



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh konstrukce ropné pumpy**

**Design of Oil Pumpjack**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2021**

**Petr LICHÝ**

**Studijní program:** B2342 Teoretický základ strojího inženýrství

**Studijní obor:** 2301R000 Studijní program je bezoborový

**Vedoucí práce:** Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.



## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Lichý** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **482423**  
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
 Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
 Studijní program: **Teoretický základ strojího inženýrství**  
 Studijní obor: **bez oboru**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh konstrukce ropné pumpy**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of Oil Pumpjack**

Pokyny pro vypracování:

Proveďte rešerši způsobu těžby ropy s pomocí ropných pump a zaměřte se na konstrukční varianty těchto pump. Na základě zvolených parametrů ropného vrtu navrhnete vlastní konstrukci zvoleného typu ropné pumpy. Pohon pumpy navrhnete pouze rámcově s ohledem na potřebný výkon. Identifikujte v konstrukci kritické uzly a vhodně je dimenzujte (pevnostními kontrolními výpočty). Vytvořte 3D model zařízení a 2D výkres sestavy s kusovníkem.

Seznam doporučené literatury:

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.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Roman Uhlíř, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce:

Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

**30.4.2021**

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

## Anotační list

Jméno autora:	Petr Lichý	
Název BP:	Návrh konstrukce ropné pumpy	
Název anglicky:	Design of Oil Pumpjack	
Rok:	2021	
Studijní program:	B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ	
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový	
Ústav:	2301R000 Studijní program je bezoborový	
Vedoucí BP:	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.	
Bibliografické údaje:	Počet stran	43
	Počet obrázků	43
	Počet tabulek	12
	Počet příloh	3
Klíčová slova:	Ropa, ropná pumpa, těžba ropy, konstrukce stroje, ropné čerpadlo, ropný vrt	
Keywords:	Oil, pumpjack, extraction of oil, construction of machine, oil pump, oil well	
Anotace:	<p>Cílem bakalářské práce je navrhnout funkční konstrukci ropné pumpy. Práce je rozdělena na tři hlavní části—teoretickou, výpočetní a návrhovou. Teoretická část popisuje tematiku těžení ropy a vývoj konstrukcí ropných pump v průběhu historie zakončený současnými typy. Výpočetní část je konkrétní koncept údajů a předpokladů, ze kterých vychází návrh geometrie a následné výpočty. Poslední část se věnuje návrhu a kontrole vybraných uzlů společně s výslednou vizualizací modelu.</p>	
Annotation:	<p>The purpose of this bachelor's thesis is to design a functional construction of a pumpjack. The thesis is divided into three main parts—theory, calculations and design. The first part describes the topic of oil extraction and the evolution of the pumpjack in history and shows its historical and present use. The fourth part introduces the specific concept of the project consisting of data that will be used throughout the calculations. The third part focuses on the design and control of selected parts and the final visualization of the model is presented.</p>	

## **Bibliografická citace**

LICHÝ, P. Návrh konstrukce ropné pumpy. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojního, 2021. 43 stran. 3 přílohy. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Uhlíř, Ph. D.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pouze za přispění odborných konzultací a odborné literatury, uvedené v seznamu použité literatury.

V Praze dne 31.5.2021

.....

Podpis

## Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Romanu Uhlířovi, Ph.D. za odborný dohled, konzultace a cenné připomínky k mé práci. Velký dík patří zaměstnancům technickému oddělení MND a.s., kteří mi ihned po kontaktování ve všem vyšli vstříc a v neposlední řadě také mé rodině, která mě v průběhu studia psychicky a finančně motivuje.

---

## Obsah

1	Úvod.....	1
2	Těžba ropy .....	2
2.1	Hledání ropy .....	2
2.1.1	Gravimetrické měření .....	2
2.1.2	Seismický průzkum.....	2
2.1.3	Dálkový průzkum Země .....	2
2.2	Ropné vrty .....	3
2.2.1	Postup hloubení vrtu .....	3
2.2.2	Vrtné soupravy .....	3
2.3	Metody těžby.....	4
2.3.1	Samotoková těžba .....	4
2.3.2	Těžba pístovými hlubinnými čerpadly.....	4
2.3.3	Vřetenová a elektrická hlubinná čerpadla .....	5
2.3.4	Alternativní metody těžby.....	5
2.3.5	Efektivita metod .....	5
3	Konstrukce ropných kozlíků.....	6
3.1	Vývoj konstrukce .....	6
3.2	Typy ropných kozlíků.....	7
3.2.1	Konvenční konstrukce .....	7
3.2.2	Vzduchem vyvažovaná konstrukce .....	8
3.2.3	Konstrukce Mark II.....	8
3.2.4	Konstrukce Reverse Mark .....	9
3.2.5	Konstrukce Churchill .....	9
3.2.6	Konstrukce se speciálním využitím.....	10
4	Uvažované parametry.....	11
4.1	Volba vhodné konstrukce .....	11
4.2	Volba parametrů vrtu a těžené ropy .....	11
4.3	Souhrn zvolených parametrů.....	12
4.4	Rozměry konstrukce .....	12
4.5	Zvolení vhodného pohonu a převodovky .....	13
5	Výpočty.....	14

---

5.1	Kinematika .....	14
5.1.1	Počet stupňů volnosti .....	14
5.1.2	Počet smyček .....	14
5.1.3	Vektorová metoda .....	15
5.1.4	Zrychlení těžišť a natočení .....	16
5.2	Dynamika .....	18
5.2.1	Uvolnění těles .....	18
5.3	Výsledné reakce .....	20
5.3.1	Doplnění údajů k výpočtům .....	20
5.3.2	Průběh reakcí .....	21
5.3.3	Porovnání se statikou .....	22
6	Návrh a kontrola vybraných konstrukčních uzlů .....	23
6.1	Návrh a kontrola konstrukce na vzpěr .....	23
6.2	Návrh a kontrola svěrného spoje výstupní hřídele převodovky s klikou .....	24
6.2.1	Návrh svěrného spoje .....	24
6.2.2	Kontrola redukovaného napětí ve šroubu .....	26
6.2.3	Kontrola tlaku v dosedací ploše matice .....	26
6.2.4	Kontrola tlaku v dosedací ploše šroubu .....	26
6.2.5	Moment na klíči potřebný k utažení .....	27
6.3	Návrh a kontrola uložení .....	27
6.3.1	Uložení hlavního ramene .....	27
6.3.2	Uložení spoje hybné části s hlavním ramenem .....	29
6.4	Návrh a kontrola převodu klínovým řemenem .....	30
6.4.1	Určení průřezu řemene .....	30
6.4.2	Průměr hnací řemenice .....	31
6.4.3	Kontrola obvodové rychlosti řemene .....	31
6.4.4	Volba vzdálenosti os řemenic .....	31
6.4.5	Výpočtová délka klínového řemene .....	31
6.4.6	Počet klínových řemenů .....	32
7	Výsledná vizualizace .....	33
8	Závěr .....	35
	Seznam použitých zdrojů .....	36
	Seznam zkratek a symbolů .....	38
	Seznam obrázků .....	41

---



Seznam tabulek .....	42
Seznam grafů .....	42
Seznam příloh .....	43

# 1 Úvod

Těžba ropy je zásadním odvětvím světového průmyslu. Nejedná se pouze o využití v dopravě, ale také v mnoha dalších sférách našeho života, ať už jde o hnojiva, plasty, barviva nebo maziva. Ropu získáváme z ropných ložisek nalezených vhodnou geofyzikální metodou. Po zvolení vhodné techniky vrtání, kde hraje roli přístupnost k místu vrtu a hloubka, ve které se ložisko nachází, je třeba vybrat následnou metodu těžby. I přesto, že existuje více možností, jak dostat ropu z ložiska na povrch, v praxi suverénně převládá jedna metoda těžby. Tou metodou je těžba kozlíkovými hlubinnými čerpadly.

Bakalářská práce je zaměřena na návrh mechanismu pro těžbu ropy. Z dostupných možností jsem si zvolil konstruovat právě tzv. ropný kozlík. Po detailnějším uvedení do problematiky těžby ropy bude následovat teoretická část popisující vývoj a typy kozlíků, které již léta v praxi slouží ke zmíněnému účelu. Dle navržených parametrů vrtu, hustoty těžené ropy a konceptu konstrukce bude zvolen vhodný typ ropného kozlíku, který následně navrhnu a zkonstruji.

Při návrhu, výpočtech a kontrole bude zapotřebí využít znalosti z oborů jako jsou části a mechanismy strojů, mechanika a pružnost a pevnost, se kterými jsem se setkal v průběhu studia. Některé části práce pravděpodobně budou vzdáleny výpočtům dle Americké normy API (Americký ropný institut), která se pro návrh ropných kolíků běžně ve firmách používá, nicméně se budu snažit co nejvíce přiblížit jejich výsledkům a navrhnout vhodný stroj pro mé parametry a předem vytyčené cíle konstrukce.

Výsledná konstrukce bude představena pomocí vizualizace ve vybraném CAD programu a v příloze doplněna sestavným výkresem. Veškeré cíle mé práce z kapitoly uvažovaných parametrů budou na konci zhodnoceny a okomentovány.

## 2 Těžba ropy

### 2.1 Hledání ropy

Ropa, jakožto obecně většina uhlovodíků, vzniká tepelným rozkladem organické hmoty v hloubkách desítek metrů až kilometrů. Ložisko vzniká snahou ropy vystoupat na povrch, což je způsobeno nižší hustotou v porovnání s vodou. Stoupající ropa postupně naráží na nepropustnou horninu nadloží a tím vzniká zásobník ropy. Samovolné vývěry ropy byly vytěženy již v počátcích těžby, a proto se nyní hledá v čím dál tím větších hloubkách a méně přístupných oblastech. Ložiska ropy jsou hledána pomocí následujících metod.

#### 2.1.1 Gravimetrické měření

Jedná se o metodu sledující změny tíhového pole Země, respektive tíhového zrychlení. Změny vznikají v důsledku rozdílných hustot geologického prostředí. Ve výsledné geologické interpretaci se rozdíly projevují odchylkou tíže od maximální hodnoty tzv. tíhová anomálie. Dle těchto interpretací jsme schopni nalézt oblasti, kde se horniny vyklenují či tvoří pánve tzv. stará moře. [1]

#### 2.1.2 Seismický průzkum

Seismický průzkum, také označovaný jako reflexní metoda, slouží k hledání ložisek na zemi i na moři. Zdroj energie vlnění může být vytvořen pomocí výbuchu, pouštěním těžkého předmětu na povrch nebo vibracemi působícími na zemský povrch, což je nejčastější případ. Akustické vlny se lámou nebo odrážejí dle vlastností jednotlivých hornin a vracejí se do tzv. geofonů, které jsou hojně rozmístěny v okolí zdroje vlnění. Signál je následně zaznamenáván jako 3D obraz v měřicím voze. Po zpracování dat lze z řezu povrchem přibližně vyčíst ložiska pro přírodní uhlovodíky. [2]



Obr. 2.1 Seismický vibrátor Sercel DX80 [3]

#### 2.1.3 Dálkový průzkum Země

Dálkový průzkum Země se využívá hlavně pro nalezení potenciálně úrodných míst s ropnými zásobami. Průzkum se provádí na základě družicových záznamů, které reagují na změny zbarvení půdy a tím dle barevných odstínů vyhodnocují pravděpodobnost výskytu ropy.

## 2.2 Ropné vrty

V podkapitole ropné vrty budu sice výhradně popisovat vrty těžební, je ovšem třeba zmínit i využití vyhledávací a průzkumné. Z vyhledávacích například opěrné vrty zjišťují základní ropo-geologické údaje v dosud neprozkoumaných pánvích. U průzkumných zase sledné vrty oceňují průmyslový význam zjištěných ropných ložisek, odkud jsou údaje nutné pro projektování otvírky. K těžbě se ve výsledku využije v průměru jeden z deseti již vytvořených vrtů. [4]

### 2.2.1 Postup hloubení vrtu

Celou teorii vrtu, dle mého, nejlépe vystihuje kompletní cyklus vzniku.

Chronologický postup je: [4]

- Lokalizace vrtu – tato fáze byla už podrobně popsána výše,
- Přípravné práce – úprava terénu pro vrtnou soupravu, základy nebo elektrickou přípojku,
- Montáž vrtné soupravy – složení vhodné vrtné soupravy pro zvolené parametry vrtu, zprovoznění veškerého pomocného zařízení a strojovny,
- Vlastní hloubení – projektování pažnicových kolon (sestava vyztužovacích trubek), jádrování (vynášení horniny na povrch s vrtným nářadím ke zkoumání), karotážní měření (zkoumání nasycení provrtaných vrstev), čerpací zkoušky pomocí testerů,
- Izolace vrstev – zapuštění projektovaných pažnicových kolon, cementace (zamezuje zavalení a propustnosti, čímž umožňuje hlubší hloubení a delší životnost), montáž ústí vrtu,
- Osvojení vrtu – perforace pažnic, zapouštění filtrů zabráňujících pronikání např. pískových zrn z těžného kolektoru, doplnění ústí vrtu sestavou uzávěrů, potrubí a regulačních trysek,
- Demontáž vrtné soupravy a likvidační práce – rekultivace okolí.

### 2.2.2 Vrtné soupravy

Vrtná souprava je složena ze šesti funkčních celků, a to ze zařízení pohonného, těžního, vrtacího, proplachového, bezpečnostního, měřícího a regulačního. Typy vrtných souprav se dají rozlišit dle maximálního tahu na konci těžního lana nebo způsobem rozpojování hornin (nárazový, rotační).

Jelikož v návrhové části nebudu dopodrobna řešit, jak přesně byl vrt proveden, ale budu určovat pouze jeho základní parametry, je pro mě směrodatné následující rozdělení: [4]

- Lehké vrtné soupravy – do hloubky 1 200 m, pojízdné, stožárové teleskopicky výsuvné věže,
- Středně těžké soupravy – do hloubky 2 500 m, hlavně stabilní s demontovatelnými věžemi,
- Těžké soupravy – do hloubky 6 000 m, stabilní, skupiny strojů blokově v rámech,



Obr. 2.2: Lehká vrtná souprava na podvozku Tatra 8x8 [5]

## 2.3 Metody těžby

Při projektování vrtů je důležité zvolit správnou metodu následné těžby. Metody můžeme rozdělit do následujících tří skupin.

