



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TRAKTOROVÝ NÁVĚŠ PRO DOPRAVU CHMELOVÉ RÉVY

TRACTOR TRAILER FOR TRANSPORTING HOP VINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Koláček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Lukáš Koláček
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení Vedoucí
práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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

Traktorový návěs pro dopravu chmelové révy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Koncepční návrh konstrukce jednonápravového přípojného návěsu za traktor. Konstrukce plošinové nástavby vybavena řetězovým dopravníkem pro vyložení chmelových rév. Plošina dále vybavena dvěma sklopnými bočnicemi. Pojezdová náprava otočně uložena vzhledem k rámu návěsu.

Požadované technické parametry:

Maximální nosnost traktorového návěsu do 5000 kg.

Maximální rychlost 40 km/h.

Maximální šířka návěsu do 2400 mm.

Hydraulické sklápění bočnic dle požadavku technologie sklizně chmele.

Hydraulický pohon řetězového dopravníku.

Otočné uložení nápravy vzhledem k rámu.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor obdobných traktorových vozů hmotnostní kategorie.

Rešeršní rozbor legislativních předpisů.

Koncepční návrh přípojného návěsu.

Funkční, rozměrové a silové výpočty.

Upřesnění konstrukce návěsu s návrhem komponent.

Pevnostní analytický výpočet vybraných konstrukčních uzlů.

Výkres sestavy návěsu.

Podsestava svařence rámu.

Podsestava svařence bočnic.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

SYROVÝ, Otakar. Doprava v zemědělství. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 9788086726304.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUT IUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem traktorového návěsu pro přepravu chmelové révy. Úvodní část zahrnuje rešeršní rozbor obdobných traktorových vozů a legislativy. V další části je uvedena konstrukce návěsu, silové a funkční výpočty konstrukčních prvků s následnou volbou komponent. V poslední části práce je zhodnocena pevnost kritických míst rámu a vybraných konstrukčních uzlů. Součástí práce je také částečná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Návěs, chmel, rám, dopravník, řetěz, hydromotor

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the design of a tractor trailer for transporting hop vines. The first part contains a research analysis of similar trailers and legislation. In the next part is analysed construction of the trailer, analytical calculations of dimensional and functional properties and choosing components. The last part consists of strength analysis critical points of the frame and chosen construction details with its evaluation. Partial drawing documentation is also included.

KEYWORDS

Trailer, hop, frame, conveyor, chain, hydraulic motor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOLÁČEK, Lukáš. *Traktorový návěs pro dopravu chmelové révy*. Brno, 2023. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí bakalářské práce Jaroslav Kašpárek. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148182>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Lukáš Koláček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval všem, kteří mi pomáhali při psaní této bakalářské práce, především svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odborné vedení práce a čas obětovaný při konzultacích. Dále bych chtěl velmi poděkovat svým rodičům a blízkým za podporu v celém průběhu mého studia na vysoké škole.

OBSAH

Úvod	11
1 Obdobné traktorové vozy hmotnostní kategorie	12
1.1 Soller	12
1.2 Wallner	13
1.3 Bernd Bogdan Landtechnik	13
1.4 Zhodnocení	14
2 Legislativa.....	15
2.1 Kategorie zemědělských přípojných vozidel a pracovních strojů	15
2.2 Povolené hmotnosti	16
2.3 Největší povolené rozměry vozidel a jízdních souprav	16
2.4 Spojování vozidel do souprav	17
2.5 Požadavky na brzdění vozidel	17
2.6 Shrnutí požadavků legislativy pro navrhovaný návěs	18
3 Koncepční návrh.....	19
3.1 Rám	19
3.2 Tažná oj.....	20
3.3 Náprava	21
3.3.1 Točnice	21
3.3.2 Brzdy	22
3.3.3 Odpružení	22
3.4 Řetězový dopravník	23
3.5 Výklopné bočnice	24
4 Funkční, rozměrové a silové výpočty s volbou komponent	25
4.1 Kontrola umístění nápravy	25
4.2 Kontrola umístění opěrného kola.....	28
4.3 Výpočet ovládací síly bočnice	31
4.4 Výpočet ovládací síly nápravy	36
4.4.1 Valivý odpor kol nápravy	36
4.4.2 Ovládací síla natáčení nápravy	37
4.4.3 Návrh přímočarého hydromotoru	39
4.4.4 Kontrola na vzpěr	40
4.5 Výpočet řetězového dopravníku	44
4.5.1 Dopravník	44
4.5.2 Řetězový převod	47
4.5.3 Orbitální hydromotor	50
4.5.4 Kontrola válečkového řetězu	52
5 Pevnostní výpočty	56
5.1 Pevnostní výpočet rámu	56
5.1.1 Výpočet sil v čepech bočnice	56
5.1.2 Výpočet reakčních sil nápravy a tažného oka	58
5.1.3 Výsledné vnitřní účinky	59
5.1.4 Mez kluzu	61

5.1.5	Nebezpečná místa a koeficienty bezpečnosti	62
5.2	Čep bočnice	65
Závěr	68
Použité informační zdroje	69
Seznam použitých zkratk a symbolů	72
Seznam příloh	78

ÚVOD

Pěstování chmele neodmyslitelně patří k českému a středoevropskému zemědělství. Práce na chmelnici a následně i v průběhu sklizně je však stále velkou částí tvořena lidskou prací, a proto je kladen důraz na mechanizaci a snižování podílu manuální práce.

Jedním z prostředků mechanizované sklizně chmele je i vůz pro přepravu chmelových rév, jehož návrh je hlavním tématem této bakalářské práce. Jedná se o prostředek využívaný během sklizně pro přepravu chmelových rév z chmelnice na linku česání chmele.



Obr. 1 Návěš pro svoz chmelové révy STS R.n.L. MV1-073 [2]

Historie vozů započala zhruba v sedmdesátých letech minulého století, v době, kdy se pro sklizeň začaly hojně využívat linky česání chmele. Tím vznikl požadavek pro transport chmelových rév z chmelnice na chmelařské středisko vybavené technologií pro další zpracování chmele. Z počátku to byly jednonápravové vozy jednoduché konstrukce s dřevěnou podlahou a pevnými bočnicemi. Později, především z důvodu sílícího důrazu na mechanizaci sklizně a úprav na lince česání chmele, se začaly vyvíjet vozy (viz *Obr. 1*), které by umožnily agregaci se strhávačem chmele zavěšeným na rámu traktoru. Tím se podařilo plně mechanizovat průběh strhávání chmele až po přepravu na linku česání chmele a díky tomu se celý proces sklizně výrazně zrychlil.

Cílem této práce je navrhnout právě takový traktorový vůz pro přepravu chmele, který splňuje specifické požadavky na sklizeň chmel a zároveň legislativní předpisy pro provoz na pozemních komunikacích. První část této práce se zabývá představením aktuální nabídkou na trhu s těmito vozy, legislativními předpisy a následně dojde k seznámení s konstrukcí vozu a samotným návrhem. Hlavními požadavky návrhu jsou především velikost ložného prostoru, konstrukční rychlost 40 km/h, otočná náprava, výklopné bočnice a posuvné dno pomocí řetězového dopravníku.

1 OBDOBNÉ TRAKTOROVÉ VOZY HMOTNOSTNÍ KATEGORIE

Na trhu s traktorovými návěsy pro svoz chmelových rév lze nalézt pouze hrstku firem zabývajících se výrobou těchto vozů. To je dáno především specifickým odvětvím, jakým chmelová produkce bezpochyby je. Další překážkou pro výrobce, kteří by se do tohoto odvětví mohli pustit, může být relativně složitá a komplexní konstrukce vozu se spoustou neobvyklých požadavků na provoz. Z tohoto důvodu se od zavedení mechanizované sklizně chmele používá stále stejná koncepce vozu, rozdílnou u dnešních výrobců pouze v detailech.

Při průzkumu trhu jsem narazil historicky na celkem pět výrobců těchto vozů. Historicky proto, že dva výrobci svou produkci již ukončili. Jako první se jednalo o společnost Lochmann sídlící v Alpách, která chmelové vozy už nenabízí, ačkoliv jako výrobce stále produkuje jiné návěsy a příslušenství pro zemědělství. Druhým výrobcem byl tuzemský podnik STS Roudnice nad Labem a jejich vozy MV1-073 (viz *Obr. 1*), které v mnohých úpravách dodnes slouží ve většině chmelařských podniků.

Z důvodu malého počtu zde proto budou uvedeny všichni tři aktuální výrobci chmelových vozů. Jedná se o firmy Soller, Wallner a Bernd Bogdan Landtechnik. Ne náhodou všichni tito výrobci sídlí v Německu, které je celosvětově v produkci chmele na druhé příčce, hned před Českou republikou [35]. Jak již bylo zmíněno, všichni tito výrobci používají stejnou koncepci, lišící se pouze v řešení některých konstrukčních uzlů a na pohled také rozdílnou barvou, výškou bočnic a šířkou vozu. Nyní budou tedy vozy uvedeny a popsány.

1.1 SOLLER

Firma Soller je pravděpodobně nejznámější výrobce chmelových vozů díky dlouholeté tradici a také širokému sortimentu výrobků pro zpracování chmele. Jejich vozy se vyznačují spolehlivostí a vysokou kvalitou, a proto si také vydobily dobré jméno a významné postavení v prodejkách nejen v tuzemsku. Poznávacím znamením je barevná kombinace sytě zelených bočnic a červeného rámu (viz *Obr. 2*). Základní technické údaje vozu pro nabízené varianty 6/20D, 6/22D, 6/24D jsou uvedeny v tabulce v příloze 1.



Obr. 2 Návěs Soller 6/22D [5]

1.2 WALLNER

Dalším silným hráčem na trhu s návěsami pro svoz chmelových rév je firma Wallner. Tato firma je známá především v Německu, kde je konkurentem firmě Soller především z hlediska nabízených variant a také odlišných řešení některých konstrukčních prvků. Nejvýraznějším rozdílem je použití portálové nápravy s natáčením kol a řízením Ackermann, namísto natáčení celé nápravy a také materiál z něž je vyrobena podlaha. Stejně jako většina zemědělských strojů, má i Wallner své firemní barvy, a to kombinaci oranžových bočnic a zeleného rámu (viz Obr. 3). V tabulce v příloze 1 jsou uvedeny základní parametry a technické údaje pro všechny varianty vozu Wallner RLW, tedy varianta L, XL, XXL.



Obr. 3 Návěs Wallner RLW XXL [3]

1.3 BERND BOGDAN LANDTECHNIK

Jedná se o mladou, teprve dvacetiletou rodinnou firmu se sídlem v Bavorsku. Návěsy pro svoz chmelových rév začala firma vyvíjet teprve nedávno. Hlavní odlišností od vozů zmíněných výše je opět náprava, je zde použita speciální od výrobce BPW s řízením Ackermann a synchronním válcem řízení. Rozlišujícím znakem je opět barevná kombinace světle zelených bočnic a šedého rámu (viz Obr. 4). Technické parametry a rozměry pro typ HLW 210 jsou uvedeny v tabulce v příloze 1.



Obr. 4 Návěs Bernd Bogdan HLW 210 [4]

1.4 ZHODNOCENÍ

Na našem trhu se jednoznačně nejvíce prosazuje se svými návěsy pro svoz chmelových rév firma Soller (viz 1.1). Kromě kvality a spolehlivosti vozů tomu pomáhá také fakt, že jde o jediného výrobce se zastoupením v ČR a z toho důvodu to byl také jediný mě známý aktuální výrobce. Po průzkumu trhu jsem však narazil také na další výrobce jako Wallner (viz 1.2) nebo úplnou novinku v podobě firmy Bernd Bogdan Landtechnik (viz 1.3), která si teprve začíná budovat své jméno v dané oblasti. Stále se však jedná o vozy stejné koncepce pouze s mírnými odlišnostmi. Těmi viditelnými rozdíly u vozů jsou kromě barvy nejčastěji šířka vozu a výška bočnic. Tyto rozměry si volí zákazník dle svých požadavků a často jsou zohledněny přímo v nabídce výrobce. Výpis technických parametrů vozů jednotlivých výrobců jsou uvedeny v tabulce viz příloha 1.

2 LEGISLATIVA

Schvalování zemědělských a lesních přípojných vozidel a strojů započalo přijetím směrnice Evropského parlamentu a Rady 2003/37/ES v roce 2003 [6]. Tato směrnice rozšířila oblast působnosti z kolových traktorů také na pásové traktory, přípojná vozidla a přípojně pracovní stroje zemědělských a lesních traktorů. Nicméně v důsledku nepřijetí zvláštních směrnic pro nové kategorie vozidel nedošlo k přijetí směrnice v celém znění.

