



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Posouzení konstrukčních řešení otoče nakládacího jeřábu

**Structural Design Assessment of Slewing Drive Unit for Hydraulic
Arm Loader**

Diplomová práce

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř Ph.D.

Bc. Daniel Šíma

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Posouzení konstrukčních řešení otoče nakládacího jeřábu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomov práce v seznamu použité literatury.

V Praze 25. 7. 2016

Bc. Daniel Šíma

Poděkování

Tímto děkuji za milou spolupráci panu Ing. Aleši Hermanovi, Ph.D., paní Mgr. Ivaně Malé z firmy Brück a panu Bc. Jiřímu Sommerovi. Velký dík patří mé rodině a přátelům, díky kterým překonávám své životní překážky mnohem snáze.

Anotační list

Jméno autora: ***Daniel Šíma***

Název DP: *Posouzení konstrukčních řešení otoče nakládacího jeřábu*

Anglický název: Structural design assessment of slewing drive unit for hydraulic arm loader

Rok: 2016

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: *Ing. Roman Uhlíř Ph.D.*

Konzultant: *Ing. Aleš Herman, Ph.D.*

Bibliografické údaje: počet stran 78
počet obrázků 80
počet tabulek 14
počet příloh 2

Klíčová slova: otoč, jeřáb, ložisko, ozubený hřebec, odlévání

Keywords: slewing, crane, bearing, rack and pinion, die casting

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá různými principy otáčení vyvážecích jeřábů a jejich vlastnostmi. Porovnává výrobu hlavního dílu skříně svařováním a odléváním. Zabývá se také možností výroby nové otoče.

Abstract:

This thesis focuses on the description of various types of slewing in forester cranes. It compares the parameters of welded or die-cast housing. It also deals with designing a new slewing unit.

Obsah

Seznam zkratk a symbolů	VI
1. Úvod	1
2. Jeřáby - rešerše	2
2.1 Těžba dřeva	2
2.1.1 Jeřáby pro lesnictví	3
2.2 Konstrukční řešení otáčecích ústrojí	4
2.2.1 Uložení sloupu jeřábu (zachycení vertikálních sil i klopných momentů)	4
2.2.2 Pohon otáčení	12
2.3 Rešerše trhu	24
2.4 Patentová rešerše	28
2.5 Normová rešerše	34
2.6 Závěr rešerše	35
3. Posouzení variant otočí	36
3.1 Jeřáb PATU 304T	36
3.1.1 Popis otoče jeřábu PATU 304T	40
3.1.2 Výpočet dovoleného naklonění jeřábu	43
3.1.3 Montáž jeřábu PATU 304T	46
3.1.4 Určení přibližných nákladů na výrobu otoče PATU 304T	49
3.2 Skříň otoče vyrobená odlitím	52
3.2.1 Pevnostní porovnání odlitku se svařencem	53
3.2.2 Porovnání nákladů odlitku a svařence	61
3.3 Použití nové otoče	63
3.3.1 Otočná jednotka od firmy Brück	63
3.3.2 Jednotlivé komponenty otoče	69
4. Závěr	71
Seznam použité literatury	72
Seznam příloh	74
Seznam obrázků	75
Seznam tabulek	78

Seznam zkratk a symbolů

Zkratka	Jednotky	Poznámka
c_{odl}	[Kč]	cena odlitku
c_{sva}	[Kč]	cena svařence
d_r	[m]	roztečná kružnice
d_w	[m]	valivá kružnice
F_{ax}	[N]	axiální síla
F_R	[N]	radiální síla v ozubení
F_T	[N]	tečná síla v ozubení
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
G	[kg]	maximální možná zvedací kapacita
G'	[kg]	max. možná zvedací kapacita při max. dosahu
H	[m]	vzdálenost těžiště ramen od osy sloupu jeřábu
i	[-]	převodový poměr
i_c	[-]	celkový převodový poměr
i_p	[-]	převodový poměr planetové převodovky
i_{sp}	[-]	převodový poměr pastorkové převodovky
k	[-]	součinitel bezpečnosti
L	[m]	vzdálenost drapáku od osy sloupu otáčení
MZ	[Kč]	cena modelového zařízení
M	[kg]	celková váha jeřábu
M_{k1}	[Nm]	kroucí moment na vstupu
M_{k2}	[Nm]	kroucí moment na výstupu
M_{kp}	[Nm]	jmenovitý kroucí moment na výstupu planet. převodovky
M_o	[Nm]	klopný moment
n	[otmin ⁻¹]	rychlost otáčení
n_m	[otmin ⁻¹]	rychlost otáčení výstupního hřídele motoru
P	[kg]	hmotnost zvedacího, zlamovacího a výsuvných ramen
q	[-]	počet kusů
R_e	[N·mm ⁻²]	mez kluzu
R_{p02}	[N·mm ⁻²]	smluvní mez kluzu
S	[m ²]	plocha pístu
u	[mm]	maximální deformace pod zatížením
v_1	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost hnacího hřídele
v_2	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost hnaného hřídele
z_1	[-]	počet zubů hnacího hřídele
z_2	[-]	počet zubů hnaného hřídele
α	[°]	maximální možný sklon pro práci jeřábu
α_s	[-]	převodní součinitel
α_w	[°]	valivý úhel
α_z	[°]	úhel záběru
β	[°]	úhel otáčení sloupu
δ_r	[mm]	geometrická tolerance rovinnosti
η	[-]	účinnost
π	[rad]	číslo pí
σ_{Dlit}	[N·mm ⁻²]	dovolené napětí litiny
σ_{Dsva}	[N·mm ⁻²]	dovolené napětí svařence
ω_1	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost hnacího hřídele
ω_2	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost hnaného hřídele

1. Úvod

Otáčení patří mezi základní pohyby mnoha jeřábů. Tento pohyb zajišťuje u sloupových, mobilních, lodních jeřábů, ale i stavebních strojů či větrných elektráren otoč. Termínem „otoč“ rozumíme zařízení nebo část zařízení, které plní dvě funkce: přenos sil či uložení otočné části a pohon otáčení. Na následujících stranách jsou popsány nejpoužívanější principy, na kterých fungují otoče mobilních jeřábů střední a menší kategorie, nejčastěji tzv. vyvážecích jeřábů, užívaných pro nakládání a vykládání dřeva. Většinou bývá na těchto jeřábech použit pohon hydraulicky ozubeným hřebenem, ovšem s pohony pastorkovou převodovkou se člověk může setkat u největších jeřábů i u těch nejmenších. Všechny však spojuje hydraulický pohon.

V průmyslu je hlavním hybatelem pokroku cena. Až po ní následuje užitečný výkon a trvanlivost. Pro konkrétní jeřáb zadavatele této diplomové práce, firmy STS Prachatice, bylo důležité najít správné konstrukční řešení. Správné právě z hlediska nákladů a samozřejmě i z hlediska funkce, trvanlivosti a údržby. Tato diplomová práce se tedy zaměřuje na otázky kladené zadavatelem: Proč je pohon hydraulicky ozubeným hřebenem tak rozšířený? Je možné ho nahradit ozubeným pastorkem a věncem při zachování srovnatelných parametrů a rozměrů? Je možné otoč vyrobit pomocí jiné technologie?

2. Jeřáby - rešerše

Jeřáb je dopravní zařízení pro manipulaci s materiálem, které pracuje přetržitě. Přepravuje jak kusový materiál, tak i sypké hmoty. Skládá se obvykle z několika pracovních podskupin, díky kterým je břemeno přesunováno různými směry. Pracovní pohyby jsou přímočaré nebo kruhové a ohraničeny pracovními dosahy stroje. Pracovní operace se opakují a vždy se střídá vlastní pracovní pohyb s pohybem naprázdno. Jedná se o dopravu stejnosměrnou kyvadlovou.

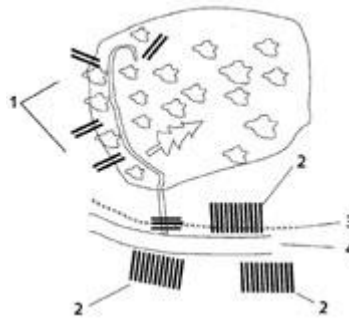
2.1 Těžba dřeva

Jedním z moderních způsobů těžby dřeva je spolupráce dvou strojů: Jedním je takzvaný „harvestor“, což je specializovaný stroj s vlastním kolovým či pásovým pojezdem, kabinou a jeřábem s harvesterovou hlavicí, zařízením pro kácení a odvětvění kmenů. Na obr. 1 je lehký harvestor, který je používán hlavně při probírkové těžbě dřeva. Probírka je postup, při kterém je vybraným stromům umožněno růst odstraněním konkurence. Je přitom důležité, aby stromy nebyly poškozeny. Stroje, které provádějí probírku tedy musí být malé, lehké a pokud možno šetrné k životnímu prostředí. [1]



Obr. 1. Harvestor John Deere 1070E [1]

Pokácené a odvětvené kmeny poté čekají na vyvážecí traktor nebo vyvážecí soupravu. Vyvážecí souprava je složena z univerzálního prostředku a vyvážecího návěsu. Vyvážecí traktor je specializovaný stroj, který nelze rozpojit. Oba stroje jsou vybaveny jeřábem s drapákem a nákladovým prostorem. Jejich funkcí je soustředování vytěženého dřeva (stromů pokácených a zpracovaných harvestorem), zajišťují dopravu kmenů/výřezů vyvážecí cestou porostem na skládku dřeva.



Obr. 2. Schéma probírkové těžby [1]



Obr. 3. Vyvážecí traktor Valmet 830 (vlevo) a vyvážecí souprava s hydraulickou rukou Kesla 304 [2]

2.1.1 Jeřáby pro lesnictví

Jeřáby pro lesnictví patří do kategorie zařízení pro dopravu jednotlivých i hromadných břemen. Jsou vybaveny drapákem či kleštěmi na dřevo. Obvykle je otočný svršek jejich výložníku uložen na podvozku. Spadají proto do kategorie vozidlových jeřábů. Vozidlové jeřáby se mohou pohybovat i na větší vzdálenosti, v případě lesnických jeřábů i v hůře propustném terénu. [3]

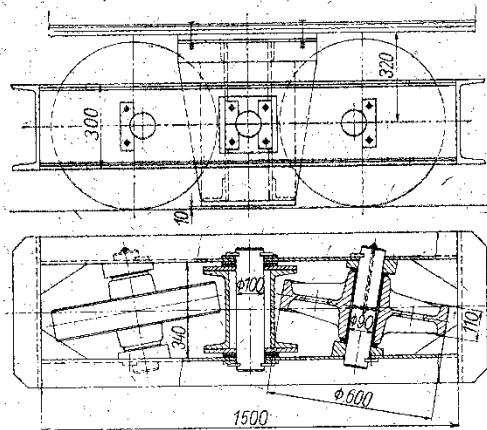
2.2 Konstrukční řešení otáčecích ústrojí

Vozidlové jeřáby jsou k podvozkům připevněny otáčecími ústrojími. Otáčecí ústrojí může být složené z několika částí, ovšem zcela zjednodušeně lze říci, že plní dvě základní funkce: musí zajistit spolehlivý přenos sil z jeřábu do podvozku a zajistit otáčivý pohyb sloupu.

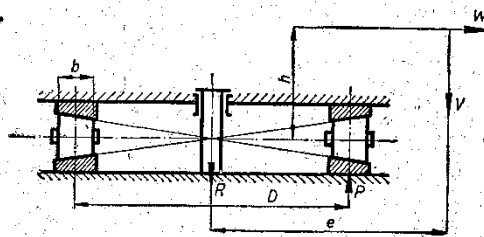
2.2.1 Uložení sloupu jeřábu (zachycení vertikálních sil i klopných momentů)

1) Oběžná kola a skroužená kolejnice

Jiným výrazem pro řešení otáčení oběžnými koly a skrouženou kolejnicí je zkratka „točnice“. Tyto jeřáby mívají čtyři až osm oběžných kol bez nákoků. Oběžná kola jsou zpravidla uložena na pouzdrech a zachycují svislé síly.



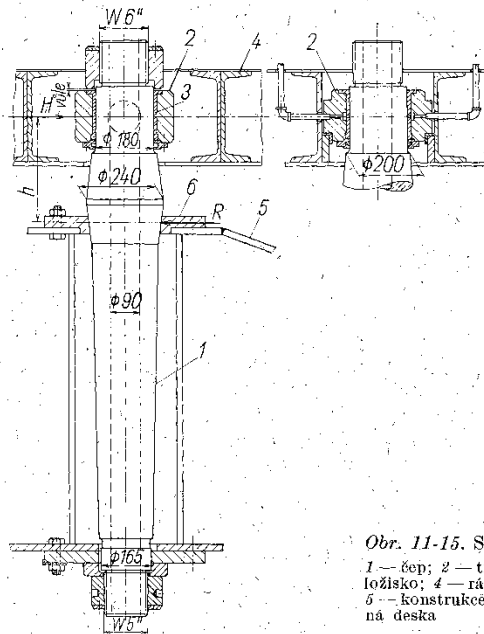
Obr. 4. Oběžná kola [3]



Obr. 13-1. Otočná část jeřábu
a) se středním čepem;

Obr. 5. Točnice se středním čepem [4]

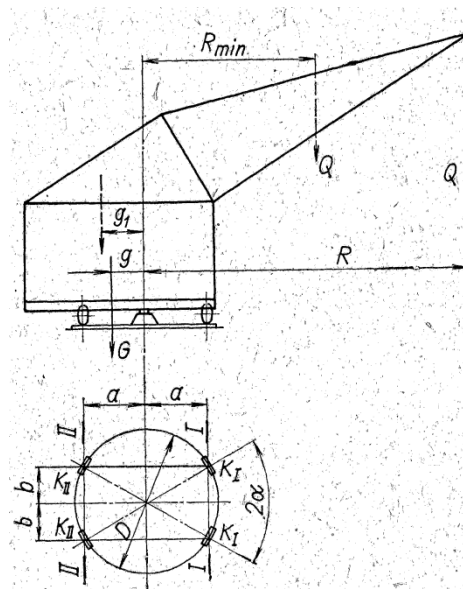
Osu otáčení jeřábu tvoří střední čep, který je obvykle pevně uložen ve vnější konstrukci. Čep zachycuje vodorovné síly: tlak větru, odstředivé síly při otáčení, tlak v zubech pastorku, zabírajícího do ozubeného věnce při otáčení, setrvačné síly na počátku a konci otáčení. [3,4]



Obr. 11-15. Střední čep
1 — čep; 2 — traverza; 3 — vodítko ložisko; 4 — rám otočného svršku; 5 — konstrukce portálu; 6 — ložisko na deska

Obr. 6. Střední čep [4]

Skroužená kolejnice by měla být podepřena tak, aby nebyla namáhána ohybem. Je dvoudílná, ve stycích sešroubovaná. Průměr kolejnice je určen tak, aby jeřáb byl stále stabilní. [3]



Obr. 7. Znáznornění otočného jeřábu na skroužené kolejnici [3]

2) Valivá ložiska

Umožňují relativní pohyb částí mechanismu a zároveň přenášejí síly. Mezi jejich přednosti patří: malé třecí síly, dobrá mechanická účinnost, tření při rozběhu je téměř stejné při rozběhu jako za chodu, malý statický moment, nepotřebují zaběhávání, snášejí vysoké otáčky i vysoké teploty, malá spotřeba maziva, snadná montáž a údržba, avšak mají větší rozměry a hmotnost při stejných parametrech než kluzná ložiska, špatně snášejí rázová zatížení, vyžadují větší přesnost při výrobě. Zpravidla se skládají z dvou kroužků, valivých těles a klece, která rozděluje valivá tělesa rovnoměrně po obvodě.

Valivá ložiska se dělí na radiální a axiální, avšak většina radiálních může zachycovat axiální síly a některá axiální zachycují i radiální síly. [5]

Valivá tělesa:

- kuličky
- válečky
- kuželíky
- soudečky
- jehly

U jeřábů a v průmyslových aplikacích se často používají valivá ložiska větších rozměrů, která mají na vnitřním či vnějším kroužku obrobena ozubení kvůli pohonu otáčení. Taková ložiska se označují jako „velkorozměrová ložiska“ či „valivá dráha“ a spadají pod normu ČSN 02 4665. Valivá dráha je dvouřadé axiální nebo radiální ložisko s kosoúhlým stykem pro spojení otočného svršku jeřábu s portálem. Existují dva způsoby provedení:

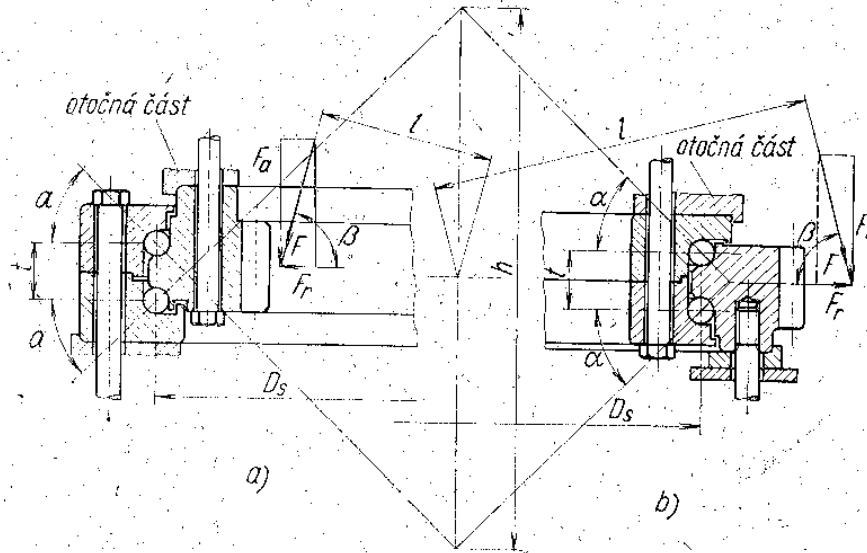
1. vnější kroužek je upevněn a otočná část je upevněna k vnitřnímu kroužku ložiska
2. vnitřní kroužek je upevněn a otočná část je upevněna k vnějšímu kroužku ložiska

Spojnice dotykových bodů kuliček vytvářejí tzv. stykové kužely, jejichž vrcholy leží na ose ložiska. Toto řešení má široké pole aplikací, především v manipulační technice (jeřáby, vozidlové jeřáby), stavební technice (rýpadla, nakladače), transportní technice, ve výrobním, hutním a potravinářském průmyslu, ve vojenské (tanky, děla, radary) i v lékařské technice. Od běžných kuličkových ložisek se liší:

- velikostí – valivá dráha má obvykle průměr 0,4 až 10 m, výjimečně až 40m.
- zatížením – valivá dráha přenáší kromě radiálních a axiálních sil i značné klopící momenty
- rychlostí – pracovní otáčky jsou velmi malé, přibližně 10 min^{-1} a obvykle pracují na omezeném rozsahu

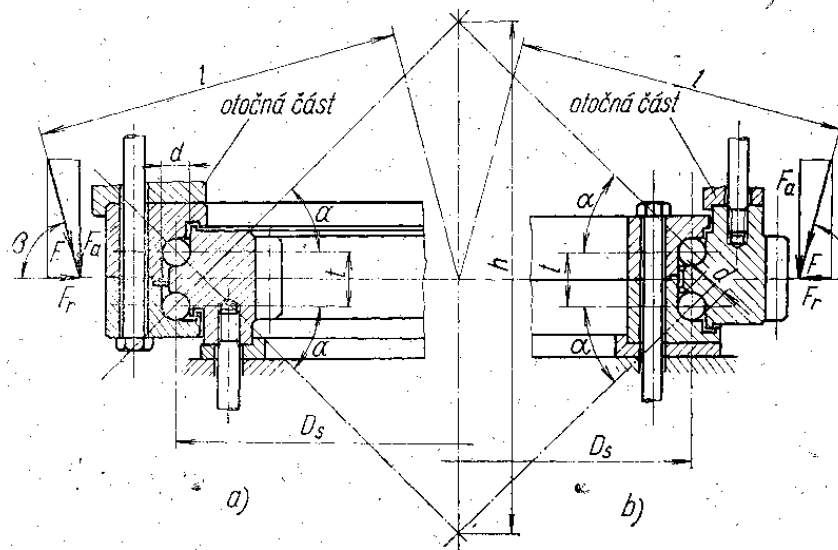
Důležitým prvkem u valivých ložisek je mazání. Jeho účelem je vytvořit stálý nosný film ve styku valivých těles na funkčních plochách kroužků a na kluzných

plochách klece a ochranu před korozí a těsní. Používá se plastické či kapalné mazivo. Přesto musí být ložisko utěsněno, protože znečištění elementů zásadně ovlivňuje životnost. [3,4,5]



Obr. 11-18. Dvouřadé axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, se zatíženým vnitřním kroužkem v úpravě a) nebo b)

Obr. 8. Vnější kroužek je upevněn, otočná část připojena k vnitřnímu kroužku ložiska; ozubení je obrobeno na vnitřním (vlevo) či na vnějším kroužku (vpravo) [4]



Obr. 11-19. Dvouřadé axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, se zatíženým vnějším kroužkem v úpravě a) nebo b)

Obr. 9. Vnitřní kroužek upevněn, otočná část připojena k vnějšímu kroužku ložiska; ozubení je obrobeno na vnitřním (vlevo) či na vnějším kroužku (vpravo) [4]

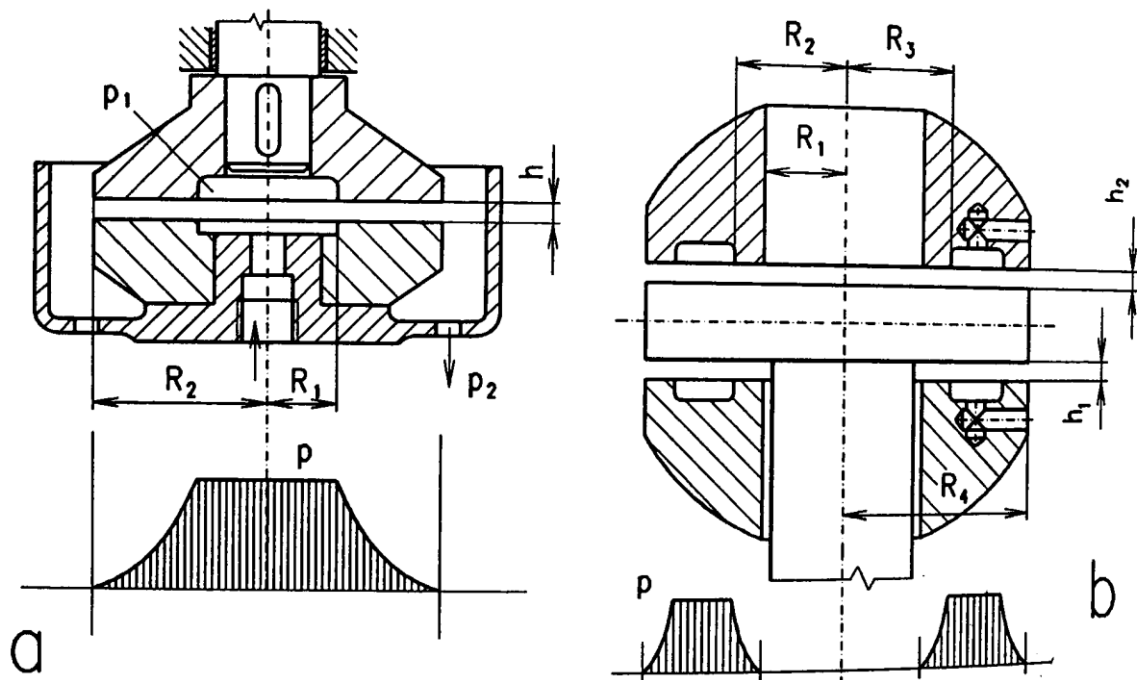
3) Kluzná ložiska

Vymezují vzájemnou polohu dvou relativně se pohybujících částí mechanismu, což je doprovázeno kluzným třením a opotřebením. Případy kluzného tření jsou:

- suché - bez přítomnosti maziva či jen s tuhým mazivem (grafit nebo sirník molybdeničitý); obecně se považuje za nežádoucí a snažíme se mu zabránit
- mezní - tloušťka vrstvy maziva nedostačuje a dochází k přímému dotyku nerovností
- tekutiné – relativně se pohybující plochy jsou úplně odděleny vrstvou maziva

Podle oblasti kluzného tření rozdělujeme i kluzná ložiska. Použití ložisek s tekutiným třením je z funkčního hlediska nejvhodnější kvůli nízkým třecím ztrátám a minimálnímu opotřebením ploch. Tekutiného tření lze dosáhnout buď relativním pohybem či přívodem maziva z vnějšího zdroje tlaku (hydrostatické mazání). [6]

U hydrostatických ložisek lze dosáhnout vysoké tuhosti a nosnosti – dělí se na radiální a axiální.

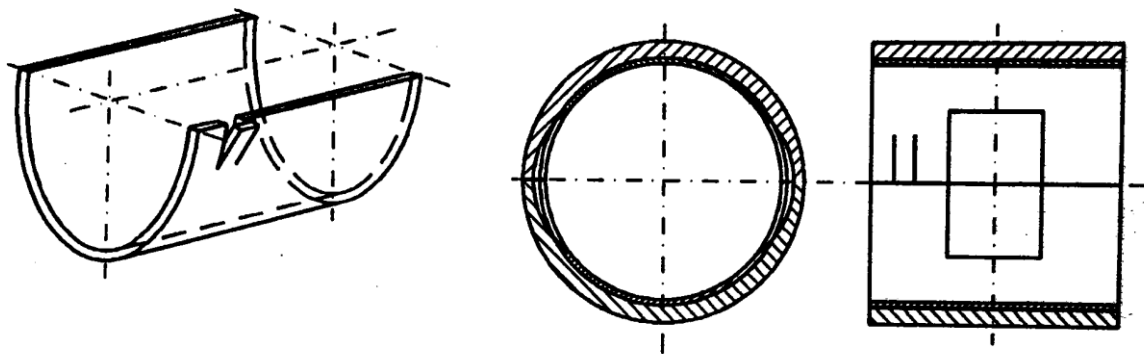


Obr. 10. Jednosměrné kotoučové a obousměrné prstencové axiální ložisko [6]

Ložiska bezmazná – lze je použít u strojů, kde z konstrukčních, provozních nebo ekonomických důvodů nelze zajistit dostatečné mazání, v těžko přístupných místech, u zařízení s občasným provozem či nízké požadované ceně. Rozlišují se:

- samomazná ložiska z pórovitých materiálů s vlastní zásobou maziva
- ložiska z několikavrstvých materiálů (uhlíkové materiály, plasty, kompozity)

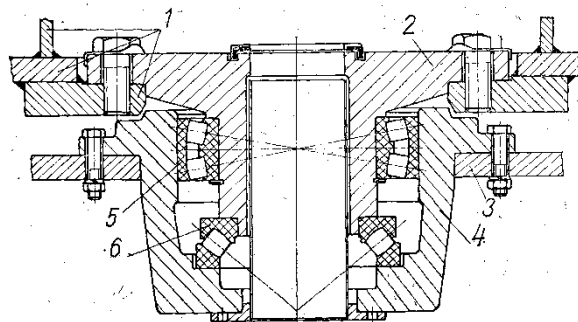
U bezmazných ložisek dochází k vyššímu opotřebení, třecí teplo se odvádí pouze tělesem. Důsledkem toho lze s nimi dosáhnout jen nižší rychlosti. Jejich životnost je omezena opotřebením kluzných ploch.



Obr. 11. Tenkostěnná mazací pánev a její kapsa [6]

4) Příklady uložení sloupu jeřábu

U starších jeřábů je často konstrukce řešena takovým způsobem, že vnější síly jsou zachyceny buď pevným nebo otočným sloupem. Oproti řešení s oběžnými koly a skrouženou kolejnicí se jedná o výrazně lehčí, modernější konstrukci.