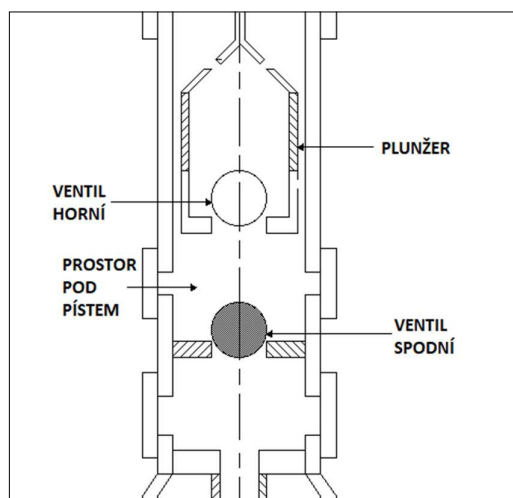
### 2.3.1 Samotoková těžba

Nastává ve většině případů po otevření nového ložiska, které má vysokou ložiskovou energii. Samotok je způsoben tlakem v ložisku na úrovni tlaku hydrostatického, což sloupec ropy v sondě s menší hustotou než voda nevyrovná, a proto pod tlakem vytéká na povrch. Vynášení ropy na povrch dopomáhá také plyn rozpuštěný v ropě, který se s klesajícím tlakem postupně uvolňuje. Pakliže ložisková energie výrazně klesne nebo se dokonce zastaví, je třeba využít mechanizovanou těžbu.

### 2.3.2 Těžba pístovými hlubinnými čerpadly

Celá metoda by se dala rozdělit na dvě základní části – hlubinné čerpadlo a kozlík.

Hlubinné čerpadlo je zavěšeno na koloně táhlic za tzv. plunžer (dutý píst). Ve vrchní a spodní části čerpadla jsou kulové ventily. Při pohybu pístu nahoru otevírá tlak kapaliny ventil spodní a při pohybu dolů tlak kapaliny pod pístem ventil horní. Když je při pohybu dolů horní ventil otevřen a spodní tlakem uzavřen, dostává se ropa do prostoru nad pístem, odkud se pohybem nahoru dopravuje na povrch. Používají se i jiné typy čerpadel (zubová, membránová), ale pro svou robustnost a trvanlivost je v 90 % případů použito pístové hlubinné čerpadlo.



Obr. 2.3: Princip funkce hlubinného čerpadla

Všechny popsány pohyb hlubinného čerpadla při této metodě koná kozlík. Jedná se o mechanismus poháněný motorem (nejčastěji elektromotorem), který přes převodovou skříň, vahadla a třmeny předává hlavnímu rameni kyvný pohyb. Na konci hlavního ramene je tzv. hlava (často označovaná jako koňská), ke které jsou pomocí ocelových lan upevněny táhlice. Kyvný pohyb hlavního ramene způsobuje již popsány pohyb čerpadla nahoru a dolů. Existuje mnoho typů kozlíků, které detailněji rozeberu v následující kapitole.

### 2.3.3 Vřetenová a elektrická hlubinná čerpadla

Mezi další využívané typy hlubinných čerpadel patří vřetenová a elektrická. Vřetenové je složeno ze statoru a spirálového rotoru uvnitř sondy. Elektromotor na povrchu přenáší otáčivý pohyb skrze táhlicovou kolonu na rotor, který poté koná přenesený otáčivý pohyb ve statoru. U elektrického je na povrchu pouze zdroj elektrického proudu a ústí vrtu. Čerpadlo i elektromotor jsou uvnitř sondy.



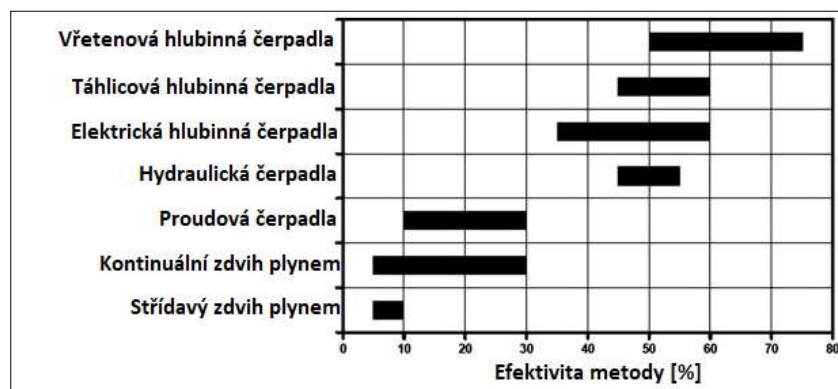
Obr. 2.4: Vřetenové hlubinné čerpadlo [6]

### 2.3.4 Alternativní metody těžby

Skupina alternativních metod těžby shrnuje další možné metody, kterými je možno těžít. Procento využití v reálném provozu je v porovnání s metodami těžby hlubinnými čerpadly zanedbatelné, a proto jsou označeny jako alternativní. Do skupiny patří například těžba pomocí stlačeného vzduchu nebo plynu, který se jednou stupačkovou kolonou vhájí dolů a druhou se těží.

### 2.3.5 Efektivita metod

Velmi důležitým aspektem u jednotlivých metod je efektivita využití vložené energie. Vložená energie je ta, která je potřeba pro pohánění celého systému k vyzvednutí ropy na povrch. Zahrnuje spotřebu všech komponent mechanismu. Rozhodující částí je samozřejmě zvedací mechanismus zařízení, nicméně energetické ztráty přímo v sondě nelze zanedbat. Srovnání efektivit využívaných metod je vykresleno na Obr. 2.5. [7]



Obr. 2.5: Efektivita metod těžby [7]

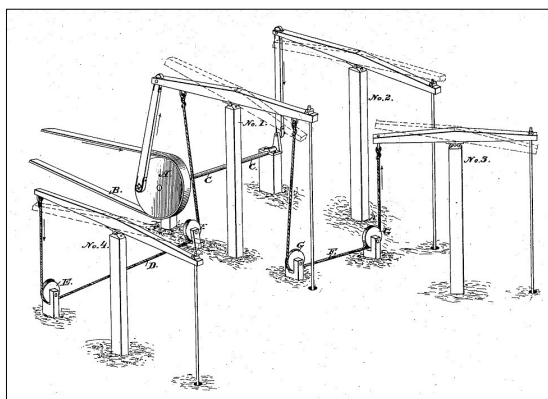
Nejlepším zařízením je, co se týče efektivity, vřetenové hlubinné čerpadlo dosahující více než 70 %. Je to způsobeno nízkou spotřebou energie a malými ztrátami ve vrtu. Tato metoda je používána čím dál tím více v případech, kdy má vrt ideální podmínky. Nevýhodami jsou vyšší pořizovací cena, horší trvanlivost a složité opravy. Z toho důvodu je stále nejvyužívanější metodou těžba táhlicovými hlubinnými čerpadly s efektivitou až 60 %, vysokou spolehlivostí a téměř žádnou nutností údržby.

### 3 Konstrukce ropných kozlíků

V této kapitole budu popisovat vývoj a typy ropných kozlíků.

#### 3.1 Vývoj konstrukce

Vývoj konstrukce ropného kozlíku je úzce spjat s vývojem veškeré těžby ropy. Vše začalo prvním americkým komerčním ropným vrtem, který byl vyhlouben v roce 1859 v Pensylvánii. Hloubka vrtu byla pouze 21 metrů a k těžbě se využívala obyčejná ruční pumpa. Ropa tehdy byla využívána v kerosenových lampách, ale poptávka se rok od roku zvyšovala. Z toho důvodu se těžba ropy začala rozvíjet a mechanizovat. V 70. letech 19. století vznikala ropná pole s jedním parním pohonem, který primitivními převody mezi jednotlivými dřevěnými rameny zajišťoval těžbu ropy. [8]



Obr. 3.1: Technologie těžby ropy v 70. letech 19. století [8]

Dalším řešením byl centrální parní pohon, který pomocí jednoho horizontálního pístu pohyboval excentrickým kolem, ke kterému byly v kruhu připojeny ropné pumpy. Obě metody byly na svou dobu efektivní, nicméně na začátku 20. století se již hledali efektivnější konstrukce pro hlubší vrty. Tato snaha vyústila v roce 1925, kdy Walter Trout navrhl první prototyp ropného kozlíku. [8]



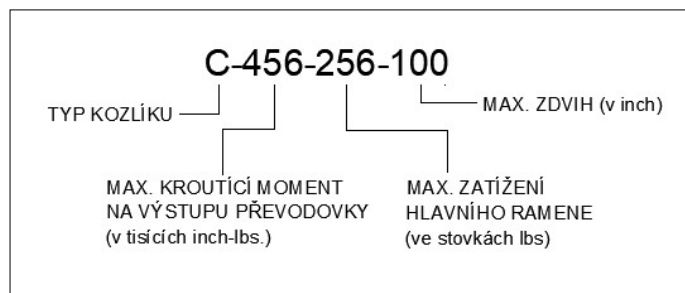
Obr. 3.2: První prototyp ropného kozlíku [8]

Walter Trout byl zaměstnancem začínající firmy Lufkin Industries, Inc., která je v současnosti největším a nejdůležitějším výrobcem ropných kozlíků na světě. To jenom potvrzuje důležitost a význam jeho vynálezu. I po téměř sto letech je konstrukce většiny nových kozlíků velmi blízká původnímu návrhu, protože je to až doteď natolik efektivní řešení, že stačí i pro dnešní požadavky.



### 3.2 Typy ropných kozlíků

Jak již bylo uvedeno v úvodu, většina firem využívá k návržení kozlíku normu API. Většinou ve formě softwaru, který z uvedených parametrů vrtu a další informací během chvíle vytvoří vhodné konstrukční řešení. I když se normou při návrhu a konstrukci nebudu řídit, k popisu používaných typů kozlíků je vhodné znát alespoň normalizované označení a význam údajů.



Obr. 3.3: Ukázka označení typu kozlíku s popisem

Typy kozlíků lze obecně rozdělit do dvou skupin na standartní konstrukce a konstrukce pro speciální využití. Normalizované označení pro typy kozlíků, které budu níže uvádět, jsou:

- Označení standartních konstrukce:
  - C – Konvenční
  - A – Vzduchově vyvažovaná
  - M – Mark II.
  - RM – Reverse Mark
  - B – Konstrukce s vyvažovaným hlavním ramenem (tzv. Churchill)
  
- Označení konstrukcí pro speciální využití:
  - LP – Nízko profilová
  - CM – Mobilní

#### 3.2.1 Konvenční konstrukce

Konvenční provedení je nejpoužívanější konstrukcí ropného kozlíku. Důvodem je jednoduchá a efektivní činnost, nízké požadavky na údržbu a vysoká spolehlivost. Konvenční typ je konstruován v širokém spektru rozměrů a provedení, takže lze použít téměř na každý ropný vrt. Protizávaží působící při vytahování sloupce ropy je v tomto případě vahadlo, které je uloženo na výstupním hřídeli převodovky. V České republice lze zřídka narazit na jiný typ ropného kozlíku než je tento.



Obr. 3.4: Konvenční konstrukce kozlíku těžící na Moravě [9]



### 3.2.2 Vzduchem vyvažovaná konstrukce

Vzduchovem vyvažovaná konstrukce je vhodná hlavně pro hluboké vrty. Dosahuje zdvihu až 6 metrů, což ve spojení s hlubokým vrtem zajišťuje výbornou produktivitu. Konstrukce je díky absenci vahadel skladnější, lehčí a tím pádem i lépe převozná. Díky své kompaktnosti je časté využití například testování vrtů. Při vytahování sloupce ropy na povrch působí na hlavní rameno stlačený vzduch ve válci. Tlak vzduchu lze lehce regulovat a tím zvyšovat efektivitu. Ve srovnání s konvenčním typem je nutné počítat s častější údržbou a o něco nižší spolehlivostí. [10]



Obr. 3.5: Vzduchem vyvažovaná konstrukce [10]

### 3.2.3 Konstrukce Mark II.

Mark II. má základní konstrukci velmi podobnou předchozímu provedení. Rozdíl je v metodě vyvažování a v propojení hlavního ramene s převodovkou. Vyvažování zajišťuje, stejně jako u konvenční metody, vahadlo. Hlavní rameno je ovšem netradičně propojeno mimo osu výstupní hřídele převodovky. Při jednom otočení hřídele tím pádem přibližně  $195^\circ$  připadá na zpomalený pohyb hlavního ramene nahoru a  $165^\circ$  na zrychlený pohyb dolů. Výsledkem je vysoká produktivita a snížení potřebného kroutícího momentu na výstupu převodovky. [10]



Obr. 3.6: Konstrukce Mark II. [10]

### 3.2.4 Konstrukce Reverse Mark

Reverse Mark je konstrukce velmi blízká konvenční. Jediný rozdíl je v připojení hlavního ramene mimo osu výstupního hřídele převodovky. Ve vodorovné poloze hlavního ramene svírají vahadla a třmeny úhel  $90^\circ$ . Stejně jako u typu Mark II. toto provedení zpomaluje pohyb hlavního ramene nahoru, zrychluje pohyb dolů a snižuje potřebný kroutící moment. Výsledkem je spojení vysoké produktivity Mark II. a spolehlivosti konvenční konstrukce.



Obr. 3.7: Konstrukce Reverse Mark [11]

### 3.2.5 Konstrukce Churchill

Poslední standartní konstrukcí ropného kozlíku je typ s vyvažovaným ramenem tzv. Churchill. Využití je výhradně u mělkých a středních vrtů. Protizávaží je u tohoto typu umístěno přímo na hlavním rameni, kam je možné přidávat nebo odebrat závaží dle parametrů vrtu. Konstrukce je téměř bezúdržbová, cenově dostupná a u mělkých vrtů velmi efektivní. Typ Churchill je pro nadnárodní těžební společnosti nepoužitelný, jelikož mají jiné potřeby produkce a mohou si dovolit hluboké vrty. Na územích s ropnými zásobami ovšem mohou těžit i běžní obyvatelé, kteří pro své mělké vrty volí výhradně toto provedení. Mělké vrty jsou sice méně produktivní, ale mohou vydržet i 50 let a jejich cena není pro většinu lidí nedostupná jako u hlubokých vrtů. Z toho důvodu lze tuto konstrukci vidět na zahradách a polích soukromníků (např. v USA), kteří mají těžbu jako přivýdělek.



Obr. 3.8: Konstrukce Churchill [10]

### 3.2.6 Konstrukce se speciálním využitím

V této kategorii konstrukcí nebudu uvádět a popisovat každý typ zvlášť, jelikož jde pouze o výběr zajímavých možností, jak mohou ropné kozlíky také vypadat.



