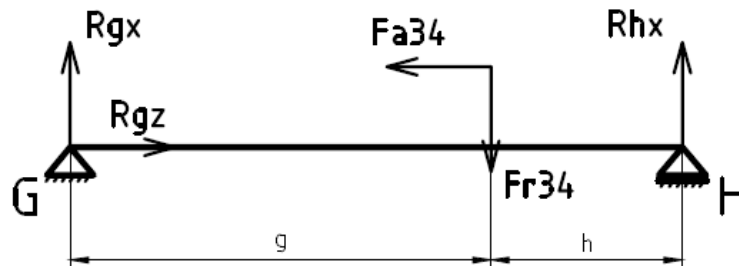
$$M_H: R_{Gx} \cdot (g+h) - F_{r34} \cdot h - F_{a34} \frac{d_w^4}{2} = 0 \quad (3.50)$$

Z rovnice (2.50) plyne:

$$R_{Gx} = \frac{F_{r34} \cdot h + F_{a34} \frac{d_w^4}{2}}{g+h} = \frac{2\,229 \cdot 78 + 6\,030 \cdot \frac{413,3}{2}}{154+78} = 6\,120 \text{ N}$$

Z rovnice (2.48) plyne:

$$R_{Hx} = F_{r34} - R_{Gx} = 2\,229 + 6\,120 = -3\,891\text{ N}$$



obr. 17.: Výstupní hřídel jako nosník v rovině XZ (zdroj: autor)

Rozložení do směrů:

$$y: R_{Gy} + R_{Hy} - F_{T34} = 0 \quad (3.51)$$

$$M_H: R_{Gy}(g + h) - F_{T34} \cdot h = 0 \quad (3.52)$$

Z rovnice (2.52) plyne:

$$R_{Gy} = \frac{F_{T34}h}{g + h} = \frac{34\,197 \cdot 78}{154 + 78} = 11\,498\text{ N}$$

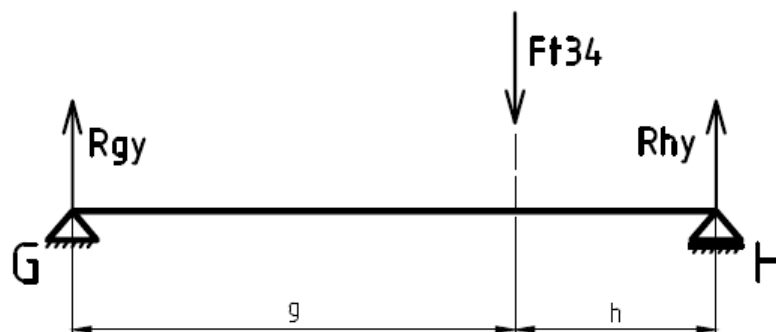
Z rovnice (2.51) plyne:

$$R_{Hy} = F_{T34} - R_{Gy} = 34\,197 - 11\,498 = 22\,699\text{ N}$$

Výsledné radiální zatížení ložisek:

$$R_G = \sqrt{R_{Gx}^2 + R_{Gy}^2} = \sqrt{6\,120^2 + 11\,498^2} = 13\,025\text{ N} \quad (3.53)$$

$$R_H = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{3\,891^2 + 22\,699^2} = 23\,030\text{ N} \quad (3.54)$$



obr. 18.: Výstupní hřídel jako nosník v rovině YZ (zdroj: autor)

3.4. Výpočet ložisek

Minimální trvanlivost ložisek: $L_{h-min}=20\ 000\ h$

3.4.1. Výpočet ložisek na vstupní hřídeli

Z [5] volím ložiska SKF s.r.o. 32013; $e = 0,46$; $Y = 1,3$.

Únosnost ložisek $C_{a,b} = 96\ 500\ N$

Pro kuželíky $p = 10/3$

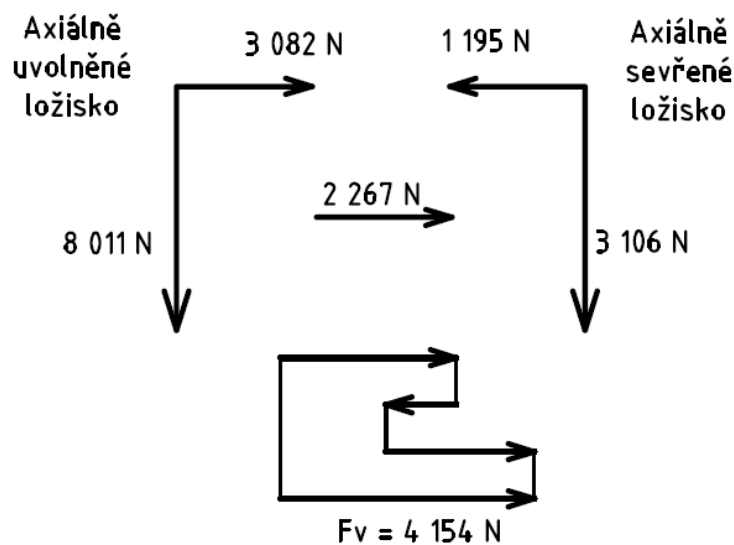
Otáčky $n_1 = 150\ \text{min}^{-1}$

Axiální síla v ložisku vyvozená od kol $F_a = 2\ 267\ N$

1) Axiální síla v ložiskách vyvozená radiálním zatížením

$$F_{a1a} = \frac{F_r}{2Y} = \frac{R_a}{2Y} = \frac{8\ 011}{2 \cdot 1,3} = 3\ 082\ N \quad (3.56)$$

$$F_{a1b} = \frac{F_r}{2Y} = \frac{R_b}{2Y} = \frac{3\ 106}{2 \cdot 1,3} = 1\ 195\ N \quad (3.57)$$



obr. 19.: Silové schéma v ložiskách na vstupní hřídeli (zdroj: autor)

2) Výpočet vlivu axiálního zatížení

$$e \leq \frac{F_v}{F_r} = \frac{4\ 154}{8\ 011} = 0,52 \text{ PLATÍ} \rightarrow X = 0,4; Y = 1,3$$

$$\begin{aligned}
 F &= X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot F_r + 1,3 \cdot F_a = \\
 &= 0,4 \cdot 3\ 106 + 1,3 \cdot 4\ 154 = 6\ 642,6\ N
 \end{aligned} \quad (3.58)$$

3) Výpočet trvanlivosti

b - koeficient upřesnění výpočtu pro sílu (zahrnuje nepřesnosti výroby, převodů a zatížení) zvolen z [3]

$$L_h = \left(\frac{C}{b \cdot F}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{96\,500}{2 \cdot 6\,642,6}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 150} = 82\,469 \text{ h} \quad (3.59)$$

$$L_h > L_{h-\min} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.4.2. Výpočet ložisek na předlokové hřídeli

Z [5] volím ložiska SKF s.r.o. 32016; e = 0,43; Y = 1,4

Únosnost ložisek $C_{c,d} = 138\,000 \text{ N}$

Pro kuželíky p = 10/3

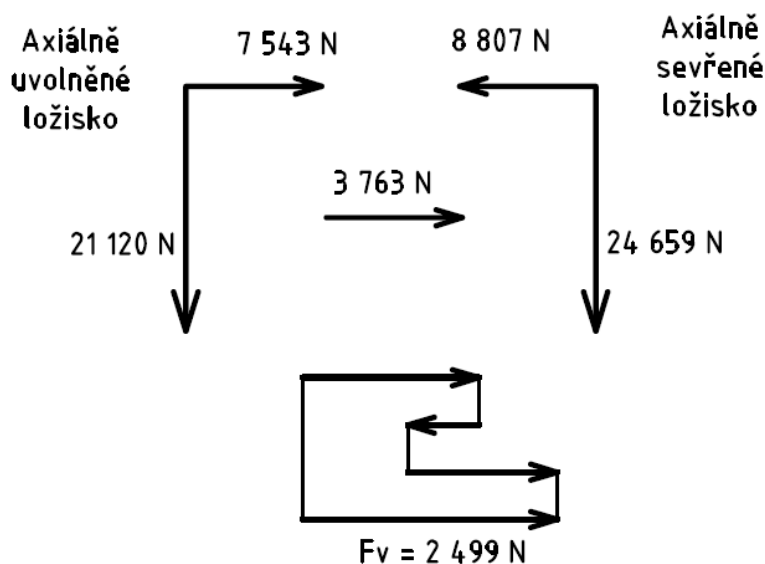
Otáčky $n_1 = 150 \text{ min}^{-1}$

Axiální síla v ložisku vyvozená od kol $F_a = 3\,763 \text{ N}$

1) Axiální síla v ložiskách vyvozená radiálním zatížením

$$F_{a1c} = \frac{F_r}{2Y} = \frac{R_c}{2Y} = \frac{21\,120}{2 \cdot 1,4} = 7\,543 \text{ N} \quad (3.60)$$

$$F_{a1d} = \frac{F_r}{2Y} = \frac{R_d}{2Y} = \frac{24\,659}{2 \cdot 1,4} = 8\,807 \text{ N} \quad (3.61)$$



obr. 20.: Silové schéma v ložiskách na předlokové hřídeli (zdroj: autor)