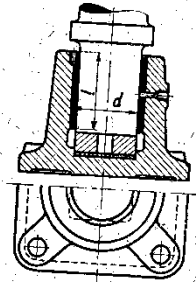


Obr. 11-22. Patní ložisko sloupu

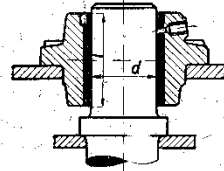
1 — ocelová konstrukce sloupu; 2 — čep sloupu; 3 — ocelová konstrukce portálu; 4 — těleso ložiska; 5 — radiální valivé ložisko; 6 — axiální valivé ložisko

Obr. 12. Patní ložisko sloupu [4]

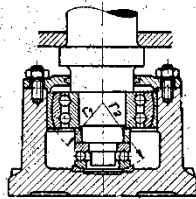
Sloup je mnohdy uložen ve dvou ložiskách (valivých či kluzných): horním, které je zatíženo jen radiálními silami, a dolním, které přenáší radiální i axiální síly.



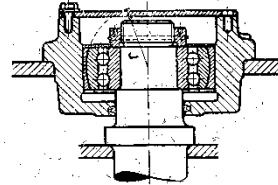
Obr. 12-8a. Dolní ložisko kluzné



Obr. 12-8b. Horní ložisko kluzné

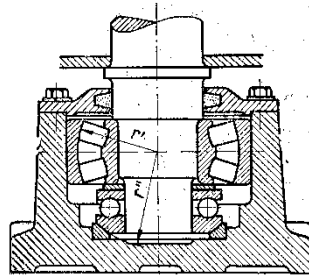


Obr. 12-9a. Dolní ložisko valivé
(kuličkové)

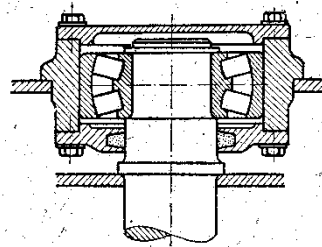


Obr. 12-9b. Horní ložisko valivé
(kuličkové)

Obr. 13. Různá řešení s kombinací valivého a kluzného ložiska [3]

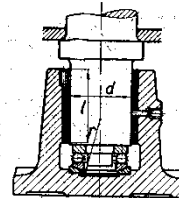


Obr. 12-10a. Dolní ložisko valivé.
(válečkové)

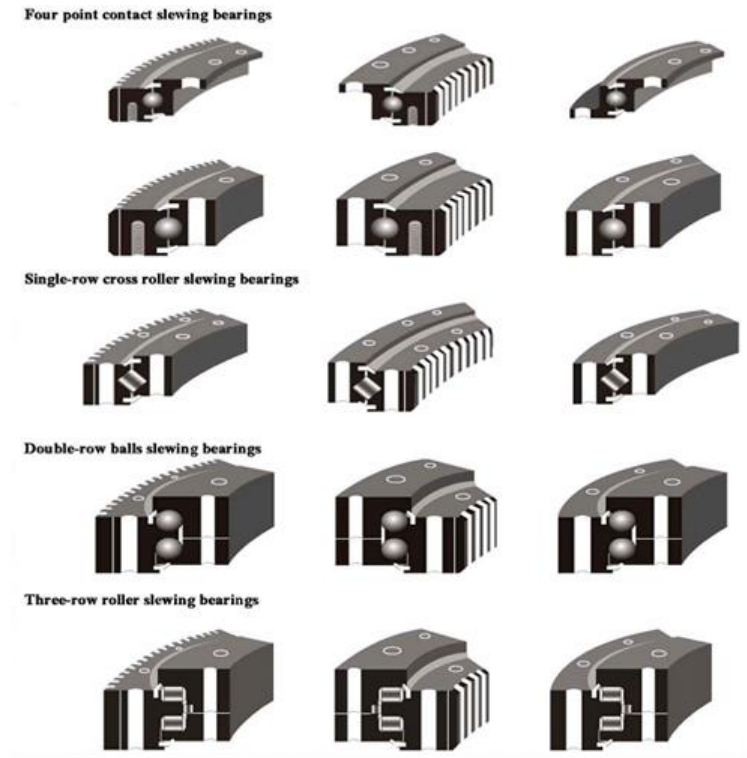


Obr. 12-10b. Horní ložisko valivé
(válečkové)

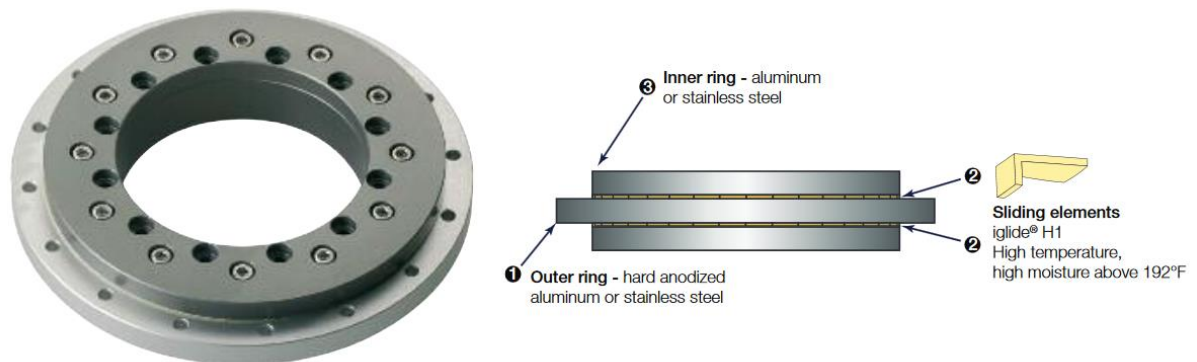
Obr. 12-11. Dolní ložisko kombinované



Obr. 14. Používá se i kombinované dolní ložisko [3]



Obr. 15. Různé druhy konstrukce valivých drah: čtyřbodová ložiska, jedno a dvou a třífadá ložiska, válečková ložiska [7]

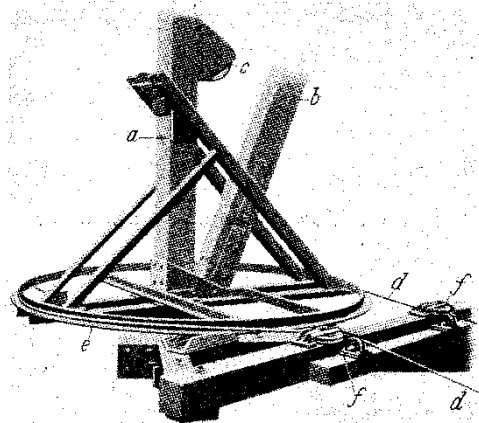


Obr. 16. Konstrukce kluzných bezúdržbových otočných ložisek firmy IGUS; vnitřní kroužek je vyrobený z hliníku či nerezové oceli, vnější kroužek z tvrzeného hliníku či nerezové oceli, mezi nimi jsou kluzné elementy [8]

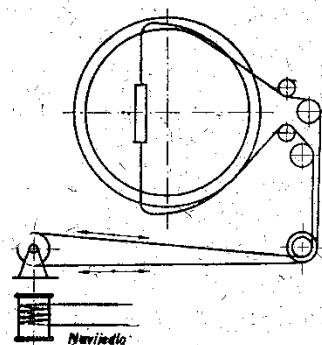
2.2.2 Pohon otáčení

1) Lanový převod

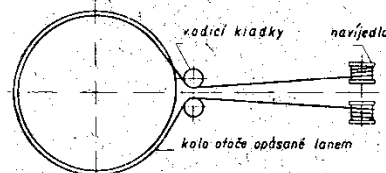
Zastaralé řešení. Jeřábem otáčí skroužený L profil, tzv. „lanáč“, který je opásán lanem. Lano se navíjí na hnací bubnu. Průměr „lanáče“ je 2 až 3 m, ve výjimečných případech až 6 m. Výkon se přenáší z hnaného na hnané kolo odporem tření. Pro přenos krouticího momentu je proto nutné dostatečné předepnutí lana.



Obr. 17. Lanový pohon [4]



◀ Obr. 12-22a. Schéma vedení lana k otáčení věže (jeden hnací bubna).



Obr. 12-22b. Schéma vedení lana k otáčení věže (dva hnací bubny)

Obr. 18. Schéma lanového pohonu [4]

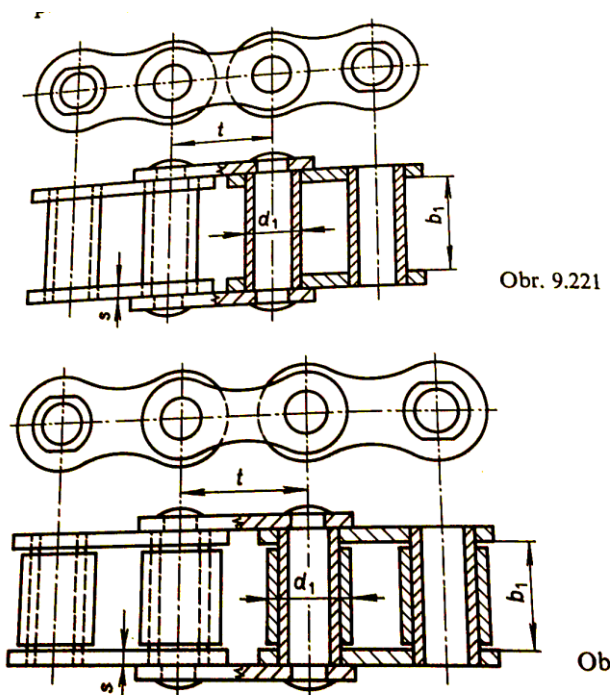


2) Řetězový převod

Výkon (obvykle menší až střední do 100 kW) je přenášen tlakem mezi zuby kola a řetězem. Výkon se přenáší mezi rovnoběžnými hřídelemi. Převodový poměr obvykle $i \leq 7$. Může pracovat i v nepříznivém prostředí (vlhko, prach, vysoké teploty), řetěz není nutné příliš napínat, z čehož plyne malé namáhání hřídelů a ložisek, vysoká mechanická účinnost (až 98%), snadná montáž, malé udržovací náklady, dlouhá trvanlivost. Nevýhody řetězového převodu jsou: nerovnoměrný chod při použití řetězového kola s malým počtem zubů, zvětšování délky řetězu při opotřebení, takže vzdálenost os hřídelů musí být stavitelná (jeden hřídel musí být posuvný) nebo musí být použita napínací kladka. Řetězy také vykazují vyšší podélnou tuhost, což znamená horší tlumení rázů a výkyvů v zatížení. [9,10]

Typy normalizovaných řetězů:

- pouzdrové (12 m/s; pro aplikace s malou obvodovou rychlostí $v=3$ m/s se používá řetěz pomaloběžný ČSN 02 3329)
- válečkové (až 25 m/s)
- čepové
- kloubové (Erwartovy)



Obr. 19. Nejpoužívanější typy řetězů: pouzdrový řetěz je nahoře, dole je válečkový [9]

Pouzdrový řetěz - vnější ocelové destičky jsou pevně spojeny s čepy, do vnitřních jsou pevně nalisována pouzdra, která se volně otáčejí na čepech. Konstrukce válečkového řetězu má oproti pouzdrovému navíc na pouzdru navlečen otočný dutý váleček, který snižuje tření mezi řetězem a zuby. [9]

3) Převod ozubenými koly

Je nejrozšířenější druh převodových mechanismů. Výkon je přenášen z hnacího kola (pastorku) na hnané kolo (ozubené kolo) tlakem mezi zuby. Do ozubeného věnce zabírá pastorek poháněný převody od motoru. Věnc je buď pevně uložen na neotočné části jeřábu a hnací ústrojí s pastorkem na otočné části, či naopak.

Poměr úhlových rychlostí hnacího ω_1 a hnaného hřídele ω_2 se nazývá převodový poměr.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1)$$

U převodů s ozubenými koly a řetězových převodů jsou otáčky hnaného hřídele vždy zcela určitým násobkem otáček hnacího hřídele – převodový poměr je stálý. Takové převody se nazývají přesné. Obvodové rychlosti jsou stejné $v_1 = v_2$. Proto lze vztah napsat jako:

$$i = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2)$$

kde z_2 je počet zubů hnaného kola a z_1 počet zubů hnacího kola. ozubená kola válcová

Ozubený věnc je radiálně vymezen plochou hlavovou a plochou patní, které jsou sousedé. Podle jejich vzájemné polohy rozeznáváme

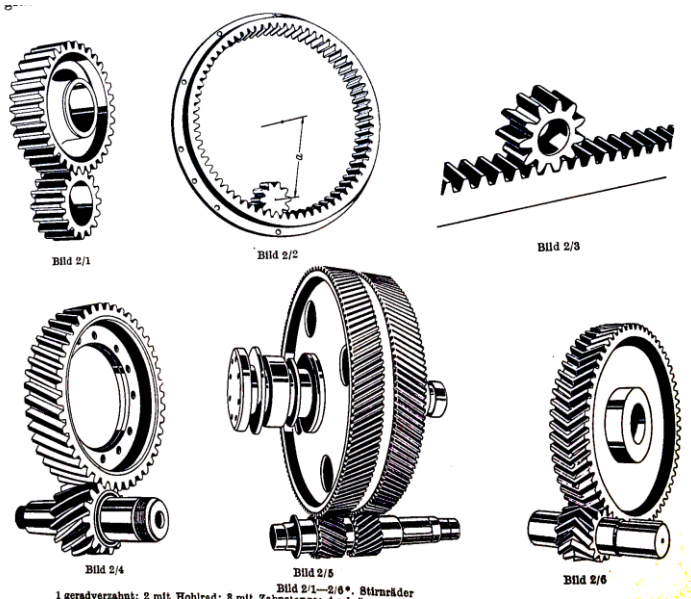
- kola s vnějším ozubením
- kola s vnitřním ozubením

Ozubené kolo je vždy charakterizováno:

- počty zubů z_1, z_2
- součiniteli posunutí x_1, x_2
- parametry základního profilu společnými pro obě kola, m, α, h_a, c, r_f
- převodovým poměrem i
- osovou vzdáleností a_w

Válcová ozubená kola dělíme:

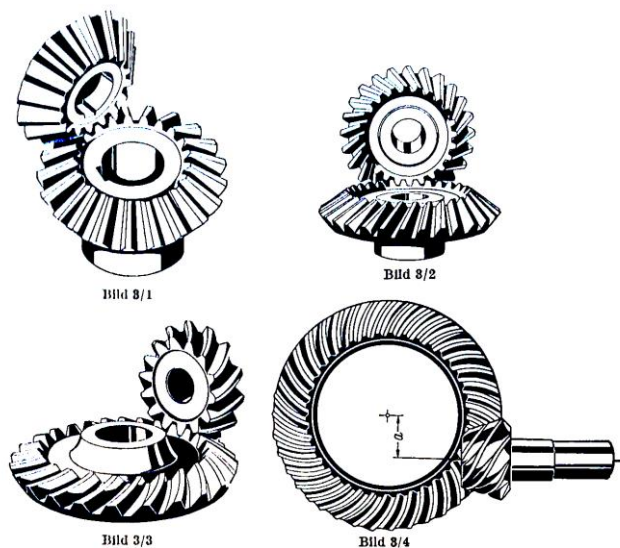
- s přímými zuby
- s šikmými zuby – stále častější použití na úkor kol se zuby přímými. Ty převyšuje hlavně díky pozvolnému vstupu i výstupu zubových dvojic do a ze záběru, většímu součiniteli záběru, klidnějšímu a tiššímu chodu, rovnoměrnějšímu zatížení zubů. Nevýhodou je vznikající axiální síla.



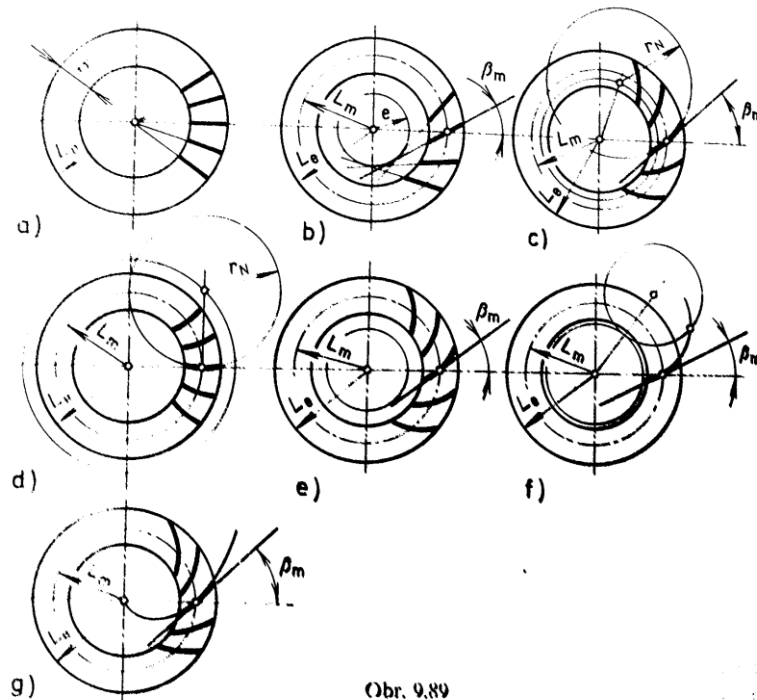
Obr. 20. Ozubení vnější/vnitřní, ozubený hřeben, šikmé, dvojnásobně šikmé a šípové

b) ozubená kola kuželová

Slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi různoběžnými hřídelemi. Úhel mezi osami je převážně 90 stupňů. V praxi se používá celá řada konstrukčních variant a typů ozubení (přímé, šikmé, zakřivené). Oproti válcovým ozubeným kolům jsou náročnější na výrobu i montáž. U přímých hrozí hranový záběr a snížená životnost – jsou tedy vhodné pro méně náročné převody a nižší obvodové rychlosti ($v=2$ až 3 m/s). Při vyšších rychlostech a zatížení je lepší použít kuželových převodů se šikmými a zakřivenými zuby. Převodový poměr je obvykle $i \leq 8$. Žádoucí je přitom otáčivý pohyb převážně v jednom směru. Axiální síly v ozubení působí tak, že kola vytlačují ze záběru. Při změně smyslu otáčení je pastorek vtahován do kola.



Obr. 21. Kuželové ozubené převody [11]

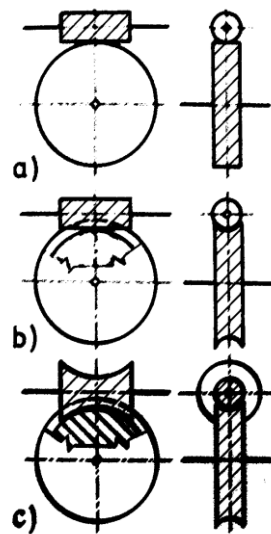


Obr. 22

Obr. 22. Rozdělení kuželových kol podle zakřivení zubů a) přímé b) šikmé c) kruhové zuby d) kruhové zuby Gleason e) paloidní zuby Klingelnberg f) eloidní zuby Oerlikon Spiromatic g) spirální zuby (všechny jsou levá) [9]

c) šnekové soukolí

Slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi mimoběžnými hřídelemi. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji 90 stupňů. Šnekový převod lze považovat za zvláštní případ šroubového soukolí válcového, u něhož počet zubů jednoho kola klesl na minimum (například $z_1=1,2,3$). Toto kolo je označováno jako šnek (připomíná šroub) a spolu zabírající člen jako šnekové kolo. Mohou přenášet velké výkony 60 kW) a dosáhnout velkých převodových poměrů v jednom stupni (až $i=80$). Mají přitom malé rozměry a hmotnost. Nevýhodou je velký skluz v ozubení způsobující velké ztráty třením a nižší účinnost. Výroba šnekového ozubení je dražší (kola se vyrábějí z bronz, litiny či mosazi) a životnost nižší než u valivých převodů. Další nevýhoda tkví v nízké účinnosti šnekového převodu v opačném směru, tj. z věnce na šnek. Při brzdění, kdy je hnacím členem otočná část jeřábu, tedy hrozí nebezpečí poškození mechanismu. Další nevýhodou oproti čelnímu ozubení je nižší účinnost.



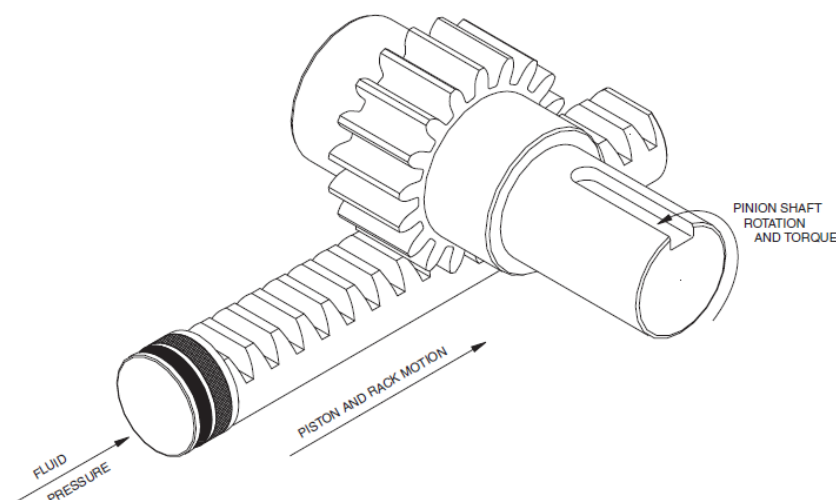
Obr. 23. Šneková soukolí se dělí na soukolí: a) válcová b) smíšená (kolo je globoidní) c) globoidní (šnek i kolo je globoidní)

Válcová soukolí se používají jen v podřadných případech. Základní dělení soukolí je proto na a) šneková soukolí se šnekem válcovým b) šneková soukolí se šnekem globoidním. Šneková kola jsou v obou případech globoidní.

4) Příklady pohonů otáčení

a) Hydraulický válec a ozubený hřeben (v angličtině „rack and pinion“)

Je založeno na převodu posuvného pohybu hydraulického válce s hřebenovým ozubením na pístnici na rotační pohyb čepu s vnějším ozubením.



Obr. 24. Princip funkce: tlak hydraulické kapaliny v pístu se mění na rotační pohyb hřídele [13]

Využívá se v široké škále aplikací, nejen v manipulační technice, ale i v těžkém, energetickém, těžebním a výrobním průmyslu. Jeho výhodami jsou: schopnost přenášet velký krouticí moment, vysoká účinnost (85-90%) a téměř bezúdržbové řešení. Díky téměř dokonalému těsnění může pod zatížením držet jakoukoli pozici. Nevýhodou je omezený prostor a tudíž omezený otáčecí úhel čepu. Obvyklý rozsah otáčecího úhlu β na malých a středních jeřábech je přibližně 400° . Odtud lze spočítat délku hřebenu l_h jako:

$$l_h = \frac{\beta}{360} \cdot \pi \cdot d_r + \pi \cdot \frac{d_r}{2}, \quad (3)$$

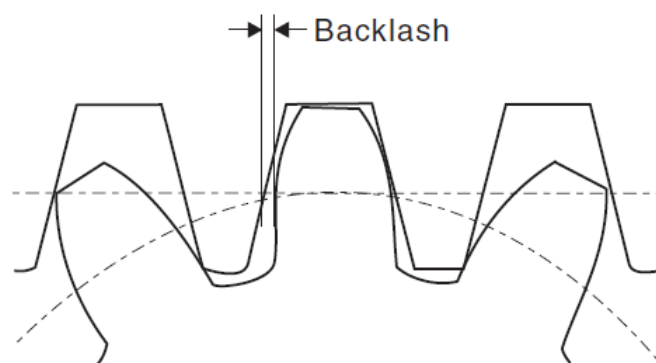
kde d_r - roztečná kružnice ozubeného čepu

Pokud tedy zvolíme konstrukční řešení na šířku vozidla, jsme jí značně omezeni. Při vyšších zatíženích jeřábu jsme také nuceni zvětšit roztečnou kružnici čepu a tedy snížit rozsah otáčecího úhlu. Druhé řešení je přidání druhého hřebenu, čímž se zdvojnásobí krouticí moment a vyrovná zatížení ložisek čepu. Důležitým parametrem je také přesnost pohonu či manévrovatelnost. Ta závisí na vůli v ozubení, která může být až $0,5^\circ$. Proto lze v místě zubového styku umístit kluznou kulisu, která styk předejme a vůli eliminuje. Tím však utrpí celková účinnost.