Obr. 3.9: Nízko profilová konstrukce [12]



Obr. 3.10: Mobilní konstrukce [10]



Obr. 3.11: Oboustranná konstrukce [13]

## 4 Uvažované parametry

### 4.1 Volba vhodné konstrukce

Ještě před začátkem navrhováním konkrétních rozměrů ropné pumpy jsem si vytyčil cíle, kterých by má práce měla dosáhnout.

Mé požadavky na konstrukci jsou následující:

- snadná montáž konstrukce,
- možnost převozu a montáže na těžko dostupných místech,
- opakovatelná rozebíratelnost (použití šroubových spojů místo svarů),
- provedení z nejběžnějších konstrukčních dílů (levné provedení),
- využití na místech s mělkými hlubinnými vrtvy.

Od začátku jsem chtěl navrhnout konstrukci vlastních rozměrů a tím se odlišit od největších výrobců (Lufkin Industries, JCPump, LLC., atd.), kterým by pak má pumpa na trhu tvořila potencionální konkurenci. Jelikož mají již zmínění výrobci mnoholetou tradici a zástupy zkušených konstruktérů, vyloučil jsem účel pro hlubinné vrtvy a také netradiční konstrukce ropných pump. Většina vrtů stejně využívá časem ověřené a účinné typy.

Z výše uvedených požadavků na konstrukci poměrně jasně vystupuje konstrukce typu *Churchill*. Jak je uvedeno v kapitole popisující typy konstrukcí, jedná se o velice spolehlivou a účinnou volbu pro mělké vrtvy. Využitelnost a životnost vyhovuje i hůře dostupným lokalitám se špatným prostředím.

### 4.2 Volba parametrů vrtu a těžené ropy

K navržení mi nebudou stačit pouze uvažované předpoklady konstrukce, ale také parametry vrtu a vlastnosti těžené ropy.

Ropné vrtvy byly i s náležitou technikou popsány v druhé kapitole mé práce, z kterých po uvážení mých požadavků na konstrukci volím vrt z kategorie tzv. hlubší vrtvy, tedy zapadající do rozmezí 100–1000 metrů. U mělkých vrtů se využívají lehké vrtné soupravy, což ovlivní průměr tzv. stupačky. Průměr stupačky společně s maximálním přetlakem v ústí vrtu volím dle reálných hodnot pro mělké vrtvy. Hodnoty budou nezbytné pro výpočet síly potřebné k vyzdvihnutí ropy do potrubí nad zemský povrch.

Ropa se dle hustoty při teplotě 20 °C dělí na: [14]

- lehkou (0,61–0,85 g/cm<sup>3</sup>),
- středně těžkou (0,85–0,93 g/cm<sup>3</sup>),
- velmi těžkou (0,93–1,05 a víc g/cm<sup>3</sup>).

Jelikož těžkou ropu nelze získat běžnou těžbou pomocí vrtů, ale je nutné ji dolovat, volím ropu na hranici lehké a středně těžké. Zvolená hustota ropy má vyšší obsah parafínu a hojně se vyskytuje i na území Česka, například v ložisku Lužice. [15]

### 4.3 Souhrn zvolených parametrů

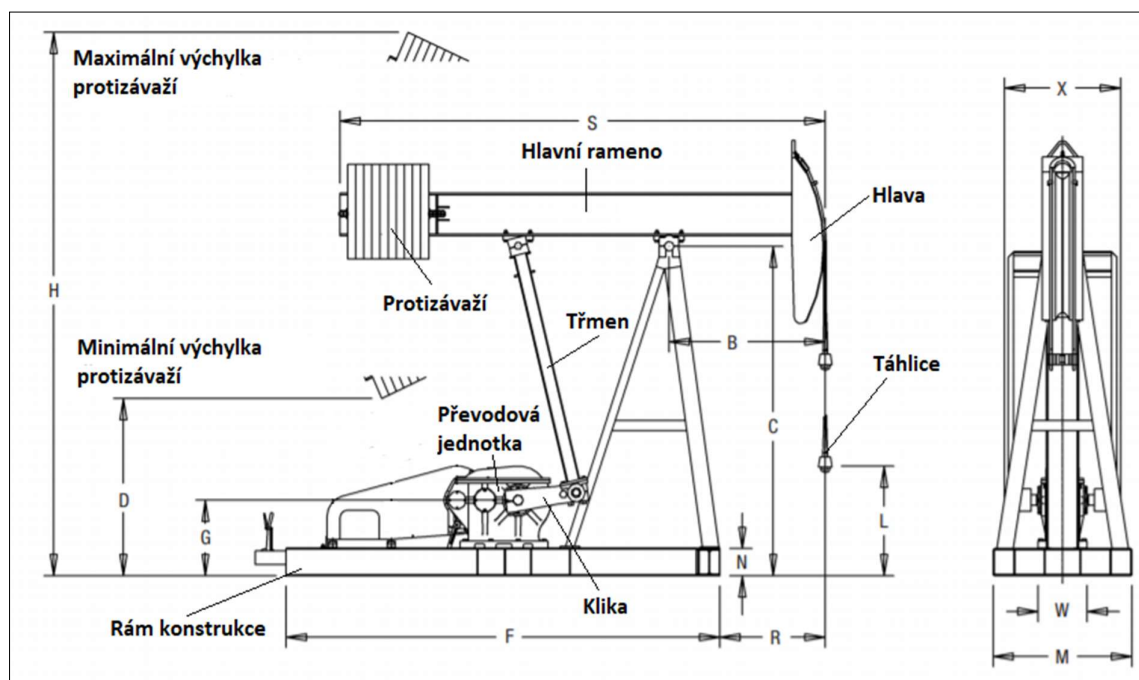
Pro výpočty budu uvažovat následující hodnoty vrtu a těžené ropy:

Hloubka vrtu [m]	500
Průměr stupačky [m]	0,05
Přetlak v ústí vrtu [MPa]	1
Hustota ropy [kg/m <sup>3</sup> ]	850

Tab. 4.1: Parametry vrtu a těžené ropy

### 4.4 Rozměry konstrukce

Veškeré rozměry vychází z mých požadavků na výslednou konstrukci. Po důkladném nastudování katalogů hlavních výrobců a následném zaznamenání doporučených vztahů mezi jednotlivými konstrukčními prvky, volím níže uvedené rozměry zvolného typu konstrukce.



Obr. 4.1: Obecné schéma zvolného typu Churchill s popisem částí [10]

Typ kozlíku	B	C	D	F	G	H	L	M	N	R	S	W	X
Churchill	0,93	1,64	0,8	2,17	0,52	2,7	0,7	1,0	0,38	0,33	2,4	0,2	0,57

Tab. 4.2: Rozměry navržené konstrukce

Hodnoty jsou uvedeny v metrech.

Rozměrově se můj návrh řadí mezi menší ropné pumpy na trhu. Nicméně, pro mé účely je to vhodné řešení.



#### 4.5 Zvolení vhodného pohonu a převodovky

Při volbě pohonu mám na výběr z motoru spalovacího a motoru elektrického. U mnou zvolené konstrukce rozhodně převládají klady při volbě elektromotoru. Díky jednoduchému zpracování, zapojení a ovládání je to vhodné řešení. Jediná nevýhoda by byla při zapojování v krajině s těžko dostupným připojením k elektrické síti. Jelikož je tento problém naštěstí čím dál tím víc unikátní, volím variantu s elektromotorem. Motor by měl mít hlavně dostačující výkon a nízké otáčky.

Volím motor s následujícími parametry:

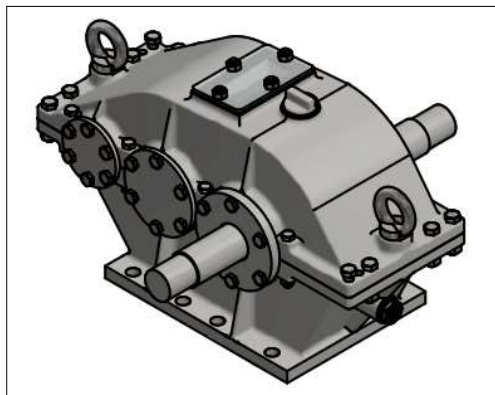
Výrobce [-]	SIEMENS
Typ [-]	1LE10021CD22
Výkon [kW]	3
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	715
Napětí [V]	400

Tab. 4.3: Parametry zvoleného motoru



Obr. 4.2: 3D model motoru Siemens 1LE10021CD22

Běžně se počet cyklů, které ropná pumpa vykoná za minutu pohybuje okolo 20 cyklů za minutu. Při zvolených otáčkách musí být poměr mezi otáčkami elektromotoru a výstupní hřídeli převodovky roven přibližně 36. Jako převodovku použiji mou práci vytvořenou na předmětu konstrukční cvičení. Jelikož jsem celé zařízení navrhl vím, že je s jistotou vhodné pro můj účel. Její převodový poměr je roven 17. Zbytek redukce otáček provede převod mezi řemenicemi.



Obr. 4.3: 3D model navržené převodové skříně

## 5 Výpočty

Výpočtová část je nezbytnou součástí při navrhování. Hlavním cílem bude vypočítat potřebné silové reakce, ze kterých budu dále vycházet v návrhu a kontrole vybraných uzlů. Všechny výpočty budu stavět na základě vědomostí a vztahů nabytých v průběhu mého studia.

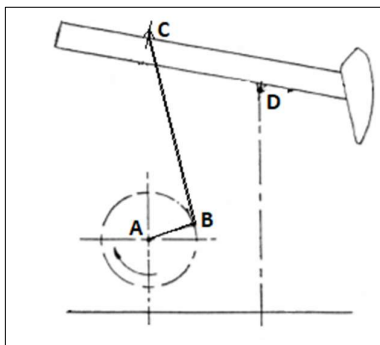
Soustava půjde řešit dvěma způsoby. První a zároveň jednodušší způsob je řešit soustavu jako statickou. Druhá možnost je řešení dynamické soustavy. Mechanismus nepracuje v příliš vysokých otáčkách, a proto se domnívám, že výsledné reakce nebudou příliš rozdílné. Jelikož nechci mou práci zakládat na domněnkách, budu soustavu uvažovat jako dynamickou soustavu těles a na konci výpočtové části provedu srovnání v časech s maximálním zatížením.

### 5.1 Kinematika

Kinematika slouží k popisu pohybu mechanismu bez uvažování působení silových účinku.

#### 5.1.1 Počet stupňů volnosti

Prvním krokem je u mechanismu vždy určení počtu stupňů volnosti.



Obr. 5.1: Schéma mechanismu s popisem zkoumaných uzlů

Počet stupňů volnosti určíme ze schématu geometrie pomocí vazbové rovnice:

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot r - 2 \cdot p - 1 \cdot o - 3 \cdot t - 2 \cdot v \quad (1)$$

Dosadím do vzorce (1) pro můj konkrétní mechanismus:

$$i = 3 \cdot (4 - 1) - 2 \cdot 4 = 1^\circ$$

Jeden stupeň volnosti značí, že zde bude jedna nezávislá proměnná, kterou určím v další podkapitole výpočtů.

#### 5.1.2 Počet smyček

Soustavu budu řešit vektorovou metodou, tudíž musím určit počet smyček, se kterými budu počítat.

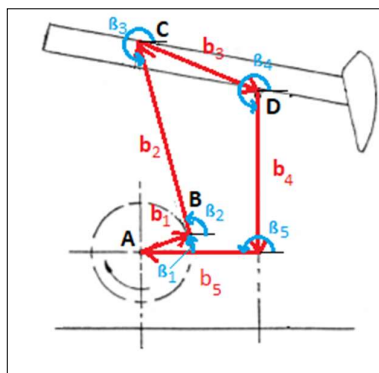
Vzorec pro výpočet smyček je následující:

$$n_{sm} = n_{kd} - n_t + 1 + n_{pp} \quad (2)$$

Po dosazení:

$$n_{sm} = 4 - 4 + 1 = 1$$

Smyčka bude vypadat následovně:



Obr. 5.2: Schéma mechanismu s doplněnou vektorovou smyčkou

### 5.1.3 Vektorová metoda

Nejprve určím závislé a nezávislé souřadnice. Hned poté konstanty ve vektorové smyčce. Všechny konstanty přejímám z kapitoly návrhu a z konceptu 3D modelu.