2) Výpočet vlivu axiálního zatížení

$$e \geq \frac{F_v}{F_r} = \frac{2\,499}{24\,659} = 0,1 \text{ PLATÍ} \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot F_r + 0 \cdot F_a = 1 \cdot 24\,659 = 24\,659 \text{ N} \quad (3.62)$$

3) Výpočet trvanlivosti

b - koeficient upřesnění výpočtu pro sílu (zahrnuje nepřesnosti výroby, převodů a ztížení) zvolen z [3]

$$L_h = \left(\frac{C}{b \cdot F} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{138\,000}{1,5 \cdot 24\,659} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 27} = 49\,720 \text{ h} \quad (3.63)$$

$$L_h > L_{h-min} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.4.3. Výpočet ložisek na výstupní hřídeli

Z [5] volím ložiska SKF s.r.o. 32924; e = 0,35; Y = 1,7

Únosnost ložisek $C_{g,h} = 165\,000 \text{ N}$

Pro kuželíky p = 10/3

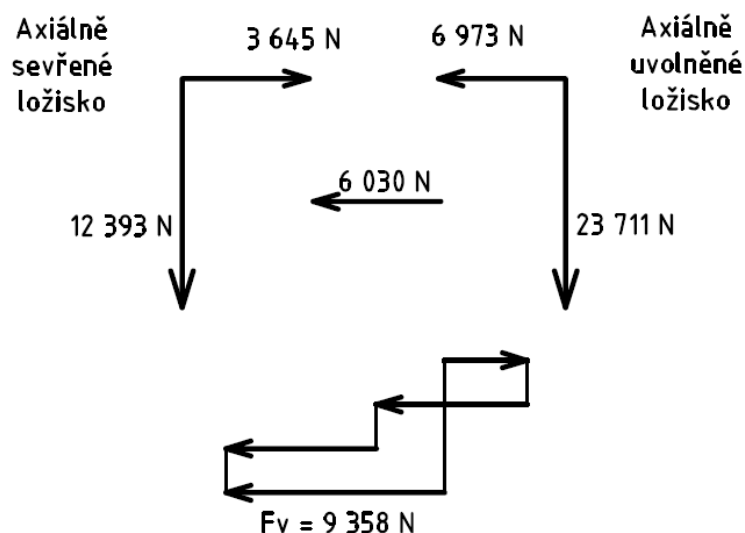
Otáčky $n_1 = 6 \text{ min}^{-1}$

Axiální síla v ložisku vyvozená od kol $F_a = 6\,030 \text{ N}$

1) Axiální síla v ložiskách vyvozená radiálním zatížením

$$F_{a1g} = \frac{F_r}{2Y} = \frac{R_g}{2Y} = \frac{12\,393}{2 \cdot 1,7} = 3\,645 \text{ N} \quad (3.64)$$

$$F_{a1h} = \frac{F_r}{2Y} = \frac{R_h}{2Y} = \frac{23\,711}{2 \cdot 1,7} = 6\,973 \text{ N} \quad (3.65)$$



obr. 21.: Silové schéma v ložiskách na výstupní hřídeli (zdroj: autor)

2) Výpočet vlivu axiálního zatížení

$$e \leq \frac{F_v}{F_r} = \frac{9\,358}{12\,393} = 0,86 \text{ PLATÍ} \rightarrow X = 0,4; Y = 1,7$$

$$F = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot F_r + 1,7 \cdot F_a = \quad (3.66)$$

$$= 0,4 \cdot 12\,393 + 1,7 \cdot 9\,358 = 20\,865,8 \text{ N}$$

3) Výpočet trvanlivosti

b - koeficient upřesnění výpočtu pro sílu (zahrnuje nepřesnosti výroby, převodů a zatížení) zvolen z [3]

$$L_h = \left(\frac{C}{b \cdot F} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n} = \left(\frac{165\,000}{2 \cdot 20\,865,8} \right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 6} = 149\,650 \text{ h} \quad (3.67)$$

$$L_h > L_{h-\min} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.5. Kontrola per

Dovolené otažení $p_D = 120 \text{ MPa}$ zvoleno z [3]

Hřídel vstupní

$d_{h1} = 55 \text{ mm}$, zvoleno pero 16x10x45 ČSN 02 2562

$$p = \frac{2M_{kI}}{d_{h1}hl_a} = \frac{2 \cdot 439\,250}{55 \cdot 10 \cdot (45 - 16)} = 55,1 \text{ MPa} \quad (3.68)$$

$$p < p_D \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Hřídel předlohová

$d_{h2} = 87 \text{ mm}$ zvoleno pero 25x14x80 ČSN 02 2562

$$p = \frac{2M_{kII}}{d_{h2}hl_a} = \frac{2 \cdot 2\,397\,710}{87 \cdot 14 \cdot (80 - 25)} = 71,6 \text{ MPa} \quad (3.69)$$

$$p < p_D \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Hřídel výstupní

$d_{h3} = 140 \text{ mm}$ zvoleno pero 36x20x140 ČSN 02 2562

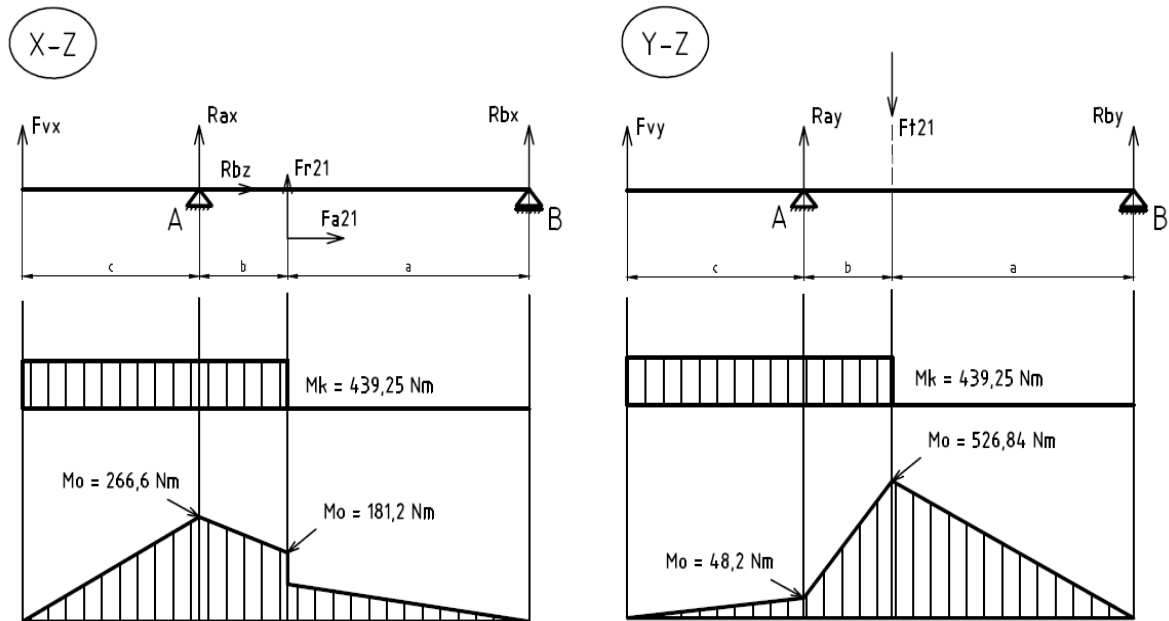
$$p = \frac{2M_{kIII}}{d_{h3}hl_a} = \frac{2 \cdot 10\,432\,920}{140 \cdot 20 \cdot (140 - 36)} = 71,66 \text{ MPa} \quad (3.70)$$

$$p < p_D \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Všechna pera vyhovují pevnostní podmínce. Pera mohou být použita.

3.6. Statická kontrola hřídelí

3.6.1. Hřídel vstupní



obr. 22.: Průběh ohybového a kroučícího momentu na vstupní hřídeli (zdroj: autor)

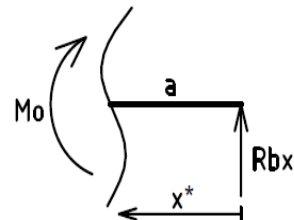
rovina X-Z:

1) $x^* \in < 0; a >$

$$M_{O(x^*)} = R_{bx} \cdot x^*$$

$$M_{O(0)} = R_{bx} \cdot 0 = 0$$

$$M_{O(a)} = R_{bx} \cdot a = 511 \cdot 172 = 87,89 \text{ Nm}$$



2) $x^* \in < a; a + b >$

$$M_{O(x^*)} = R_{bx} \cdot x^* + F_{r21} \cdot (x^* - a) + F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2}$$

$$M_{O(a)} = R_{bx} \cdot a + F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} =$$