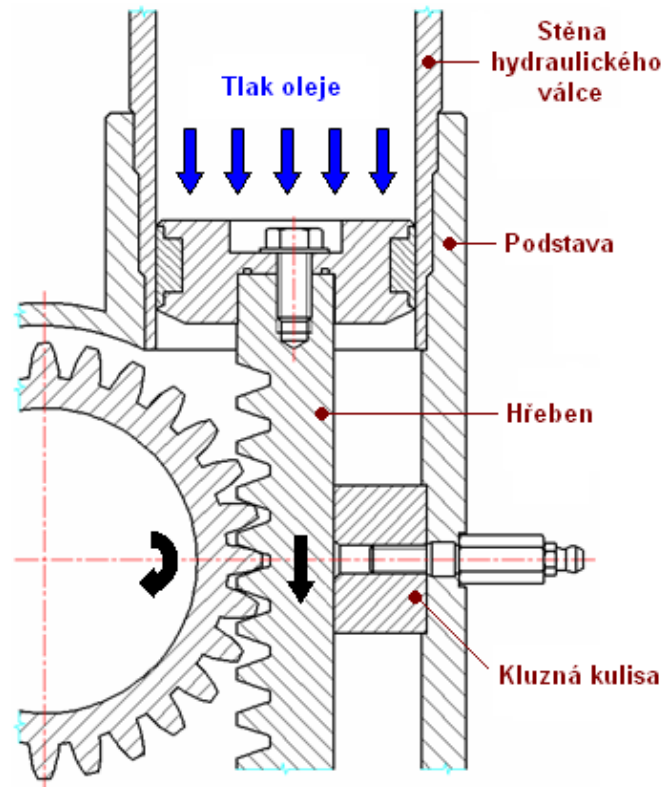
Teoretický krouticí moment M_k hydraulického válce s jedním hřebenem je:

$$M_k = p \cdot S \cdot d_r / 2, \quad (4)$$

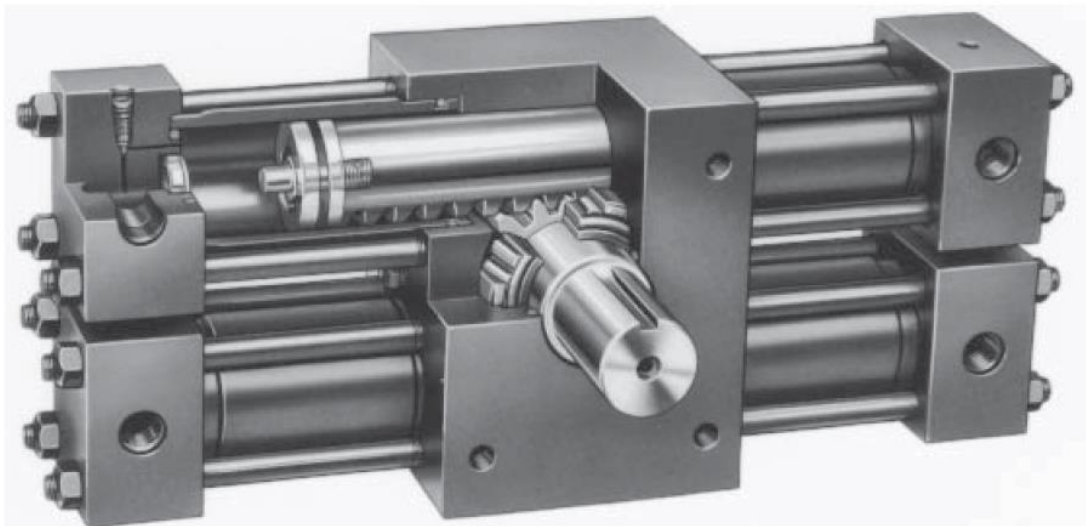
kde p =tlak, S =plocha pístu, d_r =roztečná kružnice ozubení [12]



Obr. 25. Vůle ovlivňující manévrovatelnost [13]



Obr. 26. Princip fungování hřebenového pohonu [12]



Obr. 27. Hydraulický aktuátor založený na principu ozubeného hřebene od firmy Parker [13]

b) Otáčecí ústrojí s ozubeným věncem a pastorkem

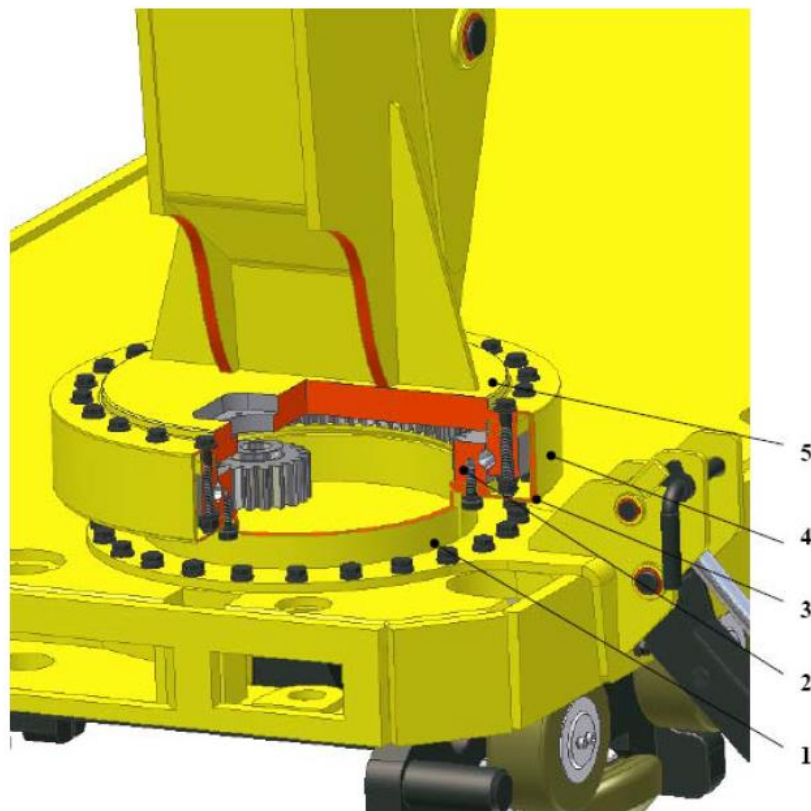
Rotační pohyb se realizuje pomocí pastorku, který zabírá do ozubeného věnce. Pastorek je obvykle hnaný hydromotorem, ovšem v různých aplikacích i elektromotorem. Nesporná výhoda oproti pohonu hřebenem je neomezený rozsah otáčení, omezený pouze přívodem hydraulické kapaliny. Je totiž nutné přivést kapalinu od čerpadla, které se nachází mimo těleso jeřábu, na těleso jeřábu. Jeřábu však musí být umožněn rotační pohyb. Řešením tohoto problému je zařízení zvané „otočný přívod“ (v angličtině „rotary distributor“). Jeho cena však může být dosti vysoká, což toto řešení předurčuje spíše pro těžkou kategorii jeřábů.

V současnosti se vyrábí otočné jednotky, které v sobě zahrnují kuličkovou dráhu/ložisko, hydraulický či elektrický motor a dokonale uzavřenou skříň. Dalším příslušenstvím je brzda a/nebo přídavná planetová převodovka. Tyto otočné jednotky dosahují točivého momentu až 50 kNm.

Moment na výstupním hřídeli (sloupu jeřábu) lze vyjádřit takto:

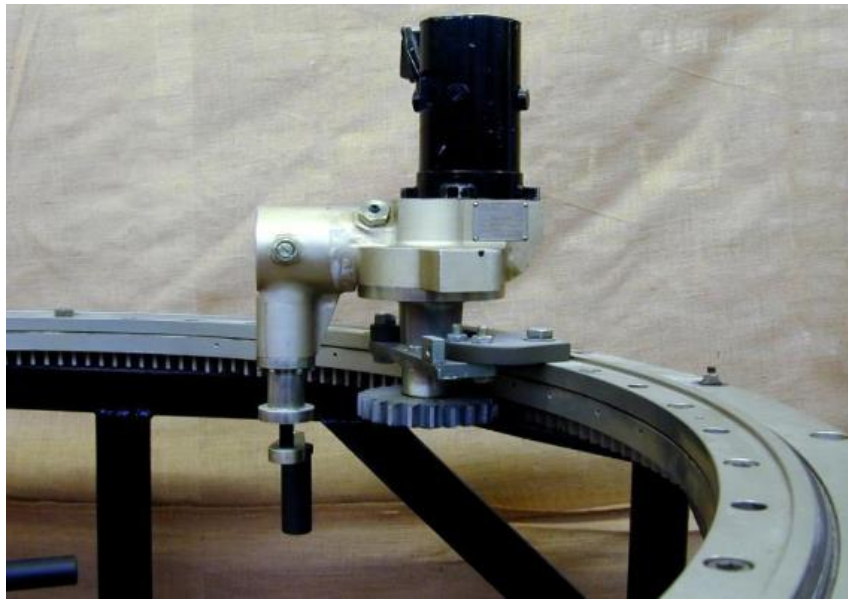
$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i \cdot \eta, \quad (5)$$

kde M_{k2} je krouticí moment na výstupu, M_{k1} je krouticí moment na vstupu a η je účinnost převodu.

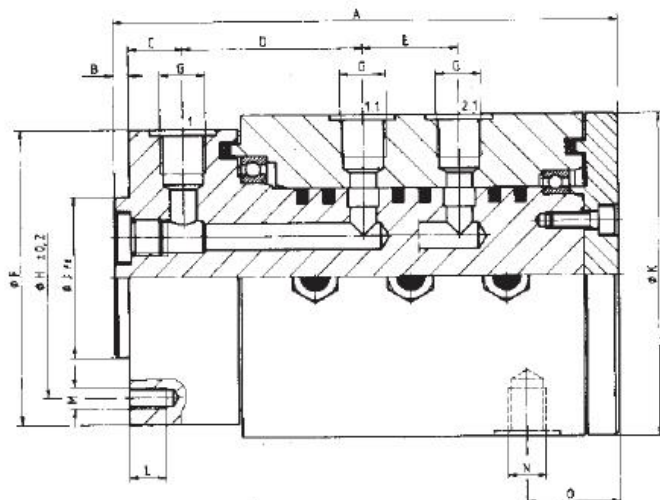


Obr. 28. Otáčecí ústrojí poháněné rotačním hydromotorem; 1 - základna, 2 – velkorozměrové ložisko s vnitřním ozubením, 3,4 – kryt, 5 – sloup jeřábu [7]

Tento způsob pohonu otáčení nalezneme i u otočných věží bojových tanků. Podobně jako u jeřábů i zde je nutnost rychlých a zároveň přesných pohybů. V minulosti se většinou jednalo o samostatné elektrohydraulické jednotky. Elektromotor je zde přímo napojen na axiální hydraulické čerpadlo, které pohání hydraulickou kapalinu do okruhu s hydraulickým akumulátorem. U moderních tanků se již dosazují elektromechanické jednotky, u kterých díky elektrickým motorům s dostatečným momentem odpadá nutnost montovat převodovky. U těchto pohonů dosahují výrobci rychlosti až 7 otáček za minutu.



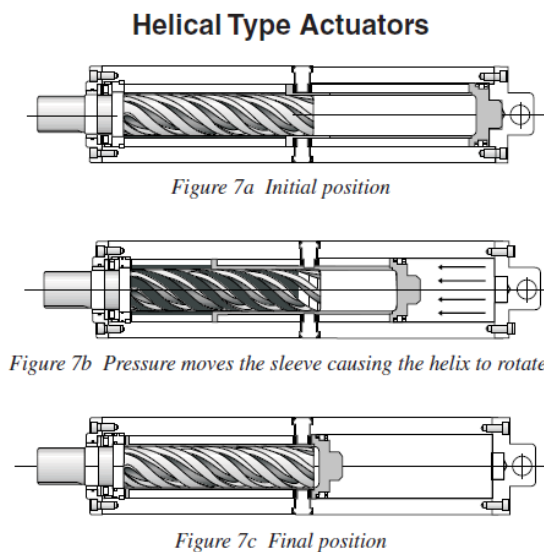
Obr. 29. Elektromechanický pohon firmy Repaircraft PLC [14]



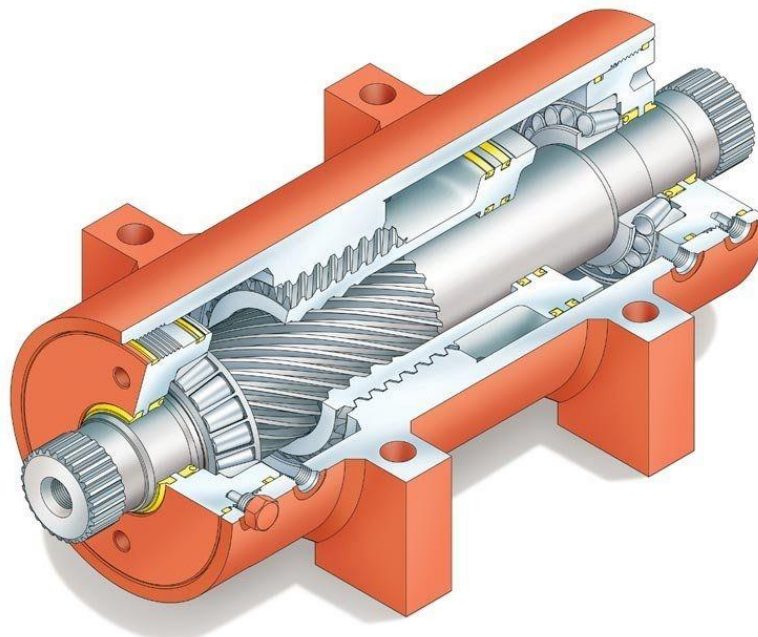
Obr. 30. Rotační dělič firmy Hunger Maschinen [15]

c) Hydraulický šroubový aktuátor (v angličtině „helical rotary actuator“)

Tento moderní avšak málo rozšířený aktuátor se skládá z válce, který zastupuje funkci pístnice hydraulického válce, a z rotujícího výstupního hřídele, který je uložen ve válcovém pouzdru. Posuvný pohyb válcového pouzdra se díky šroubovici na vnitřní a někdy i vnější straně a pevné ozubené matici mění na rotační pohyb. Výsledný kroutící moment je přímo závislý na úhlu šroubovice, tlaku v systému, ploše pístu a na roztečné kružnici ozubení. Tento typ aktuátoru je jeden z nejmenších ale zároveň i nejdražších.



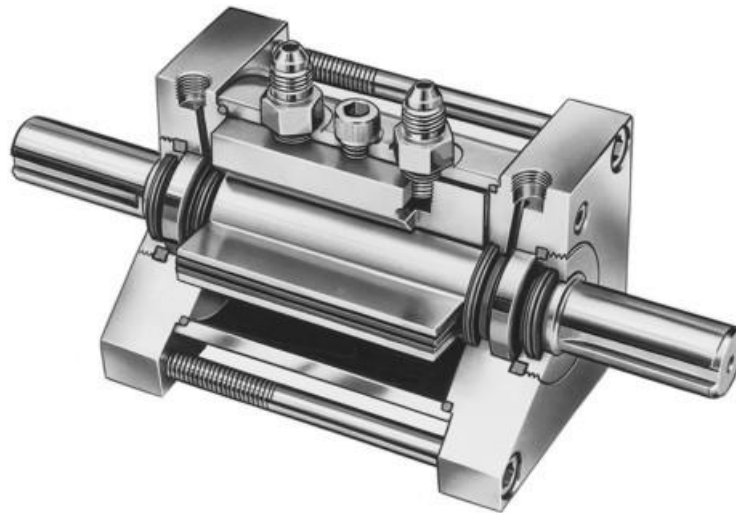
Obr. 31. Princip fungování šroubového aktuátoru [13]



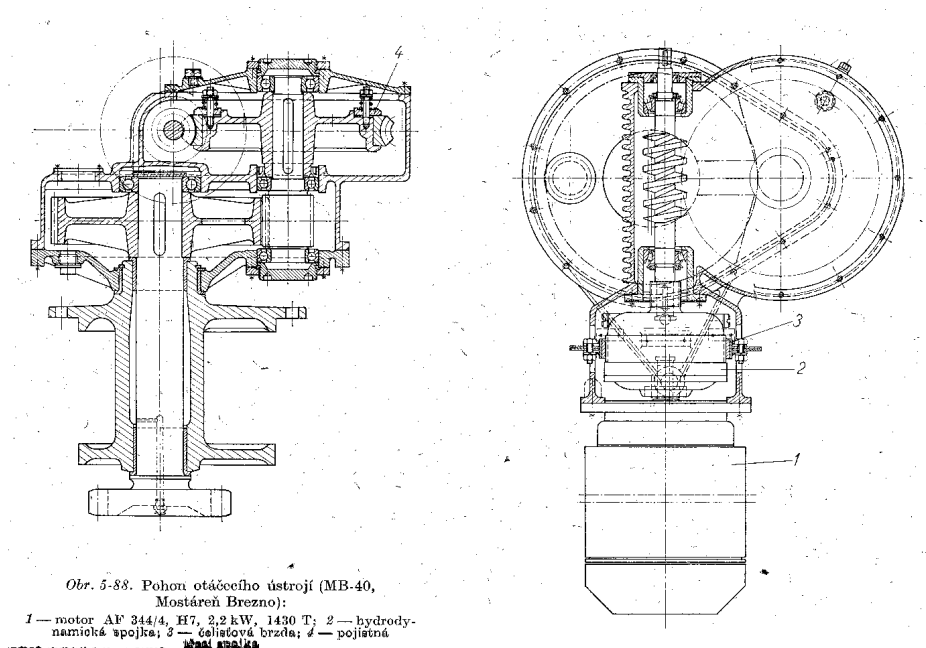
Obr. 32. Řez hydraulickým aktuátorem se šikmým ozubením [13]

d) Hydraulický lamelový aktuátor

Skládá se z jedné nebo dvou lamel připevněných k rotoru umístěnému v uzavřeném domku - statoru. Otáčecí úhel jednolamelového motoru je přibližně 280° , dvoulamelového přibližně 100° . Tlak média na plochu lamely vytváří krouticí moment. Ten je přímo závislý na ploše lamely a systémovém tlaku. V praxi se používají pneumatické i hydraulické lamelové aktuátory.



Obr. 33. Schéma lamelového aktuátoru firmy Parker [13]



Obr. 34. Šnekový pohon otoče [3]

2.3 Rešerše trhu

Kesla

Společnost Kesla byla založena roku 1960 finským farmářem Antti Kärkkäinenem. V roce 2015 je stále rodinnou firmou, jejíž akcie se obchodují na burze v Helsinkách. Ve firemní továrně a v kancelářích ve Finsku a Německu je zaměstnáno 275 lidí. Zabývá se návrhem a výrobou lesnických strojů. Mezi jejich produkty patří: jeřáby pro lesnické stroje, drapáky, vyvažecí návěsy, harvestorové hlavy, štěpkovače.

Firma vyrábí jeřáby (či hydraulické ruky) v několika výkonnostních řadách. Dále se dělí podle určení pro vyvažecí návěsy a traktory a pro harvestorové hlavy. Jeřáby pro harvestorové hlavy obecně musí zvládnout přenášet větší zatížení, protože kromě břemene-stromu nese harvestorovou hlavu, která samotná může vážit přes 1000 kg.

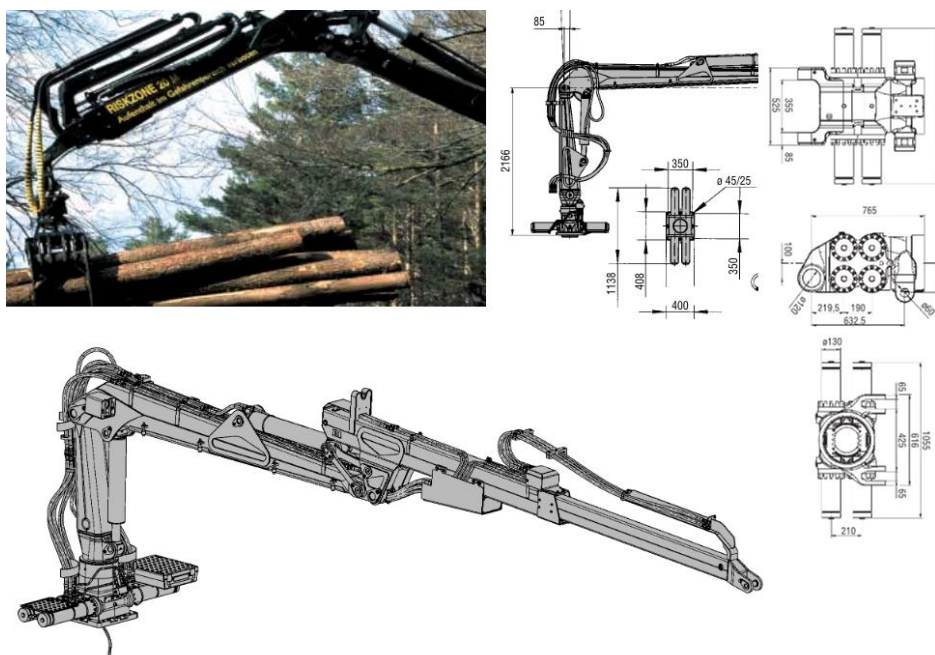
Z jejich katalogu jeřábů určených pro lesnictví lze vyvodit závěr, že otoče jeřábů pro harvestorové hlavy jsou řešeny pomocí valivé dráhy s rotačním hydromotorem (na obrázku 35 nahoře), zatímco menší jeřáby určené pro vyvažecí nápravy a traktory mají vždy otoče s hydraulickými válci s ozubeným hřebenem (na obrázku 35 dole). Z hlediska nosnosti lze tedy říct, že těžší jeřáby s klopnými momenty od 90 kNm do 140 kNm mají jiný typ otoče než lehčí jeřáby s klopnými momenty od 40 kNm do 70 kNm.



Obr. 35. Jeřáby firmy Kesla [16]

Waratah

Firma vyrábějící výhradně jeřáby pro lesní techniku s více než čtyřicetiletou historií. Jejich továrny sídlí ve Finsku a na Novém Zélandu a její výrobky se prodávají po celém světě. Stejně jako u firmy Kesla lze jeřáby firmy Waratah rozdělit nejprve na těžší pro harvestorové hlavice a lehčí pro vyvážecí traktory. Firma Waratah však otáčení svých jeřábů řeší výhradně pomocí hydraulického válce a ozubeného hřebenu. U svých nejtěžších jeřábů pro harvestorové hlavice, které jsou schopny přenést klopný moment až 210 kNm, používají otoče s čtyřmi hřebeny (na obrázku 36 vpravo).

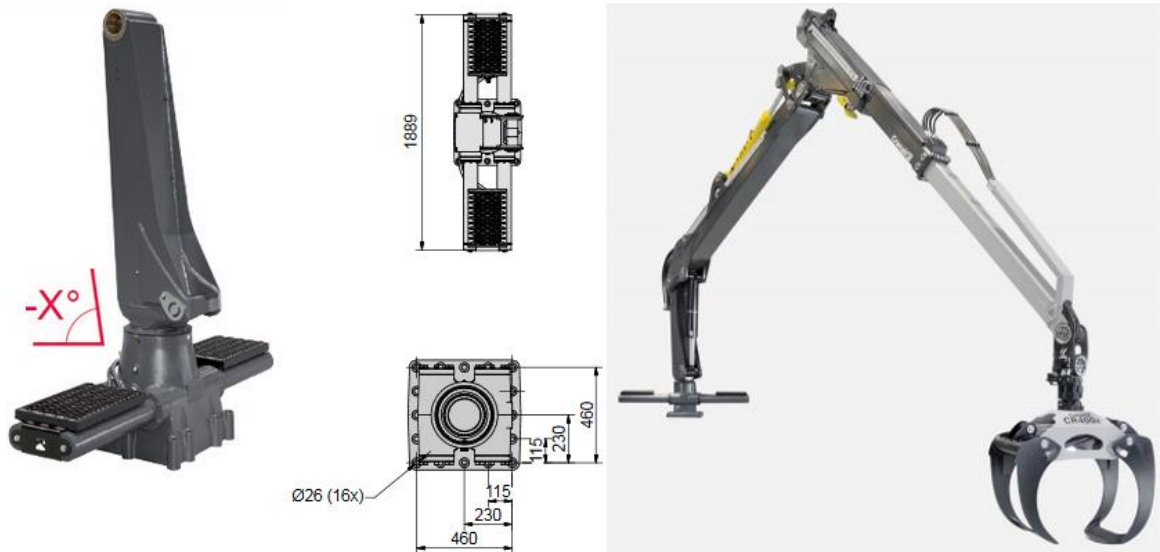


Obr. 36. Jeřáby firmy Waratah [17]

Cranab

Firma sídlící na severu Švédska. Byla založena roku 1963 a už od počátku se její výroba zaměřovala na lesnické jeřáby, které byly zpočátku velmi jednoduché. Měly pouze jedno rameno, na které působil hydraulický válec. Postupem času své jeřáby zlepšovali, rameno bylo složitelné, byl přidán drapák. Následovala rychlá expanze nejprve na skandinávské trhy, později i na jugoslávský a francouzský trh.

Jeřáby této firmy se rovněž dělí do dvou kategorií: harvestorové jeřáby (s maximálním klopným momentem 39 a 46 kNm) a vyvážecí jeřáby (22 kNm až 53 kNm). Jeřáby obou kategorií používají otoč s hydraulickým válcem a ozubeným hřebenem.



Obr. 37. Jeřáby firmy Cranab [18]

Palfinger

Firma byla založena roku 1932 Richardem Palfingerem, ovšem na mobilní jeřáby se zaměřila až v šedesátých letech, kdy vedení převzal jeho syn, Hubert. Tato firma si nechala patentovat řešení, která jsou dnes už považována za normu, například výsuvné rameno nebo zařízení proti přetížení hydraulického systému. V současnosti má 32 továren po celém světě. Vyrábí mobilní jeřáby, pracovní plošiny, hákové nakladače. Mechanismus otáčení je řešen šnekovým, hřebenovým či pastorkovým způsobem.



Obr. 38. Jeřáby firmy Palfinger [19]

Stepa Steindl-Palfinger

Do skupiny Palfinger patří firma Stepa, která je zaměřena na zemědělské a lesnické jeřáby. Kromě speciálních stacionárních i samohybných jeřábů určených pro zemědělce vyrábí vyvážecí návěsy i jeřáby, které lze montovat i na tříbodový závěs univerzálního traktoru. Sortiment této firmy je z hlediska této diplomové práce zajímavý tím, že ty nejmenší modely vyvážecích jeřábů (s dovoleným klopným momentem 30 kNm) a jeřáby určené pro montáž do tříbodového závěsu traktorů (s dovoleným klopným momentem až 72 kNm) používají otočný systém s ozubeným pastorkem a rotačním hydromotorem.



Obr. 39. Jeřáby firmy Stepa [20]



2.4 Patentová rešerše

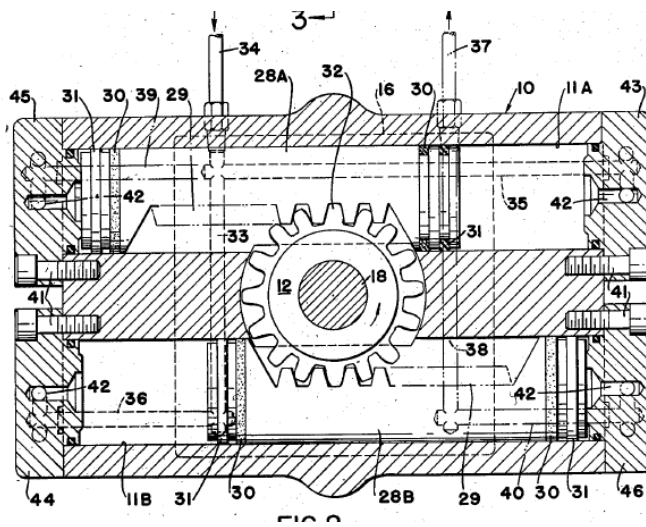
1) Název: Fluid pressure torque converter (konvertor hydraulického tlaku na krouticí moment)

Autor: Carl Steiner

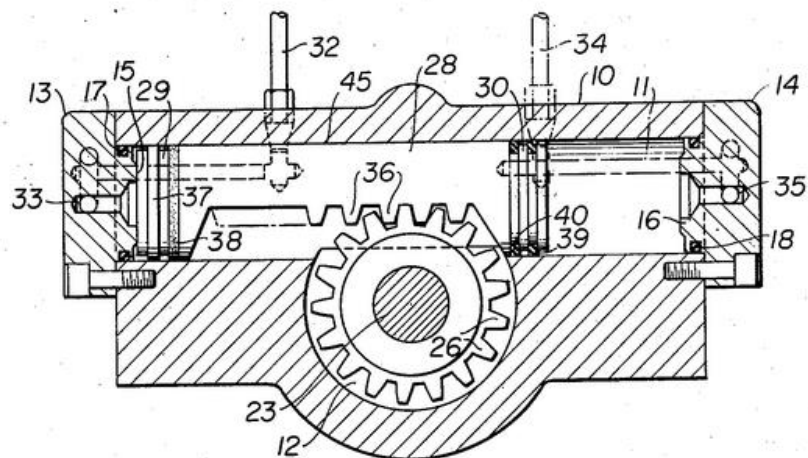
Datum publikování: 22. 7. 1958

Číslo: US2844127A a US2844127A

Popis: Popsané zařízení má dvě komory. V první je umístěn píst, ve kterém je obrobeno ozubení. Ozubený sloup je umístěn v druhé komoře. Píst je v záběru se sloupem. Přísunem tlakové kapaliny na jeden či druhý konec pístu se píst posouvá. Díky ozubení se tento lineární pohyb mění na rotační pohyb sloupu. Díky použití dvou souběžných pístů se předchází zbytečnému namáhání sloupu. Patent popisuje další prvky pro zvýšení efektivity mechanismu: prvek pro přitlačení pístu na ozubení sloupu, dvojici těsnících a stíracích kroužků na koncích pístů.