Výsledná tabulka bude následující:

$i$	$b_i$ [m]	$\beta_i$ [°]
1	0,3	$q$
2	1,45	$z_1$
3	0,73	$z_2$
4	1,12	$\frac{3}{2}\pi$
5	0,67	$\pi$

Tab. 5.1: Rozměry a úhly vektorové smyčky

Z čehož nezávislá souřadnice je:

$$q = \beta_1 \quad (3)$$

A závislé souřadnice v maticovém tvaru budou:

$$z = \begin{bmatrix} \beta_2 \\ \beta_3 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Nyní už zbývá jen zapsat skalární rovnice polohy dle těchto vztahů:

$$x: \sum_{i=1}^n b_i \cdot \cos(\beta_i) = 0 \quad (5)$$

$$y: \sum_{i=1}^n b_i \cdot \sin(\beta_i) = 0 \quad (6)$$

Rovnice polohy tedy jsou:

$$x: b_1 \cdot \cos(\beta_1) + b_2 \cdot \cos(\beta_2) + b_3 \cdot \cos(\beta_3) + b_4 \cdot \cos(\beta_4) + b_5 \cdot \cos(\beta_5) = 0 \quad (7)$$

$$y: b_1 \cdot \sin(\beta_1) + b_2 \cdot \sin(\beta_2) + b_3 \cdot \sin(\beta_3) + b_4 \cdot \sin(\beta_4) + b_5 \cdot \sin(\beta_5) = 0 \quad (8)$$



Derivuji pro popis rychlostí podle závislých a nezávislé proměnné, jelikož jsou to funkce času:

$$v_x: -b_1 \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1 - b_2 \cdot \sin(\beta_2) \cdot \dot{\beta}_2 - b_3 \cdot \sin(\beta_3) \cdot \dot{\beta}_3 = 0 \quad (9)$$

$$v_y: b_1 \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1 + b_2 \cdot \sin(\beta_2) \cdot \dot{\beta}_2 + b_3 \cdot \sin(\beta_3) \cdot \dot{\beta}_3 = 0 \quad (10)$$

Derivací jsem se zbavil konstant. Popisu zrychlení dosáhnou další derivací, kde výsledné rovnice budou následující:

$$a_x: -b_1 \cdot \sin(\beta_1) \cdot \ddot{\beta}_1 - b_1 \cdot \cos(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 - b_2 \cdot \sin(\beta_2) \cdot \ddot{\beta}_2 - b_2 \cdot \cos(\beta_2) \cdot \dot{\beta}_2^2 - b_3 \cdot \sin(\beta_3) \cdot \ddot{\beta}_3 - b_3 \cdot \cos(\beta_3) \cdot \dot{\beta}_3^2 = 0 \quad (11)$$

$$a_y: +b_1 \cdot \cos(\beta_1) \cdot \ddot{\beta}_1 - b_1 \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 + b_2 \cdot \cos(\beta_2) \cdot \ddot{\beta}_2 - b_2 \cdot \sin(\beta_2) \cdot \dot{\beta}_2^2 + b_3 \cdot \cos(\beta_3) \cdot \ddot{\beta}_3 - b_3 \cdot \sin(\beta_3) \cdot \dot{\beta}_3^2 = 0 \quad (12)$$

Rovnice převedu do maticového tvaru:

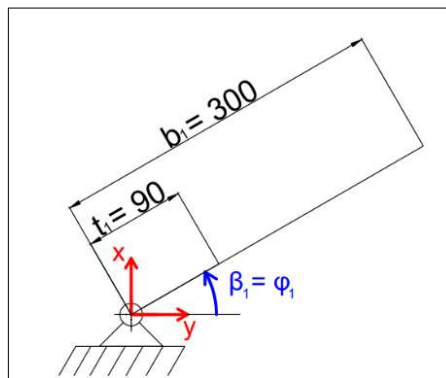
$$\begin{bmatrix} -b_2 \cdot \sin(\beta_2) & -b_3 \cdot \sin(\beta_3) \\ b_2 \cdot \cos(\beta_2) & b_3 \cdot \cos(\beta_3) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\beta}_2 \\ \ddot{\beta}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -b_1 \cdot \sin(\beta_1) \\ b_1 \cdot \cos(\beta_1) \end{bmatrix} \cdot \ddot{\beta}_1 + \begin{bmatrix} -b_1 \cdot \cos(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 & -b_2 \cdot \cos(\beta_2) \cdot \dot{\beta}_2^2 & -b_3 \cdot \cos(\beta_3) \cdot \dot{\beta}_3^2 \\ -b_1 \cdot \sin(\beta_1) \cdot \dot{\beta}_1^2 & -b_2 \cdot \sin(\beta_2) \cdot \dot{\beta}_2^2 & -b_3 \cdot \sin(\beta_3) \cdot \dot{\beta}_3^2 \end{bmatrix} = 0 \quad (13)$$

Matice mohu dosadit za vektor a jakobiány v této rovnici:

$$J_z \cdot \ddot{z} + J_q \cdot \ddot{q} + j_{qz} = 0 \quad (14)$$

#### 5.1.4 Zrychlení těžišť a natočení

Další částí potřebnou k výpočtu dynamiky soustavy těles je popis pohybu těžišť v kartézské soustavě souřadnic. Rozměry těles v nákresech budou uvedeny v milimetrech. Jako počátek volím rotační vazbu prvního tělesa viz. Obr. 5.3. Popis pohybu bude vždy obsahovat souřadnice polohy a poté rovnou zrychlení. Rychlost je pouze mezikrok, který se stále opakuje. Pohyb těžišť u zmíněného prvního tělesa je popsán následovně:



Obr. 5.3: Schéma zrychlení těžišť a natočení prvního tělesa

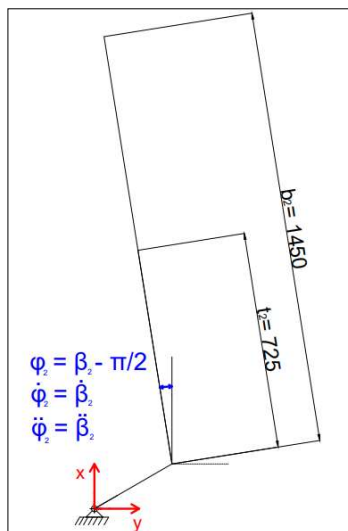
$$x_1 = t_1 \cdot \cos\beta_1 \quad (15)$$

$$y_1 = t_1 \cdot \sin\beta_1 \quad (16)$$

$$\ddot{x}_1 = -t_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 - t_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 \quad (17)$$

$$\ddot{y}_1 = -t_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 + t_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 \quad (18)$$

Rovnice a schéma popisující pohyb těžiště druhého tělesa jsou:



Obr. 5.4: Schéma zrychlení těžiště a natočení druhého tělesa

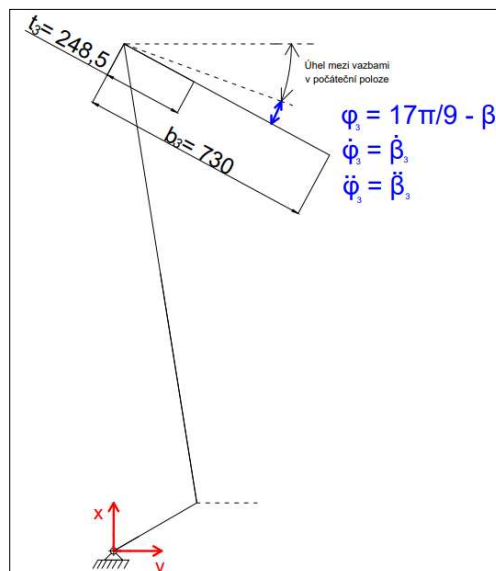
$$x_2 = b_1 \cdot \cos\beta_1 - t_2 \cdot \sin\varphi_2 \quad (19)$$

$$y_2 = b_1 \cdot \sin\beta_1 + t_2 \cdot \cos\varphi_2 \quad (20)$$

$$\ddot{x}_2 = -b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 - b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 + t_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 - t_2 \cdot \cos\varphi_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \quad (21)$$

$$\ddot{y}_2 = -b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 + b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - t_2 \cdot \cos\varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 - t_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \quad (22)$$

Poslední popis pohybu u třetího těžiště je:



Obr. 5.5: Schéma zrychlení těžiště a natočení druhého tělesa

$$x_3 = b_1 \cdot \cos\beta_1 - b_2 \cdot \sin\varphi_2 + t_3 \cdot \cos\varphi_3 \quad (23)$$

$$y_3 = b_1 \cdot \sin\beta_1 + b_2 \cdot \cos\varphi_2 - t_3 \cdot \sin\varphi_3 \quad (24)$$

$$\ddot{x}_3 = -b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 - b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 + b_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 - b_2 \cdot \cos\varphi_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 - t_3 \cdot \cos\varphi_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 - t_3 \cdot \sin\varphi_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 \quad (25)$$

$$\ddot{y}_3 = -b_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2 + b_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \ddot{\beta}_1 - b_2 \cdot \cos\varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 - b_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + t_3 \cdot \sin\varphi_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 - t_3 \cdot \cos\varphi_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 \quad (26)$$

Opět převedu do maticové zápisu:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{\varphi}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\cos\varphi_2 \cdot t_2 & -\cos\varphi_2 \cdot b_2 \\ -\sin\varphi_2 \cdot t_2 & -\sin\varphi_2 \cdot b_2 \\ 1 & 0 \\ 0 & -\sin\varphi_3 \cdot t_3 \\ 0 & -\cos\varphi_3 \cdot t_3 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\beta}_2 \\ \ddot{\beta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -t_1 \cdot \sin\beta_1 \\ t_1 \cdot \cos\beta_1 \\ 1 \\ -b_1 \cdot \sin\beta_1 \\ b_1 \cdot \cos\beta_1 \\ 0 \\ -b_1 \cdot \sin\beta_1 \\ +b_1 \cdot \cos\beta_1 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\beta}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{zbylé členy} \\ \text{z rovnic} \\ \text{popisujících} \\ \text{zrychlení} \end{bmatrix} \quad (27)$$

Pro přehlednost jsem za druhé derivace nezávislé a závislé proměnných uvedl úhel  $\beta_i$ , jelikož je ve všech případech roven úhlovému zrychlení  $\ddot{\varphi}_i$ . Pro získání dalších matic a vektoru opět porovnám s rovnicí, tentokrát ve tvaru:

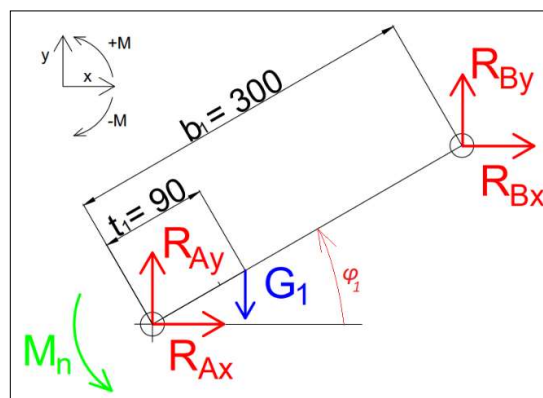
$$a = V_z \cdot \ddot{z} + V_q \cdot \ddot{q} + a_{qz} \quad (28)$$

## 5.2 Dynamika

Dynamika se na rozdíl od kinematiky zabývá příčinou pohybu.

### 5.2.1 Uvolnění těles

Pomocí uvolnění těles mohu pro tělesa vypsát pohybové rovnice. U prvního tělesa uvolnění a rovnice jsou:



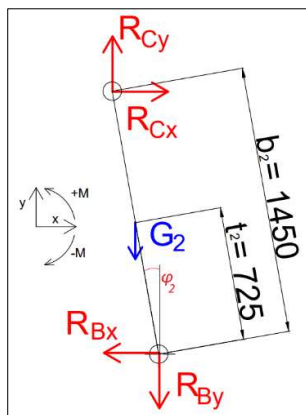
Obr. 5.6: Uvolnění prvního tělesa

$$m_1 \ddot{x}_1 = R_{Ax} + R_{Bx} \quad (29)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = R_{Ay} + R_{By} - G_1 \quad (30)$$

$$I_{1S1} \ddot{\varphi}_1 = M_n - R_{Bx} \cdot \sin\varphi_1 \cdot b_1 + R_{By} \cdot \cos\varphi_1 \cdot b_1 - G_1 \cdot \cos\varphi_1 \cdot t_1 \quad (31)$$

Uvolnění a pohybové rovnice druhého tělesa jsou:



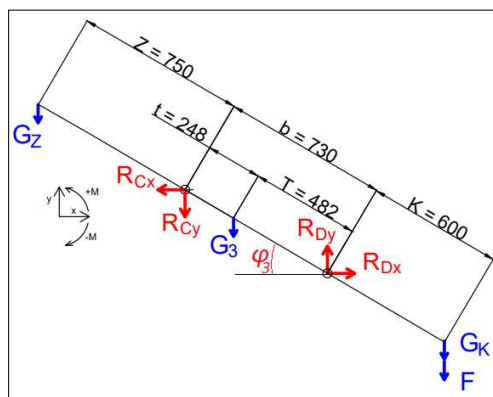
Obr. 5.7: Uvolnění druhého tělesa

$$m_2 \ddot{x}_2 = -R_{Bx} + R_{Cx} \quad (32)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = R_{Cy} - R_{By} - G_2 \quad (33)$$

$$I_{2S2} \ddot{\varphi}_2 = -R_{Cy} \cdot \sin \varphi_2 \cdot b_2 - R_{Cx} \cdot \cos \varphi_2 \cdot b_2 + G_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot t_2 \quad (34)$$

A pro poslední těleso:



Obr. 5.8: Uvolnění třetího tělesa

$$m_3 \ddot{x}_3 = -R_{Cx} + R_{Dx} \quad (35)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 = -R_{Cy} + R_{Dy} - G_K - F - G_Z - G_3 \quad (36)$$

$$I_{3S3} \ddot{\varphi}_3 = -(G_K + F) \cos \varphi_3 K + R_{Cy} \cos \varphi_3 b_3 + R_{Cx} \sin \varphi_3 b_3 + [G_K(b_3 + Z) + G_3 T] \cos \varphi_3 \quad (37)$$

Pohybové rovnice potřebuji opět v maticovém tvaru, který vytvořím dle rovnice:

$$M \cdot a = D \cdot R + Q \quad (38)$$

Výsledná podoba matic tedy bude:

$$M = \text{diag}([m_1, m_1, I_{1S1}, m_2, m_2, I_{2S2}, m_3, m_3, I_{3S3}]) \quad (39)$$

$$R = [R_{Ax}, R_{Ay}, R_{Bx}, R_{By}, R_{Cx}, R_{Cy}, R_{Dx}, R_{Dy}]^T \quad (40)$$

$$Q = [0, -G_1, M_n - G_1 \cdot \cos\varphi_1 \cdot t_1, 0, G_2, G_2 \cdot \sin\varphi_2 \cdot t_2, 0, G_K - F - G_Z - G_3, -(G_K + F) \cdot \cos\varphi_3 \cdot K + G_Z \cdot (b_3 + Z) \cdot \cos\varphi_3 + G_3 \cdot T \cdot \cos\varphi_3]^T \quad (41)$$

$$a_v = [\ddot{x}_1, \ddot{y}_1, \ddot{\varphi}_1, \ddot{x}_2, \ddot{y}_2, \ddot{\varphi}_2, \ddot{x}_3, \ddot{y}_3, \ddot{\varphi}_3]^T \quad (42)$$

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\sin\varphi_1 \cdot b_1 & \cos\varphi_1 \cdot b_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos\varphi_2 \cdot b_2 & -\sin\varphi_2 \cdot b_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\varphi_3 \cdot b_3 & \cos\varphi_3 \cdot b_3 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (43)$$

### 5.3 Výsledné reakce

#### 5.3.1 Doplnění údajů k výpočtům

Nyní je už konečně možné zjistit výsledné průběhy všech reakcí. Matice ze všech předchozích kapitol dosadím do jedné maticové rovnice:

$$\begin{bmatrix} M & -D & 0_{9 \times 2} & 0_{9 \times 1} \\ I_{9 \times 9} & 0_{9 \times 8} & -V_z & -V_q \\ 0_{2 \times 9} & 0_{2 \times 8} & J_z & J_q \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_{9 \times 1} \\ R_{8 \times 1} \\ \ddot{z}_{2 \times 1} \\ \ddot{q}_{1 \times 1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ a_{qz} \\ -j_{qz} \end{bmatrix} \quad (44)$$

Matice označeny nulou a rozměrem jsou nulové. Matice označena písmenem I a rozměrem je jednotková.