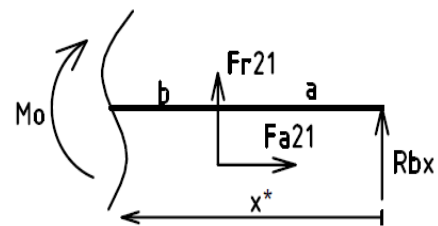
$$= 511 \cdot 172 + 2267 \cdot \frac{82,3}{2} = 181,2 \text{ Nm}$$

$$M_{O(a+b)} = R_{bx} \cdot (a + b) +$$

$$+ F_{r21} \cdot (a + b - a) + F_{a21} \cdot \frac{d_{w1}}{2} =$$

$$= 511 \cdot 172 + 844 \cdot 63 + 2267 \cdot \frac{82,3}{2} =$$

$$= 266,6 \text{ Nm}$$

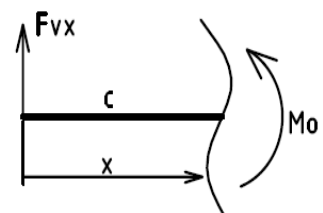


3) $x \in < 0; c >$

$$M_{O(x)} = F_{vx} \cdot x$$

$$M_{O(0)} = F_{vx} \cdot 0 = 0$$

$$M_{O(c)} = F_{vx} \cdot c = 2114 \cdot 126 = 266,4 \text{ Nm}$$



obr. 23.: Vyšetření průběhu ohybového momentu v rovině XZ (zdroj: autor)

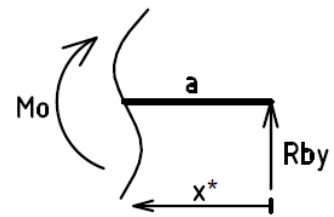
rovina Y-Z:

1) $x^* \in < 0; a >$

$$M_{O(x^*)} = R_{by} \cdot x^*$$

$$M_{O(0)} = R_{by} \cdot 0 = 0$$

$$M_{O(a)} = R_{by} \cdot a = 3\,063 \cdot 172 = 526,84 \text{ Nm}$$



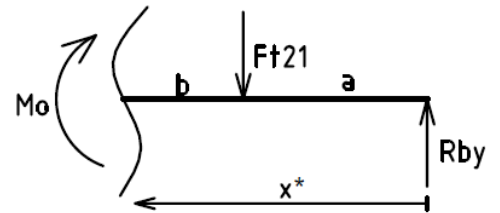
2) $x^* \in < a; a + b >$

$$M_{O(x^*)} = R_{by} \cdot x^* - F_{t21} \cdot (x^* - a)$$

$$M_{O(a)} = R_{by} \cdot a - F_{t21} \cdot 0 = 3\,063 \cdot 172 = 526,84 \text{ Nm}$$

$$M_{O(a+b)} = R_{by} \cdot a - F_{t21} \cdot (a + b - a) =$$

$$= 3\,063 \cdot 172 - 10\,665 \cdot 63 = 47,8 \text{ Nm}$$

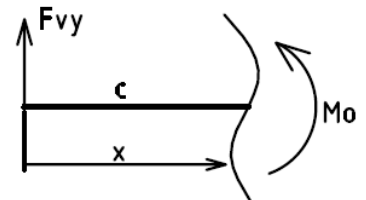


3) $x \in < 0; c >$

$$M_{O(x)} = F_{vy} \cdot x$$

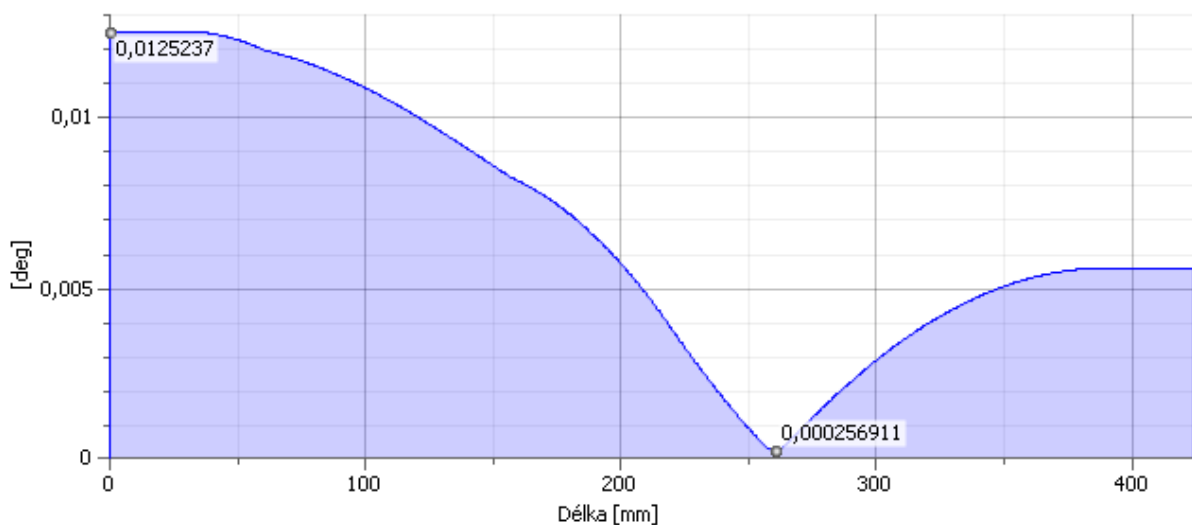
$$M_{O(0)} = F_{vy} \cdot 0 = 0$$

$$M_{O(c)} = F_{vy} \cdot c = 382 \cdot 126 = 48,2 \text{ Nm}$$

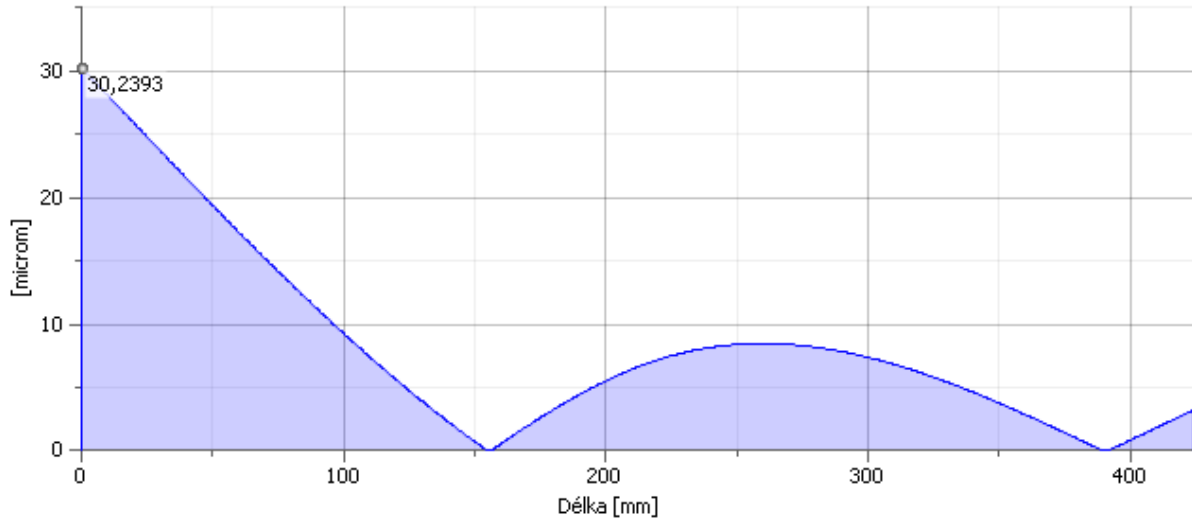


obr. 24.: Vyšetření průběhu ohybového momentu v rovině YZ (zdroj: autor)

Kontrola průhybu pod kolem a natočení hřídele pod ložiskem:
K výpočtu těchto parametrů je využito programu Inventor.



obr. 25.: Průběh natočení na vstupní hřídeli (zdroj: autor)



obr. 26.: Průběh průhybu vstupní hřídele (zdroj: autor)

Kontrola v místě maximálního ohybového momentu – pod pastorkem 1:

$$M_k = 439,25 \text{ Nm}$$

$$\sigma_D = 75 \text{ MPa}$$

$$M_{O(max)} = \sqrt{M_{O-xzmax}^2 + M_{O-yzmax}^2} = \sqrt{181,2^2 + 526,84^2} = 557,13 \text{ Nm} \quad (3.71)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{O(max)}}{W_o} = \frac{32 \cdot 557,130}{\pi \cdot 73,24^3} = 14,45 \text{ MPa} \quad (3.72)$$

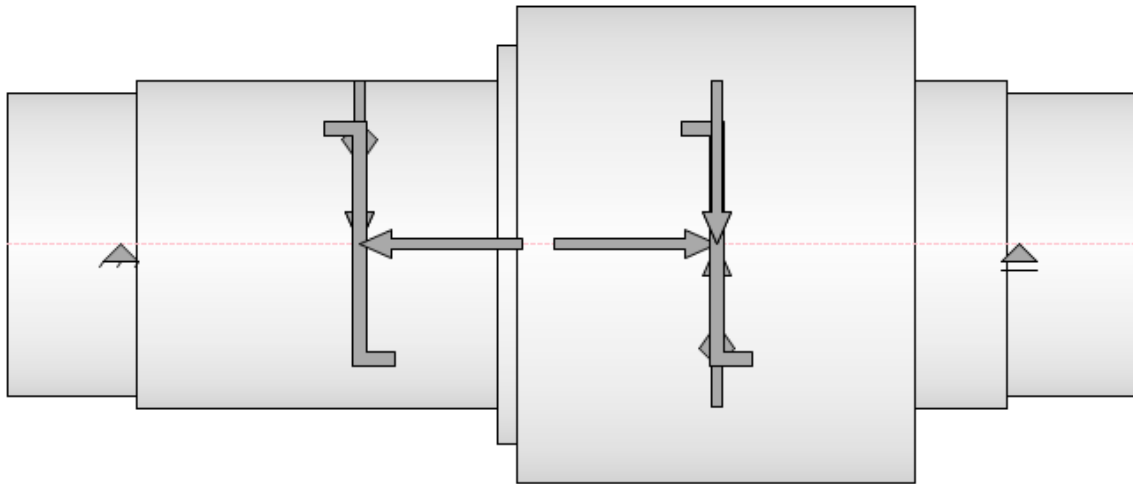
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot 439,250}{\pi \cdot 73,24^3} = 5,69 \text{ MPa} \quad (3.73)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{14,45^2 + 4 \cdot 5,69^2} = 18,39 \text{ MPa} \quad (3.74)$$