Tento nedostatek byl vyřešen v roce 2013 přijetím nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly [7]. Hlavním účelem bylo nahradit systém schvalování typu členských států systémem společným pro celou EU. Avšak i po přijetí tohoto nařízení zůstalo typové schvalování pásových traktorů, přípojných vozidel a strojů nepovinné, a tedy tyto kategorie mohou být schvalovány dle předpisů v jednotlivých zemích evropské unie. Předpisy v členských zemích jsou však stále ovlivněny tímto nařízením a ve většině případů proto také dochází k jeho uplatnění.

2.1 KATEGORIE ZEMĚDĚLSKÝCH PŘÍPOJNÝCH VOZIDEL A PRACOVNÍCH STROJŮ

Podle nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 ze dne 5. února 2013 o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly [7], se tyto vozidla dělí do kategorií:

- T a C – kolové a pásové traktory
- R – přípojná vozidla
- S – výměnné tažené zařízení

Všechny tyto kategorie se dále dělí podle konstrukční rychlosti:

- „a“ - platí pro maximální konstrukční rychlost rovnou 40 km/h nebo nižší
- „b“ - platí pro maximální konstrukční rychlost vyšší než 40 km/h

Kategorie R a S se dále dělí podle technicky přípustných hmotností na nápravu:

- „**kategorie R1**“: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu nepřevyšuje 1 500 kg.
- „**kategorie R2**“: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 1 500 kg, ale nepřevyšuje 3 500 kg.
- „**kategorie R3**“: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 3 500 kg, ale nepřevyšuje 21 000 kg.
- „**kategorie R4**“: přípojná vozidla, u nichž součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 21 000 kg.
- „**kategorie S1**“: výměnné tažené zařízení, u něhož součet technicky přípustných hmotností na nápravu nepřevyšuje 3 500 kg.

- „**kategorie S2**“: výměnné tažené zařízení, u něhož součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 3 500 kg.

2.2 POVOLENÉ HMOTNOSTI

Největší povolené hmotnosti silničních vozidel, zvláštních vozidel a jejich rozdělení na nápravy jsou podle § 37 vyhlášky č. 341/2014 Sb. [8] následující.

Největší povolené hmotnosti na nápravy:

1. U jednotlivé nápravy – 10 tun
2. Dvojnáprava přípojného vozidla s rozvorem
 - do 1,0 m – 11,5 tun
 - od 1,0 m a méně než 1,3 m – 16 tun
 - od 1,3 m a méně než 1,8 m – 18 tun
3. Trojnáprava přípojného vozidla s rozvorem:
 - do 1,3 m včetně – 21 tun
 - nad 1,3 m do 1,4 m včetně – 24 tun
 - nad 1,4 m do 1,8 m včetně – 27 tun

Největší povolené hmotnosti silničních vozidel:

1. Přívěsy se dvěma nápravami – 18 tun
2. Přívěsy se třemi nápravami – 24 tun
3. Přívěsy se čtyřmi a více nápravami – 32 tun

Pozn.: Pouze u traktorových návěsů může být největší povolená hmotnost vyšší než hmotnosti stanovené u přívěsů uvedené výše v závislosti na počtu náprav o hmotnost připadající na spojovací zařízení v závislosti na typu tohoto spojovacího zařízení a jeho povoleném zatížení. [8]

2.3 NEJVĚTŠÍ POVOLENÉ ROZMĚRY VOZIDEL A JÍZDNÍCH SOUPRAV

Povolené rozměry vozidel a jízdních souprav včetně nákladu upravuje v § 39 opět vyhláška č. 341/2014 Sb. [8]

1. Největší povolená šířka vozidel kategorií T a R:
 - 2,55 m

- 3,00 m (samojízdných a výměnných tažených strojů, nesených pracovních strojů v jízdní soupravě s nosičem a traktorů za podmínek stanovených v příloze č. 12 k této vyhlášce)
2. Největší povolená výška:
- 4,00 m
3. Největší povolená délka:
- 12,00 m jednotlivého vozidla s výjimkou autobusu a návěsu
 - 18,00 m jízdní soupravy traktoru s jedním přívěsem nebo návěsem nebo jízdní soupravy traktoru s přípojným pracovním strojem
 - 22,00 m pro jízdní soupravy se dvěma přívěsy nebo s kombinací návěsu a jednoho přívěsu

2.4 SPOJOVÁNÍ VOZIDEL DO SOUPRAV

Spojitelnost z pohledu okamžité hmotnosti přípojného vozidla a souprav je pro traktory dána § 34 vyhlášky č. 341/2014 Sb. [8]:

1. Okamžitá hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel smí být u jízdních souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí do 40 km.h⁻¹ nejvýše 2,5násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla. U jízdní soupravy traktoru a traktorového návěsu se okamžitou hmotností každého z vozidel jízdní soupravy rozumí součet hmotností případajících na jednotlivé nápravy traktoru, respektive návěsu. Podíl hmotnosti případající na nápravy traktorového návěsu nesmí převyšovat největší povolenou hmotnost přípojného vozidla uvedenou v technickém průkazu traktoru.
2. Okamžitá hmotnost přípojného vozidla nebo přípojných vozidel smí být u jízdních souprav s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než 40 km.h⁻¹ nejvýše 1,5násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla.

2.5 POŽADAVKY NA BRZDĚNÍ VOZIDEL

Nařízení komise v přenesené pravomoci (EU) 2015/68 ze dne 15. října 2014, kterým se doplňuje nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013, pokud jde o požadavky na brzdění vozidel pro účely schvalování zemědělských a lesnických vozidel [9], stanovuje nové požadavky na funkci a konstrukci brzdových systémů vozidel.

Vozidla kategorií R a S

1. Vozidla kategorií R1a, R1b, S1a, S1b (jestliže součet technicky přípustných hmotností na nápravu nepřevyšuje 750 kg) nemusí být vybavena systémem provozního brzdění. Jestliže však vozidla těchto kategorií systémem provozního brzdění vybavena jsou, musí tento systém splňovat tytéž požadavky jako vozidla kategorie R2, případně S2.

2. Vozidla kategorií R1b a S1b (jestliže součet technicky přípustných hmotností na nápravu převyšuje 750 kg) a R2 musí být vybavena systémem provozního brzdění průběžného nebo poloprůběžného nebo nájezdového typu. Jestliže však jsou vozidla těchto kategorií vybavena systémem provozního brzdění průběžného nebo poloprůběžného typu, musí splňovat tytéž požadavky jako vozidla kategorie R3.
3. Pokud tažené vozidlo patří do kategorie R3, R4 nebo S2, musí mít systém provozního brzdění průběžného nebo poloprůběžného typu.
4. Odchylně od požadavku bodu 2.2.2.3 smí být systém nájezdového brzdění namontován na vozidla kategorie R3a a S2a s maximální hmotností nepřevyšující 8 000 kg za těchto podmínek:
 - konstrukční rychlost nepřevyšuje 30 km/h, když brzdy nepůsobí na všechna
 - kola konstrukční rychlost nepřevyšuje 40 km/h, když brzdy působí na všechna kola.
 - na zadní straně přípojných vozidel kategorie R3a vybavených systémem nájezdového brzdění musí být namontován trvanlivý štítek (o průměru 150 mm) uvádějící maximální konstrukční rychlost. To znamená 30 km/h, případně 40 km/h, nebo 20 či 25 mph v členských státech, kde se ještě používají imperiální jednotky.
5. Systém provozního brzdění:
 - musí působit alespoň na dvě kola na každé nápravě v případě taženého vozidla kategorií Rb a Sb;
 - musí rozdělovat brzdňý účinek vhodným způsobem mezi nápravy;
 - musí obsahovat na nejméně jednom ze zásobníků, pokud jsou namontovány, zařízení k odvodňování a k vyfukování, a to ve vhodné a snadno přístupné poloze.

2.6 SHRNUTÍ POŽADAVKŮ LEGISLATIVY PRO NAVRHOVANÝ NÁVĚS

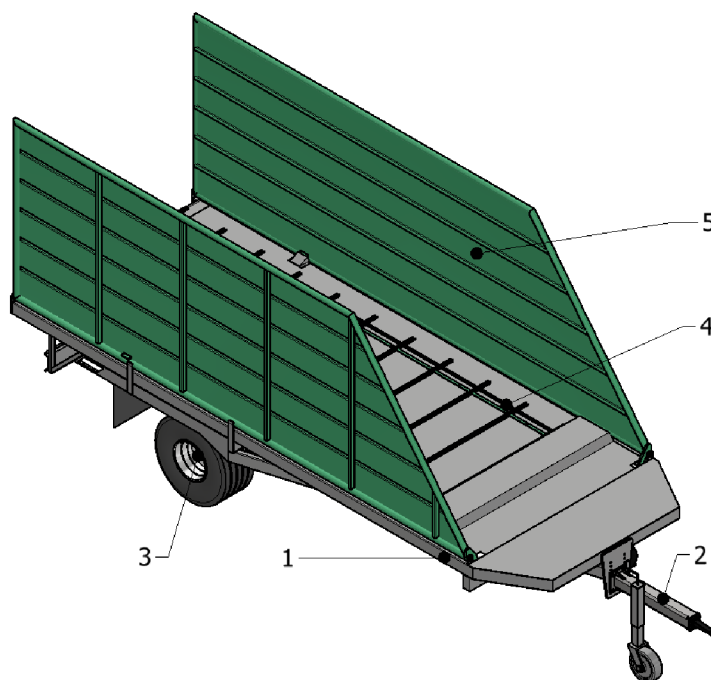
Požadavky na návěs pro přepravu chmelové révy jsou následující:

- Počet náprav: jedna
- Maximální rychlost: do 40 km/h
- Brzdy: pneumatické, s účinkem na obou kolech nápravy
- Maximální celková šířka/výška: 2 400/4 000 mm

Z těchto požadavků lze vůz zařadit do kategorie přípojných vozidel R3a. Tedy splňuje požadavek maximální konstrukční rychlosti do 40 km/h a hmotnosti na jednu nápravu mezi 3 500 - 21 000 kg. Vůz dále také splňuje požadavky na maximální šířku a výšku pro danou kategorii. Pro brzdění byl zvolen pneumatický systém, ačkoliv legislativa umožňuje užití pouze nájezdové brzdy.

3 KONCEPČNÍ NÁVRH

Vůz pro přepravu chmelových rév se skládá z konstrukčních částí (viz *Obr. 5*), které jsou popsány níže v této kapitole. Jedná se zejména o rám, nápravu, řetězový dopravník, výklopné bočnice a spojovací zařízení.



Obr. 5 Koncept traktorového návěsu pro přepravu chmelové révy a jeho části: 1 – rám, 2 – tažná oj, 3 – náprava, 4 – řetězový dopravník, 5 – výklopné bočnice

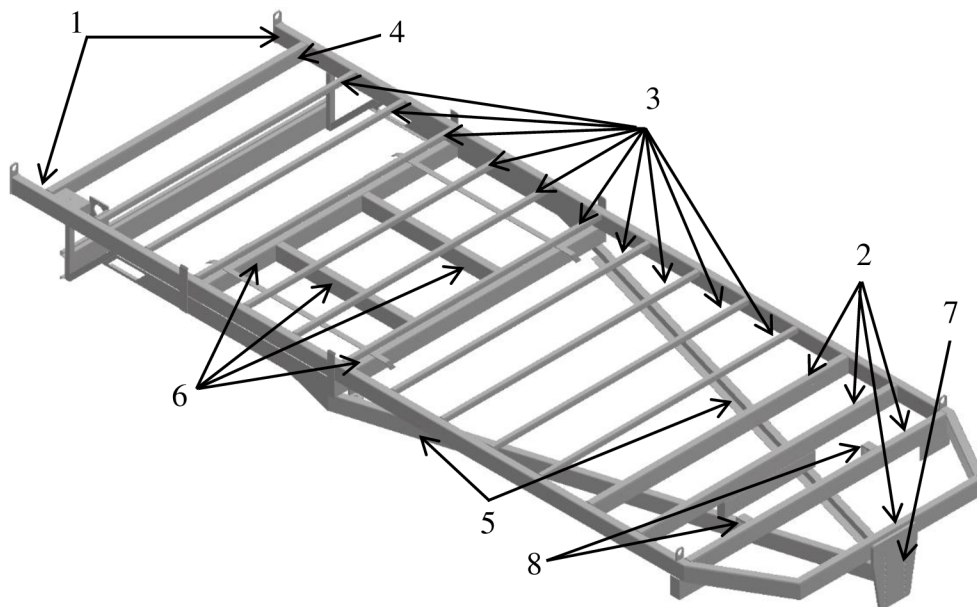
3.1 RÁM

Na rám (viz *Obr. 6*), jako nejvíce namáhanou část návěsu, jsou kladeny vysoké požadavky z hlediska pevnosti, tuhosti a odolnosti proti kroucení. Pro splnění těchto požadavků byla zvolena koncepce žebřinového rámu. Jedná se o svařenec z uzavřených a otevřených profilů. Hlavní žebřinový rám je složen ze dvou podélných uzavřených profilů 120 x 60 x 5 mm z materiálu dle EN S355J0 a propojený příčníky uzavřených profilů s rozdílnými rozměry průřezu 120 x 60 x 5 mm, 40 x 4 mm a 100 x 60 x 5 mm a materiálu dle EN S355J0. Příčníky jsou k podélníkům přivařeny po celém obvodu a jsou nosným prvkem podlahy návěsu vyrobené z ohýbaného plechu o tloušťce 2,5 mm. Tento rám dále doplňují otevřené U profily 120 x 60 x 4 mm směřující ve tvaru písmene V od tažného oje k nápravě a tím zvyšují celkovou pevnost a tuhost návěsu.