Vzdálenosti těžišť, hmotnosti těles a hodnoty momentů setrvačnosti byli vypočteny programem Autodesk Inventor Professional z mnou vytvořených modelů. Jelikož je první a druhé těleso symetricky připojeno k hornímu rameni z obou stran převodovky, počítám s dvojnásobnou hmotností. Následující tabulky doplňují veškeré hodnoty nezbytné k provedení výpočtů:

$m_1$ [kg]	$m_2$ [kg]	$m_3$ [kg]	$m_k$ [kg]	$m_z$ [kg]	$I_{1S1}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{2S2}$ [kgm <sup>2</sup> ]	$I_{3S3}$ [kgm <sup>2</sup> ]
18	34,8	45,5	20	40	0,26	12	25

Tab. 5.2: Tabulka hodnot hmotností a momentů setrvačnosti

$G_1$ [N]	$G_2$ [N]	$G_3$ [N]	$G_k$ [N]	$G_z$ [N]	$F$ [N]	$M_n$ [N·m]
176,6	341,4	446,4	196,2	392,4	10 150	2000

Tab. 5.3: Tabulka hodnot sil a kroutícího momentu

Moment  $M_n$  je maximální kroutící moment na výstupu převodovky. Velikost momentu jsem převzal z konstrukcí podobných velikostí navržených hlavními výrobci ropných pump. Hodnota F je síla potřebná k vytažení sloupce ropy z hloubky vrtu na povrch ze vztahu: [15]

$$p_z = p_{\dot{u}} + p_r \quad (45)$$

kde je  $p_z$  tlak při zdvihu ropy,  $p_{\dot{u}}$  přetlak v ústní vrtu a  $p_r$  tlak sloupce ropy

Po dosazení:

$$p_z = p_{\dot{u}} + \rho \cdot g \cdot h = 1\,000\,000 + 850 \cdot 9,81 \cdot 500 = 5\,169\,250 \text{ Pa} \quad (46)$$

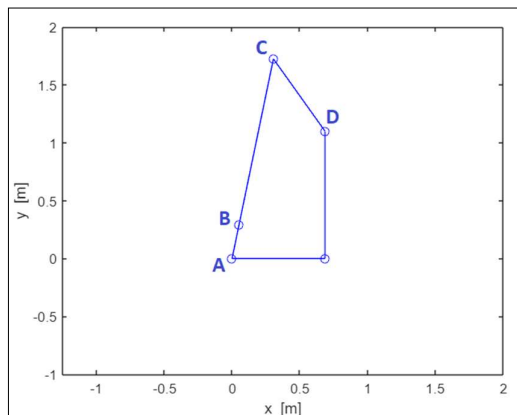
Z toho již dopočítám potřebnou sílu:

$$F = p_z \cdot S = 5\,169\,250 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} = 10\,150\,N \quad (47)$$

### 5.3.2 Průběh reakcí

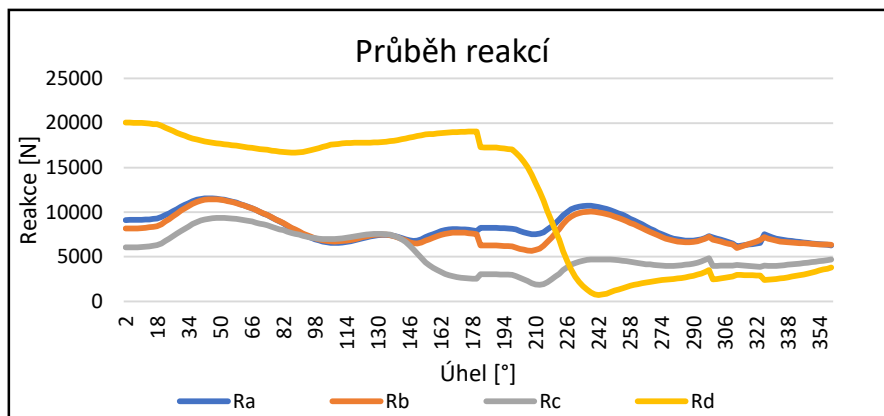
Z maticové rovnice získávám průběhy polohy, rychlosti a zrychlení. Nejdůležitějším výsledkem jsou pro mě reakce ve spojích jednotlivých prvků, které díky programu Matlab mohu simulovat pro různé hmotnosti protizávaží, a tím dosáhnout požadovaného výsledku.

Snímek pohyblivé simulace s označenými místy vzniku reakcí (viz. Obr. 5.1) je následující:



Obr. 5.9: Vektorová smyčka s popisem zkoumaných uzlů

Smyčka konala pohyb dle zadaných parametrů. Výsledkem byly grafy průběhu reakcí, které ovšem byly v závislosti na čase. Z důvodu lepší názornosti jsem si průběh reakcí převedl do závislosti na natočení výstupní hřídele převodovky. Počáteční poloha je znázorněna na Obr. 5.9 a byla takto zvolena z důvodu počátku konání zdvihu ropy. Při otočení o  $180^\circ$  dochází k vytažení ropy z vrtu do potrubí na povrchu a ropná pumpa tím přijde o zatížení silou  $F$ , což je nejlépe vidět na Grafu 5.1 znázorňující reakce v závislosti na stupních.



Graf 5.1: Průběh reakcí ve zkoumaných uzlech

Maximální reakce dynamické soustavy jsou:

$R_A [N]$	$R_B [N]$	$R_C [N]$	$R_D [N]$
11 560	11 436	9 362	20 043

Tab. 5.4: Maximální reakce ve zkoumaných uzlech pro dynamickou soustavu

### 5.3.3 Porovnání se statikou

Pro potvrzení správnosti a zároveň porovnání výsledků ještě určím maximální reakce ve dvou potencionálních úhlech natočení pro statické zatížení. Jelikož se ve statickém zatížení neřeší pohyb těles, maximum připadá v úvahu pouze v horní nebo dolní výchylce hlavního ramene. Tyto dvě polohy vyjadřuje úhel natočení výstupního hřídele převodovky jako  $0^\circ$  a  $180^\circ$ .

V uvedených případech jsou maximální reakce:

Úhel [°]	$R_A$ [N]	$R_B$ [N]	$R_C$ [N]	$R_D$ [N]
<b>0</b>	7 707	7 881	8 217	18 792
<b>180</b>	8 801	8 800	9 286	19 637

Tab. 5.5: Maximální reakce ve zkoumaných uzlech pro statiku

Rozdíly ve výsledcích mezi statikou a dynamikou, zejména v reakcích  $R_A$  a  $R_B$ , příkládám právě uvažovanému pohybu těles. Řádově se mi hodnoty reakcí potvrdily, a proto budu výpočet pokládat za správný. V následující kapitole návrhu a kontroly vybraných uzlů budu samozřejmě uvažovat hodnoty reakcí při dynamickém namáhání.

## 6 Návrh a kontrola vybraných konstrukčních uzlů

V této části mé bakalářské práce budu navrhovat a následně kontrolovat vybrané konstrukční uzly. Kdyby byla cílem práce výroba a následné uvedení do provozu, samozřejmě by se musely zkontrolovat všechny konstrukční prvky. Jelikož by výsledek značně přesahoval zadaný rozsah práce, vyberu pouze prvky základní a dostatečně průkazné o elementární funkčnosti.

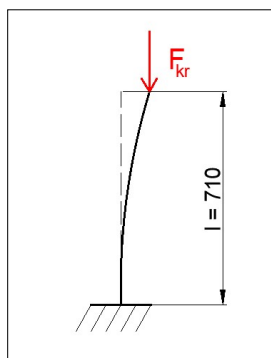
### 6.1 Návrh a kontrola konstrukce na vzpěr

Kontrolovaný prvek konstrukce na vzpěr je jednou z nejdůležitějších součástí celého mechanismu.



Obr. 6.1: Navržená vzpěra

Jak je patrné z Obr. 6.1, jedná se o H profil zajištěný dvěma příčnými podpěrami. Konec podpěr budu považovat za vetknutí vzpěry, což je při návrhu a kontrole na vzpěr označováno jako 1. případ vzpěru. [16]



Obr. 6.2: 1. případ vzpěru s doplněným rozměrem

Uvažované hodnoty: [17]

Délka vzpěry	Modul pružnosti	Mez úměrnosti	Profil vzpěry	Minimální kvadratický moment průřezu	Plocha průřezu
$l$ [mm]	$E$ [ $N \cdot mm^{-2}$ ]	$\sigma_u$ [ $N \cdot mm^{-2}$ ]	HE[-]	$J_{\min}$ [ $mm^4$ ]	$A$ [ $mm^2$ ]
710	210 000	210	200 A	13 400 000	5383

Tab. 6.1: Parametry vzpěry



K úplnému popisu geometrie vzpěry dopočítám minimální kvadratický poloměr průřezu:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{13\,400\,000}{5\,383}} = 13,55 \text{ mm} \quad (48)$$

Štíhlost řešené vzpěry bude:

$$\lambda = \frac{l}{i_{\min}} = \frac{710}{13,55} = 52,40 \quad (49)$$

Mezní štíhlost pro 1. případ vzpěru je:

$$\lambda_m^1 = \sqrt{\frac{n \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{\frac{0,25 \cdot \pi^2 \cdot 210\,000}{210}} = 49,67 \quad (50)$$

Jelikož je splněna podmínka elastického vzpěru ( $\lambda > \lambda_m$ ), provedu výpočet kritické síly pomocí Eulerova vztahu pro 1. případ vzpěru:

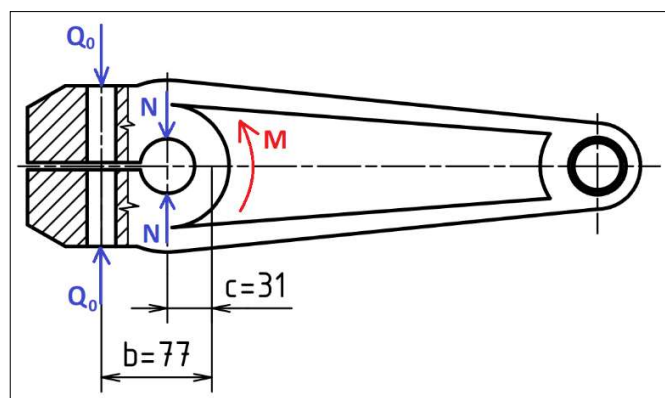
$$F_{kr} = \frac{n \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l^2} = 13\,774 \text{ kN} \quad (51)$$

Výsledná kritická síla mnohonásobně převyšuje působící sílu ( $R_D = 20\,043 \text{ N}$ ). Řešením by byl menší profil, což by zkomplikovalo uložení hlavního ramene. Poté už připadá v úvahu pouze jiné provedení konstrukce vzpěry (například tzv. trojnožka). U takto malé ropné pumpy by ovšem výroba a speciální provedení vzpěry nakonec vyšlo cenově stejně, a proto ponechám bytelnější řešení použitelné i pro případné modely na středně hluboké ropné vrty.

## 6.2 Návrh a kontrola svěrného spoje výstupní hřídele převodovky s klikou

### 6.2.1 Návrh svěrného spoje

Užití svěrného spoje je nejčastějším řešením při spojení výstupní hřídele převodovky a kliky u téměř všech typů ropných kozlíků. Návrh a kontrola jsou pro tento typ spojení nezbytné, jelikož je pro správnou montáž potřeba předepsaný utahovací moment na klíči.



Obr. 6.3: Schéma svěrného spoje s vyznačenými silami a rozměry

Pro zobrazenou svěrnou sílu  $N$  budu hledat vhodný průměr hřídele a pro sílu ve šroubu  $Q_0$  vhodný šroub. Uvažované rozměry jsou zobrazeny v milimetrech na Obr. 6.3 a hodnoty doplněny v následující tabulce.

Výstupní točivý moment na hřídeli	Součinitel tření bez mazání	Součinitel tření s mazáním	Koeficient bezpečnosti	Počet šroubů
$M_k [N \cdot m]$	$f [-]$	$f_m [-]$	$k [-]$	$i_s [-]$
1 000	0,15	0,13	2,2	1

Tab. 6.2: Doplněné hodnoty pro návrh svěrného spoje

Hodnota výstupního točivého momentu převodové skříně byla ve výpočtové části (viz. Tab. 5.3) dvojnásobná, protože při běžném provozu přenáší moment dva náboje na koncích výstupního hřídele. Nyní budu počítat svěrné spojení pouze jednoho z nich, takže je hodnota poloviční.

Začnu s výpočtem minimálního průměru výstupního hřídele.

$$d'_H = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kIII}}{\pi \cdot \tau_{KD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1\,000 \cdot 10^3}{\pi \cdot 95}} = 37,7 \text{ mm} \quad (52)$$

Převodovka mi bohužel neumožňuje téměř žádné zvětšení průměru výstupního hřídele, a proto musím volit hodnotu průměru jako  $d_H = 38 \text{ mm}$  a dovolené napětí v krutu pro kvalitnější materiál. Konec hřídele bude muset být z důvodu přesnosti spoje obroben, takže by případná výroba zvoleného průměru nebyl problém.

U rozříznutého náboje řeším svěrnou sílu dle vztahu:

$$N = \frac{k \cdot M_k}{n_c \cdot d_H \cdot f} = \frac{2,2 \cdot 1\,000 \cdot 10^3}{\left(\frac{4}{\pi}\right) \cdot 38 \cdot 0,15} = 303\,136 \text{ N} \quad (53)$$

Kde činitel  $n$  závisí na vůli v uložení součásti na hřídeli a na velikosti deformace náboje. Hodnota je v rozmezí od 1,2 do 1,4. Já volím hodnotu pro kosinově rozložený tlak  $n_c = \frac{4}{\pi}$ . [18]

Síla v jednom šroubu tedy bude:

$$Q_0 = \frac{N \cdot c}{b \cdot i_s} = 112\,041 \text{ N} \quad (54)$$

Minimální délka náboje bude pro dovolený tlak oceli:

$$l' \geq \frac{i \cdot Q_0}{d_H \cdot p_D} = \frac{112\,041}{38 \cdot 80} = 36,86 \text{ mm} \quad (55)$$

Volím délku náboje  $l = 40 \text{ mm}$ .