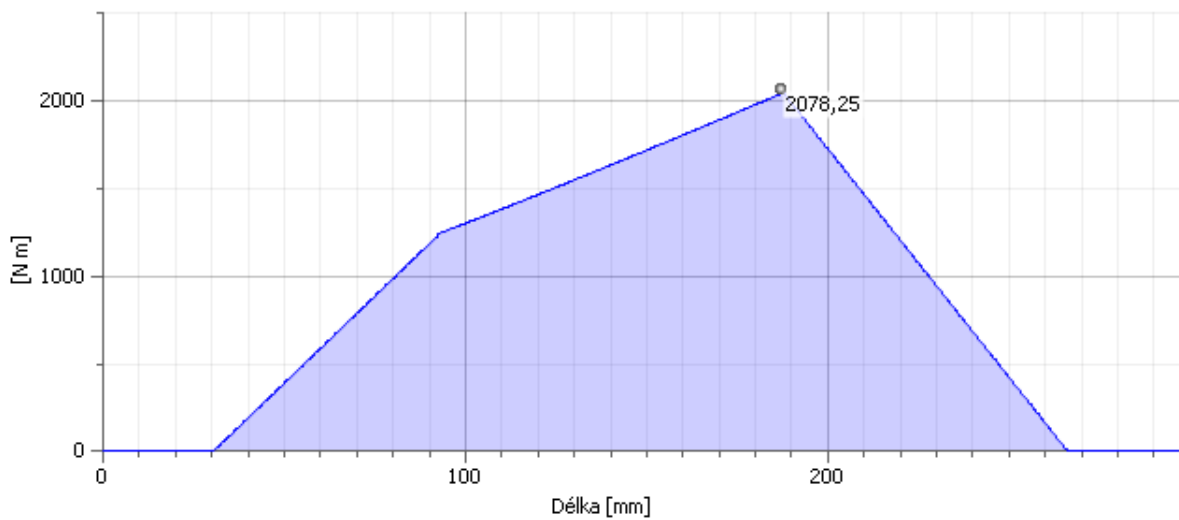
$$\sigma_{red} < \sigma_D \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.6.2. Hřídel předlohová

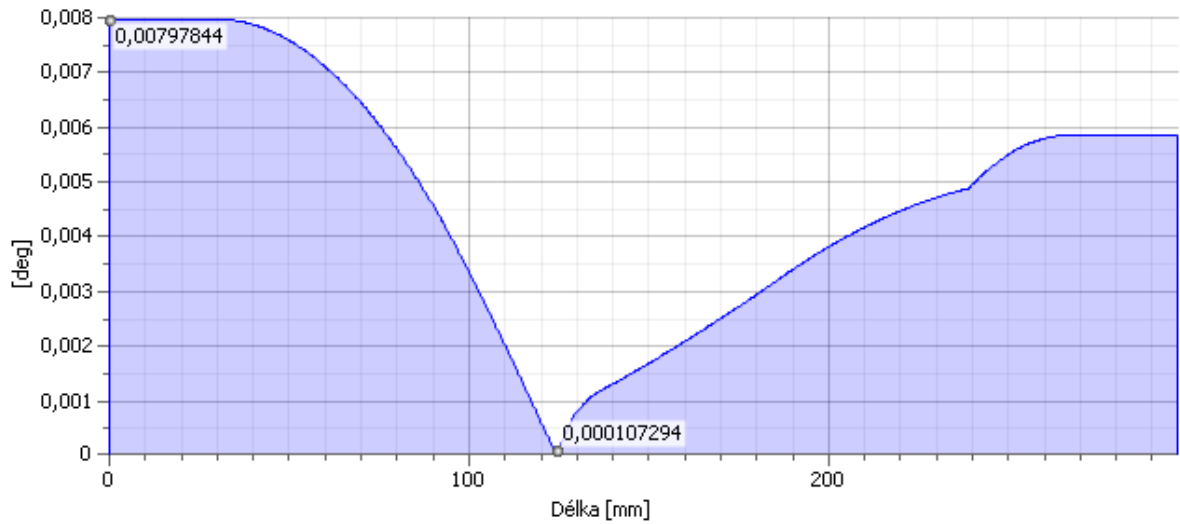
K výpočtu statické kontroly předlohové hřídele je využito programu Inventor.



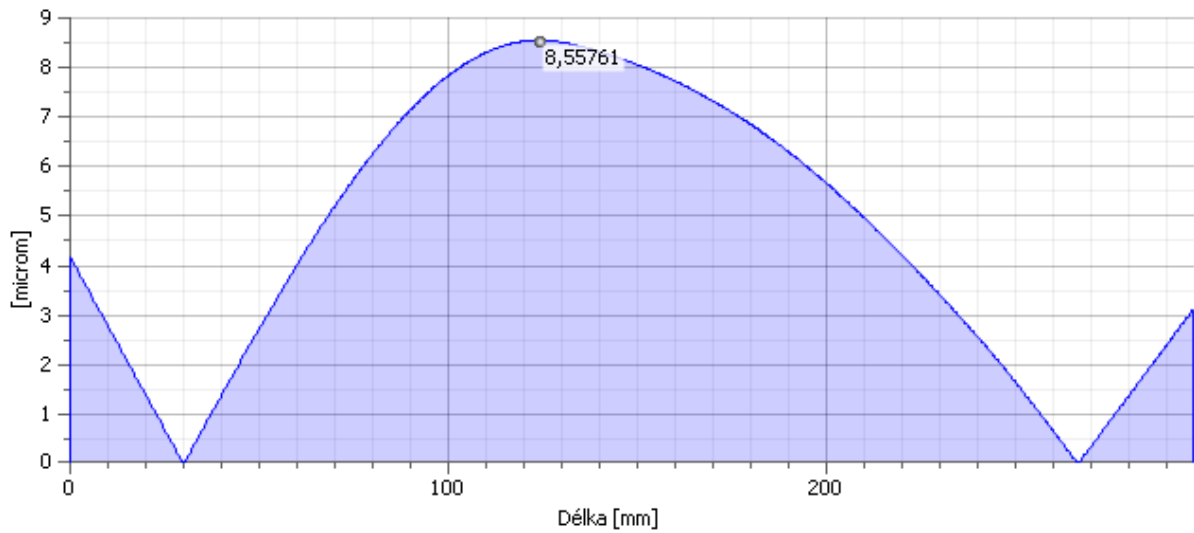
obr. 27.: Zatížení předlohové hřídele (zdroj: autor)



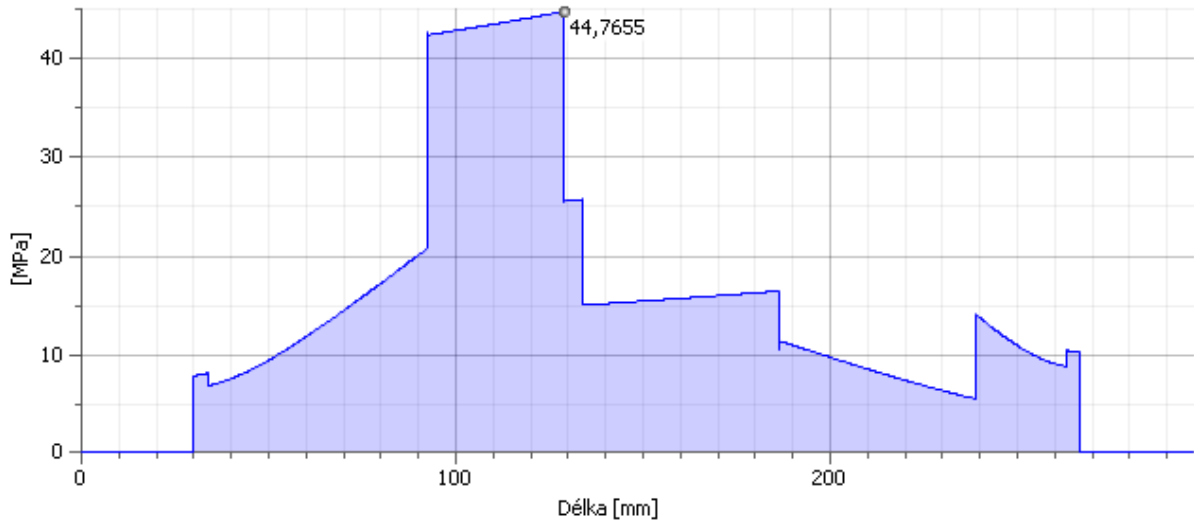
obr. 28.: Průběh ohybového momentu na předlohové hřídeli (zdroj: autor)



obr. 29.: Průběh natočení na předlohové hřídeli (zdroj: autor)



obr. 30.: Průběh průhybu předlohové hřídele (zdroj: autor)



obr. 31.: Průběh redukovaného napětí na předlohové hřídeli (zdroj: autor)