Pomocný rám pro uchycení točnice nápravy je tvořen dvěma příčníky a dvěma podélnými nosníky, opět z uzavřených profilů 120 x 60 x 5 mm a materiálu dle EN S355J0. Tento pomocný rám nápravy se nachází v zadní polovině žebřinového rámu, ke kterému je přivařen.

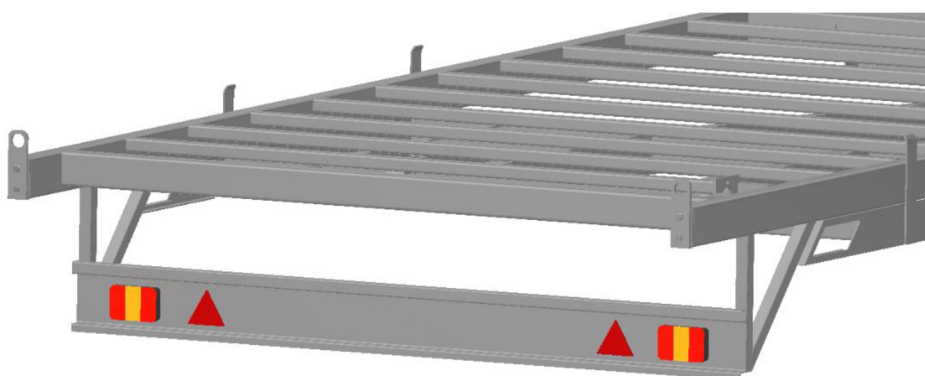
V přední části je k rámu přivařena deska o tloušťce 20 mm s připravenými dírami pro výškově nastavitelné oje. Rozsah nastavování výšky oje je 160 mm. Dále jsou zde k druhému

příčniku navařeny oka pro připevnění přímočarých hydromotorů pro ovládání bočnice a také plechové kryty těchto hydromotorů. Rám je v přední části zúžen pro snadnější manipulaci.



Obr. 6 Svařenec rámu; 1 – podélné profily 120 x 60 x 5 mm, 2 – příčné profily 120 x 60 x 5 mm, 3 – příčné profily 40 x 4 mm, 4 – příčný profil 100 x 60 x 5 mm, 5 – otevřené U profily 120 x 60 x 4 mm, 6 – pomocný rám nápravy z profilů 120 x 60 x 5 mm, 7 – přední deska o tloušťce 20 mm, 8 – oka pro připevnění přímočarých hydromotorů bočnice

V zadní části rámu je umístěn další pomocný rám (viz Obr. 7) pro uchycení světel a bezpečnostních prvků nařizující legislativa provozu vozidel na pozemních komunikacích, který slouží zároveň jako zábrana proti podjetí.

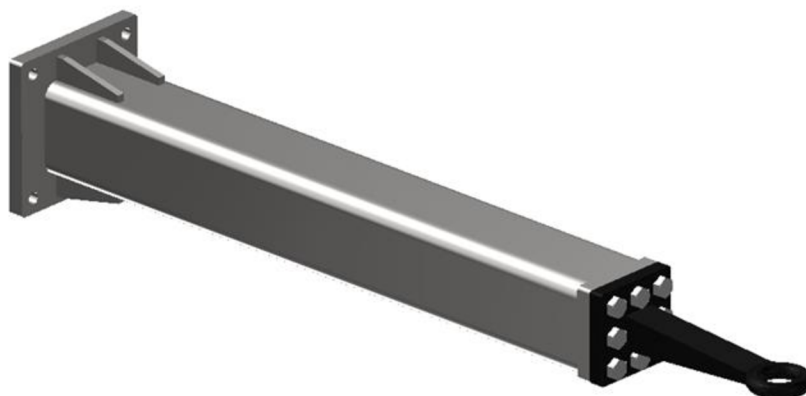


Obr. 7 Zábrana proti podjetí

3.2 TAŽNÁ OJ

Spojení návěsu s traktorem je umožněno pomocí tažného oka na oji vozu a horního etážového závěsu umístěného v zadní části traktoru s vložením čepu, který je v závěsu zajištěn závlačkou. Výškově nastavitelné oje návěsu (viz Obr. 8) je vybaveno podpůrným kolem pro

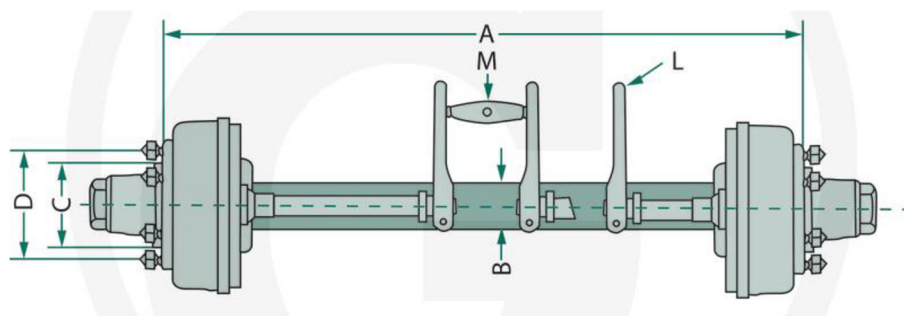
odstavení mimo provoz (viz *Obr. 18*) a skládá se z uzavřeného čtvercového profilu 120 x 5 mm a materiálu dle EN 10219 S355J0, který je pomocí příruby pevně spojen s tažným okem a na druhé straně je spojen s rámem čtyřmi šrouby. Tažné oko o průměru 40 mm dle DIN 74054 s přírubou s 8 otvory bylo zvoleno od výrobce Rockinger [11].



Obr. 8 Tažná oj

3.3 NÁPRAVA

Nepostradatelnou součástí návěsu je také náprava (viz *Obr. 9*). Ta zajišťuje přenos zatížení vozu na kola a dále na vozovku. Náprava od firmy BPW [12], optimalizovaná pro nosnost 6 500 kg a maximální rychlost návěsu 40 km/h, se skládá ze spojovací tyče uzavřeného čtvercového profilu 70 mm a nábojů kol, které jsou osazeny bubnovými brzdami. Pro optimální stabilitu byl zvolen rozchod kol nápravy 1 600 mm a rozteč šroubů 6 x 205.



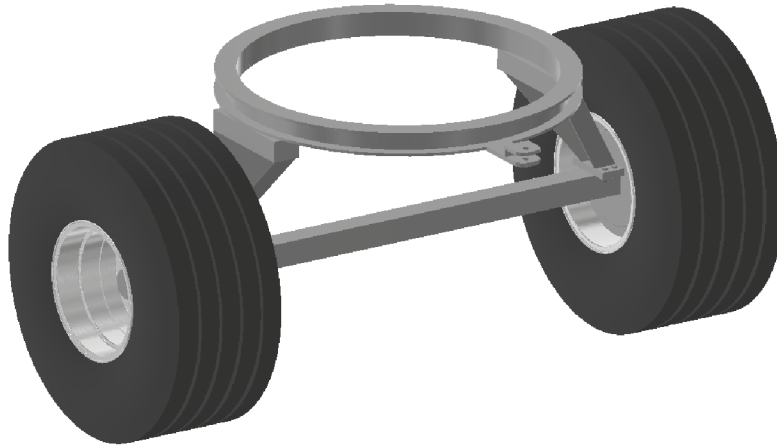
Obr. 9 Náprava BPW [12]

3.3.1 TOČNICE

Specifikum u vozů na přepravu chmelových rév je možnost natáčení nápravy vzhledem k rámu. Samotné natáčení je řešeno nápravou připevněnou k točnici a následně k rámu. Točnice funguje jako axiální jednořadé kuličkové ložisko, které přenáší zatížení od nákladu a tíhy vozu na nápravu a zároveň tedy umožňuje natáčení nápravy pomocí přímočarého hydromotoru, dále jen PČHM, ovládaného obsluhou z kabiny traktoru.

Točnice byla zvolena od výrobce JOST s dovolenou axiální silou 70 kN. Jedná se o typ KLK HE 12-1000 W, s vnějším průměrem 1 000 mm a vnitřním průměrem 850 mm [13].

Součástí točnice je i pomocný rám k upevnění nápravy. Jedná se o prvky vytvořené z plechu o tloušťce 4 mm, které mají za úkol vyrovnání výšek mezi osou nápravy a točnicí a zároveň jsou vyrobeny do tvaru písmene A pro rozložení zatížení vozu od točnice co nejbližší k nábojům kol (viz *Obr. 10*).



Obr. 10 Sestava nápravy s točnicí

3.3.2 BRZDY

Bubnové brzdy o velikosti 300 x 60 mm jsou součástí nápravy od výrobce BPW, ovládaný jsou pneumaticky a pomocí vzduchové hadice jsou propojeny s traktorem. Tato brzda však může fungovat pouze za dostatečného tlaku v soustavě, a proto je vlek pro odstavení vybaven vzdušníkem a ruční brzdou ovládanou lankem, která návěs zajistí proti pohybu.

3.3.3 ODPRUŽENÍ

Systém odpružení je u běžných vleků a návěsů prvkem zvyšující bezpečnost a rychlost přepravy nákladu. Nicméně u vozů této kategorie se odpružení využívá pouze zřídka. Odpružení je tak tvořeno pouze vzduchem v pneumatikách, což je také řešení běžně využíváno v praxi u vozů této hmotnostní kategorie.

Pneumatiky s flotačním dezénem snižující utužení půdy byly zvoleny od výrobce Mitas (viz *Obr. 11*) s rozměrem 400/60 - 15.5 145/132 A8 TR08 TL [15]. Maximální nosnost pneumatiky při rychlosti 40 km·h⁻¹ je 2900 kg pro nepoháněnou nápravu. Pneumatiky jsou osazeny na discích výrobce Mefro (viz *Obr. 12*) o rozměrech 13.00 x 15.5 161/205/6 A2 ET -15 [14].



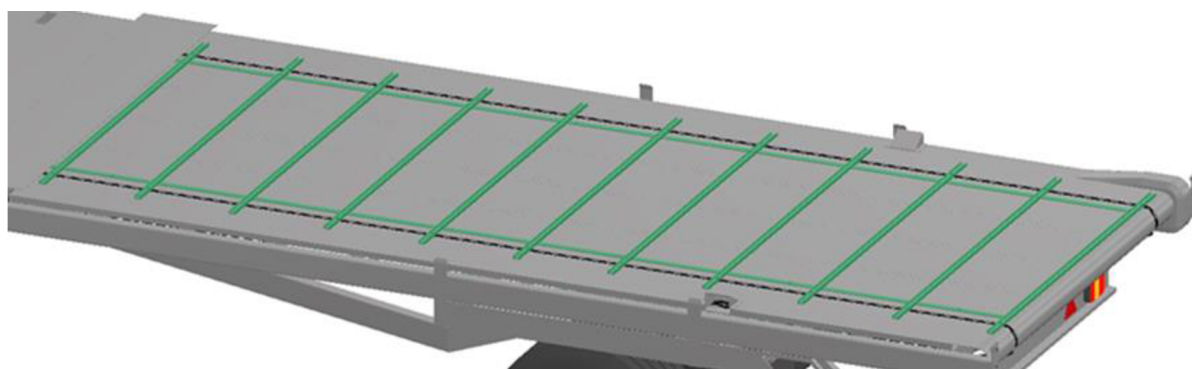
*Obr. 11 Pneumatika Mitas 400/60 -
15.5 145/132 A8 TR08 TL*



*Obr. 12 Disk 13.00 x 15.5 161/205/6 A2
ET -15 od společnosti Mefro*

3.4 ŘETĚZOVÝ DOPRAVNÍK

Řetězový dopravník (viz *Obr. 13*) se skládá ze dvou článkových řetězů propojených příčnickou pohyblivou se po plastových lištách a má za úkol přemístění chmelových rév z návěsu na podlahu u linky česání chmele. Použití dopravníku je zde vhodné z důvodu zachování stability návěsu a také zachování uložení chmele, jaké bylo vytvořeno při strhávání, což je žádoucí pro snadnější následné zpracování.