Poměr délek  $\frac{c}{b} = 0,403$  vyhovuje doporučenému rozmezí 0,4 až 0,5. Šroub navrhnu pro nejpoužívanější pevnostní třídu 8.8 s mezí kluzu  $\sigma_{kt} = 630 \text{ MPa}$ . U výpočtu plochy navrhovaného šroubu uvažuji dovolené napětí jako  $\sigma_D \leq 0,7 \cdot \sigma_{kt}$ .

$$S_{min}' = \frac{Q_0}{\sigma_D} = \frac{112\,041}{0,7 \cdot 630} = 254 \text{ mm}^2 \quad (56)$$

Z čehož dopočítám minimální průměr jádra závitu šroubu:

$$d_{3min}' = \sqrt{\frac{S_{min}' \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{254 \cdot 4}{\pi}} = 17,98 \text{ mm} \quad (57)$$

Volím první větší průměr  $d_3$ , který připadá metrickému závitu M22 s hrubou roztečí.

Typ šroubu	Malý průměr závitu	Střední průměr závitu	Průměr jádra závitu	Rozteč	Nosná hloubka závitu	Úhel stoupání šroubu	Úhel boku	Třecí úhel
ČSN EN 24014	$d_1 [mm]$	$d_2 [mm]$	$d_3 [mm]$	$P_s [-]$	$H_1 [mm]$	$\gamma [^\circ]$	$\beta_n [^\circ]$	$\varphi [^\circ]$
	19,294	20,376	18,933	2,5	1,53	2,24	29,98	9,18

Tab. 6.3: Hodnoty zvoleného šroubu

### 6.2.2 Kontrola redukováného napětí ve šroubu

Určím tahové napětí šroubu:

$$\sigma_{ts} = \frac{Q_0}{S_3} = \frac{Q_0}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{112\,041}{\frac{\pi \cdot 18,933^2}{4}} = 397,97 \text{ MPa} \quad (58)$$

Poté krouticí moment pro překonání tření závitu šroubu:

$$M_{kš} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 230\,576 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (59)$$

A nakonec smykové napětí šroubu:

$$\tau_{kš} = \frac{M_{kš}}{W_{kš}} = \frac{M_{kš}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{230\,576}{\frac{\pi \cdot 18,933^3}{16}} = 173,03 \text{ MPa} \quad (60)$$

Dle metody HMM dopočítám redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ts}^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{kš}^2} = \sqrt{397,97^2 + \sqrt{3}^2 \cdot 173,03^2} = 498,2 \text{ MPa} \quad (61)$$

Aby šroub vyhovoval, musí splňovat podmínku pro redukované napětí ve šroubu  $k > 1,2$ .

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{630}{498,2} = 1,26 \quad (62)$$

Šroub podmínku splňuje.

### 6.2.3 Kontrola tlaku v dosedací ploše matice

Dovolený tlak pod maticí je 300 MPa. Dosazená hodnota  $s$  je vzdálenost rovnoběžných stran u šestihřanné matice (rozměr klíče).

$$p_{pm} = \frac{Q_0}{\pi \left( \frac{s^2}{4} - \frac{d_1^2}{4} \right)} = \frac{112\,041}{\pi \left( \frac{32^2}{4} - \frac{19,294^2}{4} \right)} = 218,9 \text{ MPa} \quad (63)$$

Matice vyhovuje dovolenému tlaku v dosedací ploše.

### 6.2.4 Kontrola tlaku v dosedací ploše šroubu

Dovolený tlak je i pod hlavou šroubu 300 MPa. Dosazená hodnota  $e$  je vzdálenost opačných vrcholů u šestihřanné hlavy šroubu.

$$p_{hš} = \frac{Q_0}{\pi \left( \frac{e^2}{4} - \frac{d_1^2}{4} \right)} = \frac{112\,041}{\pi \left( \frac{36^2}{4} - \frac{19,294^2}{4} \right)} = 154,4 \text{ MPa} \quad (64)$$

Šroub vyhovuje dovolenému tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu.

### 6.2.5 Moment na klíči potřebný k utažení

Potřebný utahovací moment na klíči je součet momentu tření pod hlavou šroubu a momentu pro překonání tření v závitu šroubu.

$$M_u = M_{kš} + \frac{Q_0 f_m (s + d_1)}{4} = 230\,576 + \frac{112\,041 \cdot 0,13 \cdot (32 + 19,29)}{4} = 417\,354 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (65)$$

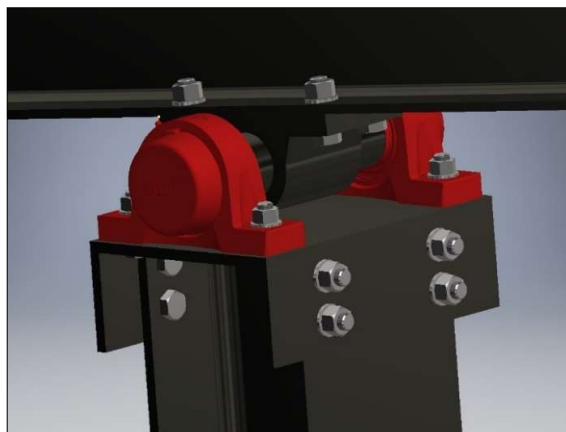
Výsledný utahovací moment je s ručním momentovým klíčem o větší páce (např. 800 mm) bez problému dosažitelný.

## 6.3 Návrh a kontrola uložení

Návrh a kontrolu uložení provedu u dvou vybraných konstrukčních uzlů.

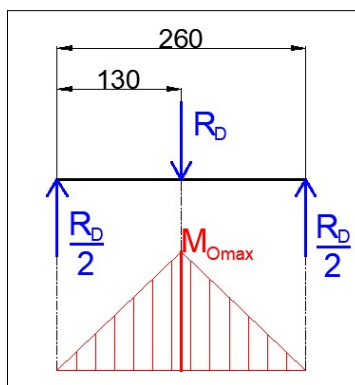
### 6.3.1 Uložení hlavního ramene

Prvním vybraným uzlem je spojení hlavního ramene se základní konstrukcí viz. Obr. 6.4.



Obr. 6.4: Uložení hlavního ramene

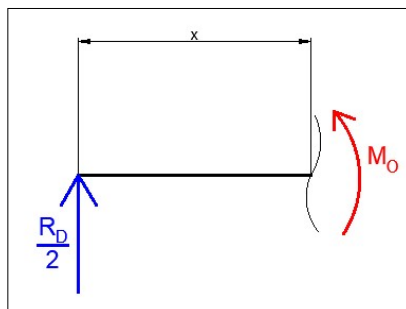
K uložení osy hlavního ramene použiji dva nejdostupnější ložiskové domky od hlavního výrobce ložisek – firmy SKF. Jedná se o jednoduché ložiskové jednotky s kuličkovými ložisky a válcovým profilem díry, u které zvolím průměr dle minimálního průměru osy. Bude se jednat o osu, nikoliv hřídel, jelikož součást nepřenáší točivý moment. Hlavním účelem je spojení a umožnění kyvného pohybu mechanismu. Osa je namáhána ohybovým napětím, ze kterého určím minimální průměr osy.



Obr. 6.5: Reakce a průběh momentu působící na osu č.1

Reakční síly v ložiscích lze určit ze souměrnosti jako polovinu působící síly  $R_D$ . Rozměry osy a vzdálenosti působí sil jsou na všech obrázcích uvedeny v milimetrech. Průběh ohybového momentu vychází z metody řezu.

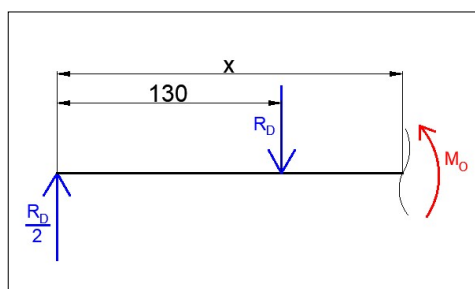
Moment v prvním intervalu, kde  $x \in \langle 0; 130 \rangle$  bude:



Obr. 6.6: Schéma momentu v prvním intervalu při metodě řezu

$$M_O = \frac{R_D}{2} \cdot x \quad (66)$$

Moment v druhém intervalu, kde  $x \in \langle 130; 260 \rangle$  je:



Obr. 6.7: Schéma momentu v druhém intervalu při metodě řezu

$$M_O = \frac{R_D}{2} \cdot x - R_D \cdot (x - 130) \quad (67)$$

Jak je z Obr. 6.5 patrné, maximální ohybový moment bude v působišti síly  $R_D$ .

$$M_{Omax}(130) = \frac{R_D}{2} \cdot x = \frac{20\,043}{2} \cdot 130 = 1\,302\,800 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1\,302,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (68)$$

U výpočtu minimálního průměru osy uvažují dovolené napětí v ohybu  $\sigma_u = 150 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$  a koeficient bezpečnosti  $k = 1,6$ . Hodnota dovoleného napětí v ohybu je volena na hranici ohybu statického a mívivého. Ohyb by se dal uvažovat jako čistě statický, ale jistější bude tato hraniční hodnota.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Omax} \cdot k}{\sigma_u \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1\,302\,800 \cdot 1,6}{150 \cdot \pi}} = 52,12 \text{ mm} \quad (69)$$

Pro osu volím normalizovaný průměr kruhové tyče 55 mm.

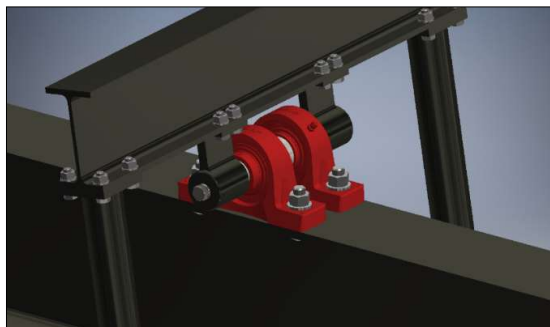
Pro zvolený rozměr volím dva ložiskové domky SY 50 TF, které mají od výrobce předepsané maximální zatížení  $C_0 = 23\,200 \text{ N}$ , bezpečnost uložení tedy bude:

$$k = \frac{2 \cdot C_0}{R_D} = 2,3 \quad (70)$$

Při kývavém pohybu ložisek, které jsou zatěžovány malým úhlem výkyvu a nerovnoměrným zatěžováním má doporučený koeficient bezpečnosti hodnotu minimálně 2. Uložení tedy vyhovuje. [19]

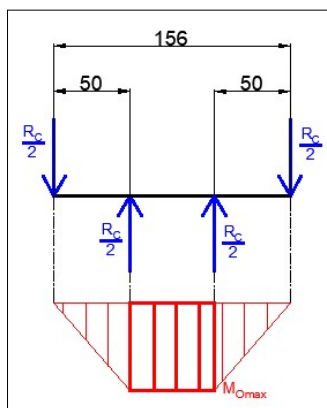
### 6.3.2 Uložení spoje hybné části s hlavním ramenem

Výstupní otáčky z převodovky jsou nábojem na hřídeli přenášeny spojovací tyčí a dalšími částmi na hlavní rameno. V místě spojení vzniká reakční síla  $R_c$ , pro kterou je třeba navrhnout vhodné ložiskové domky a osu.



Obr. 6.8: Uložení spoje hybné části s hlavním ramenem

Jedná se o uložení velmi podobné předešlému. Rozdíl je pouze v působících silách a průběhu ohybového momentu. Reakční síla  $R_c$  se v tomto případě rozděljuje na dvě stejně velké síly působící na stranách osy. Tyto síly vyvolávají reakci opačného směru, ale stejné velikosti ve dvou místech uložení.



Obr. 6.9: Reakce a průběh momentu působící na osu č.2

Průběh ohybového momentu jsem opět řešil metodou řezu, kterou jsem již využil u prvního uložení, a proto přejdu rovnou k výpočtům průměru osy a bezpečnosti uložení. Hodnoty dovoleného napětí a koeficientu bezpečnosti ponechávám stejné.

$$M_{Omax}(50) = \frac{R_D}{2} \cdot x = \frac{9\,362}{2} \cdot 50 = 234\,050 \text{ N} \cdot \text{mm} = 234,05 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (71)$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Omax} \cdot k}{\sigma_u \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 234\,050 \cdot 1,6}{150 \cdot \pi}} = 29,4 \text{ mm} \quad (72)$$

Pro osu volím normalizovaný průměr kruhové tyče 30 mm.

Opět volím dva ložiskové domky stejného výrobce, pouze s jinými rozměry a označením SY 30 TF, které mají předepsanou hodnotu maximálního zatížení  $C_0 = 11\,200\text{ N}$ .

$$k = \frac{2 \cdot C_0}{R_c} = 2,4 \quad (73)$$

Koeficient bezpečnosti znovu vyhovuje doporučené hodnotě.

## 6.4 Návrh a kontrola převodu klínovým řemenem

Poslední částí kapitoly bude návrh vhodného převodu klínovým řemenem. Parametry zvolené v koncepční části shrnu pro přehlednost v Tab. 6.4 a dopočítám ostatní potřebné hodnoty.

Výkon motoru	Otáčky motoru	Výstupní otáčky	Celkový převod	Převod převodovky
$P[\text{kW}]$	$n_1[\text{min}^{-1}]$	$n_3[\text{min}^{-1}]$	$i_c[-]$	$i_p[-]$
7,5	715	20	36	17

Tab. 6.4: Doplněné hodnoty pro návrh klínového řemenu

Převod řemenic tedy bude:

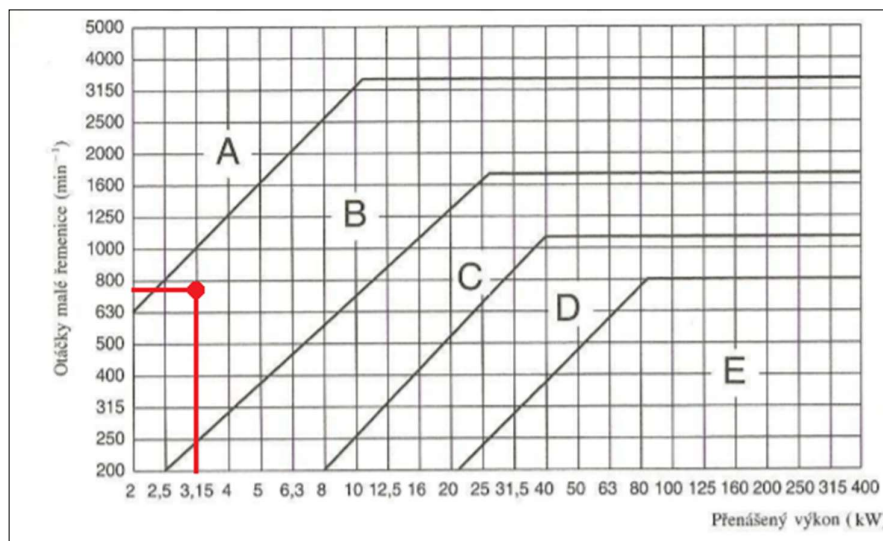
$$i_r = \frac{i_c}{i_p} = \frac{36}{17} = 2,1 \quad (74)$$

Otáčky hnané řemenice:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_r} = 340\text{ min}^{-1} \quad (75)$$

### 6.4.1 Určení průřezu řemene

Podle zadaných hodnot volím z diagramu průřez řemene A, B, C, D nebo E. [20]



Obr. 6.10: Odečtení průřezu řemene dle zadaných hodnot z diagramu [20]

Z odečtených hodnot diagramu volím průřez řemene typu B.