Dosažením do rovnic (2.71) až (2.74) získáme:

tab. 5.: Výpočet redukovaného napětí na předlohové hřídeli

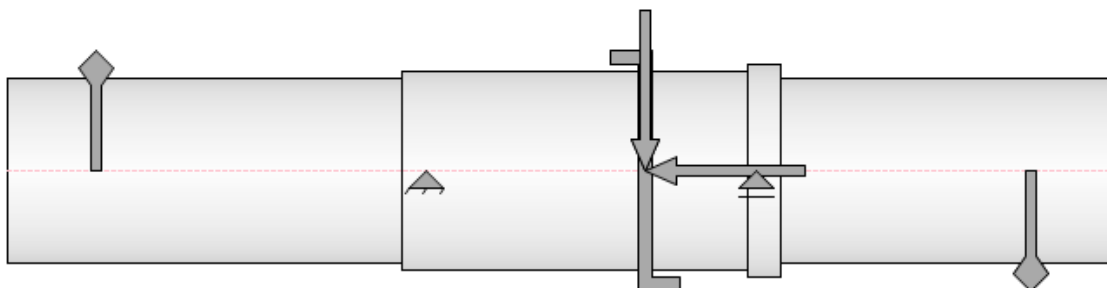
M_k [Nm]	$M_{O(max)}$ [Nm]	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{red} [MPa]
2397,71	2078,25	10,62	6,12	16,2

$$\sigma_{red} < \sigma_D \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

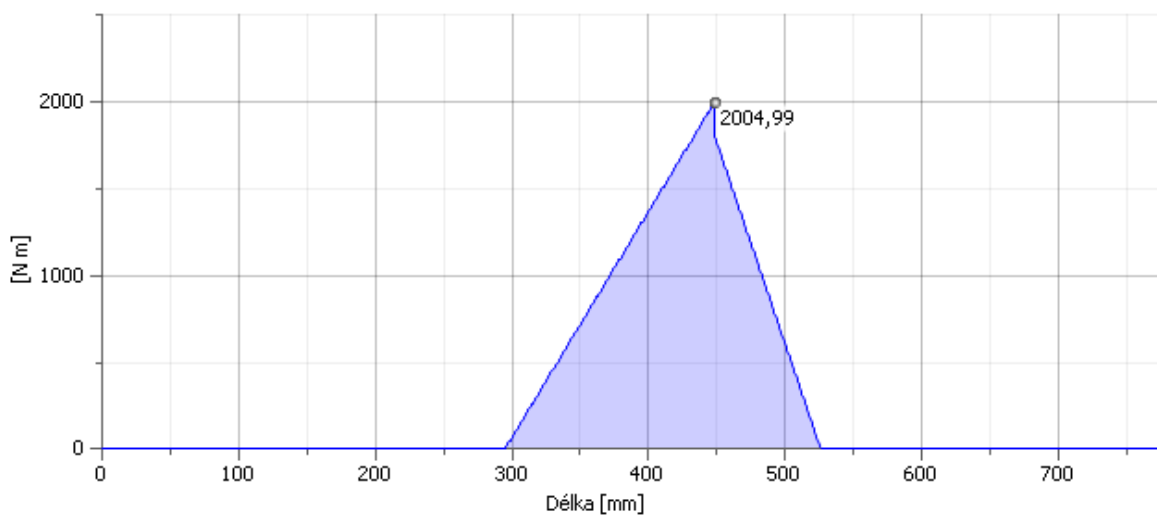
Výpočet se může ověřit v grafu viz. obr.28.

3.6.3. Hřídel výstupní

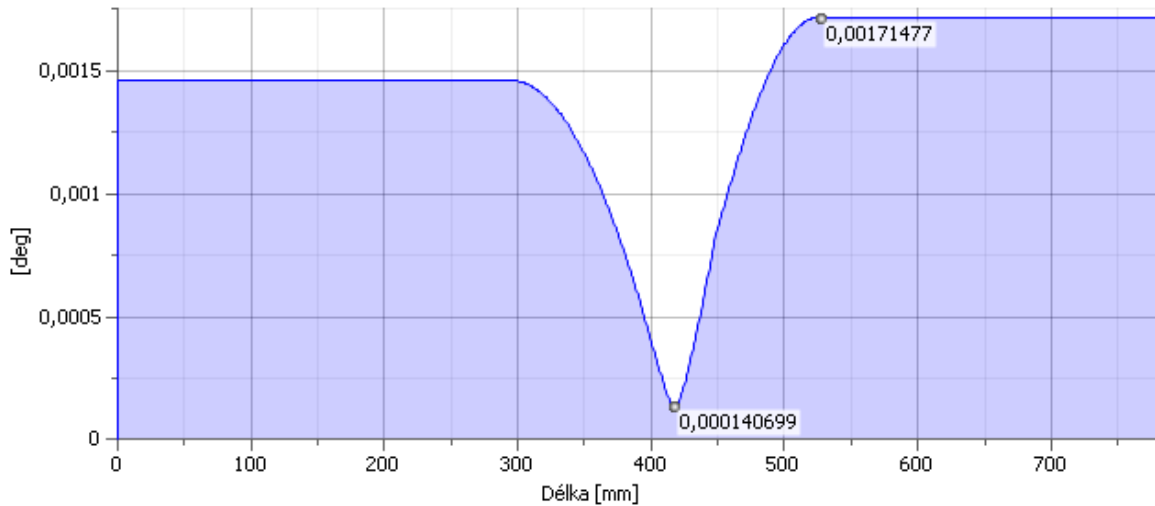
K výpočtu statické kontroly předlohové hřídele je využito programu Inventor



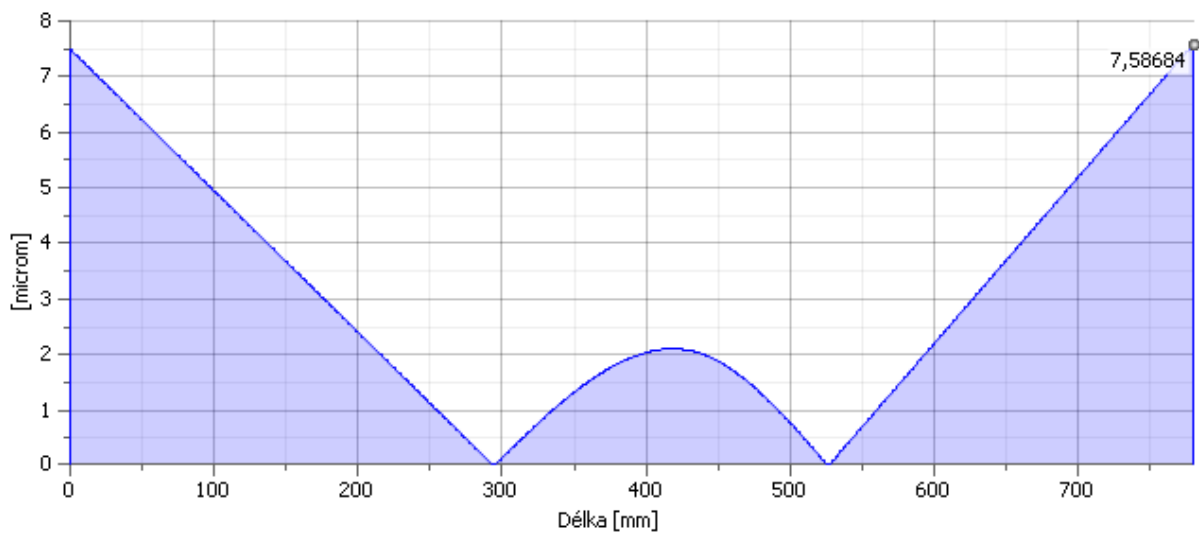
obr. 32.: Zatížení výstupní hřídele (zdroj: autor)