Obr. 13 Řetězový dopravník

Dopravník je tvořen vysokopevnostními řetězy třídy 10 s rozměry 8x24 mm a mezním zatížením 63 000 N. Ve zvoleném rozmezí 448 mm jsou k okům řetězu jednotlivě připevněny příčnickou z U profilů o rozměrech 30 x 20 x 2 mm dle normy EN 10219. Řetězy dopravníku jsou zapuštěné do podlahy a poháněny jsou kapsovými řetězovými koly, speciálně určené pro článkové řetězy. Rozměr kapsových kol byl zvolen na základě velikosti zvoleného řetězu. Plastové kluzné lišty (viz *Obr. 14*), po kterých se pohybují příčnickou, byly zvoleny z důvodu nízkého tření a vysoké únosnosti materiálu od výrobce Murtfeldt, typ CF [29].

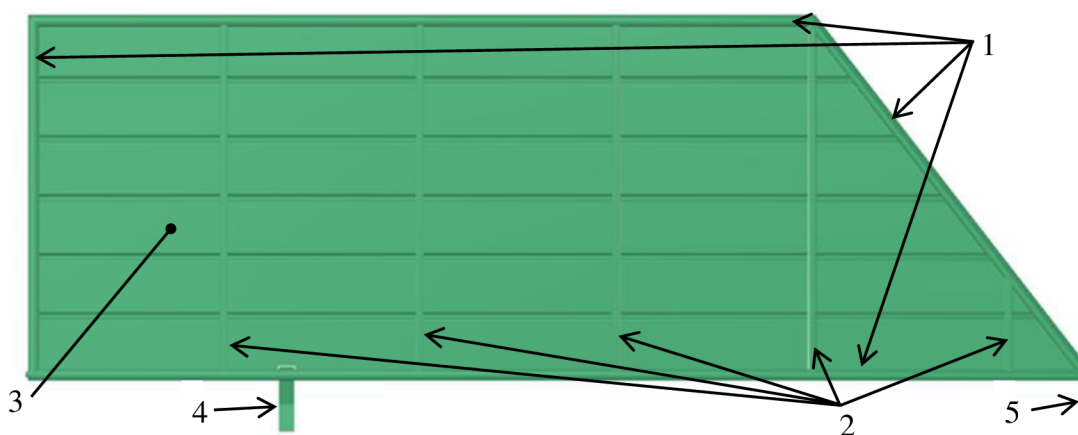


Obr. 14 Kluzná lišta Murtfeldt [29]

Pohon dopravníku je řešen za pomoci orbitálního hydromotoru, který přenáší moment na zadní hnací hřídel přes krátký válečkový řetěz. Použitím řetězového převodu s rozdílnou velikostí řetězových kol tak byl vytvořen redukovaný stálý převod pro snížení rychlosti dopravníku. Samotný hydromotor je z konstrukčních důvodů umístěn pod podlahou návěsu.

3.5 VÝKLOPNÉ BOČNICE

Dalším specifikem vozů pro sklizeň chmele jsou výklopné bočnice (viz Obr. 15). K rámu jsou připevněny ve dvou uloženích zajišťující osu otáčení. Uložení je realizováno kuličkovými jednořadými ložisky SKF 61905 [22]. Pohyb je zajištěn přes páku pomocí dvou PČHM pro každou bočnici uložených pod podlahou návěsu. Pro tento návěs byly zvoleny hydromotory dvojčinné, tedy ovládající jak otevírání, tak zavírání bočnic. Bočnice se skládá z rámu tvořeného silnostěnnými bezešvými trubkami 60,3 x 6,3 mm dle EN 10210, výztuhami se čtvercovými profily 40 x 3 mm a plechem s tvarovými výztuhami o tloušťce 2,5 mm.



Obr. 15 Výklopná bočnice; 1 – rám bočnice z trubek 60,3 x 6,3 mm, 2 – výztuhy z profilů 40 x 3 mm, 3 – plech 2,5 mm, 4 – zadní páka, 5 – přední páka

4 FUNKČNÍ, ROZMĚROVÉ A SILOVÉ VÝPOČTY S VOLBOU KOMPONENT

V následující kapitole jsou provedeny výpočty kontroly umístění nápravy a opěrného kola, výpočty ovládacích sil pro pohyb bočnic, natáčení nápravy a také pro pohon dopravníku. V rámci těchto výpočtů budou voleny komponenty pro vlastní návrh konstrukce.

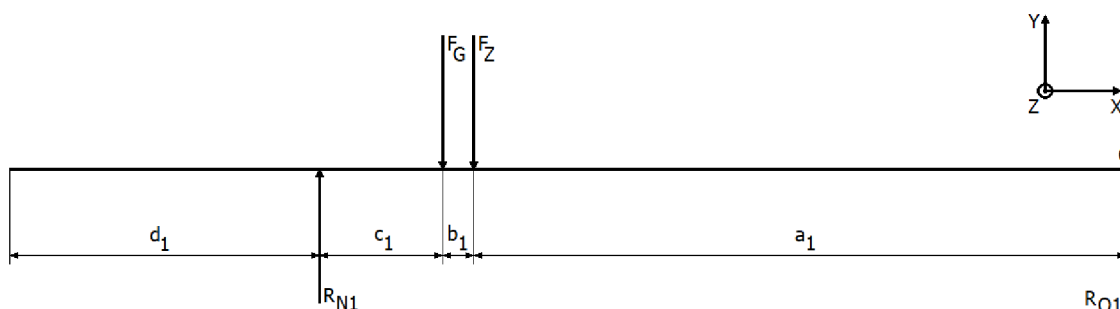
Protože se jedná o přípojné vozidlo bez vlastního zdroje hydraulického oleje, je uvažováno se vstupními parametry pro výpočty dle parametrů dodávaných tažným vozidlem. Parametry tlaku hydraulického oleje dodávaného čerpadlem traktoru a průtok oleje platí pro model Proxima českého výrobce Zetor (viz Tab. 1).

Tab. 1 Parametry hydraulického systému traktoru Zetor Proxima [10]

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Tlak hydraulického oleje	p_T	$18 \cdot 10^6$	Pa
Dodávané množství oleje	$Q_{T \max}$	60	$l \cdot \text{min}^{-1}$

4.1 KONTROLA UMÍSTĚNÍ NÁPRAVY

Kontrolní výpočet rozložení zatížení na nápravu návěsu a zatížení přenášené na zadní nápravu traktoru při maximálním zatížení slouží ke kontrole umístění nápravy vzhledem k rámu. Umístění nápravy bylo zvoleno ve vzdálenosti 5 240 mm od středu tažného oka (viz Obr. 16). Poloha těžiště a hmotnost nezatíženého vozu byla zjištěna za pomoci programu Autodesk Inventor Professional 2023. Předpokládáno je rovnoměrné rozložení nákladu.



Obr. 16 Grafické znázornění silového působení v transportním stavu

Síla od zatížení

Pro výpočet síly působící od zatížení platí:

$$F_Z = m_Z \cdot g \text{ [N]} \quad (1)$$

kde: m_Z ... užitečné zatížení návěsu

g ... gravitační zrychlení

$$F_Z = 3\,500 \cdot 9,81$$

$$F_Z = 34\,335 \text{ N}$$

Gravitační síla návěsu

Pro výpočet gravitační síly působící v těžišti platí:

$$F_G = m_1 \cdot g \text{ [N]} \quad (2)$$

kde: m_1 ... hmotnost návěsu

$$F_G = 2\,150 \cdot 9,81$$

$$F_G = 21\,091,5 \text{ N}$$

Rovnice statické rovnováhy

Pro výpočet reakčních sil platí následující rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum_i^n F_y = 0; R_{N1} - F_G - F_Z + R_{O1} = 0 \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{Z_O} = 0; F_Z \cdot a_1 + F_G \cdot (a_1 + b_1) - R_{N1} \cdot (a_1 + b_1 + c_1) = 0 \quad (4)$$

kde: F_Z ... síla od zatížení

F_G ... gravitační síla návěsu působící v těžišti

R_{N1} ... reakční síla nápravy

R_{O1} ... reakční síla tažného oka

a_1 ... délka od středu oka závěsu k síle působící od zatížení

b_1 ... délka od síly působící od zatížení k těžišti vozu bez zatížení

c_1 ... délka od těžiště vozu bez zatížení k nápravě

Úpravou rovnice momentové rovnováhy (4) se stanoví reakční síla nápravy R_{N1} :

$$R_{N1} = \frac{F_Z \cdot a_1 + F_G \cdot (a_1 + b_1)}{(a_1 + b_1 + c_1)} [N]$$

$$R_{N1} = \frac{34\,335 \cdot 4\,250 + 21\,091,5 \cdot (4\,250 + 185)}{(4\,250 + 185 + 805)}$$

$$R_{N1} = 45\,699,34 \text{ N}$$

Úpravou rovnice silové rovnováhy (3) se stanoví reakční síla ve středu tažného oka R_{O1} :

$$R_{O1} = F_G + F_Z - R_{N1} [N]$$

$$R_{O1} = 21\,091,5 + 34\,335 - 45\,699,34$$

$$R_{O1} = 9\,727,16 \text{ N}$$

Výpočet hmotnosti působící na nápravu

Pro reakční sílu nápravy v transportním stavu platí:

$$R_{N1} = m_{N1} \cdot g [N] \tag{5}$$

kde: m_{N1} ... hmotnost přenášená nápravou

Úpravou rovnice (5) pro reakční sílu nápravy:

$$m_{N1} = \frac{R_{N1}}{g} [kg]$$

$$m_{N1} = \frac{45\,699,34}{9,81}$$

$$m_{N1} = 4\,658,44 \text{ kg}$$

Kontrola dovoleného zatížení nápravy

Pro kontrolu dovoleného svislého zatížení nápravy platí:

$$m_{N1} \leq m_{N1 \max} \tag{6}$$

kde: $m_{N1 \max}$... maximální zatížení nápravy [12]

$$4\,658,44 \text{ kg} < 6\,500 \text{ kg}$$

Zatížení nápravy plně zatíženého návěsu v transportním stavu je nižší než maximální zatížení zvolené nápravy výrobce BPW. Náprava proto z hlediska zatížení vyhovuje.

Výpočet hmotnosti působící na oko závěsu

Pro reakční sílu působící na střed tažného oka platí:

$$R_{O1} = m_{O1} \cdot g \text{ [N]} \quad (7)$$

kde: m_{O1} ... hmotnost přenášená tažným okem

Úpravou rovnice (7) pro reakční sílu tažného oka:

$$m_{O1} = \frac{R_{O1}}{g} \text{ [kg]}$$

$$m_{O1} = \frac{9\,727,16}{9,81}$$

$$m_{O1} = 991,56 \text{ kg}$$

Kontrola dovoleného zatížení závěsu

Pro kontrolu dovoleného svislého statického zatížení závěsu platí:

$$m_{O \min} < m_{O1} \leq m_{O \max} \quad (8)$$

kde: $m_{O \min}$... minimální zatížení závěsu

$m_{O \max}$... maximální zatížení závěsu [15]

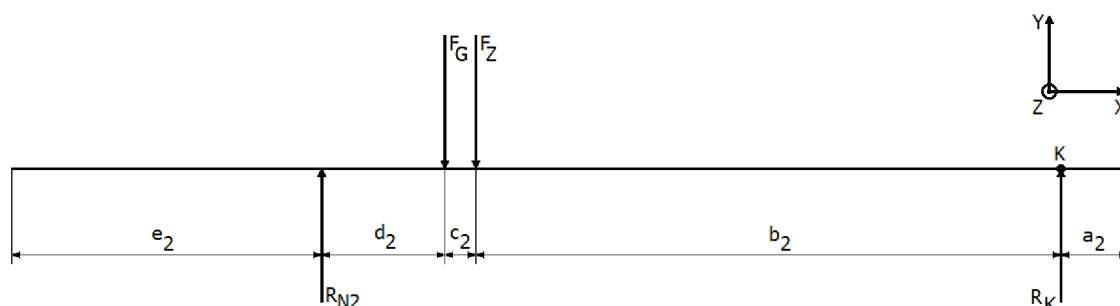
$$0 \text{ kg} < 991,56 \text{ kg} \leq 2\,000 \text{ kg}$$

Pro návrh vozu byla zvolena délka od oka oje k ose nápravy 5 240 mm. Zatížení oka závěsu při této délce spadá do intervalu zatížení vymezeného minimálním a maximálním zatížením. Zatížení závěsu tedy splňuje požadavky a umístění nápravy vyhovuje.

4.2 KONTROLA UMÍSTĚNÍ OPĚRNÉHO KOLA

Pro odstavení vleku nebo případnou manipulaci na místě slouží opěrné kolo. Požadavkem je možnost sklopení kola do transportní pozice po zapojení k tažnému prostředku a zároveň možnost výškového nastavení pro srovnání výšek oje a tažného zařízení traktoru při připojování návěsu. Pro vlastní konstrukční návrh bylo zvoleno sklopné opěrné kolo od

výrobce Simol S.p.A. s nosností 1 500 kg. Zdvih opěrného kole je 300 mm [17]. Díky známým parametrům plně zatíženého návěsu (viz 4.1), můžeme provést kontrolu umístění opěrného kola vzhledem k rámu a jeho maximální zatížení. Opět je předpokládáno rovnoměrné rozložení nákladu.