### 6.4.2 Průměr hnací řemenice

Pro průřez typu B a úhel boků drážky řemenice  $34^\circ$  je rozmezí výpočtového průměru řemenice určeno jako 125 až 160 mm. Do tohoto rozmezí spadají následující hodnoty průměrů – 125, 140 a 160 mm. [20]

Z uvedených hodnot volím hodnotu  $d_{ř1} = 160 \text{ mm}$ .

### 6.4.3 Kontrola obvodové rychlosti řemene

U běžných řemenů je maximální obvodová rychlost  $25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Nejvyšší přípustná obvodová rychlost klínových řemenů je  $40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

$$v_1 = \frac{d_{ř1} \cdot n_1}{19\,100} = \frac{160 \cdot 715}{19\,100} = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (76)$$

Obvodová rychlost s přehledem vyhovuje běžným řemenům.

### 6.4.4 Volba vzdálenosti os řemenic

Nejprve je potřeba dopočítat průměr hnané řemenice, u které musím brát v potaz součinitel skluzu  $\Psi = 0,98 \div 0,99$ , který závisí na správném napnutí řemenice.

$$d_{ř2} = i_{ř} \cdot d_{ř1} \cdot \Psi = 2,1 \cdot 160 \cdot 0,98 = 329 \text{ mm} \quad (77)$$

Vzdálenost os volím  $A$  v rozmezí: [20]

$$0,7 \cdot (d_{ř1} + d_{ř2}) < a' < 2 \cdot (d_{ř1} + d_{ř2}) \quad (78)$$

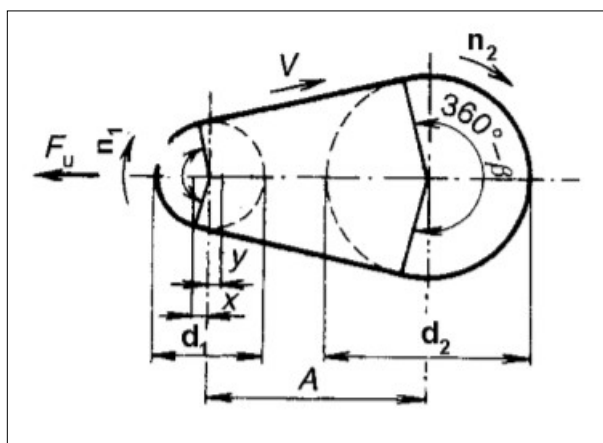
Které je po dosazení:

$$342 < a' < 978$$

Při volbě vzdálenosti blízko minima snižujeme úhel opásání, čímž se snižuje přenášený výkon jedním řemenem, proto volím hodnotu  $a=500 \text{ mm}$ .

### 6.4.5 Výpočtová délka klínového řemene

Výpočtová délka je používaná k normalizovanému označení vhodného řemene.



Obr. 6.11: Schéma klínového převodu s vyznačenými rozměry [20]



Pro výpočet použiji vztah: [20]

$$L_p' \approx 2 \cdot a + 1,57 \cdot (d_{r1} + d_{r2}) + \frac{(d_{r2} - d_{r1})^2}{4 \cdot a} \quad (79)$$

Odkud po dosazení získávám výpočtovou délku řemene:

$$L_p' \approx 2 \cdot 500 + 1,57 \cdot (160 + 329) + \frac{(329 - 160)^2}{4 \cdot 500} = 1\,782 \text{ mm}$$

Volím nejbližší normalizovanou délku  $L_p = 1\,800 \text{ mm}$ . Normalizované označení bude ŘEMEN B – 1 800 ČSN 02 3110.

Skutečná osová vzdálenost tedy bude: [20]

$$a = 0,25 \left[ (L_p - 1,57(d_1 + d_2)) + \sqrt{(L_p - 1,57(d_1 + d_2))^2 - 8 \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} \right] \quad (80)$$

Dosadím číselné hodnoty:

$$a = 0,25 \left[ (1800 - 1,57(160 + 329)) + \sqrt{(1800 - 1,57(160 + 329))^2 - 8 \cdot \left(\frac{329 - 160}{2}\right)^2} \right]$$

Skutečná osová vzdálenost je  $a = 511,8 \text{ mm}$ .

#### 6.4.6 Počet klínových řemenů

K výpočtu vhodného počtu klínových řemenů budu potřebovat výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu, pro který platí: [20]

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 2,16 \cdot \frac{0,95 \cdot 0,95}{1,2} = 1,625 \text{ kW} \quad (81)$$

Kde  $N_o = 2,16 \text{ kW}$  je jmenovitý výkon předaný jedním řemenem při  $700 \text{ min}^{-1}$  otáčkách hnací řemenice

$C_\alpha = 0,95$  součinitel úhlu opásání při úhlu opásání  $160^\circ$

$C_L = 0,95$  součinitel vlivu délky řemene pro  $L_p = 1\,800 \text{ mm}$  a řemen o průřezu B

$C_p = 1,3$  součinitel dynamičnosti pro můj typ zařízení, těžký pracovní režim a 1 pracovní směnu

Dosadím do vzorce pro počet řemenů:

$$K = \frac{P}{N_p \cdot C_k} = \frac{3}{1,625 \cdot 0,95} = 1,94 \quad (82)$$

Kde  $C_k$  je součinitel počtu řemenů v převodu

Dle výsledku volím dva řemeny.

## 7 Výsledná vizualizace

V následujících snímcích budu prezentovat výsledný vzhled mnou navržené konstrukce ropné pumpy.



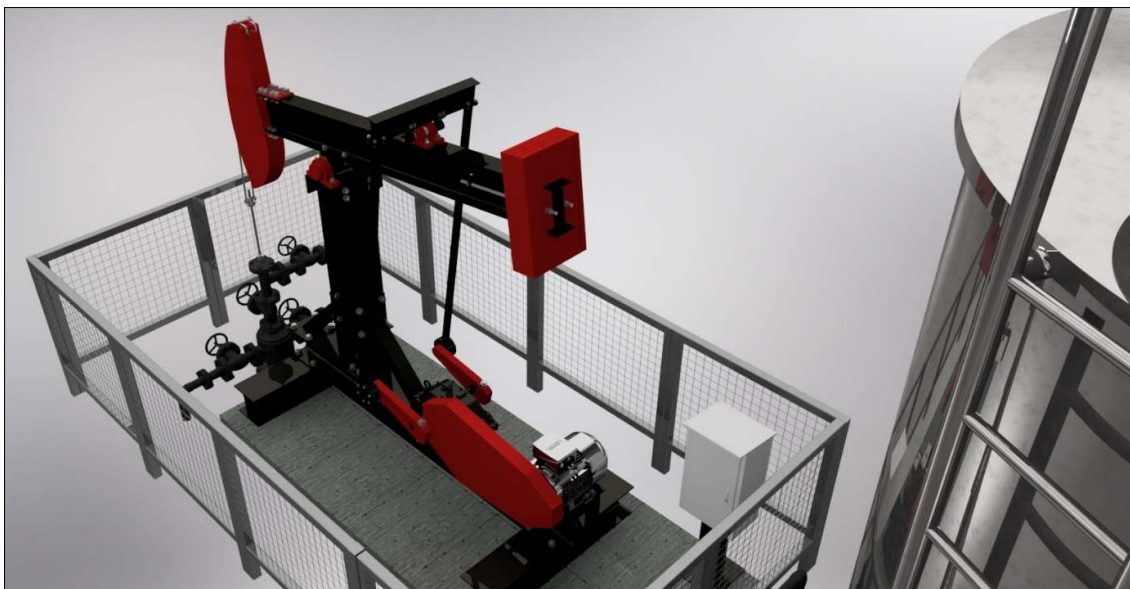
*Obr. 7.1: Vizualizace konstrukce č.1*



*Obr. 7.2: Vizualizace konstrukce č.2*



*Obr. 7.3: Vizualizace uvedení do provozu č.1*



*Obr. 7.4: Vizualizace uvedení do provozu č.2*

## 8 Závěr

Návrh konstrukce ropné pumpy zákonitě začal u teorie. Po prohloubení základní znalosti o těžbě ropy a typech kozlíků bylo zapotřebí vytyčit cíle pro mou konstrukci. Požadavky, jako je využití na místech s mělkými hlubinnými vrty a možnost převozu a montáže na těžko dostupných místech, jsem splnil už při výběru konstrukce, jelikož je typ Churchill pro tyto podmínky ideální. Zbylé požadavky – opakovaná rozebíratelnost, provedení z nejběžnějších konstrukčních dílů a snadná montáž konstrukce, byly otázkou vhodného konceptu a postupu.

K základním rozměrům bylo již od začátku nutné přiřadit konstrukční provedení, a proto vznikl první koncept konstrukce, ze kterého jsem přibližně vypočítal, s jakými silami ve zvolených uzlech musím počítat. Dle výsledků byla nezbytná úprava rozměrů, parametrů vrtu, ale také převodové skříně. Výsledkem dimenzování byl druhý koncept, ze kterého jsem pomocí řešení dynamické soustavy vypočítal konkrétní silové působení. Hodnoty jsem pro potvrzení správnosti porovnal se statikou a dále použil k navržení a kontrole vybraných uzlů. Uzly jsem volil tak, aby byla mou kontrolou zaručena základní funkčnost mechanismu. Při konstruování a výběru jednotlivých částí jsem stále bral v potaz mé prvotní požadavky spojené s dostupností jednotlivých dílů.

Práce je ukončena prezentací výsledku ve formě vizualizace. Pro lepší představu jsem ropný kozlík zakomponoval do sestavy s ropnou nádrží, ústím vrtu, betonovým základem, táhlicí, potrubím a elektrickým sloupkem. K práci je také uvedena příloha – sestavný výkres, kusovník a výkres doplňujících řezů.

Mnou zkonstruovaný ropný kozlík plní všechny předem vytyčené cíle a i přes svou jednoduchost, vyplývající z rozsahu bakalářské práce, je uskutečnitelný.

## Seznam použitých zdrojů

- [1]Technika [online]. Muzeum naftového dobývání a geologie. [vid. 9. 4. 2021]. Dostupné z: <http://muzeumropy.cz/technika/>
- [2]SELLEY, C. Richard and Stephen A. SONNENBERG. Elements of Petroleum Geology [online]. Third edition. Academic Press, 2015. [vid. 9. 4. 2021]. ISBN 978-0-12-386031-6. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/book/9780123860316>
- [3]Sercel DX80 seismic vibrator (wheeled). In: Second Hand Seismic Equipment [online]. MKS Consulting LTD., © 2017. [vid. 17. 4. 2021]. Dostupné z: <https://www.secondhandseismic.com/product-page/sercel-dx80-seismic-vibrator>
- [4]Teorie hlubinného vrtání [online]. Technika a technologie hlubinného vrtání. [vid. 10. 4. 2021]. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz/TECHHLDOB/hlubinneVrtani/vrtani/vrtyRopaPlyn.html>
- [5]8x8 Mobile drilling rig. In: Tatra trucks [online]. Tatra trucks a.s., © 2014. [vid. 11. 4. 2021]. Dostupné z: <https://www.tatratrucks.com/trucks/customer-segment-catalog/oil-and-gas/more-trucks/8x8-mobile-drilling-rig/>
- [6]Our products. In: PetrolLift Systems [online]. PetrolLift Systems, Inc., © 2014. [vid. 13. 4. 2021]. Dostupné z: <https://www.petroliftsys.com/products.php>
- [7]TAKACS, G. Sucker-Rod Pumping Handbook [online]. Gulf Professional Publishing, 2015. [vid. 12. 4. 2021]. ISBN 978-0-12-417204-3. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/book/9780124172043/sucker-rod-pumping-handbook>
- [8]WELLS, B.A. and K.L.WELLS. All Pumped Up – Oilfield Technology. In: American Oil & Gas Historical Society [online]. Bruce A. Wells, 2016. [vid. 14. 4. 2021]. Dostupné z: <https://www.aoghs.org/technology/oil-well-pump/>
- [9]Na Moravě už se zase hledá ropa [online]. PETROLMedia, s.r.o., © 2000-2021. [vid. 17. 4. 2021]. Dostupné z: <https://www.petrol.cz/aktuality/na-morave-uz-se-zase-hleda-ropa-8140>
- [10]Lufkin Industries, Inc. [online]. 2008/2009 General catalog. © 2007. [vid. 17. 4. 2021]. Dostupné z: <https://www.salvex.com/media/document/Lufkin%20Product%20Catalog2.pdf>
- [11]The Lufkin Reverse Mark or 'RM' Series Pumping. In: All Bizz [online]. All-Bizz Ltd and licensors, © 2010-2021. [vid. 17. 4. 2021]. Dostupné z: <https://us.all.biz/the-lufkin-reverse-mark-or-rm-series-pumping-g195133>
- [12]10 Types of Rod Pumping Units. In: Production Technology [online]. Production Technology. [vid. 18. 4. 2021]. Dostupné z: <https://production-technology.org/types-of-rod-pumping-units/>
- [13]Oil Pump Jack / Double Horse Head Pumping Unit. In: Rongli Petroleum Machinery [online]. Shandong Rongli Petroleum Machinery Co., Ltd. [vid. 18. 4. 2021]. Dostupné z: <http://ronglidrilling.com/3-2-oil-pump-jack.html>
- [14]BUDÍN, Jan. Ropa – vlastnosti, rozdělení a obchodování. In: oEnergetice [online]. OM Solutions s.r.o., 2015. [vid. 20. 4. 2021]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/ropa/ropa-vlastnosti-rozdeleni-a-obchodovani>