Obr. 40. US2844127A [21]



Obr. 41. US2844128A [21]

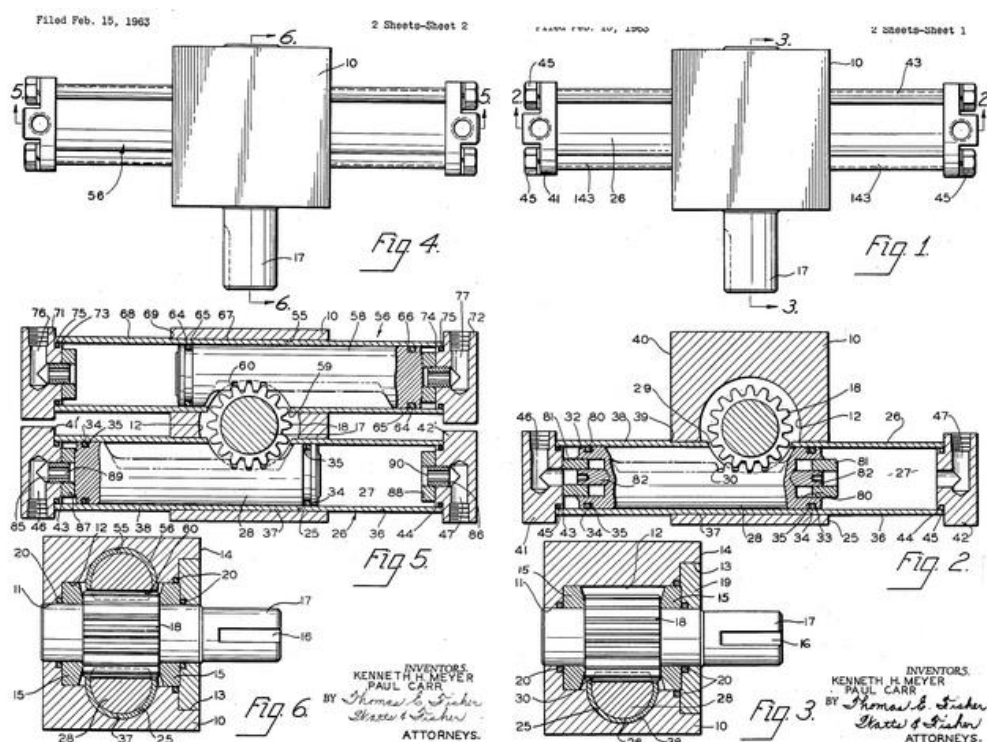
2) Název: Actuator (aktuátor)

Autoři: Kenneth H Meyer, Carr Paul

Datum publikování: 10. 11. 1964

Číslo: US3156160 A

Popis: Tento patent cituje patenty US2844127A a US2844127A. Vylepšené zařízení má výrazně lehčí a jednodušší skříň. Otočný sloup s ozubením je umístěn ve skříni, do které jsou zasunuty trubky, které slouží jako pístová komora. Trubka má ve stěně otvor, díky které může ozubení pístu zapadat do ozubení sloupu. Takové řešení lze upravit pro různý rozsah otáčení instalací jinak dlouhé trubky a odpovídajícího pístu. Lze použít litý píst a ocelovou trubku, čímž lze omezit zadírání.



Obr. 42. [22]

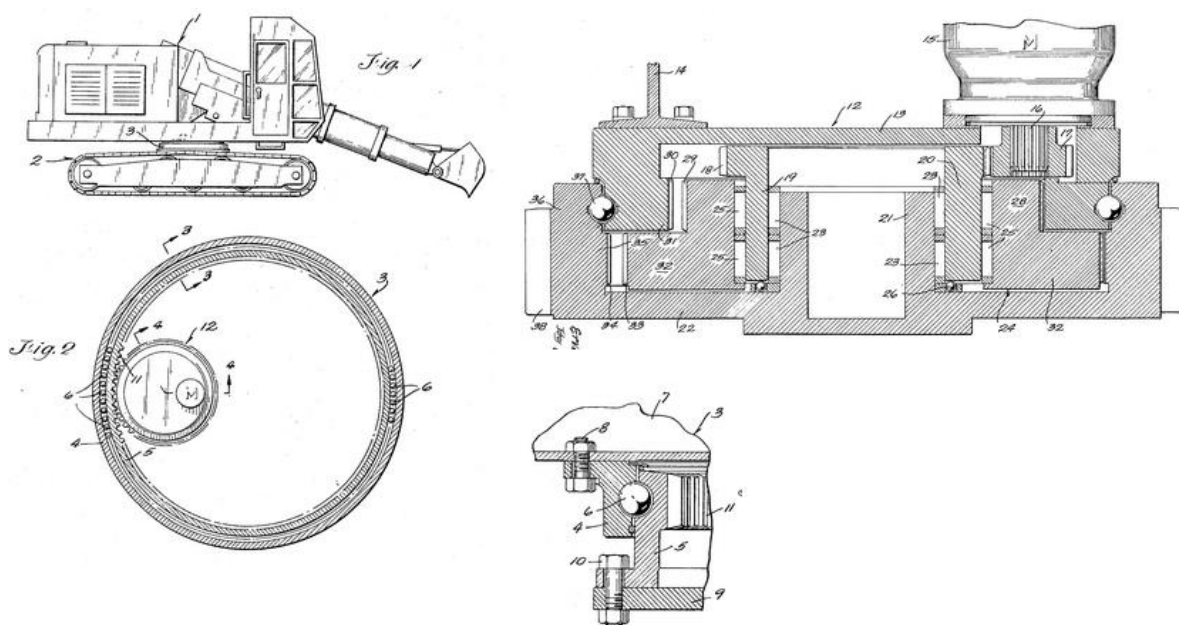
3) **Název: Drive mechanism for a slew ring assembly (pohon otáčení valivé dráhy)**

Autor: Lorence Ervin W;

Datum publikování: 1. 7. 1969

Číslo: US 3452624 A

Popis: Vynález popisuje mechanismus otáčení, který je součástí sestavy valivé dráhy těžkého stavebního stroje jako nakladače či jeřábu. Sestava se skládá z vnějšího kruhu, který je spojen s kabinou stroje, a z vnitřního kruhu, který se točí vůči vnějšímu kruhu díky valivé dráze, a který je spojen s pohonem či je stacionární. Vnitřní kruh je vybaven ozubením, do kterého zapadá pastorek hnaný hydraulickým zařízením kabiny. Takto je zaručena rychlost otáčení – 4 až 6 otáček za minutu.



Obr. 43. [23]

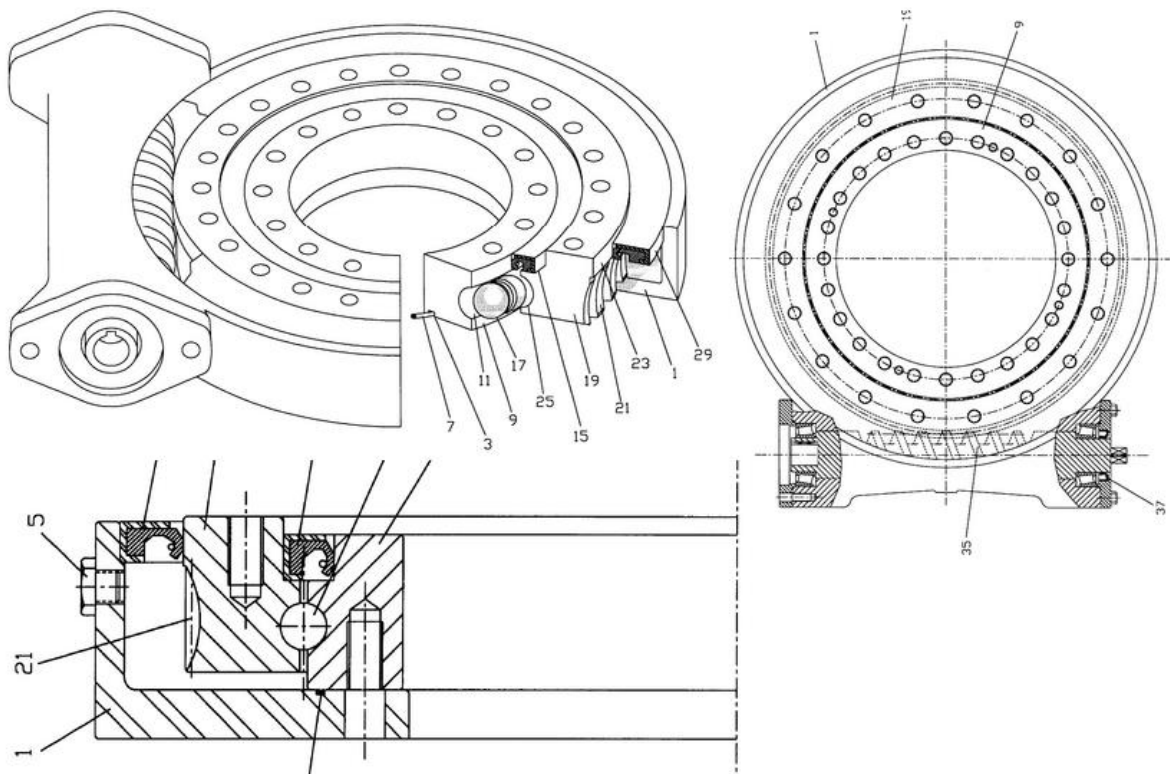
4) Název: Lubricated worm gear driven slewing bearing (mazaná, šnekem poháněná valivá dráha)

Autor: Paul A. Pecorari;

Datum publikování: 28. 9. 1999

Číslo: US 5957000 A

Popis: Šnekový pohon axiálního ložiska, který se používá pro zvedací plošiny, jeřáby, lehké stroje s otočným svrškem a jeřáby středních hmotností. Šnekové soukolí je dokonale uzavřené před vnějšími vlivy a převodová skříň je naplněna mazivem.



Obr. 44. [24]

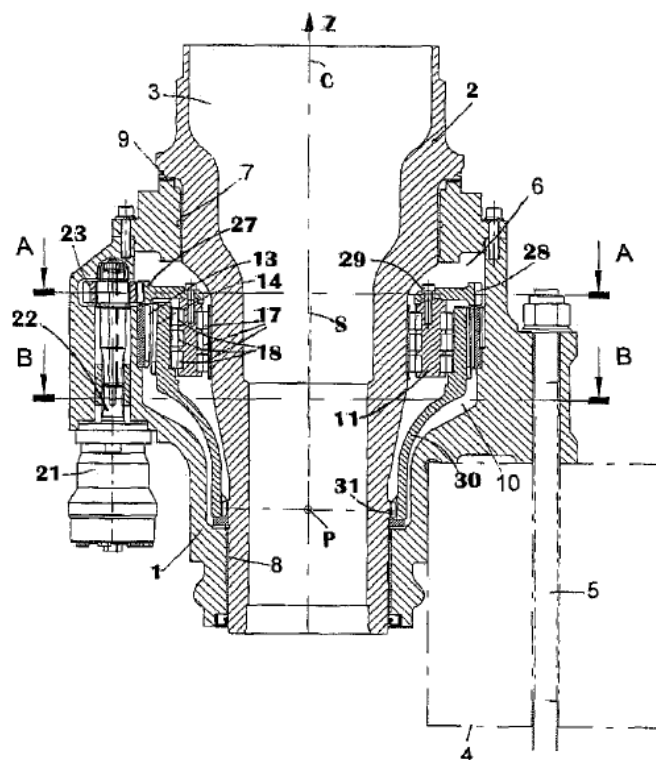
5) Název: Device for slewing the column of a crane (zařízení pro otáčení jeřábového sloupu)

Autor: Ulf Rilbe, Jan Palmcrantz

Datum publikování: 4. 9. 2007

Číslo: US7264129 B2

Popis: Vynález se týká zařízení, které slouží k otáčení jeřábového sloupu. Toto zařízení se skládá z pevné jeřábové základny s otevřeným pouzdem, do kterého je rotačně zasunuta spodní část jeřábového sloupu. To je dosaženo pomocí ložisek, na které působí zvedací otáčivý moment, axiální i radiální zatížení. Ke sloupu je přes převod připevněn pastorek, který obstarává otáčení. V tomto případě se jedná o vnější ozubenění.



Obr. 45. [25]

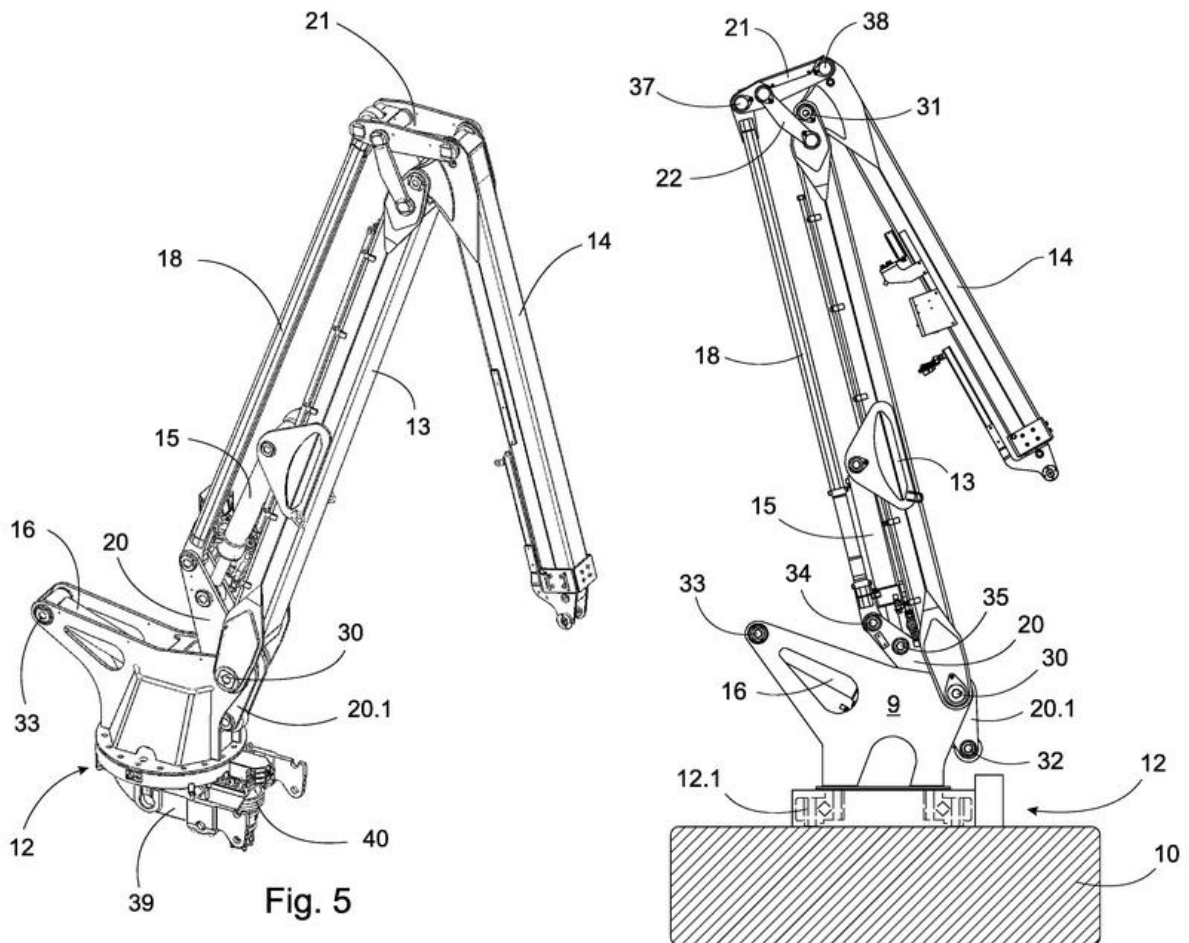
6) Název: Harvester crane (vyvážecí jeřáb)

Autor: Yrjö Leinonen

Datum publikování: 28. 4. 2009

Číslo: US7264129 B2

Popis: Vyvážecí jeřáby se používají na lesnických strojích pro nakládání či zpracování částí i celých stromů. Tento jeřáb složený z několika ramen je upevněn na otočném podstavci k základně. Tento podstavec může být nastavitelný pro práci ve svazích. Jsou známy dva způsoby otáčení podstavce: válcový mechanismus s ozubeným hřebenem a ozubený kruh, který je poháněn hydromotorem. Průměr ozubeného kruhu bývá obvykle 15-20% délky hlavního ramena. Lesnické jeřáby jsou převážně poháněny hydraulicky, ovšem jsou známá řešení s elektrickým pohonem.



Obr. 46. [26]

2.5 Normová řešerše

Norma: ČSN EN 12999

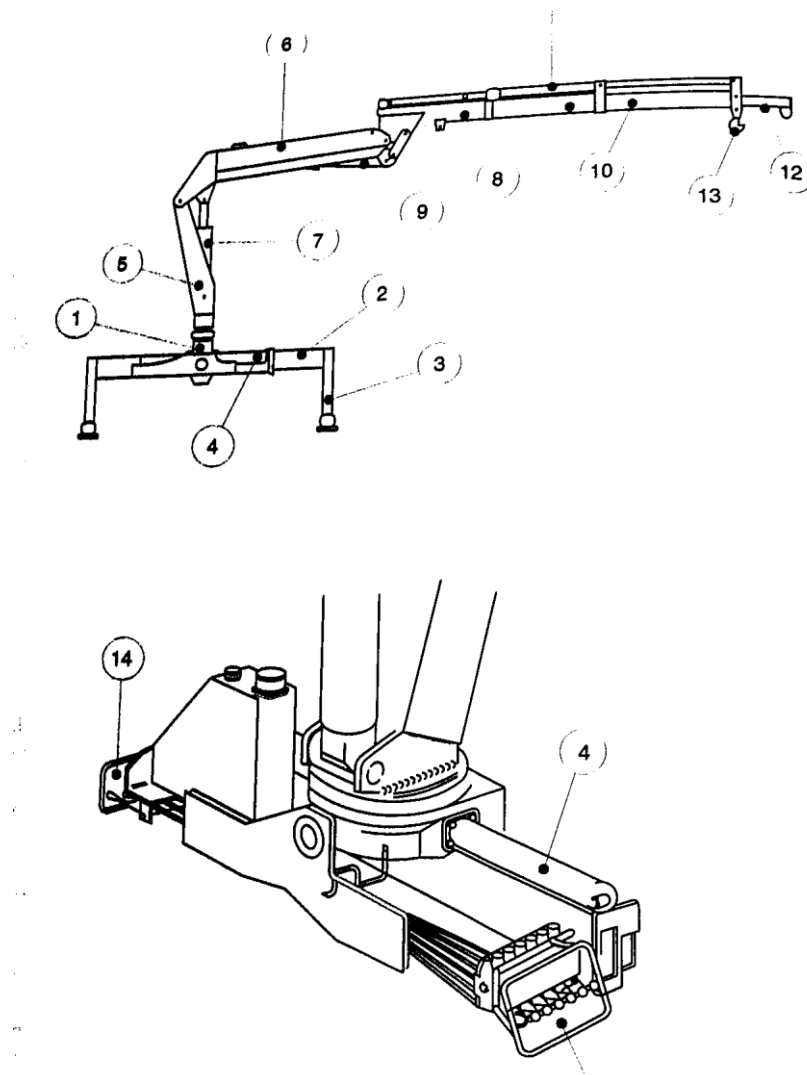
Název: Jeřáby - Nakládací jeřáby

Třídící znak: 270540

Datum účinnosti: 1. 12. 2012

Anotace: Tato evropská norma stanovuje minimální požadavky na návrh, výpočet, prohlídky a zkoušky hydraulicky poháněných nakládacích jeřábů a pro jejich montáž na vozidla nebo na stabilní základy.

Popis: Tato norma se týká menších nakládacích jeřábů, velmi podobných těm, montovaným na vyvázečích traktorech a návěsech. Upravuje terminologii, týká se bezpečnosti, výpočtu ocelové konstrukce, hydraulického a elektrického systému, ovládání a zkoušek.



Obr. 47. [27]

2.6 Závěr rešerše

Ačkoli existuje celá řada různých i exotických řešení zachycení vertikálních sil i klopných momentů a pohonů otáčení, každý princip má většinou své specifické uplatnění, kde se nejlépe využijí jeho přednosti. Těžké jeřáby používají jiné řešení než malé lehké jeřáby, které se připevňují na kostru automobilu. Jiné otočné jednotky se využijí ve stacionárních průmyslových využitích a jiné v mobilních, kde často dochází k znečištění.

Řešení jako šroubový hydraulický aktuátor je sice moderní, kompaktní a elegantní, ale pro užití jako hlavní otoč jeřábu je nevhodný, například kvůli malému úhlu otáčení. Proto se tento způsob využívá hlavně jako otočná hlavice pro uchycení lžic a jiného nářadí u rypadel. U otočí jeřábů je téměř výhradně použit ozubený převod, a to buď hydraulický s hřebenem či pastorkový.

Výrobce Palfinger je jeden z mála, co protlačuje otočné jednotky s valivou dráhou s ozubením a pastorkem poháněným rotačním hydromotorem. Jedná se však o mobilní jeřáby vyšších nosností, montované na těžká nákladní vozidla.

V kategorii jeřábů, na kterou se zaměřuje tato diplomová práce, což jsou lehké mobilní i stacionární jeřáby zejména pro užití v lesnictví a zemědělství, shledáme po průzkumu současného trhu, že převažujícím řešením pohonu je otáčení pomocí hydraulických válců s ozubenými hřebeny.

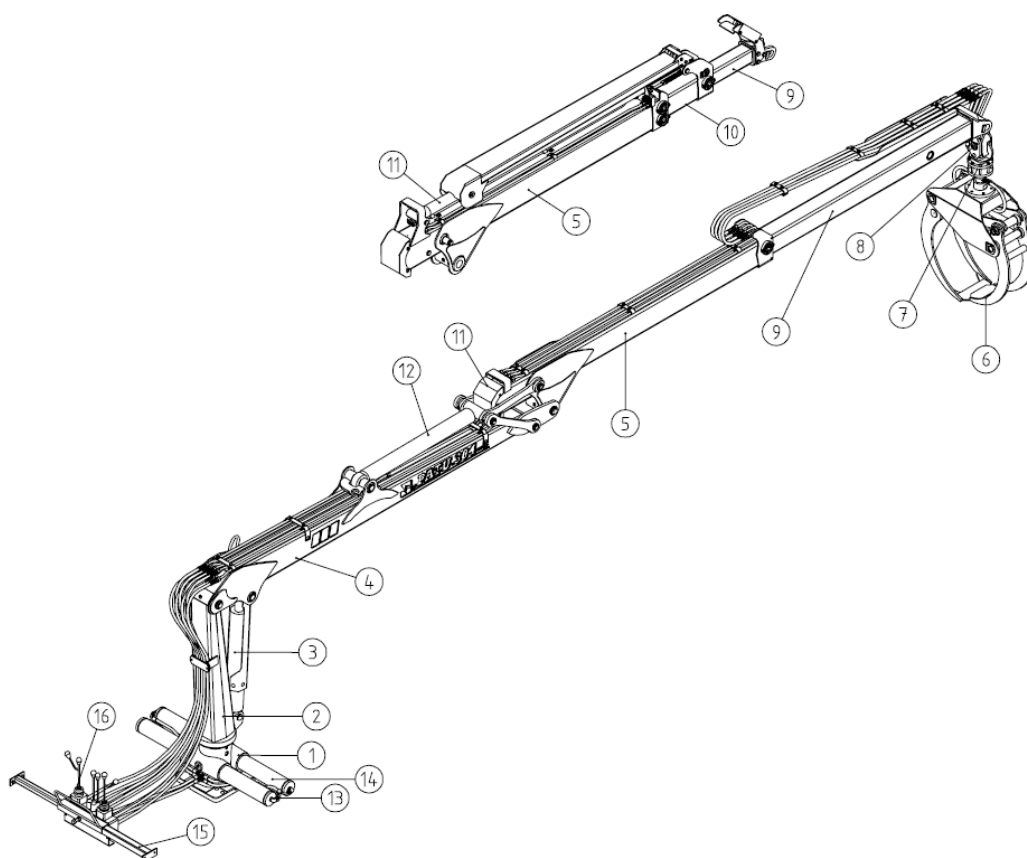
3. Posouzení variant otočí

Při volbě či konstrukci otočného zařízení jeřábu je hlavním cílem dosáhnout co nejvyššího ekonomického efektu celku, tj. snížení nákladů na výrobu stroje, snížení spotřeby energie při provozu, snížení nákladů na obsluhu a opravy a zároveň zvýšení užitečného výkonu stroje a jeho trvanlivosti. Tedy v první řadě je nutné stroj, jehož součástí je otočné zařízení, prodat. V další řadě je minimalizovat hmotnost a optimalizovat pevnost.

3.1 Jeřáb PATU 304T

Hydraulický jeřáb PATU 304T od finské firmy Kesla by měl pokrývat veškeré potřeby v zemědělství a lesnictví. Je používán k zvedání a nakládání kmenů, pícnin, hnoje, písku a hnojiv. Je montovaný jako hlavní manipulační prostředek na vyvážecí traktory a návěsy. V rámci firemní nabídky patří do skupiny 300, profesionální střední třídy o zvedacím otáčivém momentu od 40 do 80 kNm a dosahu 7 až 9 metrů.

Na základě tohoto modelu zamýšlí zadavatel této diplomové práce, firma STS Prachatice, vyrábět vlastní jeřáb s otočí.



Obr. 48. Jeřáb PATU 304T (varianta s pozicí 9 a 10) [28]

Jeřáb PATU 304T se skládá z otočného sloupu (pozice 2 na obr.48) uloženého v otoči (pozice 1 na obr.48)), která je připevněna k základně (v tomto případě je to podvozkový rám v přední části návěsu). K otočnému sloupu je připojeno zvedací rameno jedním kloubem (pozice 4 na obr.48), druhý kloub spojuje zvedací rameno a zlamovací rameno (pozice 5 na obr.48). Tomuto systému výložníku se říká kloubový. V přepravní poloze je jeřáb složen podélně, kdy zlamovací rameno je pod nebo nad zvedacím ramenem a nad nákladem. Uvnitř zlamovacího ramene jsou výsuvná ramena (2 x 1700 mm) (pozice 9 a 10 na obr.48), která se vysunují pomocí přímočarého hydromotoru (PČHM) a zvyšují maximální dosah jeřábu. Na konci výložníkového ramene je volně zavěšen rotátor s drapákem (pozice 7 a 6 na obr.48), hákem nebo jiným zařízením podle prováděné práce.

Všechny pohyblivé části jeřábu jsou poháněny hydraulicky. Kromě otoče, která se skládá ze dvou dvoučinných hydraulických válců o průměru $\varnothing 90$ mm (pozice 14 na obr.48), je zde hlavní zvedací přímočarý hydromotor o rozměrech $\varnothing 100/56-535$ mm (pozice 3 na obr.48), přímočarý hydromotor zlamovacího ramene $\varnothing 90/50-780$ mm (pozice 12 na obr.48), přímočarý hydromotor výsuvného ramene o rozměrech $\varnothing 60/30-1700$ mm (pozice 11 na obr.48). Výsuvná ramena jsou dvě, první (vnější) výsuvné rameno je ovládané přímočarým hydromotorem, druhé (vnitřní) je s ním spojeno řetězovým mechanismem tak, že vysunutí je u obou výsuvných ramen stejné. Dále musí hydraulika obsloužit přímočarý hydromotor drapáku $\varnothing 80/40-218$ mm a rotátor drapáku. Pokud je jeřáb namontován na podvozkovém rámu návěsu a je vybaven stabilizačními podpěrami (jako na obrázku 53), je nutné obsloužit i dva přímočaré hydromotory $\varnothing 50/36-750$ mm, které vysunují podpěry.