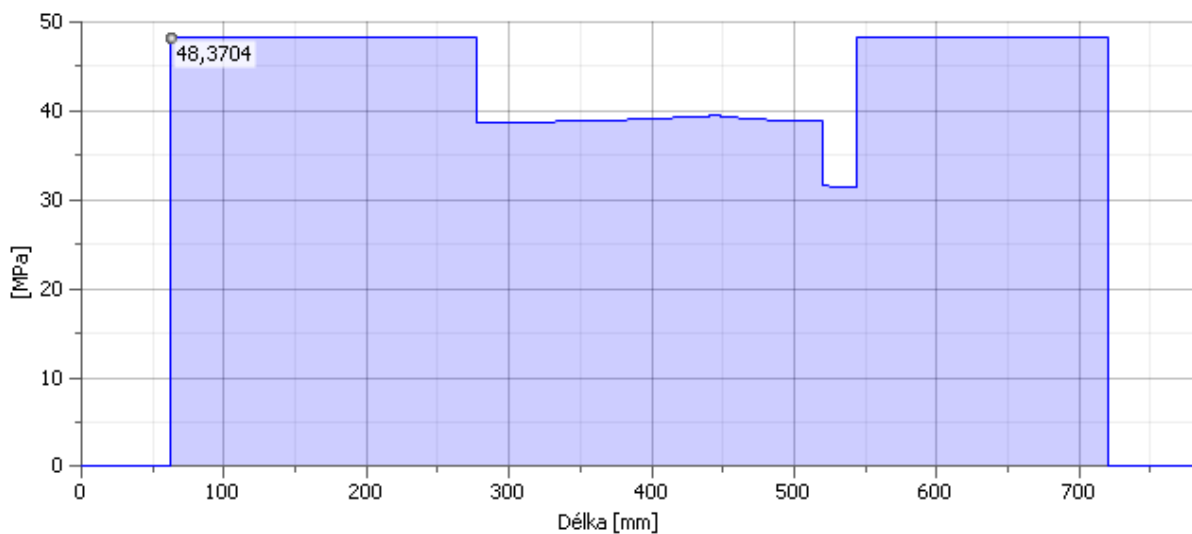
obr. 33.: Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli (zdroj: autor)



obr. 34.: Průběh natočení na výstupní hřídeli (zdroj: autor)



obr. 35.: Průběh průhybu výstupní hřídele (zdroj: autor)



obr. 36.: Průběh redukovaného napětí na výstupní hřídeli (zdroj: autor)

Dosazením do rovnic (2.71) až (2.74) získáme:

tab. 6.: Výpočet redukovaného napětí na výstupní hřídeli

M_k [Nm]	$M_{O(max)}$ [Nm]	σ_O [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{red} [MPa]
10432,92	2004,99	7,44	19,36	39,4

$$\sigma_{red} < \sigma_D \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Výpočet se může ověřit v grafu viz. obr.33.

3.7. Kontrola natočení hřídelí v ložiskách

Dovolené natočení kuželíkových ložisek dle katalogu výrobce jsou 2' až 4'. Natočení dílčích hřídelí se získá z příslušných grafů z podkapitoly 2.7..

tab. 7.: Natočení hřídelí

HŘÍDEL	φ_{DOV} [']	φ [']	STAV ($\varphi_{DOV} > \varphi$)
vstupní	120'	45,09	VYHOVUJE
předlohová	120'	28,72	VYHOVUJE
výstupní	120'	6,17	VYHOVUJE

3.8. Kontrola průhybu hřídelí pod koly

Natočení dílčích hřídelí pod koly se získá z příslušných grafů z podkapitoly 2.7. .

Dovolený průhyb pod koly je dán vztahem:

$$y_{DOV} = 0,01 \cdot m \quad (3.75)$$

tab. 8.: Průhyb hřídelí pod koly

KOLO	y_{DOV} [μm]	y [μm]	STAV ($y_{DOV} > y$)
pastorek 1	35	6,5	VYHOVUJE
kolo 1	35	7	VYHOVUJE
Pastorek 1	55	6,5	VYHOVUJE
Kolo 2	55	8	VYHOVUJE

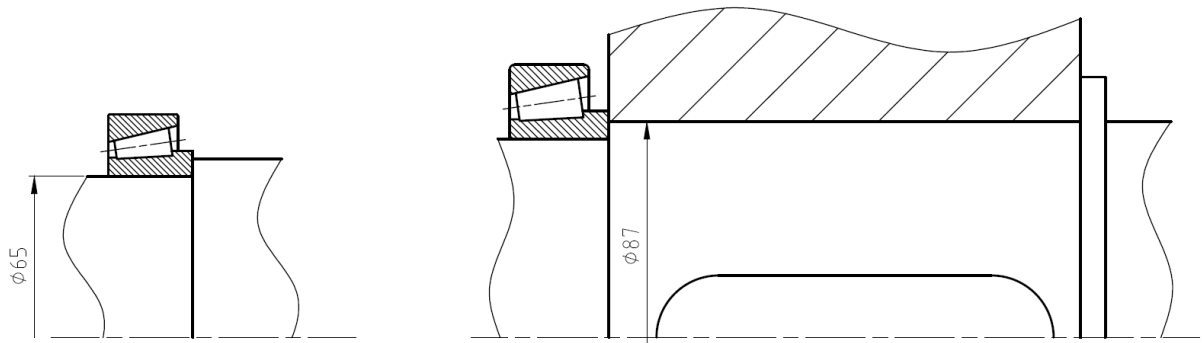
3.9. Dynamická kontrola hřídelí

Kontrolována bude vstupní hřídel v místě osazení hřídele u ložisek a předlohová hřídel v místě drážky pro pero pod druhým kolem.

Hřídel jsou vyrobeny z oceli 16 220:

$R_m = 883 \text{ MPa}$

$R_e = 588 \text{ MPa}$



obr. 37.: Ukázka míst pro dynamickou kontrolu (zdroj: autor)

3.9.1. Kontrola v místě osazení (vstupní hřídel)

Minimální bezpečnost $K_{min} = 1,3$

Z [3] dále volím:

Součinitel velikosti součásti $\varepsilon_{vo} = 0,78$

Součinitel povrchu součásti $\eta_{po} = 0,8$

Součinitel vrubu pro skutečné zhuštění napětí: $\beta_o = 3,4$

$$\sigma_{c(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 883 = 379,7 \text{ MPa} \quad (3.76)$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 379,7 \cdot \frac{0,78 \cdot 0,8}{3,4} = 69,7 \text{ MPa} \quad (3.78)$$

Ohyb v řešeném místě:

$M_{O-XZ} = 266,6 \text{ Nm}$

$M_{O-YZ} = 48,2 \text{ Nm}$

$$M_O = \sqrt{M_{O-XZ}^2 + M_{O-YZ}^2} = \sqrt{266,6^2 + 48,2^2} = 270,9 \text{ Nm} \quad (3.79)$$

$$\sigma_o = \frac{M_O}{W_O} = \frac{32M_O}{\pi \cdot d_{L1}^3} = \frac{32 \cdot 270 \text{ Nm}}{\pi \cdot 65^3} = 10,1 \text{ MPa} \quad (3.80)$$

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^*}{\sigma_{ao}} = \frac{69,7}{10,1} = 6,9 \quad (3.81)$$

Krut v řešeném místě:

$$M_{kl} = 439,25 \text{ Nm}$$

$$\tau_k = \frac{M_{kl}}{W_k} = \frac{16M_{kl}}{\pi \cdot d_{L1}^3} = \frac{16 \cdot 439\,250}{\pi \cdot 65^3} = 8,16 \text{ MPa} \quad (3.82)$$

$$R_{ek} = 0,58R_e = 0,58 \cdot 588 = 341 \text{ MPa} \quad (3.83)$$

$$K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{341}{8,16} = 41,8 \text{ MPa} \quad (3.84)$$

Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_\sigma^2} + \frac{1}{K_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{6,9^2} + \frac{1}{41,8^2}}} = 6,8 \quad (3.85)$$

$$K > K_{min} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.9.2. Kontrola v místě pera (předlohová hřídel)

$$K_{min} = 1,3$$

Z [3] dále volím:

Součinitel velikosti součásti $\varepsilon_{vo} = 0,75$

Součinitel povrchu součásti $\eta_{po} = 0,8$

Součinitel vrubu pro skutečné zhuštění napětí: $\beta_o = 2,1$

$$\sigma_{c(-1)} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 883 = 379,7 \text{ MPa} \quad (3.86)$$

$$\sigma_{c(-1)}^* = \sigma_{c(-1)} \frac{\varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} = 379,7 \cdot \frac{0,75 \cdot 0,8}{2,1} = 108,5 \text{ MPa} \quad (3.87)$$

Ohyb v řešeném místě:

$$M_{O-XZ} = -217 \text{ Nm}$$

$$M_{O-YZ} = -974 \text{ Nm}$$

$$M_O = \sqrt{M_{O-XZ}^2 + M_{O-YZ}^2} = \sqrt{217^2 + 974^2} = 997,9 \text{ Nm} \quad (3.88)$$

$$\sigma_o = \frac{M_O}{W_O} = \frac{32M_O}{\pi \cdot d_{K2}^3} = \frac{32 \cdot 997\,900}{\pi \cdot 87^3} = 15,4 \text{ MPa} \quad (3.89)$$

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{c(-1)}^*}{\sigma_{ao}} = \frac{379,7}{15,4} = 24,6 \quad (3.90)$$

Kрут v řešeném místě:

$$M_{kl} = 2397,71 \text{ Nm}$$

$$\tau_k = \frac{M_{kl}}{W_k} = \frac{16M_{kl}}{\pi \cdot d_{K2}^3} = \frac{16 \cdot 2397710}{\pi \cdot 87^3} = 8,16 \text{ MPa} \quad (3.91)$$

$$R_{ek} = 0,58R_e = 0,58 \cdot 588 = 341 \text{ MPa} \quad (3.92)$$

$$K_\tau = \frac{R_{ek}}{\tau_k} = \frac{341}{18,5} = 18,4 \text{ MPa} \quad (3.93)$$

Dynamická bezpečnost K při kombinovaném namáhání střídavým ohybem a krutem:

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{K_\sigma^2} + \frac{1}{K_\tau^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{24,6^2} + \frac{1}{18,4^2}}} = 14,7 \quad (3.94)$$

$$K > K_{min} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

4. Vahadlový čerpací stroj

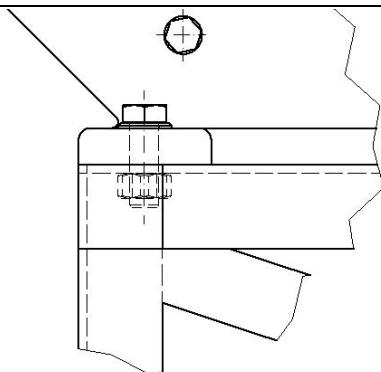
Koncepční návrh vahadlového čerpacího stroje včetně pohonu je navrženo s ohledem na funkčnost a smontovatelnost. Kompletní sestavu tvoří tyto podsestavy: rám (svařenec), pohon (elektromotor, řemenový převod, převodovka) a mechanismus (vahadlo, stožár, protizávaží, vedení, sedla).