Obr. 17 Grafické znázornění silového působení ve stavu odstavení

Rovnice statické rovnováhy

Pro výpočet reakčních sil platí následující rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_y = 0; R_{N2} - F_Z - F_G + R_K = 0 \quad (9)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{ZK} = 0; F_Z \cdot b_2 + F_G \cdot (b_2 + c_2) - R_{N2} \cdot (b_2 + c_2 + d_2) = 0 \quad (10)$$

kde: R_K ... reakční síla opěrného kola

R_{N2} ... reakční síla nápravy

b_2 ... délka od opěrného kola k síle působící od zatížení

c_2 ... délka od síly působící od zatížení k těžišti vozu bez zatížení

d_2 ... délka od těžiště vozu bez zatížení k nápravě

Úpravou rovnice momentové rovnováhy (10) se stanoví reakční síla nápravy R_{N2} :

$$R_{N2} = \frac{F_Z \cdot b_2 + F_G \cdot (b_2 + c_2)}{(b_2 + c_2 + d_2)} [N]$$

$$R_{N2} = \frac{34\,335 \cdot 3\,535 + 21\,091,5 \cdot (3\,535 + 185)}{(3\,535 + 185 + 805)}$$

$$R_{N2} = 44\,703,79 \text{ N}$$

Úpravou rovnice silové rovnováhy (9) se stanoví reakční opěrného kola R_K :

$$R_K = F_Z + F_G - R_{N2} [N]$$

$$R_K = 21\,091,5 + 34\,335 - 44\,703,79$$

$$R_K = 10\,722,71 \text{ N}$$

Výpočet hmotnosti působící na nápravu

Pro reakční sílu nápravy ve stavu odstavení platí:

$$R_{N2} = m_{N2} \cdot g [N] \tag{11}$$

kde: m_{N2} ... hmotnost přenášená nápravou

Úpravou rovnice (11) pro reakční sílu nápravy:

$$m_{N2} = \frac{R_{N2}}{g} [kg]$$

$$m_{N2} = \frac{44\,703,79}{9,81}$$

$$m_{N2} = 4\,556,96 \text{ kg}$$

Výpočet hmotnosti působící na opěrné kolo

Pro reakční sílu působící na opěrné kolo platí:

$$R_K = m_K \cdot g [N] \tag{12}$$

kde: m_K ... hmotnost přenášená opěrným kolem

Úpravou rovnice (12) pro reakční sílu opěrného kola:

$$m_K = \frac{R_K}{g} [kg]$$

$$m_K = \frac{10\,722,71}{9,81}$$

$$m_K = 1\,093,04 \text{ kg}$$

Kontrola dovoleného zatížení opěrného kola

Pro kontrolu maximální nosnosti opěrného kola platí:

$$m_K \leq m_{K \max} \quad (13)$$

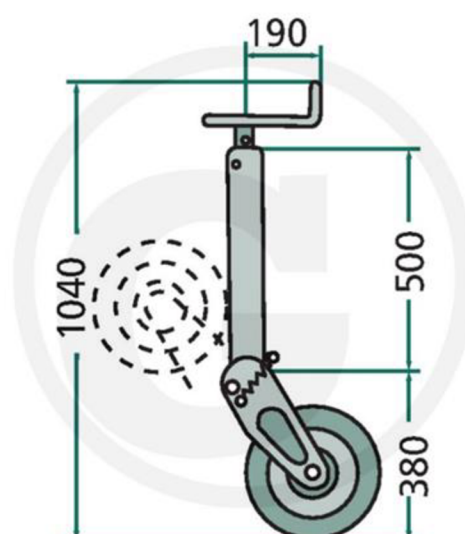
kde: $m_{K \max}$... maximální nosnost opěrného kola stanovená výrobcem [17]

$$1\,093,04 \text{ kg} < 1\,500 \text{ kg}$$

Z výpočtu vyplývá, že při zatížení nápravy ve stavu odstavení $m_{N2} = 4\,556,96 \text{ kg}$ působí na opěrné kolo zatížení $m_K = 1\,093,04 \text{ kg}$. Zvolené opěrné kolo (viz *Obr. 18* a *Obr. 19*) tedy pro plně zatížený návěs vyhovuje.



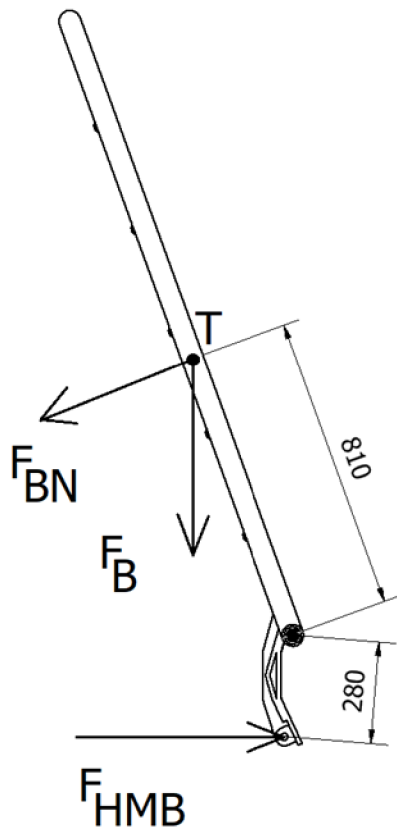
Obr. 18 Opěrné kolo společnosti Simol S.p.A. [17]



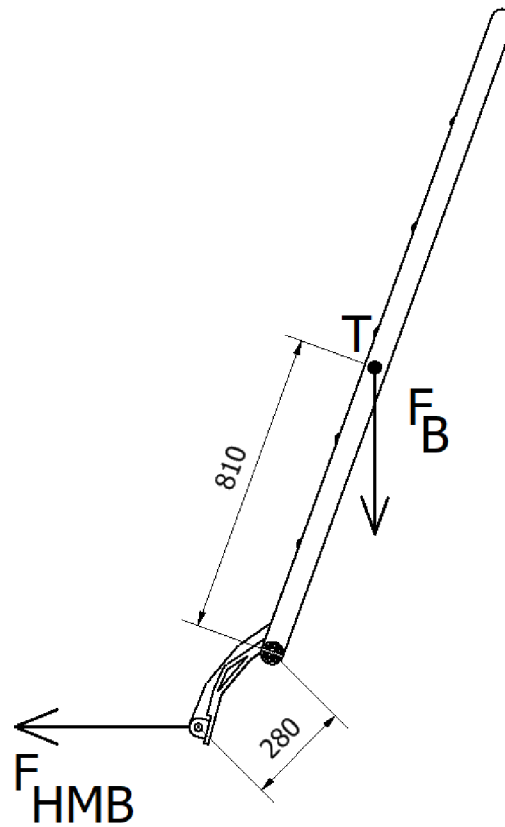
Obr. 19 Rozměry opěrného kola společnosti Simol S.p.A. [17]

4.3 VÝPOČET OVLÁDACÍ SÍLY BOČNICE

Bočnice vykonává kývavý pohyb kolem osy trubky spodní části rámu bočnice. Pro výpočet je uvažováno s maximálním vychýlením bočnice vůči svislé poloze o 20° oběma směry a hmotnost nákladu působící na bočnici $1\,000 \text{ kg}$. Díky symetrii platí výpočet ovládací síly pro obě bočnice. Hmotnost bočnice byla zjištěna pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2023.



Obr. 20 Schéma sil působící na bočnici v zavřené poloze



Obr. 21 Schéma sil působící na bočnici v otevřené poloze

Výpočet složky gravitační síly

Pro složku gravitační síly bočnice platí:

$$F_{B1} = m_B \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad (14)$$

kde: m_B ... hmotnost bočnice

α ... úhel naklonění bočnice

$$F_{B1} = 315 \cdot 9,81 \cdot \sin 20^\circ$$

$$F_{B1} = 1\,056,89 \text{ N}$$

Síla nákladu působící na bočnici

Pro výpočet síly působící od nákladu na bočnici platí:

$$F_{BN} = m_{BN} \cdot g \text{ [N]} \quad (15)$$

kde: m_{BN} ... hmotnost nákladu působící na bočnici

$$F_{BN} = 1\,000 \cdot 9,81$$

$$F_{BN} = 9\,810\text{ N}$$

Síla přímočarého hydromotoru

Pro výpočet ovládací síly PČHM platí:

$$F_{HM} = S \cdot p_T \text{ [N]} \quad (16)$$

kde: S ... potřebná plocha pístu hydromotoru

p_T ... tlak hydraulického oleje (viz *Tab. 1*)

Bočnice v zavřené poloze

Pro bočnici v zavřené poloze (viz *Obr. 20*) platí momentová rovnováha kolem osy otáčení:

$$\sum_{i=1}^n M_B = 0; F_{B1} \cdot L_{BT} + F_{BN} \cdot L_{BT} - 2 \cdot F_{HMB1} \cdot L_{BO} = 0 \quad (17)$$

kde: F_{B1} ... složka gravitační síly bočnice

F_{BN} ... síla nákladu působící na bočnici

F_{HMB1} ... síla PČHM bočnice při zavírání

L_{BT} ... vzdálenost těžiště bočnice od osy otáčení

L_{BO} ... délka ovládací páky bočnice

Úpravou rovnice momentové rovnováhy (17) získáme vztah pro sílu hydromotoru F_{HMB1} :

$$F_{HMB1} = \frac{F_{B1} \cdot L_{BT} + F_{BN} \cdot L_{BT}}{2 \cdot L_{BO}} \text{ [N]}$$

Další úpravou dle (15) získáme vztah pro plochu pístu S_{1B} :

$$S_{1B} = \frac{(F_{B1} + F_{BN}) \cdot L_{BT}}{2 \cdot p_T \cdot L_{BO}} \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_{1B} = \frac{(1\,056,89 + 9\,810) \cdot 810}{2 \cdot 18 \cdot 10^6 \cdot 280}$$

$$S_{1B} = 8,7323 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 873,23 \text{ mm}^2$$

Výpočet minimálního průměru pístu hydromotoru bočnice:

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} \text{ [mm]} \quad (18)$$

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \cdot 873,91}{\pi}}$$

$$D_B = 33,34 \text{ mm}$$

Průměr D_B PČHM bočnice volím nejbližší vyšší (viz *Tab. 2*) dle katalogu [20] z důvodu zaručení větší síly, než je minimální požadovaná síla F_{HMB1} .

$$D_{BZ} = 40 \text{ mm}$$

Bočnice v otevřené poloze

Pro bočnici v otevřené poloze (viz *Obr. 21*) platí momentová rovnováha kolem osy otáčení:

$$\sum_{i=1}^n M_B = 0; F_{B1} \cdot L_{BT} - 2 \cdot F_{HMB2} \cdot L_{BO} = 0 \quad (19)$$

kde: F_{HMB2} ... síla PČHM bočnice při otevírání bočnice

Úpravou rovnice momentové rovnováhy (19) vztah pro plochu pístu F_{HMB2} :

$$F_{HMB2} = \frac{F_{B1} \cdot L_{BT}}{2 \cdot L_{BO}} \text{ [N]}$$

Další úpravou dle (16) získáme vztah pro plochu pístu S_{2B} :

$$S_{2B} = \frac{F_B \cdot L_{BT}}{2 \cdot p_T \cdot L_{BO}} \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$S_{2B} = \frac{1\,056,89 \cdot 810}{2 \cdot 18 \cdot 10^6 \cdot 280}$$

$$S_{2B} = 8,493 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 = 84,93 \text{ mm}^2$$

Výpočet průměru pístní tyče hydromotoru bočnice:

$$d_B = \sqrt{D_1^2 - \frac{4 \cdot S_2}{\pi}} \text{ [mm]} \quad (20)$$

$$d_B = \sqrt{33,34^2 - \frac{4 \cdot 84,93}{\pi}}$$

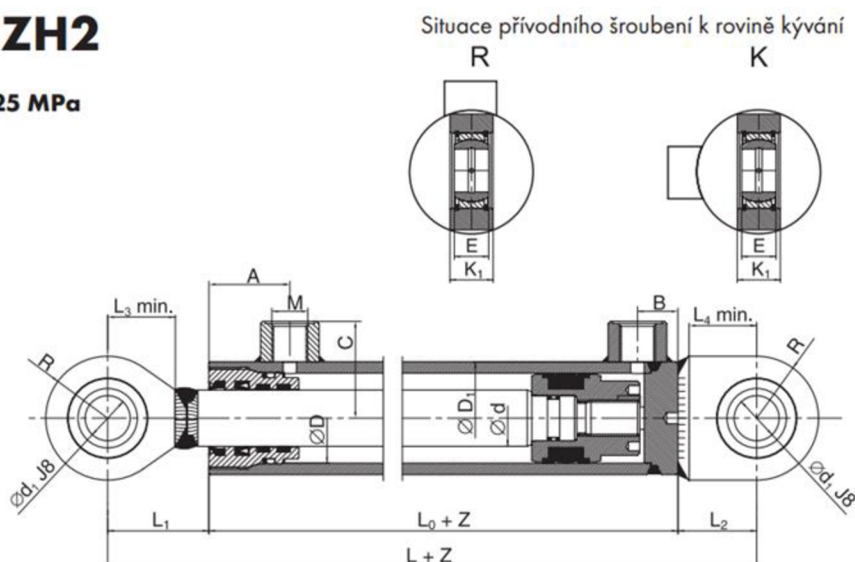
$$d_B = 31,68 \text{ mm}$$

Průměr d_B PČHM bočnice volím nejbližší nižší (viz Tab. 2) dle katalogu [20]. Tím je zaručena větší síla PČHM, než je minimální požadovaná síla F_{HMB2} .