Tab. 1. Technické parametry jeřábu PATU 304T

Zvedací otáčivý moment:	
- hrubý	46 kNm
- čistý	33 kNm
Vodorovný dosah:	
- základní dosah	5100 mm
- maximální dosah	8500 mm
- prodloužení hydraulického ramene	3400 mm
Zvedací kapacita:	
- při dosahu 4 m bez drapáku	840 kg
- při max. dosahu	8,5 m/177 kg
Krouticí moment ramene	13,5 kNm
Otáčecí úhel ramene	380°
Krouticí moment rotátoru	980 Nm
Úhel otáčení rotátoru	průběžný
Drapák:	
- plocha	0,24 m ²
- šířka čelistí	258/306 mm
- max. šířka drapáku	1260 mm
- minimální kulatina	Ø 65 mm
Váha vybavení drapáku vč. kloubu	143 kg
- kloub drapáku	s otáčivým tlumičem

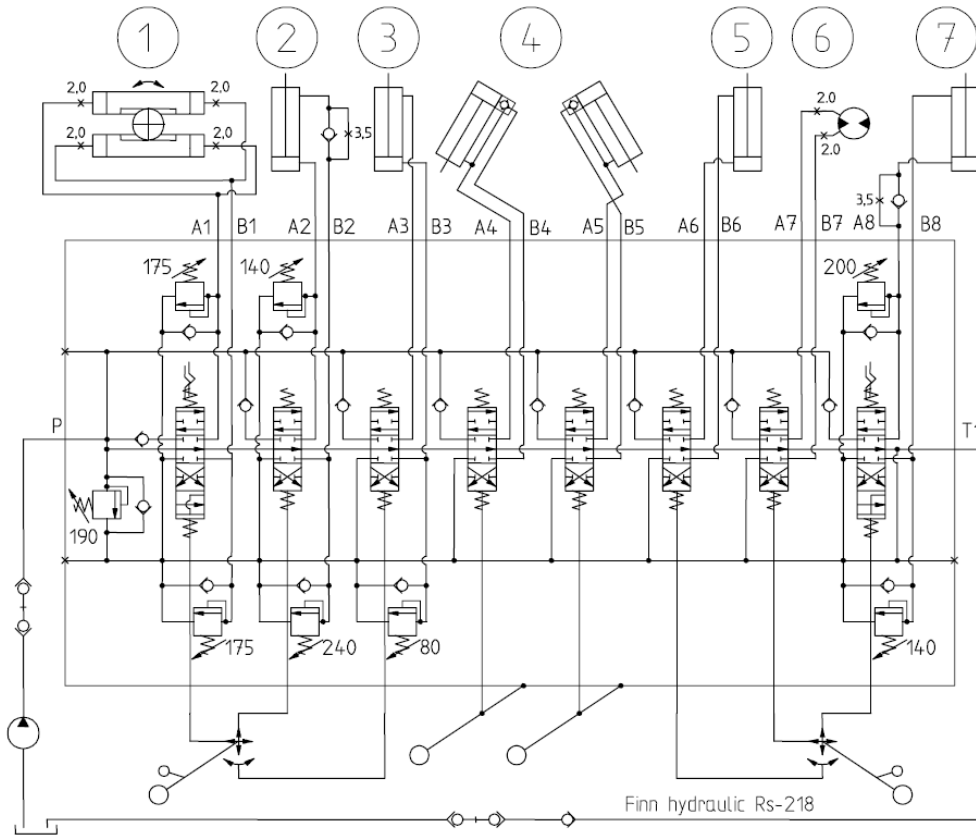
Celková váha	1070 kg
Hlavní pracovní tlak	19 MPa
Doporučený průtok čerpadla	35 – 60 l/min

Hydraulický systém jeřábu je ovládán sekčním šoupátkovým rozvaděčem s ručním ovládáním značky Nordhydraulic s maximálním povoleným tlakem 35 MPa (pozice 16 na obr.48). V každé jedné sekci je jeden šoupátkový rozvaděč, který řídí průtok a směr průtoku do jednotlivých hydraulických podokruhů systému. V tomto případě je v rozvaděči použito osm sekcí. Na obrázku 49 je schéma hydraulického obvodu jeřábu: pozice 1-otoč jeřábu, 2-zlamovací rameno, 3-výsuvná ramena, 4-stabilizační podpěry, 5-drapák, 6-rotátor a 7-zvedací rameno. Jedná se o obvod otevřený. Zdrojem hydraulické energie je traktor a rozvaděč je primárně nastaven pro konstantní průtok.

Obsluha jeřábu používá ovládací páky k řízení pohybů jeřábu. Páky jsou čtyři, prostředními dvěma pákami se pohybem k sobě či od sebe ovládá vysunutí stabilizačních podpěr. Levou pákou se pohybem k sobě či od sebe ovládá přímočarý hydromotor zlamovacího ramene. Tlak při vysouvání je omezen pojistným ventilem na 24 MPa a rychlost vysouvání je omezena škrťicím ventilem, u zasouvání je omezen pouze tlak a to na 14 MPa. Pohybem levé páky do stran je ovládán přívod hydraulické kapaliny do válců otoče a tedy otáčení jeřábu. Tlak v obou směrech je omezen tlakovým ventilem na 17,5 MPa a rychlost v obou směrech je omezena škrťicím ventilem. Otáčením levé páky kolem své osy je ovládán přímočarý hydromotor výsuvných ramen. Jeho vysouvání je omezeno tlakovým ventilem na 8 MPa. Pravou pákou se pohybem vpřed či vzad ovládá přímočarý hydromotor zvedacího ramene. Jeho vysouvání je omezeno tlakovým ventilem na 14 MPa a zasouvání je omezeno tlakovým ventilem na 20 MPa a škrťicím ventilem. Pohyb pravé páky do stran řídí otáčení rotátoru. Rychlost otáčení je v obou směrech omezena škrťicími ventily. Nakonec otáčení pravé páky v její ose ovládá přímočarý hydromotor v drapáku.

Tab. 2. Nastavení hydraulického systému

	P [MPa]	ø škrťicího ventilu [mm]
hlavní pojistný ventil	19	
pojistný ventil (p.v.) válců otoče	17,5	2
p.v. hlavního zvedacího PČHM		
- pístová strana	20	3,5
- pístnicová strana	14	
p.v. PČHM zlamovacího ramene		
- pístová strana	14	
- pístnicová strana	24	3,5
p.v. PČHM výsuvného ramene		
- pístová strana	8	
rotátor		3



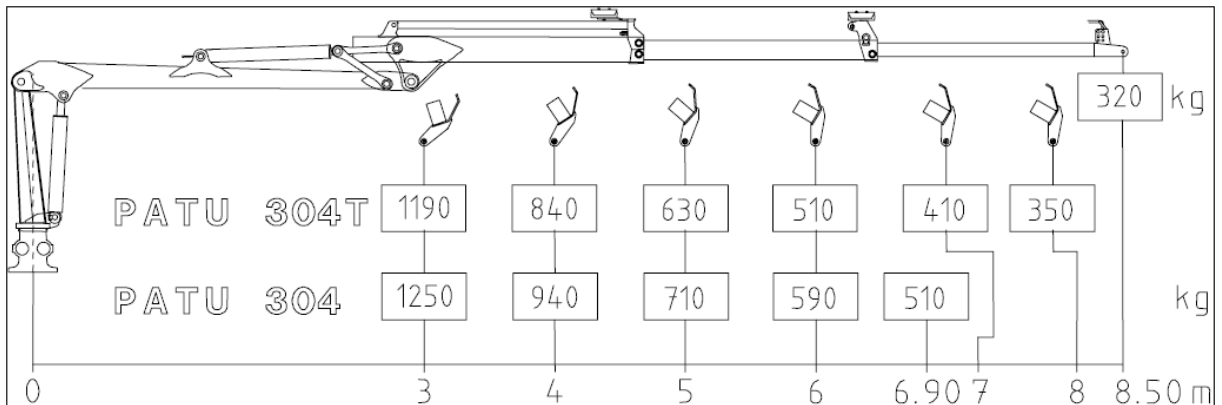
Obr. 49. Hydraulické schéma jeřábu PATU 304T [28]

Tři nejdůležitější hodnoty pro zatížení otoče (z tabulky 1):

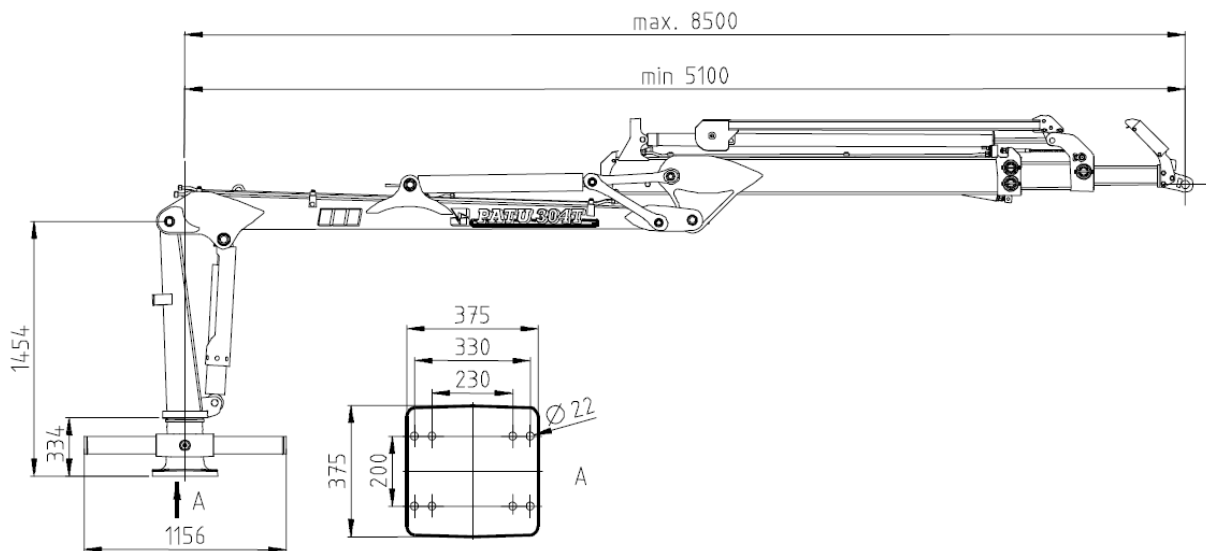
- hrubý otáčivý moment $M_o = 46$ kNm, což je klopný moment působící k ose jeřábu a skládá se ze dvou složek. První je tzv. „čistý otáčivý moment“, což je součin maximálního dosahu a síly od maximálního možného břemene při maximálním dosahu. Druhá složka je součin síly od celkové váhy jeřábu a vzdálenosti těžiště jeřábu při maximálním vysunutí. Součet obou složek se nazývá „hrubý otáčivý moment“.
- kroučící moment ramene $M_k = 13,5$ kNm, je kroučící moment působící na ozubení hlavního sloupu od dvou hydraulických válců s ozubenými hřebeny
- axiální zatížení, což je síla od celkové váhy jeřábu M a maximální možné zvedací kapacity G (při nejmenším vyložení – 3 m viz obr. 26)

$$F_{ax} = (M + G) \cdot g \quad (6)$$

$$F_{ax} = (1070 + 1190) \cdot 9,81 = 22\,170,6 \text{ N} \cong 22 \text{ kN}$$



Obr. 50. Diagram znázorňující maximální povolenou zvedací kapacitu při různých vyloženíh jeřábu [28]

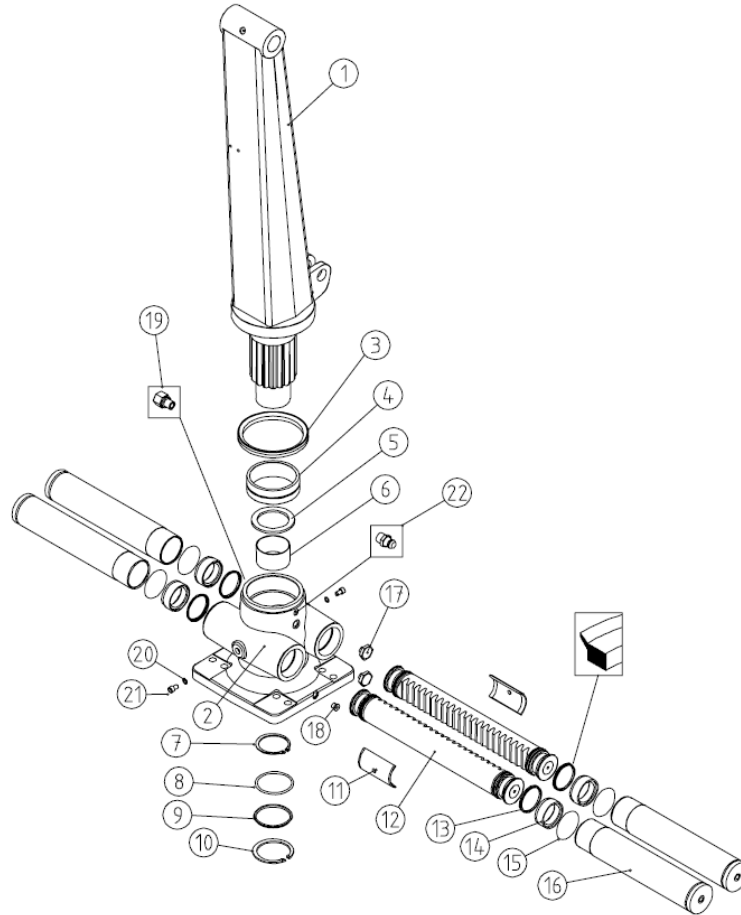


Obr. 51. Základní rozměry jeřábu PATU 304T [28]

3.1.1 Popis otoče jeřábu PATU 304T

Konstrukce otoče jeřábu je založena na hřebenovém převodu s hydraulickými písty, jako jsme viděli v předchozí patentové rešerši. Je podobná druhému zmíněnému patentu, protože skříň neobjímá celý mechanismus, je v něm umístěna pouze ozubená hřídel sloupu jeřábu. Ke skříni jsou závitem M100x2 připojeny čtyři válce, ve kterých jsou pístové komory. Tlak je přiveden do dvou křížem umístěných válců, tj. do levého předního a pravého zadního válce nebo do levého zadního a pravého předního válce. Při otáčení tedy zabírají vždy obě pístní tyče.

Ozubené kolo hřídele sloupu je modulu 8, o počtu zubů 16, úhlu ozubení 20° a průměru roztečné kružnice 0,128 m. Počet zubů hřebenu pístní tyče je 21.

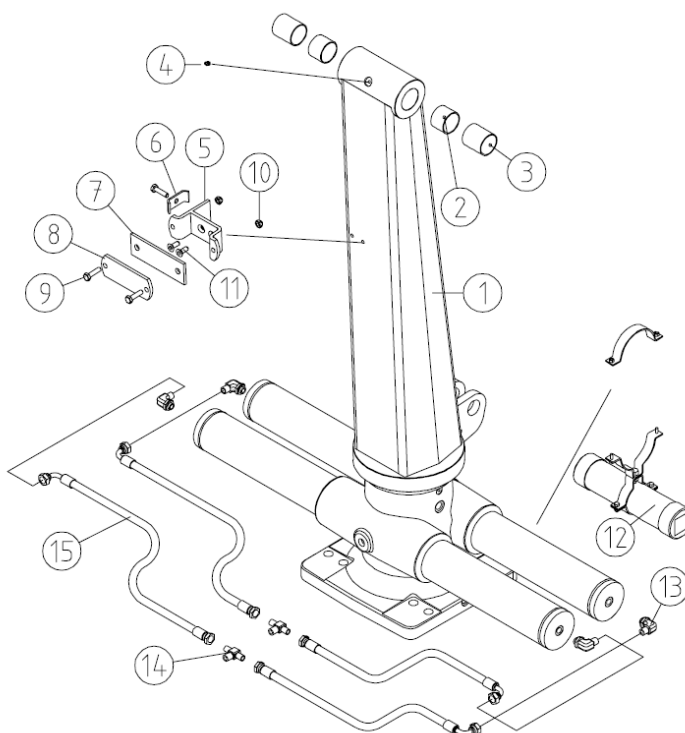


Obr. 52. Sestava otoče [29]

Tab. 3. Popis obrázku 52

pozice na obr.52	název	počet kusů
1	svařenec sloupu	1
2	svařenec skříně	1
3	v-kroužek	1
4	radiální ložisko	1
5	podložka	1
6	radiální ložisko	1
7	pojistný kroužek pro hřídel DIN 471 100 x 4	1
8	NBR o-kroužek 108 x 3.0 70 shore	1
9	příruba	1
10	pojistný kroužek do díry DIN 472 120x4	1
11	kluzná kulisa	2
12	pístní tyč	2
13	stírací kroužek	4
14	těsnění pístu	4
15	NBR o kroužek 98x3 70 shore	4
16	válec	4
17	tlakoměr oleje	2
18	zátka	1

19	odvzdušňovací ventil	1
20	NBR usit kroužek M12	2
21	šroub s vnitřním šestihranem M12x20 DIN 912	2
22	maznice M8	1

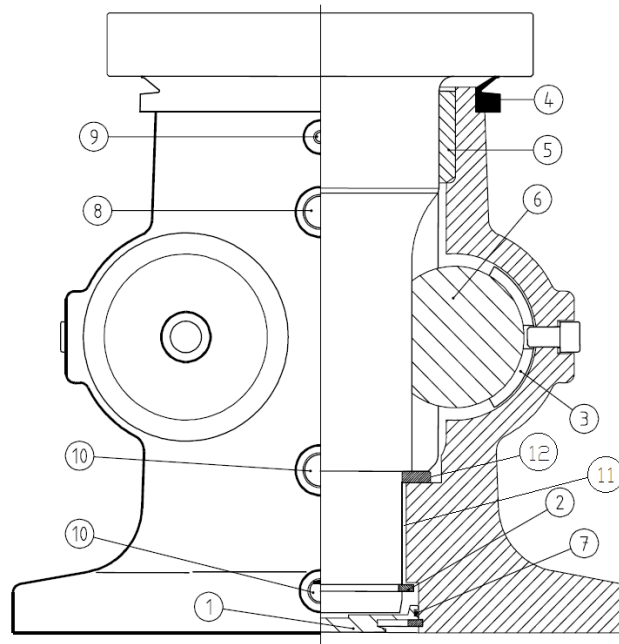


Obr. 53. Sestava otoče s příslušenstvím [29]

Tab. 4. Popis obrázku 53

pozice na obr.53	název	počet kusů
1	sestava otoče	1
2	kluzné ložisko PM 5040 DX	2
3	kluzné ložisko PM 5020 DX	2
4	maznice	1
5,6,8	svěrák hydraulické hadice	1
7	gumový pás	1
9	šroub M10x40 DIN933 8.8	3
10	matka M10 DIN 985	2
11	šroub s vnitřním šestihranem M12x20 DIN 912	2
12	válec	1
13	rohová přípojka	4
14	T-spojka	2
15	hydraulická hadice L=620	4

Otoč plní funkci zachycení vnějších sil i klopného momentu. Na řezu skříně (obrázek 54) lze vidět horní radiální ložisko na pozici 5 a spodní na pozici 11. Axiální ložisko je na pozici 12 a pojistný kroužek proti vysunutí hřídele ze skříně na pozici 2. Horní radiální ložisko je pomocí maznice (pozice 9) mazáno plastickým mazivem. Vnitřní prostor skříně je naplněn víceúčelovým olejem, jehož hladina by měla být těsně pod úrovní zátky (pozice 8). Olej by se měl každých 50 hodin měnit. K tomu slouží zátky na pozici 10.



Obr. 54. Řez skříní otoče [28]

3.1.2 Výpočet dovoleného naklonění jeřábu

Vyvážecí jeřáb pracuje v nepříznivých podmínkách a v nerovnostech. Pro případ práce jeřábu ve svahu musí být otoč natolik výkonná, aby jeřáb byl provozuschopný.

Výpočet točivého momentu otoče

Lze použít upravenou rovnici (4). Bere se v potaz dvojnásobný počet pístních tyčí.

$$M_k' = p \cdot S \cdot d_r, \quad (7)$$

Plocha pístu o průměru 90 mm:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (8)$$

průměr pístu otoče $d = 90$ mm

$$S = \frac{\pi \cdot 90^2}{4} = 6,36173 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$$

průměr roztečné kružnice $d_r = 128 \text{ mm}$

dovolený tlak pojistných ventilů válců otoče $p = 17,5 \text{ MPa}$

,potom:

$$M_k' = 17,5 \cdot 10^6 \cdot 6,36173 \cdot 10^{-3} \cdot 0,128 = 14250,26 \text{ Nm}$$

Což je více než krouticí moment udávaný výrobcem v tabulce 1 ($M_k = 13500 \text{ Nm}$). V rovnici (7) ovšem není zahrnuta účinnost vnějšího ozubení $\eta = 0,98$ a třecí ztráty v ložiscích.

$$\eta = \frac{M_k}{M_k'} \tag{9}$$

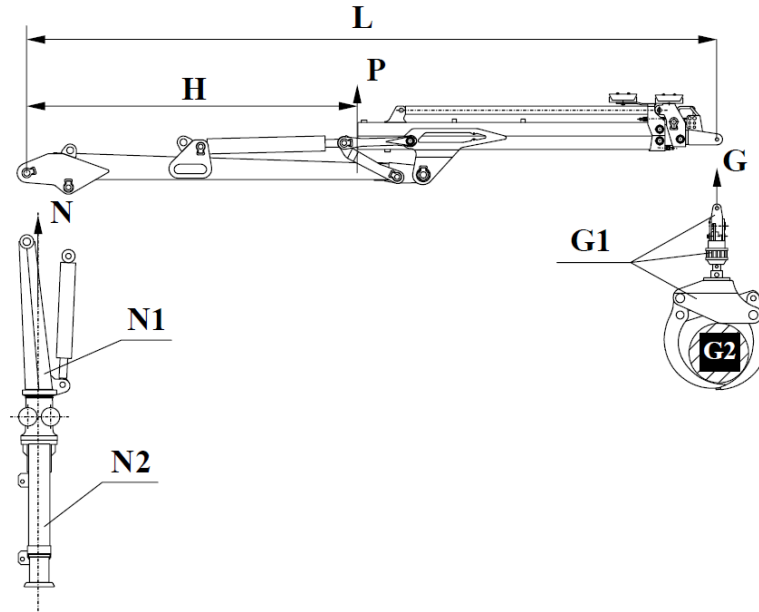
$$\eta = \frac{13500}{14250,26} = 0,947$$

Výrobce tedy v tabulce 1 udává skutečnou hodnotu otočného momentu, která bere v úvahu účinnost mechanismu. Otočný moment byl tímto zkontrolován a v další části bude uvažována hodnota udaná výrobcem, tj. $M_k = 13500 \text{ Nm}$

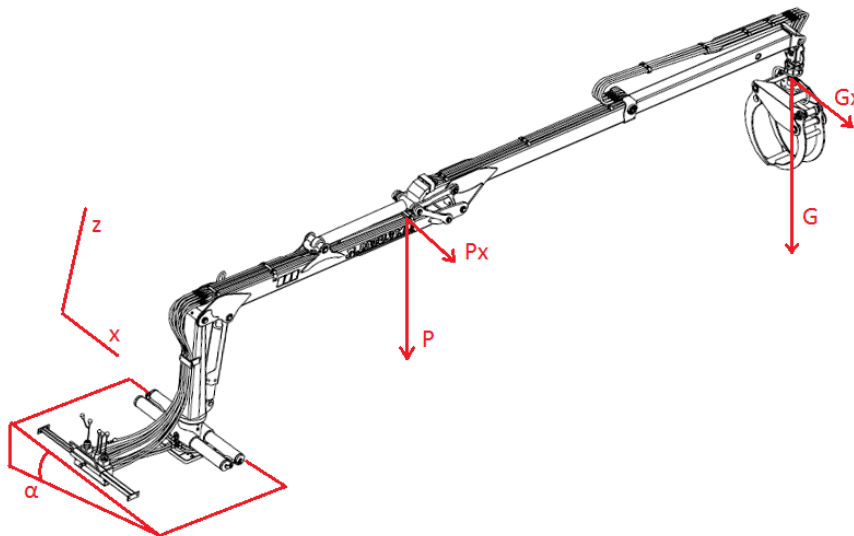
Zatěžovací moment od hmotnosti jeřábu a závaží

Pro zjištění největšího případného točivého zatížení je třeba jeřáb postavit základnou na svah, zvedací a zlomovací rameno kolmo ke svahu. Cílem je stanovit maximální možný sklon, při kterém je otočný mechanismus schopen překonat tento zatěžovací moment, tedy kdy:

$$M_k \geq M_{zat} \tag{10}$$



Obr. 55. Hmotnost jednotlivých částí jeřábu [28]



Obr. 56. Síly působící na jeřáb

Rovnice celkového momentu od zatížení:

$$M_{zat} = G' \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot L + P \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot H, \quad (11)$$

kde $G' = 463$ kg je hmotnost drapáku, rotátoru a břemene,

$P = 559$ kg je hmotnost zvedacího, zlomovacího a výsuvných ramen,

$L = 8,59$ m je vzdálenost drapáku od osy sloupu jeřábu,

$H = 3,49$ m je vzdálenost těžiště ramen od osy sloupu jeřábu. Potom lze z rovnice (10) a (11) odvodit:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{M_{ot}}{G \cdot g \cdot L + P \cdot g \cdot H} \right) \quad (12)$$

a po dosazení:

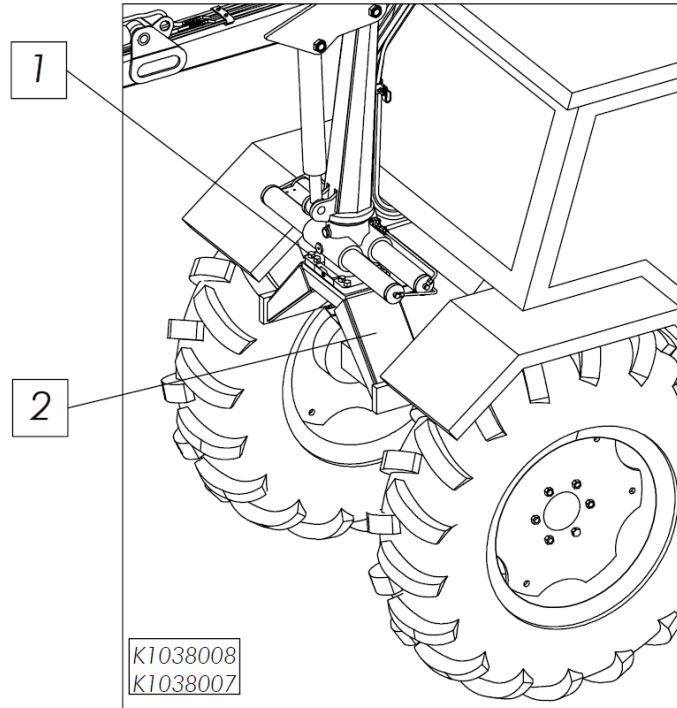
$$\alpha = \sin^{-1} \frac{13500}{463 \cdot 9,81 \cdot 8,59 + 559 \cdot 9,81 \cdot 3,49} = 13,42^\circ$$

Jeřáb lze tedy bezpečně provozovat ve svazích se sklonem o úhlu $\alpha \leq 13,42^\circ$. Při větším náklonu vzniká nebezpečí, že v pístových komorách otoče přesáhne tlak dovolené hodnoty a otevře se tlakový ventil. Tím se sice chrání hydraulický systém jeřábu, ale dojde k nekontrolovanému pohybu a hrozí nebezpečí ztráty stability. Při posuzování případných dalších konstrukčních řešení by se tedy měl brát zvláštní zřetel na dodržení hodnoty točivého momentu původní otoče.

3.1.3 Montáž jeřábu PATU 304T

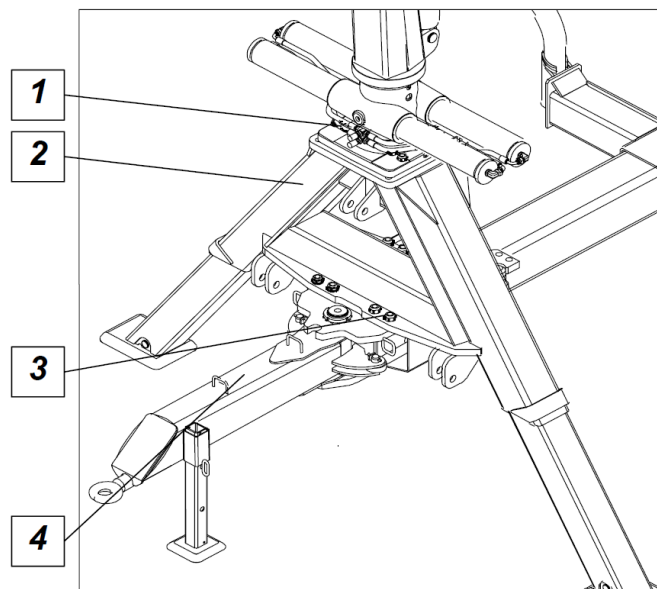
Tento jeřáb je nejčastěji montován na vyvázeční návěsy. Od výrobce jsou předepsány modely návěsů 10T a vyšší, tedy s nosností 10 tun a vyšší. Montáž tohoto jeřábu na návěs s nižší nosností je zakázána. Jeřáb lze na návěs montovat dvěma různými způsoby. Pokud je jeřáb vybaven stabilizačními podpěrami, lze ho připevnit přímo k podvozkovému rámu návěsu (viz b). Pokud jeřáb není vybaven stabilizačními podpěrami, montuje se mezi jeřáb a podvozkový rám návěsu připevňovací sloup (viz d). Jeřáb lze také upevnit na univerzální traktor – buď na zadní osu, kdy je funkční (viz a) nebo na tříbodový závěs, kdy jej lze pouze přepravovat (viz d).