4.1. Uchycení pohonu k rámu

Pohon ke svařovanému rámu je uchycen pomocí čtyř šroubů do U-profilů.



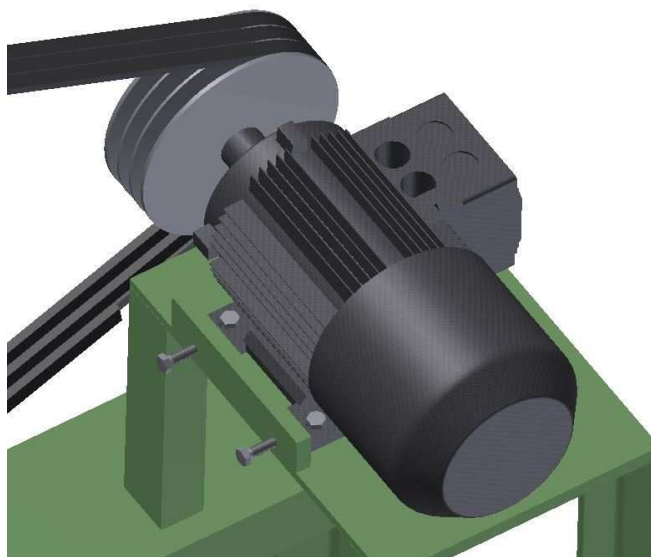
obr. 38.: Uchycení pohonu (zdroj: autor)



obr. 39.: Šroubový spoj uchycení pohonu (zdroj: autor)

4.2. Vypínání řemene

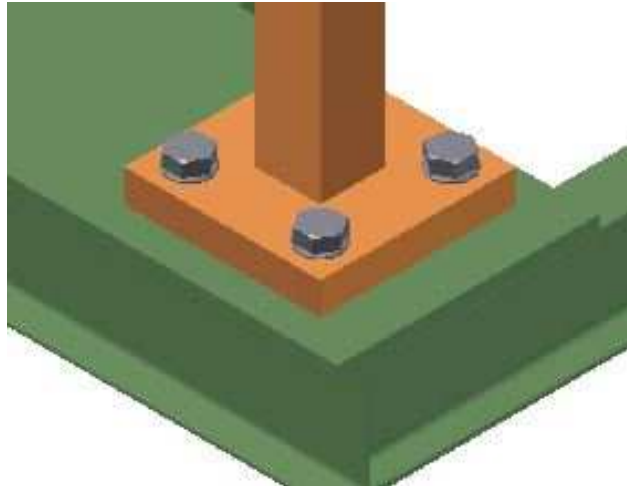
Konstrukční úprava pro vypínání řemene je vyřešena pomocí dvou stavěcích šroubů, s kterými je určena poloha celého elektromotoru pro vypnutí řemene a elektromotor zajistíme pomocí čtyř šroubů. Tyto šrouby spojují patky elektromotoru s deskou rámu. V desce rámu jsou vytvořeny speciální drážky pro posuv šroubů s elektromotorem.



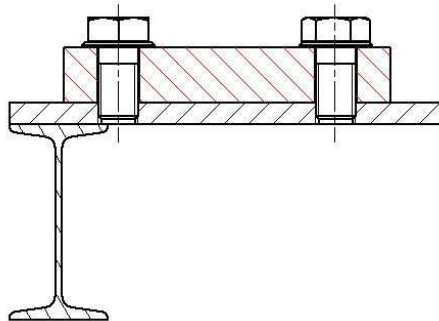
obr. 40.: Vypínání řemene (zdroj: autor)

4.3. Uchycení mechanismu k rámu

Mechanismus je k rámu uchycen pomocí dvanácti šroubů. Ty spojují základny mechanismu s deskou, která je součástí svařovaného rámu. V desce jsou díry se závitem.



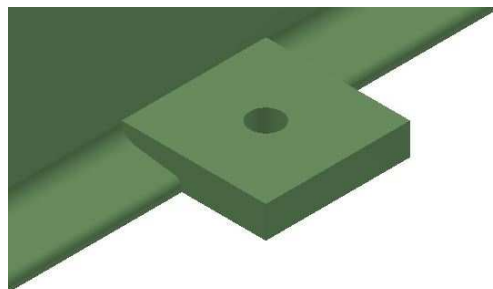
obr. 41.: Uchycení mechanismu k rámu (zdroj: autor)



obr. 42.: Šroubový spoj uchycení mechanismu k rámu (zdroj: autor)

4.4. Uchycení kompletního zařízení

K připevnění kompletního zařízení je přizpůsoben rám, který má čtyři patky s dírou po obvodu rámu. Zde může dojít ke spoji zařízení například s betonovým základem v zemi.



obr. 43.: Uchycení kompletního zařízení (zdroj: autor)

4.5. Kompletní sestava zařízení

Takto by mohla vypadat celková sestava vahadlového čerpacího stroje, která zahrnuje veškerou řešenou problematiku v této práci.



obr. 44.: Kompletní sestava (zdroj: autor)

5. Závěr

Cílem bakalářské práce byl návrh pohonu pro vahadlový čerpací stroj, zahrnující volbu elektromotoru, převodového mechanismu a návrh samotné převodovky. Byl proveden koncepční návrh kompletního zařízení.

Pro pohon vahadlového čerpacího stroje byl zvolen elektromotor na základě výpočtů ze zadaných hodnot. Byl zjištěn minimální potřebný výkon a podle něj byl vybrán elektromotor s nejbližším vyšším možným výkonem a s co nejnižšími výstupními otáčkami, vzhledem k i tak velkému převodovému číslu pro dosažení požadovaných výstupních otáček.

Jelikož je převodové číslo převodovky omezeno, musí být část realizována řemenovým převodem. Ten je navržen podle přenášeného výkonu z elektromotoru, vstupních otáček malé řemenice a podle převodového čísla, které musí tento převodový mechanismus realizovat. U výpočtů je brána v potaz i předběžná osová vzdálenost řemenic.

Samotný návrh převodovky je rozsáhlý a zahrnuje kromě návrhových výpočtů i pevnostní výpočty. Právě z nich je díky známému krouticímu momentu na dílčích

hřídelích navržen jejich minimální průměr. Dále je navržen normální modul šikmého ozubení, který vychází z namáhání zubů v ohybu. Z něj jsou vypočteny rozměry kol a je provedena i jejich kontrola. Pro zjištění sil, kterými jsou namáhány ložiska hřídelí, byl proveden výpočet reakcí. Pro tuto práci jsou zvolena kuželíková ložiska vzhledem k větším axiálním silám. Jejich trvanlivost je pak početně zkontrolována. Po návrhu hřídelí je na řadě jejich statická a dynamická kontrola. U statické kontroly se zjišťuje kombinované namáhání (krut + ohyb), které je porovnáváno s dovoleným namáháním. U dynamické kontroly je zjištěna bezpečnost namáhání v možných kritických místech (vrubech). Zkontrolováno je také dovolené naklopení ložisek a dovolený průhyb hřídele pod ozubenými koly.

U koncepčního návrhu kompletního zařízení je vyřešena funkčnost a smontovatelnost. Uchycení pohonu k rámu je provedeno pomocí šroubů. Vypínání řemene je vyřešeno pomocí stavěcích šroubů a drážek v desce rámu. Spojení mezi mechanismem a rámem je uskutečněno šroubovým spojem mezi dvěma deskami, přičemž v desce rámu je díra se závitem. Pro celkové připevnění kompletního zařízení jsou přizpůsobeny čtyři patky po obvodu rámu.

Při výpočtu samotné převodovky není uvažováno další zatížení výstupní hřídele od klikového mechanismu. Byla snaha vyřešit tento problém alespoň jednoduše pomocí znalostí z mechaniky, ale při rozboru sil mechanismu došlo k tomu, že práce, zahrnující tento výpočet, by tak přesahovala rozsah bakalářské práce. Mimo to může být zadání této bakalářské práce považováno za splněné.