$$d_{BZ} = 25 \text{ mm}$$

Série ZH2

pro P_{max} 25 MPa



Obr. 22 Rozměry PČHM dle katalogu [20]; D – průměr pístu, d – průměr pístní tyče, D_1 – průměr pláště PČHM, d_1 – průměr oka, L – délka PČHM, L_0 – délka těla PČHM, L_1 – délka od vika ke středu oka pístní tyče, L_2 – délka od zátky ke středu oka válce, L_3 – délka od svaru ke středu oka pístní tyče, L_4 – délka od svaru ke středu oka válce, M – vnitřní závit přípojovacího hrdla, A – délka od vika k ose závitu hrdla, B – délka od zátky k ose závitu hrdla, C – výška hrdla od osy PČHM, E , K_1 – rozměry oka uchycení, R – vnější poloměr oka

Tab. 2 Rozměry zvoleného přímočarého hydromotoru bočnice [20]

D	d	D_1	d_1	L	L_0	L_1	L_2	L_3	L_4	M	A	B	C	E	K_1	R
40	25	50	20	185	105	45	35	30	30	16x1,5	36	18	43	16	20	27,5

Pro sklápění bočnice byly zvoleny dva dvojčinné PČHM od výrobce Hydraulics s.r.o. s velkým průměrem pístu $D = 40$ mm a průměrem pístní tyče $d = 25$ mm (viz Tab. 2). Tato velikost byla zvolena na základě silových výpočtů výše. Pro rovnoměrné rozložení ovládací síly hydromotorů působící na bočnice je v hydraulickém systému umístěn rozdělovač tlaku.

4.4 VÝPOČET OVLÁDACÍ SÍLY NÁPRAVY

Při natáčení nápravy působí síly proti pohybu nápravy. Výpočet síly potřebné pro natáčení nápravy při pohybu po nezpevněné komunikaci na rovině je tvořena výpočtem valivého odporu pneumatiky a odporem komunikace. Pro výpočet je uvažován pohyb kola stejný jako při pohybu vpřed. Natáčení nápravy je realizováno při zastavení soupravy. Následně bude níže v této kapitole proveden výpočet vhodného PČHM nápravy, který je však potřeba z důvodu velkého zdvihu pístnice zkontrolovat na vzpěr. V závěru budou zvoleny rozměry PČHM nápravy vyhovující pro vlastní konstrukci návěsu.

4.4.1 VALIVÝ ODPOR KOL NÁPRAVY

Velikost celkového valivého odporu při jízdě po nezpevněné komunikaci je dána rovnicí [23]:

$$R_V = R_{NK} + R_P [N] \quad (21)$$

kde: R_{NK} ... odpor nezpevněné komunikace

R_P ... odpor pneumatiky

Tíha na jedno kolo při plně zatíženém stavu:

$$G_N = \frac{R_{N1}}{2} [N] \quad (22)$$

$$G_N = \frac{45\,699,34}{2}$$

$$G_N = 22\,849,67 \text{ N}$$

Výpočet odporu nezpevněné komunikace

Pro odpor nezpevněné komunikace platí rovnice [23]:

$$R_{NK} = C_1 \cdot G_N \cdot \sqrt[3]{\frac{p_H}{\varepsilon \cdot D_K}} [N] \quad (23)$$

kde: C_1 ... konstanta, doporučené hodnoty pro $C_1 = 0,35 - 0,5$ [23]

G_N ... tíha na jedno kolo

p_H ... tlak huštění pneumatik

ϵ ... součinitel vlivu objemového přetvoření podloží [23]

D_K ... průměr kola [15]

$$R_{NK} = 0,5 \cdot 22\,849,67 \cdot \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^8 \cdot 0,865}}$$

$$R_{NK} = 2\,050,38 \text{ N}$$

Výpočet odporu pneumatiky

Pro odpor pneumatiky platí rovnice podle [23]:

$$R_p = C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_N^4}{p_H \cdot D_K^2}} \text{ [N]} \quad (24)$$

kde: C_2 ... konstanta [23]

$$R_p = 0,065 \cdot \sqrt[3]{\frac{22\,849,67^4}{5 \cdot 10^5 \cdot 0,865^2}}$$

$$R_p = 584,91 \text{ N}$$

Výpočet celkového valivého odporu

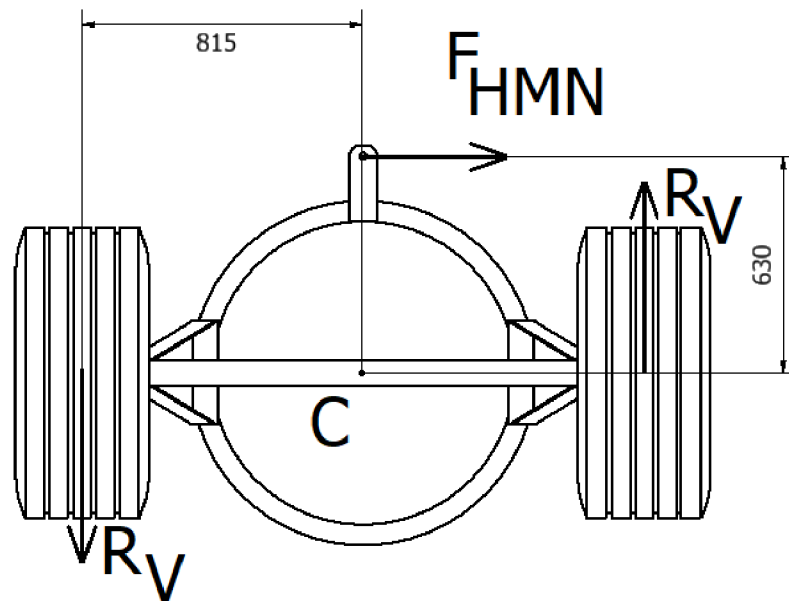
Celkový valivý odpor pneumatiky R_V je dle (21):

$$R_V = 2\,050,38 + 584,91$$

$$R_V = 2\,635,29 \text{ N}$$

4.4.2 OVLÁDACÍ SÍLA NATÁČENÍ NÁPRAVY

Pro volbu PČHM je potřeba vypočítat plochu pístu, z něj následně určit průměr pístu a zvolit vhodný typ hydromotoru z katalogu. Pro vytáčení nápravy i pro vracení do středové polohy je potřebná stejná velikost ovládací síly.



Obr. 23 Grafické znázornění silového působení nápravy

Rovnice momentové rovnováhy

Pro výpočet ovládací síly, a tedy plochy pístu platí momentová rovnováha:

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0; 2 \cdot R_V \cdot r_N - F_{HMN} \cdot r_{HM} = 0 \quad (25)$$

kde: R_V ... celkový valivý odpor pneumatiky

F_{HMN} ... síla PČHM nápravy pro natáčení

r_N ... poloměr otáčení nápravy

r_{HMN} ... poloměr ovládací páky

Úpravou rovnice momentové rovnováhy (25) se získá vztah pro sílu F_{HMN} :

$$F_{HMN} = \frac{2 \cdot R_V \cdot r_N}{r_{HMN}} [N]$$

Další úpravou dle (16) získáme rovnici pro plochu pístu S_{1N} :

$$S_{1N} = \frac{2 \cdot R_V \cdot r_N}{p_T \cdot r_{HMN}} [mm^2]$$

$$S_{1N} = \frac{2 \cdot 2\,635,29 \cdot 630}{18 \cdot 10^6 \cdot 815}$$

$$S_{1N} = 2,2634 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 226,34 \text{ mm}^2$$

Výpočet průměru pístu hydromotoru nápravy:

$$D_N = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} \text{ [mm]} \quad (26)$$

$$D_N = \sqrt{\frac{4 \cdot 226,34}{\pi}}$$

$$D_N = 16,98 \text{ mm}$$

Průměr D_N PČHM byl pro volbu navržen nejbližší vyšší (viz Tab. 3) dle katalogu [20] pro zaručení větší síly, než je minimální požadovaná síla F_{HMN} .

$$D_{NN} = 32 \text{ mm}$$

Ovládací síla výsuvu pístu se rovná síle zásuvu, a tedy minimální plocha, na kterou působí tlak, musí mít stejnou velikost.

$$S_{2N \min} = S_{1N} = 226,34 \text{ mm}^2 \quad (27)$$

Průměr pístní tyče d_N byl navržen dle katalogu nejvyšší pro daný průměr pístu D_N (viz Tab. 3) z důvodu pevnosti pro velký zdvih pístu.

$$d_{NN} = 20 \text{ mm}$$

4.4.3 NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Dle výsledných hodnot lze z katalogu zvolit PČHM s nejmenším nabízeným průměrem pístu $D = 32 \text{ mm}$ a průměrem pístní tyče $d = 20 \text{ mm}$ (viz Tab. 3). U tohoto PČHM je maximální doporučená délka zdvihu dle katalogu 230 mm. Požadavkem vyplývajícím z geometrie natáčení nápravy je píst s výsuvem 530 mm. Hydromotor s danými průměry a požadovaným výsuvem lze objednat, je však nutná kontrola pístní tyče na vzpěr.

Tab. 3 Rozměry navrhovaného přímočarého hydromotoru nápravy [20]

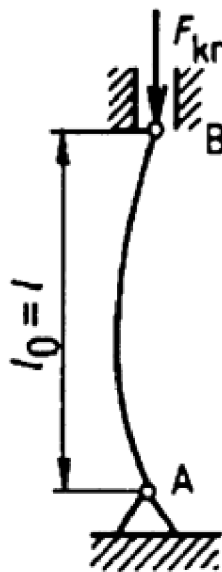
D	d	D ₁	d ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	M	A	B	C	E	K ₁	R
32	20	42	20	175	95	45	35	30	30	12x1,5	36	18	39	16	20	27,5

4.4.4 KONTROLA NA VZPĚŘ

Pro účely kontroly vzpěrné pevnosti je PČHM uvažován jako přímý prut. Kontrola je provedena pro oblast pružného vzpěru porovnáním kritické síly s maximální silou hydromotoru. Vstupní podmínkou pro výpočet redukované délky je nepřípustnost namáhání pístní tyče radiální silou.

Volba Eulerova vztahu

PČHM je uložen na obou koncích kloubově. Pro danou situaci byl proto zvolen Eulerův vztah pro vzpěrnou pevnost dle Obr. 24.



Obr. 24 Grafické znázornění typu uložení přímočarého hydromotoru [31]

Stanovení redukované délky:

$$l_o = l = L + 2 \cdot Z \text{ [mm]} \quad (28)$$

kde: Z ... maximální zdvih pístu PČHM

L ... délka PČHM dle [20]

$$l_o = l = 175 + 2 \cdot 530$$

$$l_o = l = 1\,235 \text{ mm}$$

Výpočet kvadratického momentu průřezu

Pro výpočet minimálního kvadratického momentu průřezu pístní tyče platí:

$$J_{min1} = \frac{\pi \cdot d_{NN}^4}{64} [mm^4] \quad (29)$$

kde: d_{NN} ... navržený průměr pístní tyče hydromotoru

$$J_{min1} = \frac{\pi \cdot 0,02^4}{64}$$

$$J_{min1} = 7\,853,98 \text{ mm}^4$$

Výpočet kritické síly

Pro výpočet kritické síly navrženého hydromotoru platí [31]:

$$F_{kr1} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min1}}{l_0^2} [N] \quad (30)$$

kde: E ... modul pružnosti v tahu pro ocel

l_0 ... redukovaná délka

$$F_{kr1} = \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 7\,853,98}{1\,235^2}$$

$$F_{kr1} = 10\,672,72 \text{ N}$$

Výpočet maximální síly hydromotoru

Pro maximální sílu v navrženém hydromotoru platí:

$$F_{max1} = \frac{D_{NN}^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_T [N] \quad (31)$$

kde: D_{NN} ... navržený průměr pístu hydromotoru

$$F_{max1} = \frac{0,032^2 \cdot \pi}{4} \cdot 18 \cdot 10^6$$

$$F_{max1} = 14\,476,46 \text{ N}$$

Kontrola vzpěrné pevnosti

$$F_{max} \leq F_{kr} \quad (32)$$

$$14\,476,46 \text{ N} > 10\,672,72 \text{ N}$$

Maximální síla působící v PČHM přesahuje vypočtenou kritickou sílu, a tedy navržený hydromotor z hlediska vzpěrné pevnosti nevyhovuje. Je nutné tedy vypočítat minimální průměr pístní tyče pro danou maximální sílu hydromotoru nápravy a následně provést výpočty spolu s kontrolou sil znovu.