- a) Připevnění na zadní osu univerzálního zemědělského traktoru. Je třeba zvláštní připevňovací konzoly, která se liší pro různé typy traktorů (pozice 2 na obr.55). V tomto případě musí být traktor vybaven také zařízením pro upevnění jeřábu pro převoz. Při neopatrném ovládní jeřábu může být poškozena kabina či jiná část traktoru.



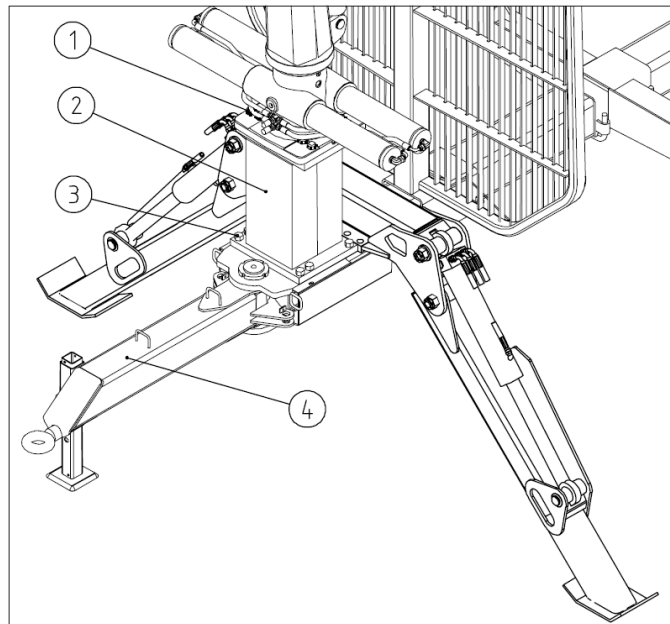
Obr. 57. Schéma montáže na zadní osu traktoru [9]

- b) Připevnění k podvozkovému rámu návěsu. Takzvaný „A-rám“ je na obr. 56 na pozici 2. Je připevněn mezi skříň otoče jeřábu a podvozkový rám.



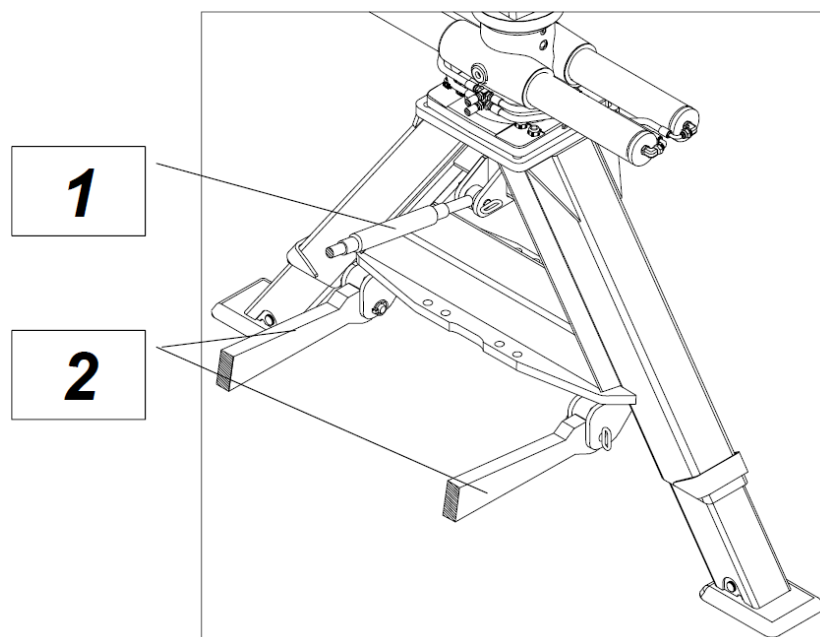
Obr. 58. Montáž k podvozkovému rámu návěsu [28]

c) Připevnění na rám návěsu pomocí připevňovacího sloupu



Obr. 59. Montáž pomocí připevňovacího sloupu [28]

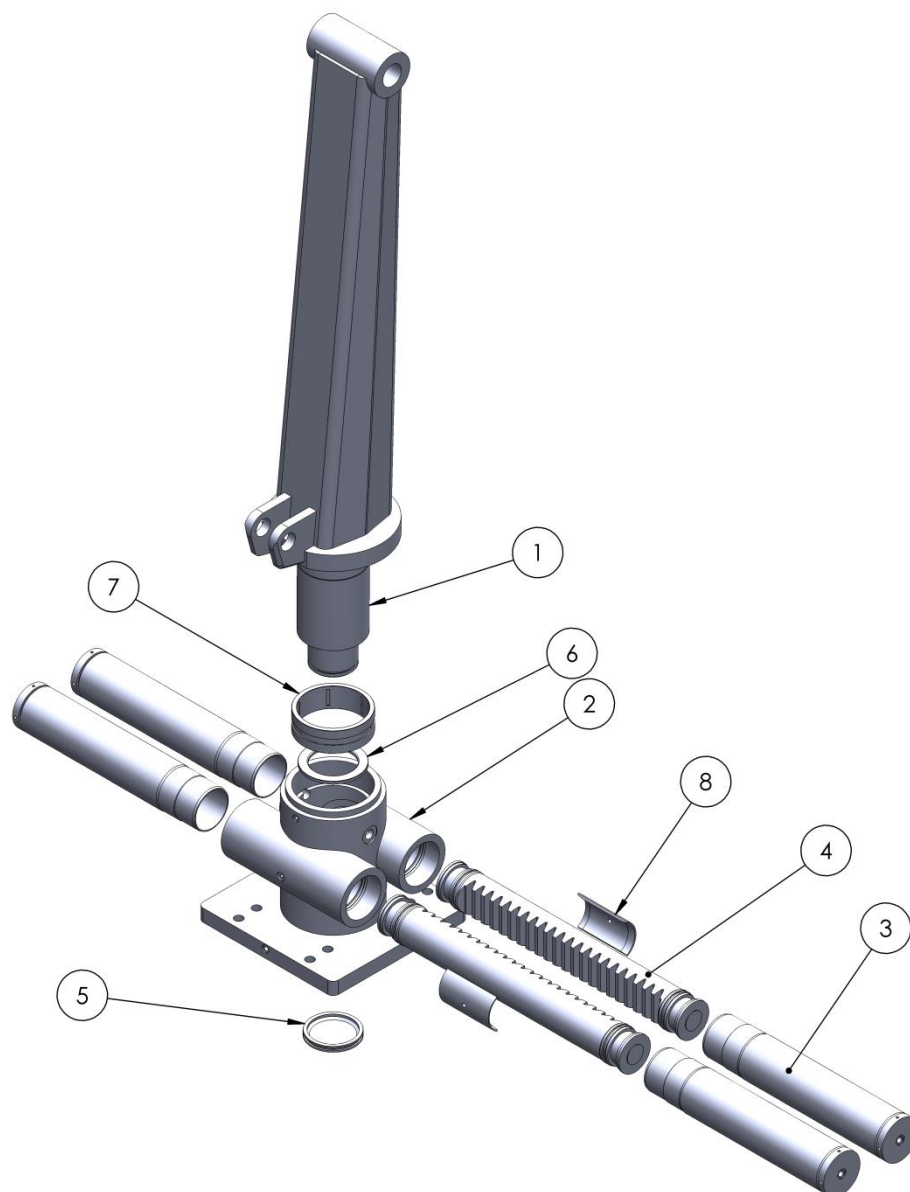
d) Připevnění na tříbodový závěs traktoru – tato možnost je určena pouze k přepravě jeřábu. Jeřáb takto připevněný by neměl pracovat, protože hrozí porušení částí závěsu nebo samotného jeřábu.



Obr. 60. Montáž na tříbodový závěs traktoru [28]

3.1.4 Určení přibližných nákladů na výrobu otoče PATU 304T

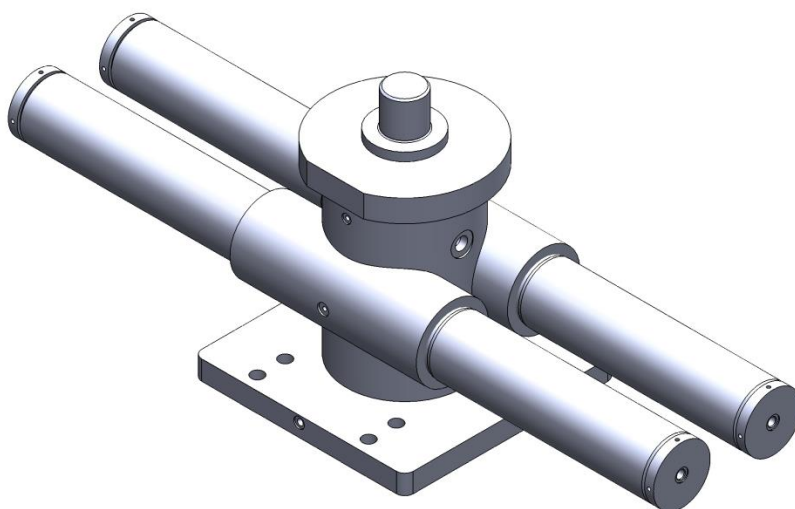
Podle žádosti zadavatele, firmy STS Prachatice, byla v programu Solidworks 2015 vymodelována sestava otoče. Zadavatel poskytnul výkresy podstatných částí, jedná se tedy o sestavu bez příslušenství (hydraulických hadic aj.). Model lze rozdělit na osm částí, z nichž tři: hlavní otočný sloup, skříň a válec jsou svařence složené z více dílů. Pro určení nákladů a porovnání s jinými variantami byla sestava omezena na spodní část bez otočného sloupu. Otočný sloup je stejný pro všechny varianty a stejné jsou tedy i náklady. Ze svařence otočného sloupu byla ponechána jen ozubená hřídel, viz obrázek 62.



Obr. 61. Rozpad sestavy otoče vytvořené v programu Solidworks

Tab. 5. Popis obrázku 61

pozice	název	počet kusů
1	Otočný sloup - svařenec	1
2	Skříň - svařenec	1
3	Válec - svařenec	4
4	Pístní tyč	2
5	Víko	1
6	Podložka (axiální ložisko)	1
7	Kroužek (radiální ložisko)	1
8	Podpěra (kluzná kulisa)	2



Obr. 62. Sestava pro určení nákladů

Stanovení nákladů proběhlo ve spolupráci s firmou Strojní obrábění s.r.o. (ulice Nádražní 561, Jílové u Prahy, 25401), která určila nabízenou cenu. Tato cena bude pravděpodobně vyšší, než náklady na výrobu na vlastních strojích v rámci firmy STS Prachatice.

Tab. 6. Náklady na výrobu otoče

název	materiál	cena [kč]	počet kusů
Ozubená hřídel	16MnCr5 (14220)	16 500	1
Tělo skříňe	S235JR (11373)	6800	1

Deska skříně	S235JR (11373)	2440	1
Trubka skříně	S235JR (11373)	3300	2
Plášť válce	S355J0 (11523)	2800	4
Víko válce	S235JR (11373)	1780	4
Pístní tyč	16MnCr5 (14220)	10 950	2
Kroužek	CuSn8 (423018)	4950	1
celkem		77 510	

Uvedená celková cena v tabulce 6 je orientační. Cena byla určena jen pro největší a nejdražší díly (například díly ze zušlechtěné oceli s ozubením). V ohodnocené sestavě chybí menší díly jako spodní víko, podložka, kluzné kulisy a normalizované příslušenství jako zátky, maznice, šrouby a hydraulické hadice. Ovšem vzhledem k tomu, že zadavatel počítá s kusovou výrobou, u které lze očekávat spíše vyšší náklady, může být tato cena blízká skutečnosti.

3.2 Skříň otoče vyrobená odlitím

Zadavatel této diplomové práce, firma STS Prachatice, si přál provést průzkum technologických možností výroby otoče. Výroba původní otoče a i celého jeřábu se provádí z velké části svařováním plechů z konstrukční oceli. Jelikož prioritou je zachování požadovaných vlastností při co možná nejnižších výrobních nákladech, byla provedena teoretická záměna svařence skříňe otoče za odlitek. Svařování je sice pohotovější a firma je pro něj dobře vybavena, odlévání je však pro menší a kompaktní díly výhodné. Mezi výhody odlitků nad svařenci patří: nižší počet dílů při výrobě stejně složitých tvarů, nižší počet operací, méně pracná a rychlejší výroba, možnost dimenzovat odlitek dle zatížení, možnost dosažení porovnatelné tuhosti, hospodárnost v hromadné i kusové výrobě, vyšší přesnost a reprodukovatelnost, menší citlivost na vruby, menší vnitřní pnutí, lepší obrobitelnost a mnohdy i přitažlivější vzhled. Další nevýhodou svařenců je špatná svařitelnost ocelí s vyššími pevnostmi. [30]

Pro firmu STS Prachatice by však využití odlitků znamenalo oslovit externí firmu. Výroba modelu a odlití odlitku by se nechala na specializované slévárně, obrobění by se už mohlo provést na místních strojích. Rozhodujícím faktorem je cena odlitku. Při kusové výrobě jednoduchých tvarů je svařování zpravidla výhodnější. Skříň otoče jeřábu PATU 304T však za jednoduchý tvar označit nelze.

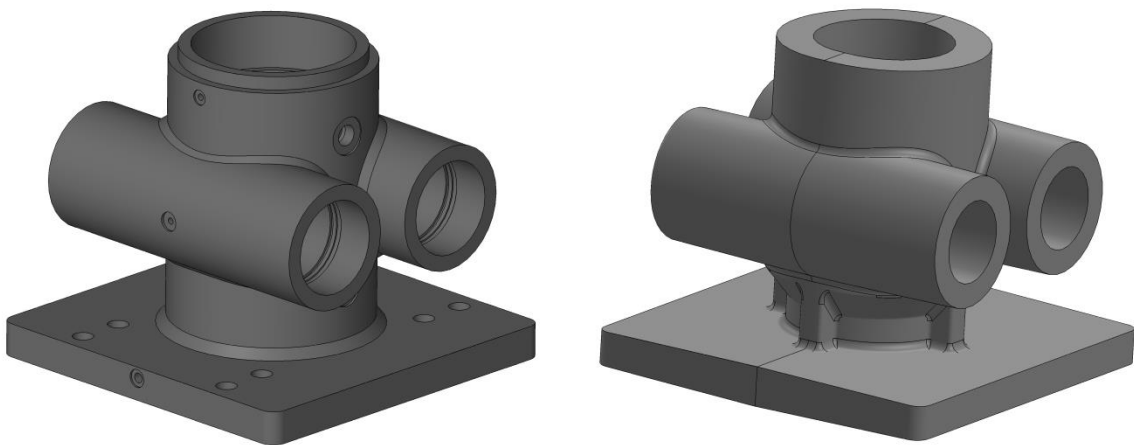
Při návrhu odlitku bylo dodrženo několik základních pravidel:

- zachování stejných tloušťek stěn,
- výstupky, dutiny a žebra kolmo orientované k dělicí rovině
- stěny kolmé k dělicí rovině mají úkos
- umožnit symetrické namáhání
- zesílit kraje otvorů v namáhaných částech

Za materiál odlitku byla zvolena litina tvárná (litina s kuličkovým grafitem) s označením GJS-600-3. Díky srovnatelnému modulu pružnosti s ocelí může mít odlitek stejně silné stěny. U odlitků z litiny s kuličkovým grafitem není vyžadováno další tepelné zpracování, protože předepsané vlastnosti jsou dosažitelné i bez něj. Materiál by se odléval do netrvalých pískových forem, do kterých by se pro vytvoření dutiny vkládalo jádro. Formování by se pro malou sérii provádělo ručně pomocí volného modelu. Dosahované drsnosti povrchů při lití do písku jsou $R_a=(12,5 \div 200)\mu\text{m}$, což vyhovuje jen pro případy nefunkčních volných ploch, předlitých otvorů a ploch bez vzájemného pohybu, odlitek by se proto musel dále opracovat. [30]

3.2.1 Pevnostní porovnání odlitku se svařencem

Podle výkresu svařence skříně byl v programu Solidworks 2015 vytvořen model odlitku a model obrobeného odlitku. Byly zachovány hlavní rozměry dílu, ovšem s přídatky kvůli přesnosti lití a na obrobení, aby byly zachovány i připojovací rozměry a funkční plochy. Úkoly stěn kolmých na dělicí rovinu byly modelovány podle normy ČSN 04 2021 a poloměry vnitřních zaoblení podle normy ČSN 01 4909. Program Solidworks 2015 určil hmotnost svařence na 89,5 kg a hmotnost obrobeného odlitku 86,5 kg. Vypočítaná hmotnost neobrobeného odlitku je 105 kg. Na obrázku 63 vpravo je vidět model odlitku, na kterém jsou žebra kvůli dodržení podmínky o zachování stejných tloušťek stěn.



Obr. 63. Model svařence a odlitku v programu Solidworks 2015

Dále byla provedena počítačová pevnostní simulace pomocí metody konečných prvků v programu Abaqus CAE. Cílem bylo porovnat konstrukci svařence a obrobeného odlitku z hlediska zatížení, výskytu pnutí a deformací. Oba modely byly podrobeny stejnému zatížení z tabulky 1:

- axiální zatížení $F_{ax} = 22$ kN,
- klopný moment $M_o = 46$ kNm
- krouticí moment $M_k = 13,5$ kNm

Axiální zatížení bylo zavedeno na plochu, na které je umístěno axiální ložisko (lze vidět na obrázku 54 na pozici 12). Klopný moment působí na stěny skříně, kde jsou umístěny radiální ložiska (pozice 5 a 11 na obrázku 54). Krouticí moment byl na model aplikován ve formě sil v ozubení na otočném sloupu. Moment byl tedy převeden na tečnou sílu v ozubení a poté vypočítána radiální síla.

Určení sil v ozubení

Pro určení silových poměrů na ozubení je výchozí tečná síla:

$$F_T = \frac{2M_k}{d_w}, \quad (13)$$

kde M_k je krouticí moment a d_w je průměr valivé kružnice.

V tomto případě se jedná o čelní ozubení s přímými zuby, kde úhel záběru α_z (normalizovaný úhel záběru $\alpha_z = 20^\circ$) je stejný jako valivý úhel α_w , takže se průměr valivé rovnice rovná průměru roztečné kružnice. Za krouticí moment je dosazena hodnota točivého momentu ramene z tabulky 1. Počítá se tečná síla na jedné ze dvou pístních tyčí.

$$d_w = d_r = 0,128 \text{ m}$$

$$M_k = M_{ot} = 13\,500 \text{ Nm}$$

$$F_T = \frac{M_{ot}}{d_r} \quad (14)$$

Po dosazení:

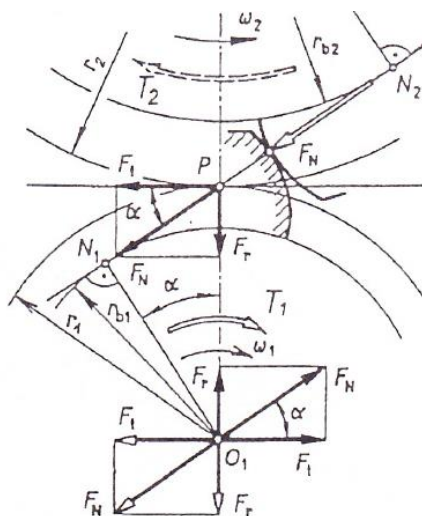
$$F_T = \frac{13500}{0,128} = 105\,468,75 \text{ N}$$

Dále byla určena radiální síla v ozubení:

$$F_R = F_T \cdot \tan \alpha_z \quad (15)$$

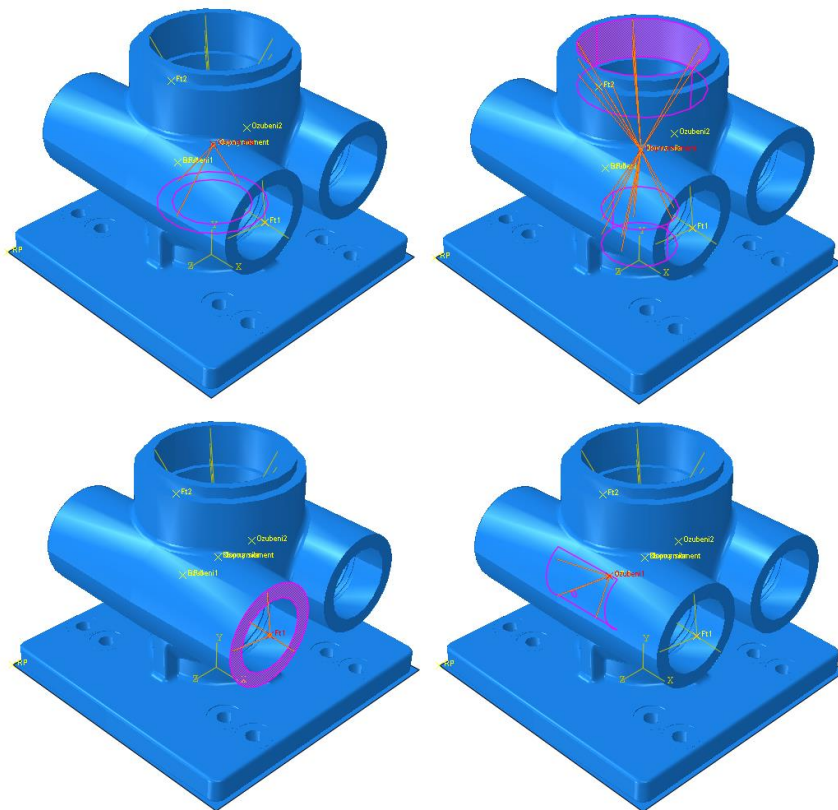
a po dosazení:

$$F_R = 105468,75 \cdot \tan 20^\circ = 38\,387,49 \text{ N}$$



Obr. 64. Silové poměry v ozubení [31]

Síly se aplikují na referenční body, které jsou vazbou spojeny s plochami modelu (viz obrázek 64). Tečná i radiální síla je vnesena dvakrát, osově souměrně. Tečná síla je takto přes referenční bod vnesena na plochu mezikruží trubky skříňě (vlevo dole na obrázku 64). Síla radiální je vnesena na kluznou kulisu umístěnou v trubce skříňě. Pod model je umístěn dokonale tuhý 2D element, který slouží jako dosedací plocha. Model je vysíťován C3D10 elementy (kvadratický tetrahedron). Skříň svařence je analyzována jako objemový model jedné součásti.



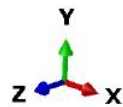
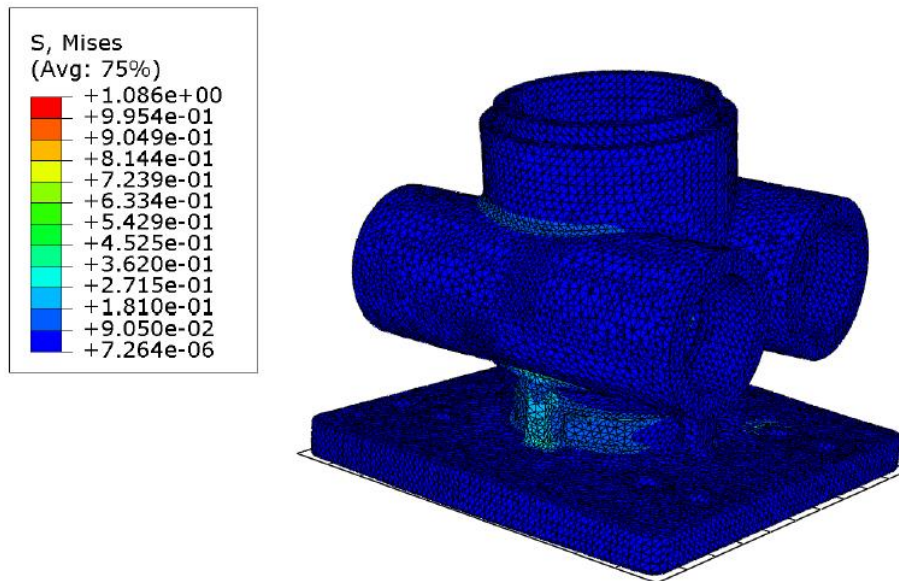
Obr. 65. Způsob vnášení zatížení

Tab. 7. Materiálové vlastnosti použité při pevnostním výpočtu

materiál	Youngův modul [GPa]	Poissonova konstanta [-]	hustota [kg.mm ⁻³]
litina (GJS-600-3)	169	0,275	7,06.10 ⁻⁶
ocel (S235JR)	206	0,3	7,85.10 ⁻⁶
polyamid (PA6) – kluzné kulisy	3	0,39	1,13.10 ⁻⁶

Výsledky pevnostní analýzy

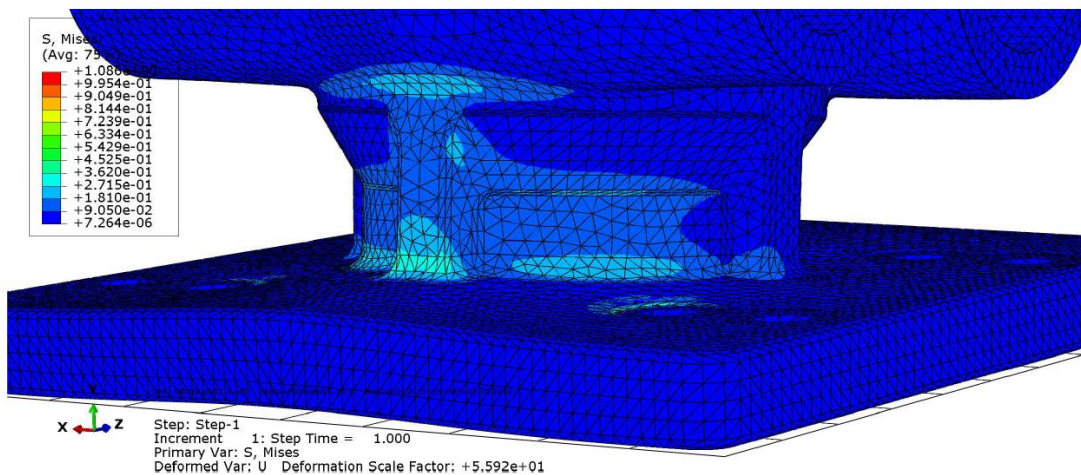
- odlitek



ODB: odlitekJob4716.odb Abaqus/Standard 6.14-1 Mon Jul 04 20:34:16 GMT+02:00 2016