Seznam použité literatury

1. **LUFKIN.** www.lufkin.com. *Lufkin Industries*. [Online] 2011. [Citace: 25. Leden 2015.] www.lufkin.com/images/pdf/Oilfield/OF11-0015R01Lo.pdf.
2. **KUGL, Otmar.** *Projekt - III. ročník*. Praha : ČVUT, 2000. ISBN 80-010-1638-2.
3. **LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel.** *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
4. **CONSULTANS, HDC Human Development.** www.hdc.ca. *Human Development Consultans*. [Online] 2008. [Citace: 15. Leden 2015.] https://www.hdc.ca/download_sample.html?PID=39. ISBN 978-1-55338-043-6.
5. **SKF CZ, a.s.** www.skf.com. *SKF Group*. [Online] SKF Group. [Citace: 20. Únor 2015.] <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?highlightid=1310003024&page=13&imperial=false>.
6. **SIEMENS.** <http://www.siemens.com/answers/cz/cz/>. *Siemens Česká Republika*. [Online] Duben 2010. [Citace: 17. Únor 2015.] http://stest1.etnetera.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k02/cat_k02_2010-04_cz.pdf.

Seznam obrázků a tabulek

obr. 1.: Schéma vahadlového čerpacího stroje (zdroj: http://en.wikipedia.org/).....	9
obr. 2.: Část čerpacího ústrojí pod povrchem (zdroj: http://en.wikipedia.org/)	11
obr. 4.: Ukázka dvou hlavních typů vahadlových čerpadel (zdroj: [1]).....	13
obr. 5.: Vahadlový čerpací stroj "CONVENTIONAL UNIT" (zdroj: [1]).....	14
obr. 6.: Vahadlový čerpací stroj "REVERSE MARK" (zdroj: [1]).....	14
obr. 7.: Vahadlový čerpací stroj "ROADRUNNER PUMPING UNIT" (zdroj: [1]).....	14
obr. 8.: Vahadlový čerpací stroj "AIR BALANCED UNITE" (zdroj: [1])	15
obr. 9.: Vahadlový čerpací stroj "MARK II UNITORQUE" (zdroj: [1]).....	15
obr. 10.: Vahadlový čerpací stroj "LOW PROFILE UNITE" (zdroj: [1])	15
obr. 11.: Náhled do převodovkové skříně (zdroj: [1]).....	16
obr. 12.: Řemenový převod od elektromotoru (zdroj: [1]).....	16
obr. 13.: Schéma pohonu (zdroj: [2]).....	17
obr. 14.: Vstupní hřídel jako nosník v rovině XZ (zdroj: autor)	26
obr. 15.: Vstupní hřídel jako nosník v rovině YZ (zdroj: autor)	26
obr. 16.: Předlohová hřídel jako nosník v rovině XZ (zdroj: autor)	27
obr. 17.: Předlohová hřídel jako nosník v rovině YZ (zdroj: autor)	28
obr. 18.: Výstupní hřídel jako nosník v rovině XZ (zdroj: autor)	29
obr. 19.: Výstupní hřídel jako nosník v rovině YZ (zdroj: autor)	29
obr. 20.: Silové schéma v ložiskách na vstupní hřídeli (zdroj: autor)	30
obr. 21.: Silové schéma v ložiskách na předlohové hřídeli (zdroj: autor)	31
obr. 22.: Silové schéma v ložiskách na výstupní hřídeli (zdroj: autor)	32
obr. 23.: Průběh ohybového a kroutícího momentu na vstupní hřídeli (zdroj: autor)	34
obr. 24.: Vyšetření průběhu ohybového momentu v rovině XZ (zdroj: autor)	34
obr. 26.: Průběh natočení na vstupní hřídeli (zdroj: autor).....	35
obr. 25.: Vyšetření průběhu ohybového momentu v rovině YZ (zdroj: autor)	35
obr. 27.: Průběh průhybu vstupní hřídele (zdroj: autor).....	36
obr. 28.: Zatížení předlohové hřídele (zdroj: autor).....	37
obr. 29.: Průběh ohybového momentu na předlohové hřídeli (zdroj: autor).....	37
obr. 30.: Průběh natočení na předlohové hřídeli (zdroj: autor).....	38
obr. 31.: Průběh průhybu předlohové hřídele (zdroj: autor).....	38
obr. 32.: Průběh redukováného napětí na předlohové hřídeli (zdroj: autor)	39
obr. 33.: Zatížení výstupní hřídele (zdroj: autor).....	40
obr. 34.: Průběh ohybového momentu na výstupní hřídeli (zdroj: autor).....	40
obr. 35.: Průběh natočení na výstupní hřídeli (zdroj: autor).....	41
obr. 36.: Průběh průhybu výstupní hřídele (zdroj: autor).....	41
obr. 37.: Průběh redukováného napětí na výstupní hřídeli (zdroj: autor)	41
obr. 38.: Ukázka míst pro dynamickou kontrolu (zdroj: autor).....	43
obr. 39.: Uchycení pohonu (zdroj: autor)	45
obr. 40.: Šroubový spoj uchycení pohonu (zdroj: autor).....	46
obr. 41.: Vypínání řemene (zdroj: autor).....	46
obr. 42.: Uchycení mechanismu k rámu (zdroj: autor).....	47
obr. 43.: Šroubový spoj uchycení mechanismu k rámu (zdroj: autor).....	47
obr. 44.: Uchycení kompletního zařízení (zdroj: autor).....	47
obr. 45.: Kompletní sestava (zdroj: autor).....	48
tab. 1.: Výpočet soukolí 1-2.....	23
tab. 2.: Výpočet soukolí 3-4.....	24

<i>tab. 3.: Bezpečnosti soukolí</i>	24
<i>tab. 4.: Výpočet řemenového převodu</i>	19
<i>tab. 5.: Výpočet redukováného napětí na předlohové hřídeli</i>	39
<i>tab. 6.: Výpočet redukováného napětí na výstupní hřídeli</i>	42
<i>tab. 7.: Natočení hřídelí</i>	42
<i>tab. 8.: Průhyb hřídelí pod koly</i>	42

Seznam symbolů

b	[mm]	šířka ozubeného kola
C	[N]	dynamická únosnost ložisek
d	[mm]	minimální průměr hřídele
d_h	[mm]	průměr hřídele u pera
d_L	[mm]	průměr pod ložiskem
e		poměr ložiskových sil
f_p		součinitel materiálové úpravy
F_t	[N]	tečná síla
F_a	[N]	axiální síla
F_r	[N]	radiální síla
F_v	[N]	výsledná síla
F	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení
h	[mm]	výška pera
i		převodový poměr
i_c		celkový převodový poměr
$i_{př}$		převodový poměr převodovky
i_{skut}		skutečný převodový poměr
K		bezpečnost
K_{min}		minimální bezpečnost
K_a		součinitel vnějších dynam. sil
$K_{H\beta}$		součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů
K_f		výsledný součinitel zatížení zubů
L_{h-min}	[h]	minimální trvanlivost ložisek v hodinách

L_h	[h]	trvanlivost ložisek v hodinách
l_a	[mm]	otlačovaná délka pera
M_{k-v}	[Nm]	výsledný krouticí moment
M_{k-m}	[Nm]	krouticí moment motoru
M_k	[Nm]	krouticí moment
M_o	[Nm]	ohybový moment
m_n	[mm]	normální modul
n_v	[ot/min]	výsledné otáčky
n_m	[ot/min]	otáčky motoru
n	[ot/min]	otáčky
P_v	[W]	výsledný výkon
P'_m	[W]	požadovaný výkon motoru
P_m	[W]	skutečný výkon motoru
p	[MPa]	otlačení
p_D	[MPa]	dovolené otlačení
R	[N]	reakce
R_m	[MPa]	pevnost v tahu
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
R_{ek}	[MPa]	mez kluzu ve smyku
W_k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
X		součinitel dynamického radiálního zatížení
Y		součinitel dynamického axiálního zatížení
y	[mm]	průhyb hřídele
y_{DOV}	[mm]	dovolený průhyb hřídele

β	[°]	úhel ozubení
β_o		součinitel vrubu pro zhuštěné napětí
ϵ_{vo}		součinitel velikosti součásti
η		účinnost
$\eta_{řem}$		účinnost řemenového převodu
η_c		celková účinnost
η_{po}		součinitel povrchu součásti
σ_{Flimb}	[MPa]	mez únavy v ohybu
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_D	[MPa]	dovolené napětí
$\sigma_{c(-1)}$	[MPa]	mez únavy pro střídavý ohyb
$\sigma^*_{c(-1)}$	[MPa]	mez únavy v místě vrubu
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
τ_{Dk}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
φ	["]	natočení hřídele
φ_{DOV}	["]	dovolené natočení hřídele
ψ_m		poměr šířky a modulu
ω	[rad/s]	úhlová rychlost

Doplňující indexy:

x, y, z	působící v určité ose
I, II, III	týkající se hřídelí v pořadí vstupní, předlohová a výstupní
1, 2, 3, 4	týkající se příslušných ozubených kol v pořadí podle přenosu M_k
a, b, c, d, g, h	týkající se příslušných podpor hřídelí

Seznam příloh

- Příloha 1 - Výkres koncepčního návrhu kompletní sestavy
(název: VAHADLOVÉ ČERPADLO)
- Příloha 2 - Výkres sestavy převodovky + kusovník (název: PŘEVODOVKA)
- Příloha 3 - Výrobní výkres vstupní hřídele (název: VSTUPNÍ HŘÍDEL)
- Příloha 4 - Výrobní výkres víka (název: VÍKO 1)
- Příloha 5 - CD s kompletní bakalářskou prací