Výpočet minimálního průměru pístní tyče

Úpravou a složením vzorců (29) a (30) je vypočten minimální průměr pístní tyče:

$$d_{N \min} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_{max1} \cdot l_0^2}{\pi^3 \cdot E}} \text{ [mm]}$$

$$d_{N \min} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 14\,476,46 \cdot 1\,235^2}{\pi^3 \cdot 210 \cdot 10^3}}$$

$$d_{N \min} = 21,58 \text{ mm}$$

Dle katalogu byla zvolena pístní tyč s průměrem 25 mm pro dostatečnou vzpěrnou pevnost a píst s průměrem 40 mm byl zvolen pro odpovídající průměr pístní tyče (viz Tab. 4). Protože je tento průměr větší než navrhovaný, je nutno opět spočítat maximální sílu PČHM.

Tab. 4 Rozměry zvoleného přímočarého hydromotoru nápravy [20]

D	d	D ₁	d ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	M	A	B	C	E	K ₁	R
40	25	50	20	185	105	45	35	30	30	16x1,5	36	18	43	16	20	27,5

Výpočet kvadratického momentu průřezu

Pro výpočet nového minimálního kvadratického momentu průřezu pístní tyče platí:

$$J_{min2} = \frac{\pi \cdot d_{NZ}^4}{64} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (33)$$

kde: d_{NZ} ... zvolený průměr pístní tyče hydromotoru

$$J_{min2} = \frac{\pi \cdot 0,025^4}{64}$$

$$J_{min2} = 19\,174,76 \text{ mm}^4$$

Výpočet kritické síly

Pro výpočet kritické síly zvoleného hydromotoru platí [31]:

$$F_{kr2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min2}}{l_0^2} [N] \quad (34)$$

$$F_{kr2} = \frac{\pi^2 \cdot 210 \cdot 10^3 \cdot 19\,174,76}{1\,235^2}$$

$$F_{kr2} = 26\,056,44 \text{ N}$$

Výpočet maximální síly zvoleného hydromotoru

Pro maximální sílu zvoleného hydromotoru nápravy platí:

$$F_{max2} = \frac{D_{NZ}^2 \cdot \pi}{4} \cdot p_T [N] \quad (35)$$

kde: D_{NZ} ... zvolený průměr pístu hydromotoru

$$F_{max2} = \frac{0,04^2 \cdot \pi}{4} \cdot 18 \cdot 10^6$$

$$F_{max2} = 22\,619,47 \text{ N}$$

Kontrola vzpěrné pevnosti zvoleného hydromotoru

$$F_{max} \leq F_{kr} \quad (36)$$

$$22\,619,47 \text{ N} < 26\,056,44 \text{ N}$$

Maximální síla působící v hydromotoru nápravy je v porovnání s vypočtenou kritickou silou menší, a tedy zvolený PČHM z hlediska vzpěrné pevnosti vyhovuje.

Výpočet plochy mezikruží zvoleného hydromotoru

$$S_{2N} = \frac{(D_{NZ}^2 - d_{NZ}^2) \cdot \pi}{4} [mm^2] \quad (37)$$

$$S_{2N} = \frac{(40^2 - 25^2) \cdot \pi}{4}$$

$$S_{2N} = 765,76 \text{ mm}^2$$

Kontrola minimální plochy mezikruží

$$S_{2N} > S_{2N \min}$$

$$765,76 \text{ mm}^2 > 228,21 \text{ mm}^2$$

Velikost mezikruží zvoleného PČHM nápravy je vyšší, než je nejmenší požadovaná plocha mezikruží, a tedy zvolený hydromotor vyhovuje.

4.5 VÝPOČET ŘETĚZOVÉHO DOPRAVNÍKU

Řetězový dopravník se skládá z dopravníku tvořeného článkovým řetězem a příčnky, řetězového převodu a hnacího orbitálního hydromotoru. Pro dopravník je uvažováno s rychlostí $20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a maximálním zatížením od nákladu o hmotnosti 3500 kg.

4.5.1 DOPRAVNÍK

Při výpočtu potřebného výkonu pro pohon řetězového dopravníku je nutno zahrnout hmotnost nákladu a tření a odpory vznikající zatížením od nákladu.

Délka článkového řetězu

$$l_{\check{r}} = 2 \cdot l_n + 2 \cdot \frac{D_{tkk}}{2} \cdot \pi \text{ [m]} \quad (38)$$

kde: l_n ... délka tažné i vratné větve dopravníku

D_{tkk} ... průměr roztečné kružnice kapsového kola

$$l_{\check{r}} = 2 \cdot 4,736 + 2 \cdot \frac{0,123}{2} \cdot \pi$$

$$l_{\check{r}} = 9,86 \text{ m}$$

Hmotnost článkového řetězu

$$m_{\check{r}} = l_{\check{r}} \cdot Q_{\check{r}} \text{ [kg]} \quad (39)$$

kde: $l_{\check{r}}$... délka řetězu

$Q_{\check{r}}$... hmotnost řetězu na jeden metr

$$m_{\check{r}} = 9,86 \cdot 1,38$$

$$m_{\check{r}} = 13,6 \text{ kg}$$

Celkové zatížení působící na dopravník

$$m_c = m_z + 2 \cdot m_f + n_p \cdot m_p \text{ [kg]} \quad (40)$$

kde: m_f ... hmotnost řetězu

m_p ... hmotnost příčnicku

n_p ... počet příčnicků

$$m_c = 3\,500 + 2 \cdot 13,6 + 22 \cdot 3,19$$

$$m_c = 3\,597,4 \text{ kg}$$

Volba součinitelů

Zvolené součinitele vychází z výpočtu dopravního řetězu z podkladů společnosti ŘETĚZY VAMBERK [27].

Součinitel tření vznikající mezi příčnicku a vodícími lištami vytváří odpor vůči pohybu, kterou musí překonávat hnací síla hydromotoru. Hodnoty součinitelů tření jsou uvedeny v tabulce (Tab. 5) níže.

Tab. 5 Součinitelé smykového tření f_r [27]

Dotýkající se tělesa	f_r pro suchý povrch	f_r pro mazaný povrch
Ocelové řetězy na vedení z tvrdého dřeva	0,44	0,29
Ocelové řetězy na ocelových vedeních	0,30	0,20
Ocelové řetězy na drsných, nerovných nebo zrezivělých vedeních	0,35	0,25
Ocelové řetězy na vedeních z polyethylenu o vysoké hustotě a o velmi vysoké molekulové váze	0,18	0,05

Součinitel smykového tření byl zvolen pro suchý povrch pro vedení z polyethylenu $f_r = 0,18$

Součinitel provozu je korekční hodnota pro výpočet tahové síly. Hodnota zahrnuje vlivy okolního a pracovního prostředí. Nejobvyklejší hodnoty součinitelů jsou uvedeny v tabulce (Tab. 6) níže.

Tab. 6 Součinitelé provozu [27]

Pracovní prostředí	f_p
- relativně čisté	1,0
- středně prašné nebo špinavé	1,2
- vlhké, velice špinavé nebo korozivní	1,3

Součinitel provozu byl zvolen pro vlhké, velice špinavé nebo korozivní prostředí $f_p = 1,3$

Tahová síla

Pro výpočet tahové síly řetězového dopravníku platí [27]:

$$F_T = g \cdot m_c \cdot f_t \cdot f_p \text{ [N]} \quad (41)$$

kde: m_c ... celkové zatížení působící na dopravník

f_t ... součinitel smykového tření

f_p ... součinitel provozu

$$F_T = 9,81 \cdot 3\,597,4 \cdot 0,18 \cdot 1,3$$

$$F_T = 8\,257,98 \text{ N}$$

Točivý moment na hřídeli

Pro točivý moment na hnací hřídeli platí:

$$M_T = \frac{F_T \cdot D_{Tkk}}{2} \text{ [Nm]} \quad (42)$$

kde: F_T ... tahová síla

$$M_T = \frac{8\,257,98 \cdot 0,123}{2}$$

$$M_T = 507,87 \text{ Nm}$$

Otáčky hřídele

Pro otáčky hnací hřídele dopravníku platí:

$$n_{HD} = \frac{v_D}{\pi \cdot D_{Tkk}} [\text{min}^{-1}] \quad (43)$$

kde: v_D ... zvolená rychlost dopravníku

$$n_{HD} = \frac{20}{\pi \cdot 0,123}$$

$$n_{HD} = 51,76 \text{ min}^{-1}$$

Potřebný výkon dopravníku

Pro potřebný výkon řetězového dopravníku platí:

$$P_D = M_T \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{HD}}{60} [\text{kW}] \quad (44)$$

kde: M_T ... točivý moment na hnací hřídeli dopravníku

n_{HD} ... otáčky hnací hřídele dopravníku

$$P_D = 507,87 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{51,76}{60}$$

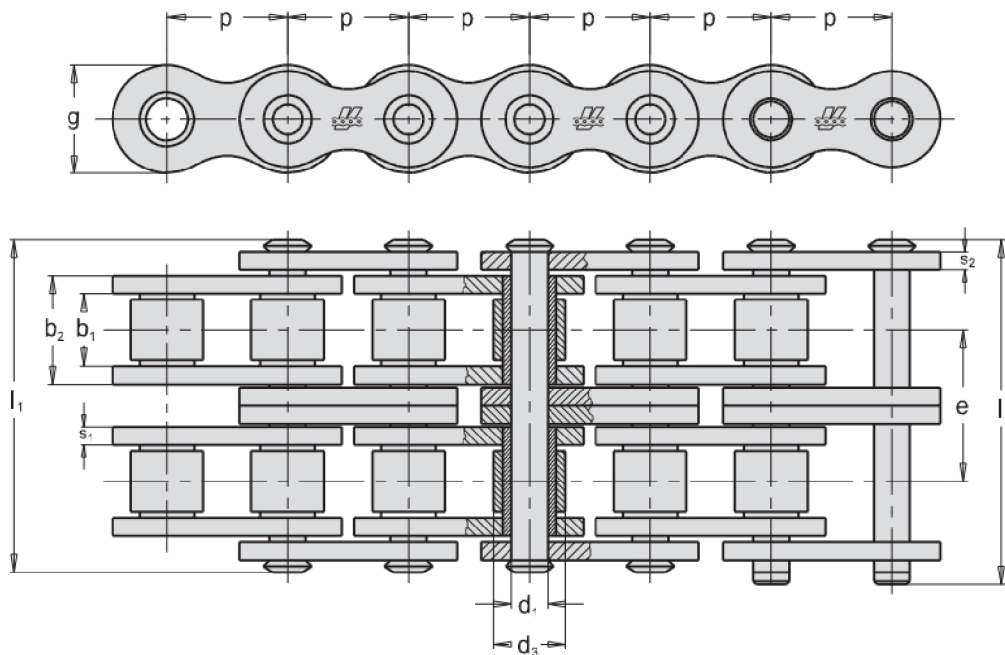
$$P_D = 2\,752,81 \text{ W} = 2,75 \text{ kW}$$

4.5.2 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD

Z důvodu malých prostor pro zástavbu musí být hydromotor pro pohon dopravníku umístěn pod podlahou ložné plochy. Toto řešení však vyžaduje přenos točivého momentu z hydromotoru na hnací hřídel dopravníku. Nejvhodněji se zde jeví použití řetězového převodu. Pro převod je zvolen dvouřadý válečkový řetěz 20B-2 (viz *Tab. 7*) s rozměry (viz *Obr. 25*) dle katalogu výrobce ŘETĚZY VAMBERK [24].