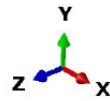
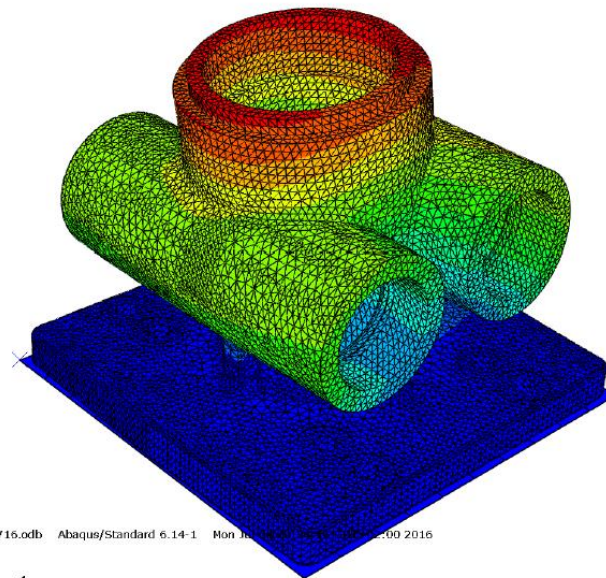
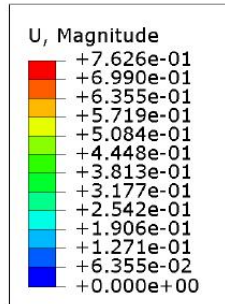
Step: Step-1
 Increment 1: Step Time = 1.000
 Primary Var: S, Mises
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +5.592e+01

Obr. 66. Vizualizace napětí na odlitku



Step: Step-1
 Increment 1: Step Time = 1.000
 Primary Var: S, Mises
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +5.592e+01

Obr. 67. Detail napětí na odlitku

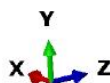
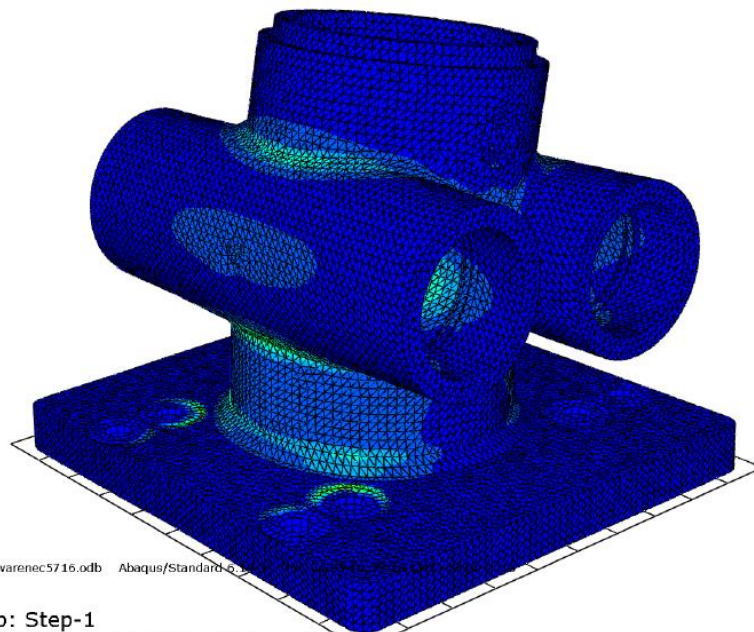
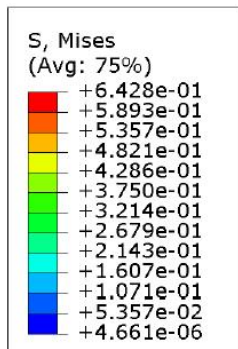


ODB: odliteklob4716.odb Abaqus/Standard 6.14-1 Mon Jul 07 10:59:00 2016

Step: Step-1
 Increment 1: Step Time = 1.000
 Primary Var: U, Magnitude
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +5.592e+01

Obr. 68. Vizualizace posuvu na odlitku

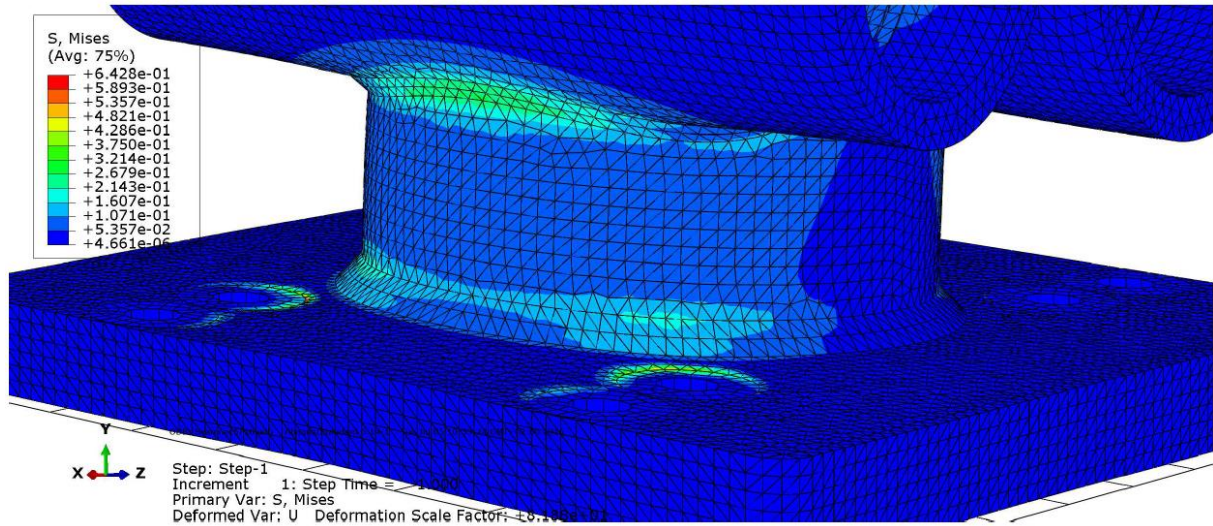
- svařenec



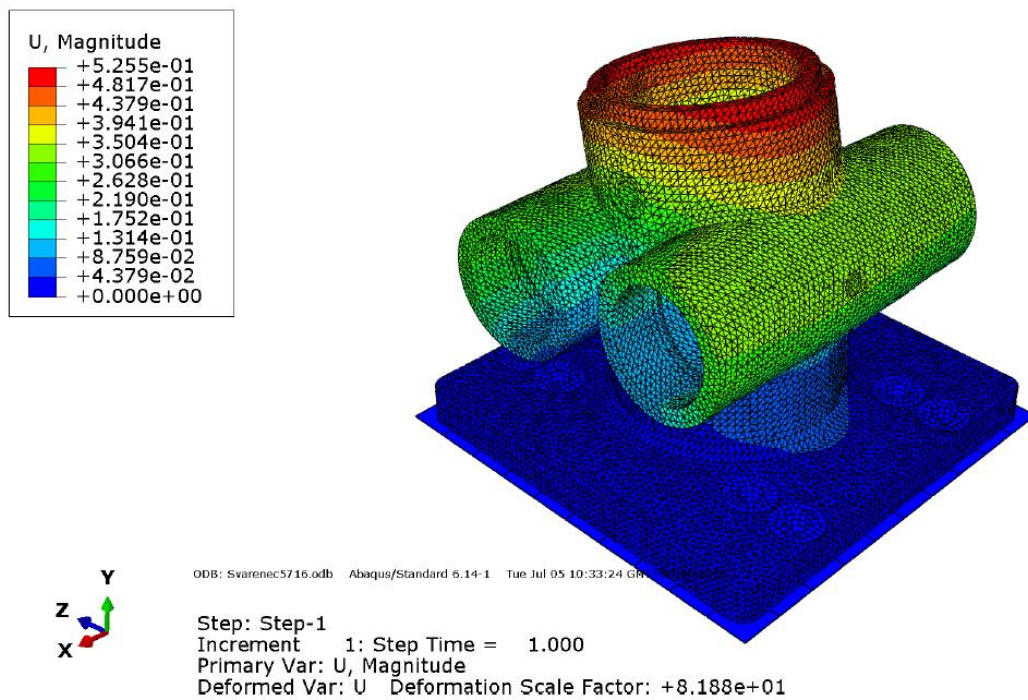
ODB: Svařenec5716.odb Abaqus/Standard 6.14-1 Mon Jul 07 10:59:00 2016

Step: Step-1
 Increment 1: Step Time = 1.000
 Primary Var: S, Mises
 Deformed Var: U Deformation Scale Factor: +8.188e+01

Obr. 69. Vizualizace napětí na svařenci



Obr. 70. Detail napětí na svařenci



Obr. 71. Vizualizace posuvu na svařenci

Tab. 8. Výsledky pevnostní analýzy:

	max. napětí [N·mm ⁻²]	max. průhyb [mm]
odlitek	360	0,763
svařenec	300	0,525

Dovolená napětí

Dovolené napětí u odlitku vychází ze smluvní meze kluzu litiny $R_{p0,2}$ a ze součinitele bezpečnosti k .

$$\sigma_{Dlit} = \frac{R_{p0,2}}{k}, \quad (16)$$

kam byla dosazena hodnota pro tvárnou litinu GJS-600-3 $R_{p0,2} = 370 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$

a součinitel bezpečnosti $k = 2$,

potom bude:

$$\sigma_{Dlit} = \frac{370}{2} = 185 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$$

Dovolené napětí svařence vychází z meze kluzu oceli, součinitele bezpečnosti a převodního součinitele α_s zohledňujícího provedení svaru, technologii svařování a způsob zatěžování svaru.

$$\sigma_{Dsva} = \frac{R_e}{k} \cdot \alpha_s, \quad (17)$$

kde pro ocel S235JR byla dosazena hodnota $R_e = 235 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$,

převodní součinitel $\alpha = 0,75$ pro koutový svar čelní, ručně svařovaný

a $k = 2$

po dosazení:

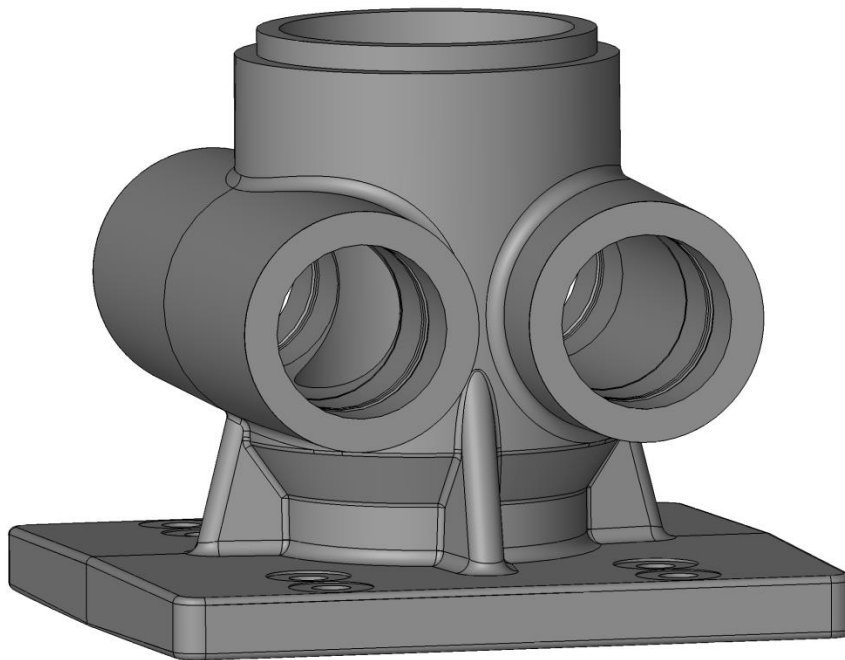
$$\sigma_{Dsva} = \frac{235}{2} \cdot 0,75 = 88,125 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$$

Zhodnocení výsledků

Napětí získaná pevnostní MKP analýzou jsou v obou případech – odlitku i svařence, vyšší než dovolená napětí. Jedním možným důvodem je nepřesnost

počítačové analýzy. Ostré přechody mezi vygenerovanými geometrickými elementy výpočtového modelu mohou způsobit špičky soustředěného napětí. Dalším vysvětlením je chybné uvedení materiálu u výkresů dodaných zadavatelem, firmou STS Prachatice. Díly, u kterých je uvedena v kolonce materiálu ocel S235JR, mohou být ve skutečnosti zhotoveny z vysokopevnostní oceli typu Domex, které používají i u jiných svých výrobků. Meze kluzu těchto ocelí dosahují hodnot od 460 do 1200 N·mm⁻². Třetím vysvětlením je součinitel bezpečnosti. Při návrhu původní skříně mohl být použit nižší součinitel bezpečnosti, např. 1,25 či 1,5.

V případě odlitku jsou výsledky, maximální napětí i průhyb, vyšší než u svařence. Toto lze odůvodnit tím, že kvůli zachování stejných tloušťek stěn, kvůli umístění žeber, byl materiál odebrán. Model lze v tomto směru optimalizovat tak, aby bylo napětí lépe rozloženo do základny, například „rozkročením“ žeber.



Obr. 72. Optimalizovaná podoba odlitku skříně

3.2.2 Porovnání nákladů odlitku a svařence

Stanovení nákladů bylo provedeno s třemi slévárnami:

- Č.O.B. slévárna, s.r.o. (Beňov 214, Přerov, 75002)
- Slévárna a modelárna Nové Ransko, s.r.o. (Nové Ransko 234, Ždírec nad Doubravou, 58263)
- ZPS – slévárna, a.s. (tř. 3. května 1172, Zlín, 76302)

Těmto slévárnám byla zaslána poptávka zahrnující výkresy neobrobeného i obrobeného odlitku. Zpět poslaly cenovou nabídku na modelové zařízení a cenu za kg materiálu. V tabulce 9 je porovnání cen. Cena odlitku je pro odlitek o hmotnosti 105 kg. Cenová nabídka byla aktuální v květnu 2016.

Tab. 9. Cenová nabídka odlitků

slévárna	ČOB	Nové Ransko	ZPS
cena MZ [kč]	43 000	38 000	58 000
cena materiálu [kč/kg]	86	62,70	64
cena odlitku [kč]	9030	6583,5	6720
opracování [kč]	-	5574	-

Nejnižší cenu modelového zařízení i materiálu nabídla slévárna Nové Ransko. Cena obrobené odlité skříně je tedy:

$$c_{odl} = 6583,5 + 5574 = 12\,157,5 \text{ kč/kus}$$

Podle tabulky 6 lze stanovit cenu svařované skříně jako:

$$c_{sva} = 6800 + 2440 + 2 \cdot 3300 = 15\,840 \text{ kč/kus}$$

Dále lze určit bod zvratu, kdy náklady na kus vyrobené skříně technologií odlévání jsou nižší nebo rovné nákladům na výrobu skříně vyrobené svařením. Cena modelového zařízení je považována za fixní náklad a cena odlitku a svařence je považována za náklad variabilní.

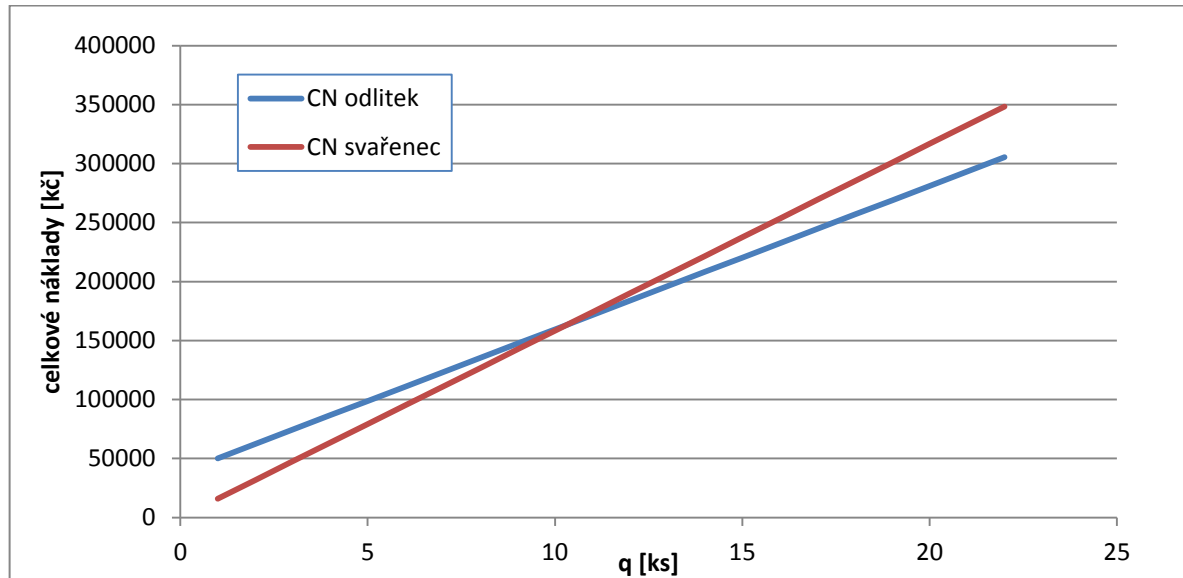
$$c_{odl} \cdot q + MZ = c_{sva} \cdot q, \quad (18)$$

kde q je hledaný počet vyrobených kusů

a $MZ = 38000$ kč jsou fixní náklady na výrobu modelového zařízení

Po úpravě a dosazení:

$$q = \frac{MZ}{c_{sva} - c_{odl}} = \frac{38000}{15840 - 12157,5} = 10,3 \text{ kusů}$$



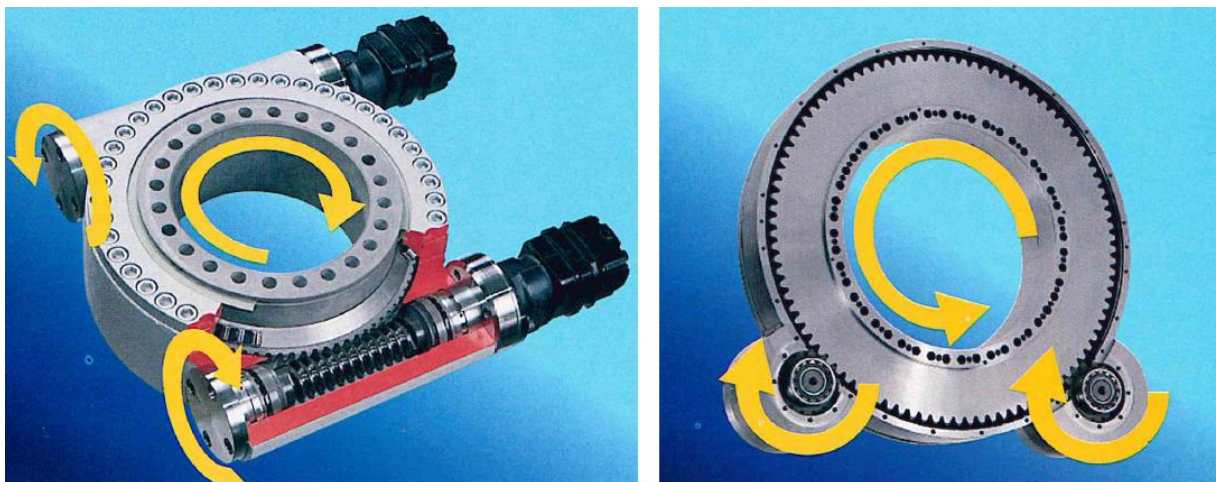
Obr. 73. Závislost celkových výrobních nákladů na počtu kusů

Pro technologii svařování jsou celkové náklady nižší při výrobě jednoho až deseti kusů. Při výrobě více než deseti kusů jsou už náklady na svařené skříně vyšší a lze prohlásit, že výroba technologií odlévání je výhodnější. Dále lze diskutovat, zda-li by zadavatel nebyl schopen si odlitek obrobít v rámci vlastní firmy na vlastních strojích a tedy při nižších nákladech. Tento výpočet vychází z odhadované ceny dodané slévárnou Nové Ransko, ve které náklady na obrobení činí téměř 46% ceny. Závěr předchozí kapitoly zároveň naznačuje, že svařenec skříně byl vyroben z výrazně kvalitnějšího a tedy dražšího materiálu a výroba skříně odléváním může být z ekonomického hlediska ještě výhodnější.

3.3 Použití nové otoče

3.3.1 Otočná jednotka od firmy Brüeck

Otočné pohonné jednotky IMO značky Brüeck jsou prezentovány jako kompaktní a kompletní montážní celky, které se skládají z otočného spojení, hydraulického nebo elektrického hnacího motoru, převodovky a ochranného krytu. Tyto jednotky se dělí na dvě základní skupiny: typ WD (anglicky „worm drive“, v češtině šneková převodovka) a typ SP (anglicky „spur pinion driven“, v češtině s hnaným pastorkem). Jednotky obou typů jsou určeny pro mobilní zařízení, zvedací plošiny a podobné využití. Jsou vybaveny opláštěním a mohou být vybaveny brzdou. Šnekové převodovky jsou určeny pro zvláště náročné podmínky, pro klopné momenty až 1050 kNm a hnací krouticí moment až 152 kNm. Pastorkové převodovky jsou rozděleny do tří kategorií: nižší, střední a vysoká, při čemž nejvyšší řada je určena pro klopný moment až 548 kNm a mají hnací krouticí moment až 51,8 kNm.



Obr. 74. Šneková a pastorková převodovka lmo firmy Brüeck [32]

Výběr jednotky

Jelikož katalogové údaje jsou pro výběr pouze orientační, finální výběr pohonné jednotky proběhl interně ve společnosti Brüeck. Spolu se zadavatelem, firmou STS Prachatice, byly stanoveny životnostní a zatěžovací podmínky, které odpovídají původní otoči.

Tab. 10. Zatěžovací podmínky

životnost [roky]	6
provozní doba stroje [hodin/rok]	2000
provozní doba otoče [hodin/rok]	1000
rychlost otáčení jeřábu [ot/min]	6
úhel natáčení při práci [°]	360

Jeřáb při nakládání či vykládání vykonává kyvný pohyb, tedy 90° až 180° (pozn.: rozsah otoče starého řešení je 380 stupňů). Pohonná jednotka firmy Brüch je schopna kontinuálního otáčení oběma směry.

Zatěžovací stavy jsou následující:

A) otoč je nečinná (vyvážecí návěs je odstavený) převažující podíl doby celé životnosti stroje.

I) pouze axiální statické zatížení od vlastní hmotnosti jeřábu

B) otoč v činnosti (vyvážecí návěs se používá)

II) přeprava/jízda po komunikaci, rameno složené, dynamické účinky, axiální zatížení

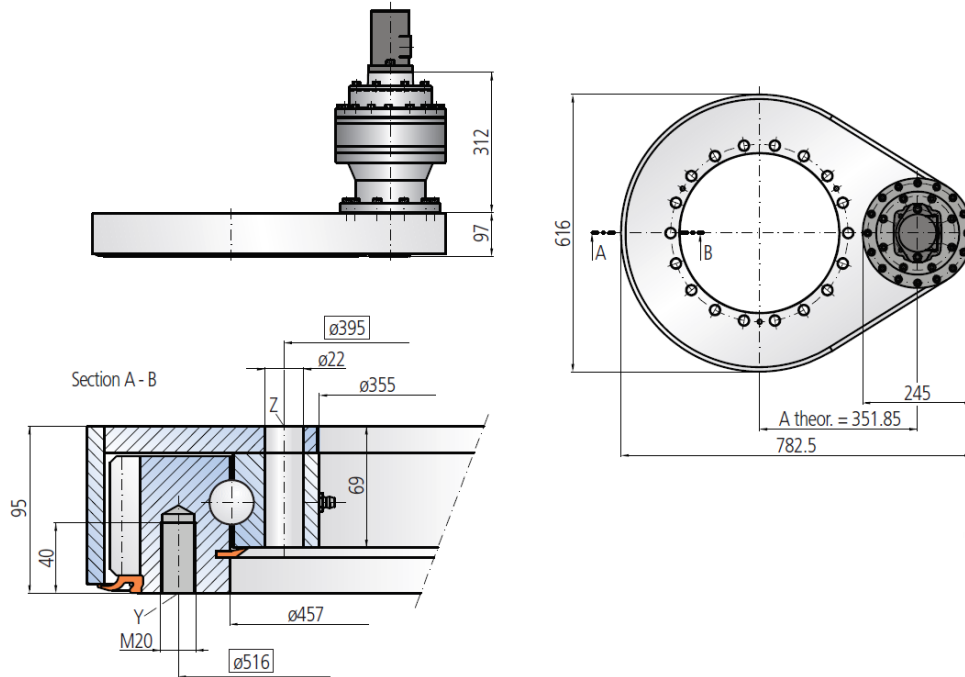
III) manipulace jeřábem bez zatížení od břemene

IV) manipulace jeřábem se zatížením od břemene..... (11 %)

Tab. 11. Zatěžovací stavy

zatěžovací stav	axiální zatížení [kN]	klopný moment [kNm]	podíl zat. stavu [%]
I	10,5	0	75
II	10,5 + dynam. zat.	0	3
III	10,5	13	11
IV	22	46	11

Tyto požadavky splnila pohonná jednotka SP-H 0455/2-05910 s planetovou převodovkou 305 L2 18,1 HZ S5 AQ T B, hydraulickým motorem RE 160. Pohonná jednotka spadá do nejvyšší řady pastorkových jednotek. Otočné spojení je realizováno jednořadým kuličkovým ložiskem s čtyřmi body se zatíženým vnitřním kroužkem a ozubením na vnější straně. K vnitřnímu kroužku je připevněn pohon s planetovou převodovkou.



Obr. 75. Rozměry pohonné jednotky SP-H 455 [33]

Tab. 12. Parametry pohonné jednotky SP-H 455

modul ozubení m [mm]	8
počet zubů věnce z_2 [-]	72
počet zubů pastorku z_1 [-]	15
statická radiální únosnost C_{0rad} [kN]	535
statická axiální únosnost C_{0ax} [kN]	1432
dynamická radiální únosnost C_{rad} [kN]	249
dynamická axiální únosnost C_{ax} [kN]	290
hmotnost včetně motoru [kg]	190

Tab. 13. Parametry planetové převodovky 305 L2 18,1 HZ S5 AQ T B

maximální krouticí moment na výstupu M_{kp} [Nm]	5536
jmenovitý krout. moment na výstupu Mk_{pmax} [Nm]	3390
počet redukcí [-]	2
celkový převodový poměr i_p [-]	18,1
celková účinnost η_p [-]	0,94

Tab. 14. Parametry hydromotoru RE 160

zdvihový objem [cm ³]	162
maximální rychlost otáčení n_m [ot/min]	370
maximální průtok [litrů/min]	61
maximální krouticí moment [Nm]	475
maximální tlakový spád [MPa]	2,07

Výpočet krouticího momentu

Pokud se do rovnice (5):

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i \cdot \eta$$

dosadí za vstupný M_{k1} moment jmenovitý krouticí moment na výstupu převodovky

$$M_{kp} = 3390 \text{ Nm},$$

převodový poměr pohonné jednotky SP-H 0455

$$i_{sp} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{72}{15} = 4,8$$

a účinnost vnějšího ozubení $\eta = 0,98$

$$M_{k2} = 3390 \cdot 4,8 \cdot 0,98 = 15946,56 \text{ Nm}$$

Lze pak omezit krouticí moment motoru na hodnotu:

$$M_{k1} = \frac{M_{kp}}{i_p \cdot \eta_p} = \frac{3390}{18,1 \cdot 0,94} = 199,25 \text{ Nm}$$

Toho lze docílit nastavením pojistných ventilů v hydraulickém obvodu.

Výpočet rychlosti otáčení

$$n = \frac{n_m}{i_c}, \tag{19}$$

kde $i_c = i_p \cdot i_{sp}$ je celkový převodový poměr pohonné jednotky

$$n = \frac{370}{18,1 \cdot 4,8} = 4,259 \text{ ot/min}$$

Z výsledku výpočtů lze usoudit, že řešení otoče s pohonnou jednotkou SP-H 0455 disponuje vyšším krouticím momentem než původní řešení, avšak dosahuje nižší rychlosti otáčení.