- 
- [15]ROWLAN, O. Lynn, James N. MCCOY and Augusto L. PODIO. Pump Intake Pressure Determined From Fluid Levels, Dynamometers, and Valve-Test Measurements [online]. SPE-142862-PA. OnePetro, April 2011. [vid. 20. 4. 2021]. Dostupné z: <https://search.spe.org/i2kweb/SPE/doc/onepetro:1DA1EC3F>
- [16]ŘEZNÍČEK, Jan. Pružnost a Pevnost IIA – Příklady [online]. Druhé vydání. Praha, 2019. [vid. 21. 4. 2021]. Dostupné z: [http://pruznost.unas.cz/PP\\_II\\_priklady.pdf](http://pruznost.unas.cz/PP_II_priklady.pdf)
- [17]HE200A [online]. Statictools. [vid. 20. 4. 2021]. Dostupné z: <http://www.statictools.eu/cs/profile-hea/HE200A/mm/show>
- [18]BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. Části strojů 1. svazek. Páté, přepracované vydání. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Česká matice technická, č. spisu 349. ISBN 80-03-00046-7.
- [19]Určení velikosti ložiska [online]. ZKL, a.s., © 2012. [vid. 21. 4. 2021]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska>
- [20]LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

## Seznam zkratk a symbolů

Značka	Název	Jednotka
$i$	Počet stupňů volnosti	[–]
$n$	Počet těles včetně rámů	[–]
$r$	Počet rotačních vazeb	[–]
$p$	Počet posuvných vazeb	[–]
$o$	Počet obecných vazeb	[–]
$t$	Počet vetknutí	[–]
$v$	Počet valivých vazeb	[–]
$n_{sm}$	Počet smyček	[–]
$n_{kd}$	Počet kinematických dvojic	[–]
$n_t$	Počet těles	[–]
$n_{pp}$	Předepsaný pohyby	[–]
$b_i$	Rozměry těles smyčky	[m]
$\beta_i$	Úhly mezi tělesy ve smyčce	[°]
$z_1, z_2$	Závislé souřadnice	[°]
$q$	Nezávislá souřadnice	[°]
$x$	Poloha ve směru x	[m]
$y$	Poloha ve směru y	[m]
$v_x$	Rychlost ve směru x	[m · s <sup>-1</sup> ]
$v_y$	Rychlost ve směru y	[m · s <sup>-1</sup> ]
$a_x$	Zrychlení ve směru x	[m · s <sup>-2</sup> ]
$a_y$	Zrychlení ve směru y	[m · s <sup>-2</sup> ]
$\cdot$	Derivace	[–]
$J_z$	Jakobián závislých souřadnic	[–]
$J_q$	Jakobián nezávislých souřadnic	[–]
$j_{qz}$	Vektor zbylých druhých derivací	[–]
$t_i$	Vzdálenost těžiště	[m]
$\varphi_i$	Úhel natočení	[°]
$V_z$	Matice závislých souřadnic	[–]
$V_q$	Matice nezávislých souřadnic	[–]
$a_{qz}$	Zbylé členy rovnic zrychlení	[–]
$M_n$	Maximální kroutící moment převodovky	[N · m]
$m_i$	Hmotnosti těles	[kg]
$m_k$	Hmotnost tzv. kladiwa (hlavy kozlíku)	[kg]
$m_z$	Hmotnost protizávaží	[kg]
$I_{isi}$	Momenty setrvačnosti těles	[kg · m <sup>2</sup> ]
$G_i$	Tíhy těles	[N]
$G_k$	Tíha tzv. kladiwa (hlavy kozlíku)	[N]
$G_z$	Tíha protizávaží	[N]
$F$	Síla potřebná k vytažení sloupce ropy	[N]
$M$	Matice hmotnosti	[–]
$D$	Distribuční matice	[–]
$R$	Vektor reakcí	[–]

$a_v$	Vektor zrychlení	[–]
$Q$	Vektor zátěžných sil	[–]
$R_{Ax}$	Reakce v bodě A ve směru x	[N]
$R_{Ay}$	Reakce v bodě A ve směru y	[N]
$R_{Bx}$	Reakce v bodě B ve směru x	[N]
$R_{By}$	Reakce v bodě B ve směru y	[N]
$R_{Cx}$	Reakce v bodě C ve směru x	[N]
$R_{Cy}$	Reakce v bodě C ve směru y	[N]
$R_{Dx}$	Reakce v bodě D ve směru x	[N]
$R_{Dy}$	Reakce v bodě D ve směru y	[N]
$I_{9 \times 9}$	Jednotková matice 9x9	[–]
$0_{m \times n}$	Nulová matice o rozměru m x n	[–]
$p_u$	Tlak v ústí vrtu	[MPa]
$p_z$	Celkový tlak při zdvihu ropy	[MPa]
$p_r$	Tlak sloupce ropy	[MPa]
$g$	Tíhové zrychlení	[m · s <sup>-2</sup> ]
$\rho$	Hustota ropy	[kg · m <sup>-3</sup> ]
$S$	Plocha průřezu stupačky	[m <sup>2</sup> ]
$R_A$	Celková velikost reakce v bodě A	[N]
$R_B$	Celková velikost reakce v bodě B	[N]
$R_C$	Celková velikost reakce v bodě C	[N]
$R_D$	Celková velikost reakce v bodě D	[N]
$l$	Délka vzpěry	[mm]
$E$	Modul pružnosti	[N · mm <sup>-2</sup> ]
$\sigma_u$	Mez úměrnosti	[N · mm <sup>-2</sup> ]
$J_{min}$	Minimální kvadratický moment průřezu	[mm <sup>4</sup> ]
$A$	Plocha průřezu	[mm <sup>2</sup> ]
$i_{min}$	Minimální kvadratický poloměr průřezu	[mm]
$\lambda$	Štíhlost	[–]
$\lambda_m^1$	Mezní štíhlost pro 1. případ vzpěry	[–]
$F_{kr}$	Kritická síla dle Eulera	[N]
$f$	Součinitel tření bez mazání	[–]
$f_m$	Součinitel tření s mazáním	[–]
$k$	Koeficient bezpečnosti	[–]
$i_\xi$	Počet šroubů	[–]
$d'_H$	Minimální průměr výstupní hřídele	[mm]
$d_H$	Zvolená hodnota výstupní hřídele	[mm]
$\tau_{kD}$	Dovolené napětí krutu	[MPa]
$n_c$	Hodnota kosinově rozloženého tlaku	[–]
$N$	Svěrná síla	[N]
$Q_0$	Síla ve šroubu	[N]
$p_D$	Dovolený tlak	[MPa]
$l'$	Minimální délka náboje	[mm]
$l$	Zvolená délka náboje	[mm]
$\sigma_{kt}$	Mez kluzu v tahu	[MPa]
$\sigma_D$	Dovolené napětí	[MPa]
$d'_{3min}$	Minimální průměr jádra závitu šroubu	[mm]



$S'_{min}$	Minimální plocha průřezu jádra závitu šroubu	$[mm^2]$
$d_1$	Malý průměr závitu	$[mm]$
$d_2$	Střední průměr závitu	$[mm]$
$d_3$	Průměr jádra závitu	$[mm]$
$P_s$	Rozteč	$[-]$
$H_1$	Nosná hloubka závitu	$[mm]$
$\gamma$	Úhel stoupání šroubu	$[\circ]$
$\beta_n$	Úhel boku	$[\circ]$
$\varphi'$	Třecí úhel	$[\circ]$
$S_3$	Plocha průřezu jádra závitu šroubu	$[mm^2]$
$M_{kš}$	Kroutící moment pro překonání tření závitu	$[N \cdot mm]$
$\tau_{kš}$	Smykové napětí šroubu	$[MPa]$
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	$[MPa]$
$W_{kš}$	Průřezový modul v krutu	$[mm^3]$
$p_{pm}$	Tlak pod maticí	$[MPa]$
$s$	Vzdálenost rovnoběžných stran u šestihřanné matice	$[mm]$
$p_{hš}$	Tlak pod hlavou šroubu	$[MPa]$
$e$	Vzdálenost opačných vrcholů u šestihřanné hlavy šroubu	$[mm]$
$M_u$	Potřebný utahovací moment	$[N \cdot mm]$
$M_O$	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
$M_{Omax}$	Maximální ohybový moment	$[N \cdot m]$
$C_O$	Maximální zatížení ložiska	$[N]$
$d_{min}$	Minimální průměr osy	$[mm]$
$P$	Výkon motoru	$[kW]$
$n_1$	Otáčky motoru	$[min^{-1}]$
$n_3$	Výstupní otáčky	$[min^{-1}]$
$i_c$	Celkový převod	$[-]$
$i_p$	Převod převodovky	$[-]$
$i_{\ddot{r}}$	Převod řemenic	$[-]$
$n_2$	Otáčky hnané řemenice	$[min^{-1}]$
$d_{\ddot{r}1}$	Průměr hnací řemenice	$[mm]$
$v_1$	Obvodová rychlost řemene	$[m \cdot s^{-1}]$
$d_{\ddot{r}2}$	Průměr hnané řemenice	$[mm]$
$\Psi$	Součinitel skluzu	$[-]$
$a'$	Vzdálenost os	$[mm]$
$L'_p$	Výpočtová délka řemene	$[mm]$
$L_p$	Normalizovaná délka řemene	$[mm]$
$a$	Skutečná vzdálenost os	$[mm]$
$N_p$	Výkon přenášený jedním řemenem	$[kW]$
$N_o$	Jmenovitý výkon předaný jedním řemenem	$[kW]$
$C_\alpha$	Součinitel úhlu opásání	$[-]$
$C_L$	Součinitel vlivu délky řemene	$[-]$
$C_P$	Součinitel dynamičnosti	$[-]$
$K$	Počet řemenů	$[-]$
$C_K$	Součinitel počtu řemenů v převodu	$[-]$

## Seznam obrázků

Obr. 2.1 Seismický vibrátor Sercel DX80 [3] .....	2
Obr. 2.2: Lehká vrtná souprava na podvozku Tatra 8x8 [5] .....	3
Obr. 2.3: Princip funkce hlubinného čerpadla .....	4
Obr. 2.4: Vřetenové hlubinné čerpadlo [6] .....	5
Obr. 2.5: Efektivita metod těžby [7].....	5
Obr. 3.1: Technologie těžby ropy v 70. letech 19. století [8].....	6
Obr. 3.2: První prototyp ropného kozlíku [8] .....	6
Obr. 3.3: Ukázka označení typu kozlíku s popisem .....	7
Obr. 3.4: Konvenční konstrukce kozlíku těžící na Moravě [9].....	7
Obr. 3.5: Vzduchem vyvažovaná konstrukce [10] .....	8
Obr. 3.6: Konstrukce Mark II. [10] .....	8
Obr. 3.7: Konstrukce Reverse Mark [11].....	9
Obr. 3.8: Konstrukce Churchill [10] .....	9
Obr. 3.9: Nízko profilová konstrukce [12].....	10
Obr. 3.10: Mobilní konstrukce [10].....	10
Obr. 3.11: Oboustranná konstrukce [13].....	10
Obr. 4.1: Obecné schéma zvoleného typu Churchill s popisem částí [10].....	12
Obr. 4.2: 3D model motoru Siemens 1LE10021CD22.....	13
Obr. 4.3: 3D model navržené převodové skříně .....	13
Obr. 5.1: Schéma mechanismu s popisem zkoumaných uzlů.....	14
Obr. 5.2: Schéma mechanismu s doplněnou vektorovou smyčkou.....	15
Obr. 5.3: Schéma zrychlení těžiště a natočení prvního tělesa .....	16
Obr. 5.4: Schéma zrychlení těžiště a natočení druhého tělesa .....	17
Obr. 5.5: Schéma zrychlení těžiště a natočení druhého tělesa .....	17
Obr. 5.6: Uvolnění prvního tělesa .....	18
Obr. 5.7: Uvolnění druhého tělesa.....	19
Obr. 5.8: Uvolnění třetího tělesa.....	19
Obr. 5.9: Vektorová smyčka s popisem zkoumaných uzlů.....	21
Obr. 6.1: Navržená vzpěra .....	23
Obr. 6.2: 1. případ vzpěru s doplněným rozměrem .....	23

---

Obr. 6.3: Schéma svěrného spoje s vyznačenými silami a rozměry.....	24
Obr. 6.4: Uložení hlavního ramene .....	27
Obr. 6.5: Reakce a průběh momentu působící na osu č.1 .....	27
Obr. 6.6: Schéma momentu v prvním intervalu při metodě řezu .....	28
Obr. 6.7: Schéma momentu v druhém intervalu při metodě řezu.....	28
Obr. 6.8: Uložení spoje hybné části s hlavním ramenem.....	29
Obr. 6.9: Reakce a průběh momentu působící na osu č.2 .....	29
Obr. 6.10: Odečtení průřezu řemene dle zadaných hodnot z diagramu [20] .....	30
Obr. 6.11: Schéma klínového převodu s vyznačenými rozměry [20] .....	31
Obr. 7.1: Vizualizace konstrukce č.1 .....	33
Obr. 7.2: Vizualizace konstrukce č.2 .....	33
Obr. 7.3: Vizualizace uvedení do provozu č.1.....	34
Obr. 7.4: Vizualizace uvedení do provozu č.2.....	34

## Seznam tabulek

Tab. 4.1: Parametry vrtu a těžené ropy .....	12
Tab. 4.2: Rozměry navržené konstrukce.....	12
Tab. 4.3: Parametry zvoleného motoru.....	13
Tab. 5.1: Rozměry a úhly vektorové smyčky .....	15
Tab. 5.2: Tabulka hodnot hmotností a momentů setrvačnosti .....	20
Tab. 5.3: Tabulka hodnot sil a kroutícího momentu .....	20
Tab. 5.4: Maximální reakce ve zkoumaných uzlech pro dynamickou soustavu .....	21
Tab. 5.5: Maximální reakce ve zkoumaných uzlech pro statiku .....	22
Tab. 6.1: Parametry vzpěry.....	23
Tab. 6.2: Doplněné hodnoty pro návrh svěrného spoje.....	25
Tab. 6.3: Hodnoty zvoleného šroubu .....	26
Tab. 6.4: Doplněné hodnoty pro návrh klínového řemenu .....	30

## Seznam grafů

Graf 5.1: Průběh reakcí ve zkoumaných uzlech .....	21
--	----

## Seznam příloh

Příloha 1: Ropná pumpa – sestavný výkres

Příloha 2: Ropná pumpa – kusovník

Příloha 3: Ropná pumpa – řezy