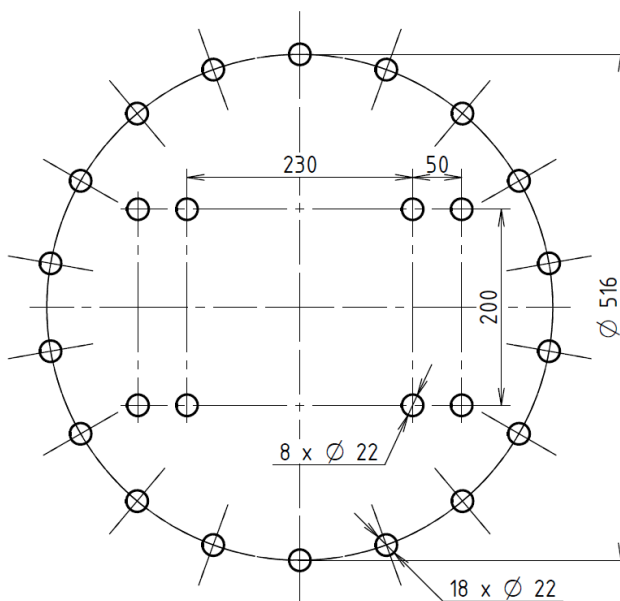
Aplikace na původní návěs

Jelikož se připojovací rozměry původní otoče a pohonné jednotky SP-H 0455 liší (viz obrázek 76), je nutné novou otoč k základně (obvykle k podvozkovému rámu návěsu) připevnit pomocí přípravku. Přípravek, který je na obrázku 77, je složen z desky a kruhu k připevnění ložiska. Podmínky pro upevňovací plochu jsou:

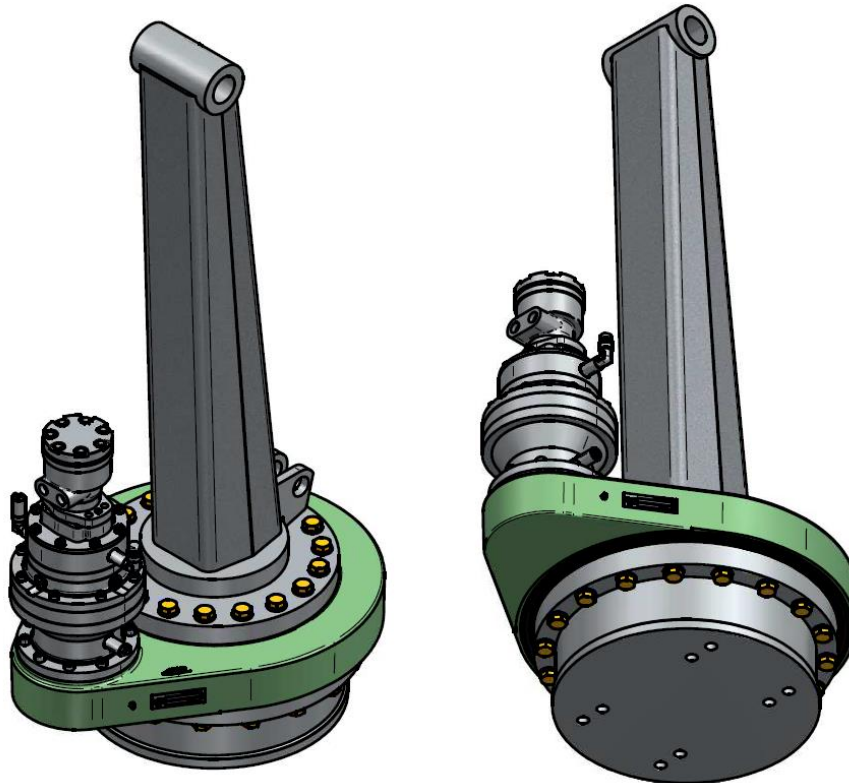
- geometrická tolerance rovinnosti $\delta_r = 0,08$ mm
- maximální deformace pod zatížením $u = 0,21$ mm

Tuhost upevnění pohonné jednotky je zvláště důležitá. Průhyby mohou způsobit nerovnost záběru pastorku do ozubeného kola. Toto může vést k předčasnému selhání zařízení. Řešení na obrázku 77 sice tuhé je, avšak ztěžuje přístup k spojovacím prvkům na základně. Demontáž jeřábu jako u původní otoče, kdy se nejprve povolí 8 šroubů na základně, je u tohoto řešení nemožná. Zde se musí nejprve odmontovat pohonná jednotka od přípravku a teprve pak je umožněn přístup k osmici šroubů.

Další možností, jak vyřešit otázku montáže, je upravit základní desku podvozkového rámu, potažmo celý návěs. Toto by však znamenalo narušení výrobního procesu už vyráběného výrobku



Obr. 76. Porovnání připojovacích rozměrů



Obr. 77. Sestava otoče SP-H 0455 se sloupem jeřábu

Závěr

Pohonná jednotka IMO firmy Brüel & Kjær může být řešením, jak rychle a od jednoho dodavatele získat funkční konstrukční řešení. Cenově však toto řešení nebylo pro zadavatele zajímavé. Zájemce by toto řešení stálo 128 900 Kč bez brzdy a 134 100 Kč s brzdou. Pro aplikaci na vyvážecí jeřáb a práci na svahu je samozřejmě brzda nutná. Tato částka by se však dále zvyšovala s výrobou spojovacích přípravků a případně úpravami návěsu. Jedinou výhodou je tedy vyšší krouticí moment, delší mazací interval (300 hodin oproti 50 hodinám u původní otoče) a možnost kontinuálního otáčení, které ovšem vyžaduje další technické opatření – rotační dělič.

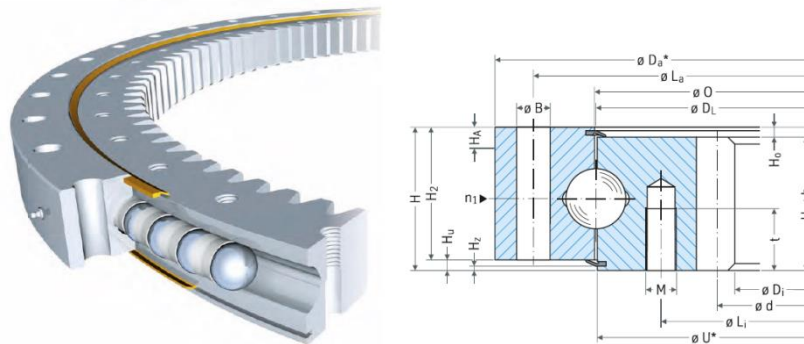
3.3.2 Jednotlivé komponenty otoče

Posledním řešením při výběru otoče pro vyvážecí jeřáb je možný vývoj vlastní nové otoče. V současné praxi to znamená objednání jednotlivých dílů – otočného spojení, pohonu s převodovkou a krytu. Při konstrukci otoče je důležité dosáhnout co nejmenších rozměrů a hmotnosti při zachování pevnosti. Z hlediska různé trvanlivosti různých součástí je nutné zajistit jejich vyměnitelnost. Celek by měl být nenáročný na údržbu. Při výběru je nutné hledět na parametry součástí a zabránit přetížení stroje, vyloučit možnost poruch, zabránit korozi, znečištění. Cílem by také mělo být konstrukci zjednodušit, zajistit snadnou montáž a také přihlídnout i na estetiku.

Otočné spojení

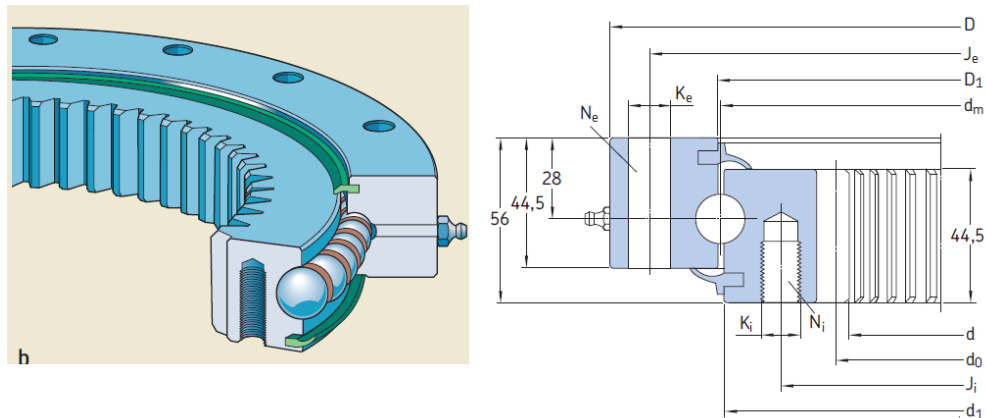
Specializované otočné spojení lze zakoupit u několika výrobců. V rámci této diplomové práce byla provedena poptávka u německé firmy Thyssenkrupp, u českého zastoupení firmy SKF a českého výrobce ložisek SLB.

Firmou Thyssenkrupp bylo nabídnuto ložisko s vnitřním ozubením s kódovým označením 062.20.0544.500.01.1503. Průměr vnějšího kroužku tohoto ložiska je 616 mm. Je určeno pro klopný moment až 120 kNm a axiální zatížení 950 kN. Cena jen tohoto ložiska je 33 632 Kč.



Obr. 78. Otočné spojení firmy Thyssenkrupp [34]

Firma SKF nabídla typově podobné ložisko, s označením RKS.062.20.0544. Tento model je také vybaven vnitřním ozubením a průměr jeho vnějšího kroužku je 616 mm. Je určen pro klopný moment až 180 kNm a axiální zatížení 1300 kN. Cena tohoto ložiska je 96 980 Kč.

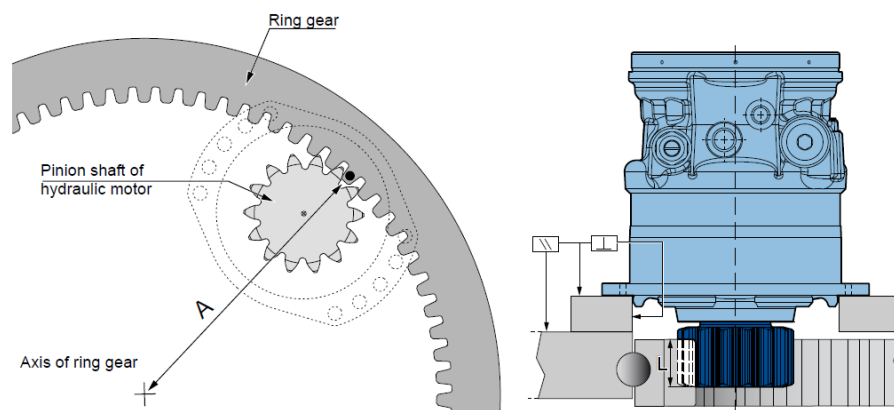


Obr. 79. Otočné spojení firmy SKF [35]

Dalším řešením může být zakázková výroba valivé dráhy u některého tuzemského výrobce specializovaných ložisek. Firma SLB s.r.o. poslala cenovou nabídku na zakázkově vyrobené ložisko s čtyřbodovým stykem o průměru vnějšího kroužku 456 mm. Cena takového ložiska by u této firmy stála 27 000 Kč za kus při výrobě deseti kusů. Jejich výroba je ovšem omezena hranicí 500 mm. Není zde také zaručena tuhost a životnost ložiska. Další nevýhodou oproti dvěma předchozím ložiskům je absence ozubení na vnitřním kroužku.

Pohon s převodovkou

O pohon otoče se v případě pastorkového řešení stará obvykle zubový hydraulický motor s planetovou převodovkou. Jeho výhodou je možnost kontinuálního otáčení, nevýhodou je netěsnost a tedy nutnost zahrnout do řešení brzdu. Pro využití kontinuálního otáčení otoče s ozubeným pastorkem je však nutné do návrhu zahrnout rotační dělič, který umožní přívod tlakové kapaliny na otáčející se část. Dvoukanálový rotační dělič firmy Hunger stojí 44 000 Kč. Hydraulický rozvaděč pak musí být umístěn na otočné části. Ruční rozvaděč, který je běžný u jeřábů nižší a střední řady, by pak musel být nahrazen dálkově ovládaným elektrickým rozvaděčem, který se běžně používá až u jeřábů vyšší řady. Cenu tohoto řešení se v rámci této diplomové práce zjistit nepodařilo.



Obr. 80. Hydraulický motor s pastorkem [13]

4. Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce bylo zhodnocení konstrukčních řešení otočí, zejména výhody a nevýhody pohonu hydraulicky ozubeným hřebenem a pastorkového pohonu. Tyto dvě možnosti pohonu zvažoval zadavatel diplomové práce, firma STS Prachatice, u svého vyvážecího jeřábu.

V první části je popsáno samotné použití vyvážecích jeřábů v lesnictví, otoč je rozdělena na dvě elementární funkce: uložení otočné části a její pohon, jež jsou dopodrobna popsány. Dále byla provedena rešerše používaných řešení a v následující rešerši trhu byl popsán jejich výskyt na moderních vyvážecích a mobilních jeřábech. Pohon hydraulicky ozubeným hřebenem je jednoznačně rozšířenější, což vysvětlila i patentová rešerše. Patenty týkající se otočí s ozubeným hřebenem byly poprvé publikovány už v 50. letech 20. století.

Druhá část byla věnována posouzení několika variant otočí. Byla zde podrobně popsána původní otoč a její vlastnosti. Výpočtem byl zjištěn maximální bezpečný sklon svahu, na kterém může jeřáb pracovat. Dále byly porovnány pevnostní a nákladové vlastnosti původní svařované skříně otoče a uvažované odlité skříně. Byla popsána varianta otoče s pohonnou jednotkou od firmy Brück, která byla upravena pro přípojovací rozměry původní otoče. Cena tohoto řešení však nebyla pro zadavatele zajímavá. V této části je také určena cena některých z hlavních částí otoče s pastorkovým pohonem. Ceny všech jednotlivých částí pastorkové otoče se bohužel stanovit nepodařilo.

Hlavní výhodou pohonu s ozubeným hřebenem je téměř dokonalá těsnost pístů a tedy schopnost držet jakoukoli pozici. Díky obvyklému způsobu práce vyvážecího jeřábu, kterým je obvykle kyvný pohyb v mezích 180°, je jeho nevýhoda, omezený rozsah otáčení, zanedbatelná. Skutečností také je, že otoč s ozubeným hřebenem lze obvykle vyrobit na konvenčních strojích, zatímco pastorková otoč se skládá spíše z nakupovaných částí: přinejmenším z velkorozměrového ložiska a hydraulického motoru. Tyto jsou navíc části, u kterých si jejich důležité vlastnosti nechávají výrobci dobře zaplatit. Lze dojít k závěru, že pohon hydraulicky ozubeným hřebenem je nejčastějším řešením opodstatněně.

Z technologického hlediska je zkoumaná možnost výroby skříně odléváním zajímavá jen pro větší než kusovou sériovost. Pro firmu STS Prachatice jsou tyto jeřáby zatím jen okrajovou záležitostí a v době psaní této diplomové práce existoval jen jediný prototyp. Skříň otoče je sice důležitou částí, avšak jeřáb se i přesto skládá převážně ze svařovaných částí. Například válec pístu a hlavní otočný sloup jsou části, které při současné technologii zatím odlitky nahradit nelze či to nemá smysl. Pokud by však výroba přešla z kusové do sériové výroby, lze odlévání skříně otoče označit za výhodné.

Seznam použité literatury

- [1] Merimex.cz, 2015, Merimex s.r.o. - Specializovaný prodejce lesních strojů John Deere. [online]. 2015. Dostupné z: <http://www.merimex.cz/>
- [2] Lesní a zemědělská technika - stsprachatice.cz. *Stsprachatice.cz* [online]. 2015. Dostupné z: <http://www.stsprachatice.cz/>
- [3] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1968, 661 s. (modrá)
- [4] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. *Jeřáby*. 2., přeprac. a dopl. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1975, 562 s.
- [5] BOLEK, Alfred. *Části strojů. 1. svazek*; 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1989. Technický průvodce.
- [6] BEČKA, Jan. *Tribologie*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01621-8.
- [7] Machine Tools Slewing Ring, 2016. Frb-bearings.com [online] Dostupné z: Frb-bearings.com
- [8] iglide® PRT - Iigus, 2016. [online], 1. IGUS. Dostupné z: http://www.igus.com/_Product_Files/Download/pdf/prt_1.pdf
- [9] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů. 2. svazek*; 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1990. Česká matice technická. ISBN 80-03-00426-8.
- [10] BEDNÁŘ, Bohumír. *Technologičnost konstrukce I*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03268-X.
- [11] ROLOFF, Hermann a Wilhelm MATEK. *Maschinenelemente: Normung. Berechnung. Gestaltung*. Braunschweig: Vieweg & Sohn, 1963.
- [12] *Otáčecí ústrojí hydraulických nakládacích jeřábů*. VRANÍK, Pavel. [online]. [cit.2014-05-06]. Dostupné z: http://pernerscontacts.upce.cz/19_2010/Vranik.pdf
- [13] *Hydraulic Rotary Actuators*, 2015. [online], 1. Parker. Dostupné z: <https://www.parker.com/literature/Literature%20Files/pneumatic/Literature/Actuator-Cylinder/HY03-1800.pdf>
- [14] *Summary Page Power Traverse & Elevation*, 2016. Scorpiontank.co.uk [online]
- [15] *Rotary Distributors catalogue*, 2016. [online] Dostupné z: http://hunger-maschinen-gmbh.de/tl_files/Hunger/Downloads/HMG/Prospekte_Kataloge/Drehverteilerkatalog.pdf
- [16] *Multitalent of forest technology* | Kesla, 2016. Kesla.fi [online], dostupné z: <http://www.kesla.fi>
- [17] *Home, Waratah*, 2016. [online] Dostupné z: Waratah.com
- [18] *Welcome to Cranab*, Cranab, 2016. [online] Dostupné z: Cranab.se

- [19] *Palfinger* [online] PALFINGER AG, Bergheim, Dostupné z: <https://www.palfinger.com/en/emea>
- [20] *Stepakran*, 2016 [online] STEPA Farmkran GmbH 2016, Dostupné z: <http://www.stepakran.com/de/>
- [21] *Fluid pressure torque converter*. Vynálezce: Steiner Carl. Datum přihlášky: 13. květen 1957. Číslo patentu: US2844128 A
- [22] *Actuator*. Vynálezci: Kenneth H Meyer, Carr Paul. Datum přihlášky: 15. únor 1963. Číslo patentu: US3156160 A
- [23] Lorence Mfg Corp. *Drive mechanism for a slew ring assembly*. Vynálezce: Lorence Ervin W. Datum přihlášky: 26. červen 1967. Číslo patentu: US3452624 A
- [24] *Lubricated worm gear driven slewing bearing*. Vynálezce: Paul A. Pecorari. Datum přihlášky: 5. leden 1998. Číslo patentu: US 5957000 A
- [25] Rilbe & Co. Hb. *Device for slewing the column of a crane*. Vynálezci: Ulf Rilbe, Jan Palmcrantz. Datum přihlášky: 17. červen 2004. Číslo patentu: US 7264129 B2
- [26] Ponsse Oyj. *Harvester crane*. Vynálezce: Yrjö Leinonen. Datum přihlášky: 23. únor 2006. Číslo patentu: US 7523834 B2
- [27] ČSN EN 12999 *Jeřáby - Nakládací jeřáby - Česká technická norma 2.vydání* Brusel: Evropský výbor pro normalizaci, květen 2012
- [28] *PATU 304, 304T, 305, 305T Grapple loader – Operation, Maintenance, Spare Parts*. [online] Kesla. Dostupné z: http://www.machinerie.com/manueloperateur/patu/chargeur/p304_p305manueloperateur.pdf
- [29] *PATU 304,304T,305,305T Grapple loader - Spare Parts*. [online] Kesla. Dostupné z: http://www.machinerie.com/PiecesCatalogue/patu/chargeur/304_305.pdf
- [30] BEDNÁŘ, Bohumír. *Technologičnost konstrukce I*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03268-X.
- [31] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [32] *Otočné pohonné jednotky – nové montážní celky pro otáčení a natáčení břemen*. Brück AM, s.r.o.
- [33] *Slew Drive Product Catalog*, Brück AM, s.r.o. [online], Dostupné z: http://www.imo.de/uploads/tx_ffimodlCenter/ST211-GB_01.pdf
- [34] *Complete delivery range – Slewing bearings*, thyssenkrupp AG [online] 2016, dostupné z: www.thyssenkrupp-rotheerde.com/download/info/tk_GWL_GB_230616_web.pdf
- [35] *Slewing bearing catalogue*. SKF CZ, a.s.

Seznam příloh

Příloha 1. Výkres odlitku skříně otoče

Příloha 2. Výkres obrobeného odlitku skříně otoče

Seznam obrázků

Obr. 1. Harvester John Deere 1070E [1].....	2
Obr. 2. Schéma probírkové těžby [1]	3
Obr. 3. Vyvažecí traktor Valmet 830 (vlevo) a vyvažecí souprava s hydraulickou rukou Kesla 304 [2]	3
Obr. 4. Oběžná kola [3].....	4
Obr. 5. Točnice se středním čepem [4].....	4
Obr. 6. Střední čep [4].....	5
Obr. 7. Znázornění otočného jeřábu na skroužené kolejnici [3]	5
Obr. 8. Vnější kroužek je upevněn, otočná část připojena k vnitřnímu kroužku ložiska; ozubení je obrobeno na vnitřním (vlevo) či na vnějším kroužku (vpravo) [4] ..	7
Obr. 9. Vnitřní kroužek upevněn, otočná část připojena k vnějšmu kroužku ložiska; ozubení je obrobeno na vnitřním (vlevo) či na vnějším kroužku (vpravo) [4]	7
Obr. 10. Jednosměrné kotoučové a obousměrné prstencové axiální ložisko [6].....	8
Obr. 11. Tenkostěnná mazací pánev a její kapsa [6]	9
Obr. 12. Patní ložisko sloupu [4]	9
Obr. 13. Různá řešení s kombinací valivého a kluzného ložiska [3]	10
Obr. 14. Používá se i kombinované dolní ložisko [3].....	10
Obr. 15. Různé druhy konstrukce valivých drah: čtyřbodová ložiska, jedno a dvou a třířadá ložiska, válečková ložiska [7]	11
Obr. 16. Konstrukce kluzných bezúdržbových otočných ložisek firmy IGUS; vnitřní kroužek je vyrobený z hliníku či nerezové oceli, vnější kroužek z tvrzeného hliníku či nerezové oceli, mezi nimi jsou kluzné elementy [8].....	11
Obr. 17. Lanový pohon [4]	12
Obr. 18. Schéma lanového pohonu [4]	12
Obr. 19. Nejpoužívanější typy řetězů: pouzdrový řetěz je nahoře, dole je válečkový [9]	13
Obr. 20. Ozubení vnější/vnitřní, ozubený hřeben, šikmé, dvojnásobně šikmé a šípové	15
Obr. 21. Kuželové ozubené převody [11].....	15
Obr. 22. Rozdělení kuželových kol podle zakřivení zubů a) přímé b) šikmé c) kruhové zuby d) kruhové zuby Gleason e) paloidní zuby Klingelberg f) eloidní zuby Oerlikon Spiromatic g) spirální zuby (všechny jsou levá) [9].....	16
Obr. 23. Šneková soukolí se dělí na soukolí: a) válcová b) smíšená (kolo je globoidní) c) globoidní (šnek i kolo je globoidní).....	17
Obr. 24. Princip funkce: tlak hydraulické kapaliny v pístu se mění na rotační pohyb hřídele [13]	17
Obr. 25. Vůle ovlivňující manévrovatelnost [13]	18
Obr. 26. Princip fungování hřebenového pohonu [12].....	19
Obr. 27. Hydraulický aktuátor založený na principu ozubeného hřebene od firmy Parker [13].....	19
Obr. 28. Otáčecí ústrojí poháněné rotačním hydromotorem; 1 - základna, 2 – velkorozměrové ložisko s vnitřním ozubením, 3,4 – kryt, 5 – sloup jeřábu [7].....	20

Obr. 29. Elektromechanický pohon firmy Repaircraft PLC [14]	21
Obr. 30. Rotační dělič firmy Hunger Maschinen [15]	21
Obr. 31. Princip fungování šroubového aktuátoru [13]	22
Obr. 32. Řez hydraulickým aktuátorem se šikmým ozubením [13]	22
Obr. 33. Schéma lamelového aktuátoru firmy Parker [13]	23
Obr. 34. Šnekový pohon otoče [3]	23
Obr. 35. Jeřáby firmy Kesla [16]	24
Obr. 36. Jeřáby firmy Waratah [17]	25
Obr. 37. Jeřáby firmy Cranab [18]	26
Obr. 38. Jeřáby firmy Palfinger [19]	26
Obr. 39. Jeřáby firmy Stepa [20]	27
Obr. 40. US2844127A [21]	28
Obr. 41. US2844128A [21]	28
Obr. 42. [22]	29
Obr. 43. [23]	30
Obr. 44. [24]	31
Obr. 45. [25]	32
Obr. 46. [26]	33
Obr. 47. [27]	34
Obr. 48. Jeřáb PATU 304T (varianta s pozicí 9 a 10) [28]	36
Obr. 49. Hydraulické schéma jeřábu PATU 304T [28]	39
Obr. 50. Diagram znázorňující maximální povolenou zvedací kapacitu při různých vyloženíh jeřábu [28]	40
Obr. 51. Základní rozměry jeřábu PATU 304T [28]	40
Obr. 52. Sestava otoče [29]	41
Obr. 53. Sestava otoče s příslušenstvím [29]	42
Obr. 54. Řez skříní otoče [28]	43
Obr. 55. Hmotnost jednotlivých částí jeřábu [28]	45
Obr. 56. Síly působící na jeřáb	45
Obr. 57. Schéma montáže na zadní osu traktoru [9]	47
Obr. 58. Montáž k podvozkovému rámu návěsu [28]	47
Obr. 59. Montáž pomocí připevňovacího sloupu [28]	48
Obr. 60. Montáž na třibodový závěs traktoru [28]	48
Obr. 61. Rozpad sestavy otoče vytvořené v programu Solidworks	49
Obr. 62. Sestava pro určení nákladů	50
Obr. 63. Model svařence a odlitku v programu Solidworks 2015	53
Obr. 64. Silové poměry v ozubení [31]	54
Obr. 65. Způsob vnášení zatížení	55
Obr. 66. Vizualizace napětí na odlitku	56
Obr. 67. Detail napětí na odlitku	56
Obr. 68. Vizualizace posuvu na odlitku	57
Obr. 69. Vizualizace napětí na svařenci	57
Obr. 70. Detail napětí na svařenci	58
Obr. 71. Vizualizace posuvu na svařenci	58

Obr. 72. Optimalizovaná podoba odlitku skříňe	60
Obr. 73. Závislost celkových výrobních nákladů na počtu kusů	62
Obr. 74. Šneková a pastorková převodovka lmo firmy Brück [32]	63
Obr. 75. Rozměry pohonné jednotky SP-H 455 [33]	65
Obr. 76. Porovnání připojovacích rozměrů	67
Obr. 77. Sestava otoče SP-H 0455 se sloupem jeřábu.....	68
Obr. 78. Otočné spojení firmy Thyssenkrupp [34].....	69
Obr. 79. Otočné spojení firmy SKF [35]	70
Obr. 80. Hydraulický motor s pastorkem [13].....	70

Seznam tabulek

Tab. 1. Technické parametry jeřábu PATU 304T	37
Tab. 2. Nastavení hydraulického systému	38
Tab. 3. Popis obrázku 52	41
Tab. 4. Popis obrázku 53	42
Tab. 5. Popis obrázku 61	50
Tab. 6. Náklady na výrobu otoče.....	50
Tab. 7. Materiálové vlastnosti použité při pevnostním výpočtu	55
Tab. 8. Výsledky pevnostní analýzy:	58
Tab. 9. Cenová nabídka odlitků.....	61
Tab. 10. Zatěžovací podmínky	63
Tab. 11. Zatěžovací stavy	64
Tab. 12. Parametry pohonné jednotky SP-H 455.....	65
Tab. 13. Parametry planetové převodovky 305 L2 18,1 HZ S5 AQ T B	65
Tab. 14. Parametry hydromotoru RE 160	65