Tab. 7 Rozměry dvouřadého válečkového převodu dle katalogu [24]

ISO. Nor.	p mm	b ₁ mm	b ₂ mm	d ₁ mm	d ₃ mm	l ₁ mm	l ₂ mm	g mm	s ₁ mm	s ₂ mm	e mm	F _B kN	F _A kN	Q kg/m
20B-2	31,75	19,56	29,0	10,19	19,05	77,7	82,5	26	4,5	3,5	36,45	170	24,28	7,5



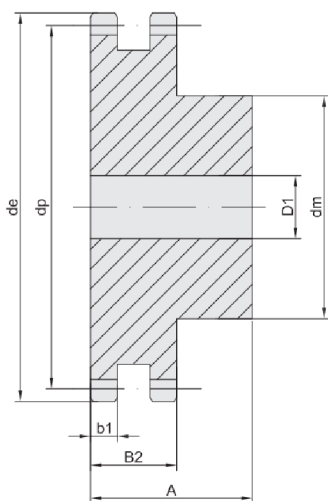
Obr. 25 Rozměry dvouřadého válečkového převodu [24]; p – rozteč válečkového řetězu, g – výška řetězu, l_1 – šířka čepu, l_2 – šířka čepu spojovacího článku, b_1 – vnitřní šířka vnitřního článku, b_2 – vnější šířka vnitřního článku, s_1 – šířka vnitřní desky, s_2 – šířka vnější desky, e – středová vzdálenost řad řetězu, d_1 – průměr čepu, d_3 – průměr válečku

Volba řetězových kol

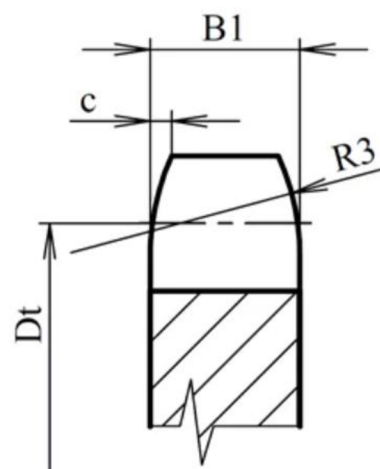
Velikost ozubených kol je také omezena malým zástavbovým prostorem, proto byla pro řetězový převod zvolena dvouřadá řetězová kola s počtem 9-i zubů pro pastorek a 18-i zubů pro hnané kolo (viz Tab. 8). Řetěz je dále napínán napínacím dvouřadým ozubeným kolem, které má 9 zubů (viz Tab. 8). Rozměry řetězových kol (viz Obr. 26 a Obr. 27) jsou dány rozměry zvoleného dvouřadého válečkového řetězu 20B-2 (viz Tab. 7) a dle DIN 8187 ISO/R606.

Tab. 8 Rozměry dvouřadých ozubených kol řetězového převodu [25]

Počet zubů	d_e mm	d_p mm	d_m mm	D_1 mm	A mm	Hmotnost kg	r_3 mm	C mm	b_1 mm	B_2 mm
9	108	92,84	63	20	75	2,19	32	3,5	18,2	54,6
18	198	182,85	120	25	80	11	32	3,5	18,2	54,6



Obr. 26 Rozměry dvouřadého řetězového ozubeného kola [25]



Obr. 27 Detail zaoblení ozubeného kola [28]

Převodový poměr

Pro výpočet převodového poměru platí [26]:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_{HM}}{n_{HD}} \quad [-] \quad (45)$$

kde: z_1 ... počet zubů hnacího kola

z_2 ... počet zubů hnaného kola

$n_1 = n_{HM}$... počet otáček hnacího kola řetězového převodu

$n_2 = n_{HD}$... počet otáček hnaného kola řetězového převodu

Z rovnice (45) lze zjistit převodový poměr:

$$i = \frac{18}{9}$$

$$i = 2$$

Otáčky hnacího kola řetězového převodu

Pro otáčky hnacího kola řetězového převodu platí úpravou rovnice (45):

$$n_{HM} = n_{HD} \cdot i \quad [min^{-1}]$$

kde: i ... převodový poměr řetězového převodu

$$n_{HM} = 51,76 \cdot 2$$

$$n_{HM} = 103,52 \text{ min}^{-1}$$

4.5.3 ORBITÁLNÍ HYDROMOTOR

Vstupními parametry pro volbu orbitálního hydromotoru jsou vypočítané hodnoty točivého momentu M_T a počet otáček hnacího kola řetězového převodu n_{HM} .

Minimální potřebný točivý moment

Pro minimální potřebný točivý moment na výstupu hydromotoru platí:

$$M_{THMmin} = \frac{M_T}{i} \text{ [Nm]} \quad (46)$$

kde: M_T ... točivý moment na hnací hřídeli dopravníku

$$M_{THMmin} = \frac{507,87}{2}$$

$$M_{THMmin} = 253,94 \text{ Nm}$$

Orbitální hydromotor (viz *Obr. 28*) byl zvolen od výrobce Danfoss, model WP 200 [21], s parametry dle tabulky (*Tab. 9*) níže.

Tab. 9 Technické parametry orbitálního hydromotoru WP 200 [21]

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Geometrický objem	V_{HM}	190	[cm ³]
Maximální otáčky	$n_{HM \max}$	367	[min ⁻¹]
Točivý moment	M_{THM}	380	[Nm]
Maximální točivý moment	$M_{THM \max}$	655	[Nm]
Maximální hydraulický tlak	$p_{HM \max}$	16	[MPa]
Průměr hřídele	d_h	25	[mm]



Obr. 28 Orbitální hydromotor Danfoss WP 200 [33]

Průtok oleje hydromotorem

Pro požadovaný průtok oleje hydromotorem při zvolených otáčkách hnacího kola řetězového převodu platí:

$$Q_P = n_{HM} \cdot V_{HM} [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (47)$$

kde: n_{HM} ... otáčky hnacího kola řetězového převodu

V_{HM} ... geometrický objem orbitálního hydromotoru

$$Q_P = 103,52 \cdot 190$$

$$Q_P = 19\,669 \text{ cm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 19,669 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kontrola průtoku oleje

Průtok oleje dodávaného čerpadlem traktoru vůči požadovanému průtoku oleje pro zvolenou rychlost posuvu dopravníku:

$$Q_T > Q_P \quad (48)$$

$$60 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} > 19,669 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Maximální průtok oleje dodávaný čerpadlem traktoru je téměř třikrát vyšší, než je minimální požadovaná hodnota. Zvolený orbitální hydromotor tedy z hlediska pokrytí výkonu potřebného na pohon dopravníku vyhovuje.

Maximální rychlost dopravníku

Rychlost dopravníku při maximálním průtoku oleje dodávaným čerpadlem traktoru:

$$v_{Dmax} = \frac{Q_T \cdot \pi \cdot D_{Tkk}}{V_{HM} \cdot i} [m \cdot min^{-1}] \quad (49)$$

kde: Q_T ... dodávané množství oleje čerpadlem traktoru

$$v_{Dmax} = \frac{60 \cdot \pi \cdot 0,123}{0,19 \cdot 2}$$

$$v_{Dmax} = 61,01 m \cdot min^{-1}$$

Maximální rychlost dopravníku je proti zvolené rychlosti příliš vysoká, proto bylo zvoleno umístit před hydromotor škrťací ventil pro omezení maximální rychlosti dopravníku. Zvolen byl škrťací ventil s maximálním průtokem $45 l \cdot min^{-1}$ [34], kterým se bude průtok oleje škrťat na maximální hodnotu průtoku $30 l \cdot min^{-1}$. Škrćením se hydraulický okruh ohřívá a při stálém chodu by docházelo k místnímu přehřívání. Dopravník je však v provozu při maximálním výkonu během jedné hodiny odhadem čtyřikrát a v čase v řádu pouze desítek vteřin. Tento provozní cyklus zajišťuje systému dostatek času pro ochlazení na okolní teplotu prostředí.

4.5.4 KONTROLA VÁLEČKOVÉHO ŘETĚZU

Kontrolní výpočet válečkového řetězu řetězového převodu je proveden dle postupu výrobce ŘETĚZY VAMBERK. Vstupními parametry jsou otáčky hnací i hnané hřídele, převodový poměr a osová vzdálenost ozubených kol. Veškeré výpočty včetně proměnných jsou převzaty dle výpočtu řetězu s ohledem na jeho životnost. [26]

Osová vzdálenost převodu řetězových kol řetězového převodu

$$a = 445 mm$$

Maximální otáčky orbitálního hydromotoru po škrćení

$$n_{HM max} = \frac{Q_{HM max}}{V_{HM}} [min^{-1}] \quad (50)$$

kde: $Q_{HM max}$... maximální průtok oleje za škrťacím ventilem

$$n_{HM max} = \frac{30}{0,19}$$

$$n_{HM max} = 157,9 min^{-1}$$

Přenášený výkon

$$N = \frac{Q_{HM \max} \cdot p_{HM \max}}{60} [kW] \quad (51)$$

kde: $Q_{HM \max}$... maximální průtok hydraulického oleje za škrťícím ventilem

$$N = \frac{30 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^6}{60}$$

$$N = 8\,000 \text{ W} = 8 \text{ kW}$$

Stanovení součinitele rázu

Tab. 10 Součinitelé rázu v závislosti na druhu provozu [26]

Součinitel rázu Y	Druh provozu
1	Bez nárazový provoz
2	Lehké nárazy, středně míjivé zatížení
3	Střední nárazy, krajně míjivé zatížení
4	Těžké nárazy nebo střední přenášené zatížení

Součinitel byl zvolen pro lehké nárazy, středně míjivé zatížení Y=2.

Stanovení obvodové rychlosti

$$v = \frac{d_{pz1} \cdot \pi \cdot n_1}{60\,000} [m \cdot s^{-1}] \quad (52)$$

kde: d_{pz1} ... průměr roztečné kružnice hnacího ozubeného kola (viz Tab. 8)

$$v = \frac{92,84 \cdot \pi \cdot 157,9}{60\,000}$$

$$v = 0,7676 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Diagramový výkon

Pro výběr vhodného typu řetězu se stanovuje diagramový výkon:

$$N_d = \frac{N}{k \cdot l_2 \cdot \varphi \cdot \sigma} [kW] \quad (53)$$

kde: N ... přenášený výkon

k ... součinitele výkonu pro dané vstupní parametry dle tabulky B [26]

l_2 ... součinitele mazání pro ruční mazání dle tabulky D [26]

ϕ ... součinitele provedení pro řetězy dle ČSN 02 3311, DIN 8187, ISO R 606 [26]

σ ... součinitel vzdálenosti os v závislosti na osově vzdálenosti a [26]

$$N_d = \frac{8}{0,306 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85}$$

$$N_d = 30,7574 \text{ kW}$$

Na základě diagramového výkonu a obvodové rychlosti hnacího kola je stanoven doporučený typ řetězu. Dle výkonového diagramu z literatury [31] (viz příloha 2) je pro dvouřadý řetěz vhodný typ 24B. Zvolený řetěz je pouze o jeden řád menší a pro vlastní návrh je z důvodu omezeného zástavbového prostoru vhodnější. Proto je dále uvažováno se zvoleným řetězem.

Stanovení tažné síly na hnacím řetězovém kole

$$P = \frac{1\,000 \cdot N}{v} [N] \quad (54)$$

kde: v ... obvodová rychlost hnacího řetězového kola

$$P = \frac{1\,000 \cdot 8}{0,7676}$$

$$P = 10\,422,1 \text{ N}$$

Stanovení odstředivé síly na hnacím řetězovém kole

$$G = Q \cdot v^2 [N] \quad (55)$$

kde: Q ... hmotnost válečkového řetězu na jeden metr

$$G = 7,5 \cdot 0,7676^2$$

$$G = 4,4 \text{ N}$$

Stanovení celkového zatížení řetězu

$$P_c = P + G [N] \quad (56)$$

kde: P... tažná síla na hnacím řetězovém kole

G... odstředivá síla na hnacím řetězovém kole

$$P_c = 10\,422,1 + 4,4$$

$$P_c = 10\,426,5 \text{ N}$$

Stanovení statického koeficientu bezpečnosti

$$\gamma_{stat} = \frac{F_B}{P_c} \geq 7 [-] \quad (57)$$

kde: F_B ... zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu dle [24]

$$\gamma_{stat} = \frac{170\,000}{10\,426,5}$$

$$\gamma_{stat} = 16,31 > 7$$

Stanovení dynamického koeficientu bezpečnosti

$$\gamma_{dyn} = \frac{F_B}{P_c \cdot Y} \geq 5 [-] \quad (58)$$

$$\gamma_{dyn} = \frac{170\,000}{10\,426,5 \cdot 2}$$

$$\gamma_{dyn} = 8,15 > 5$$

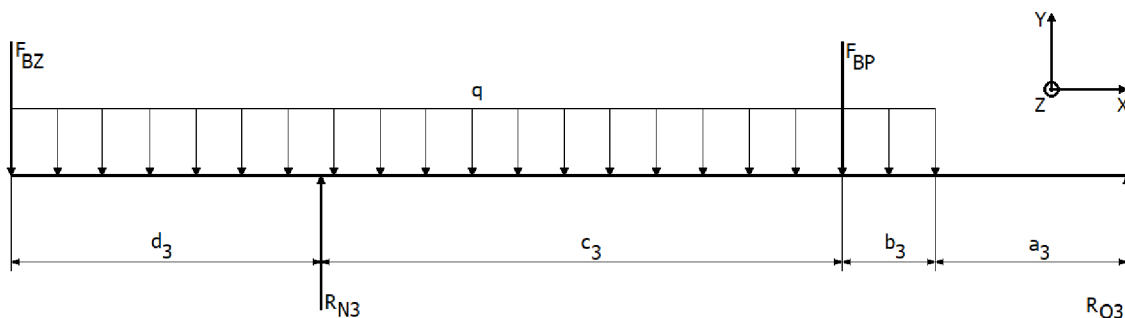
Řetěz splňuje při maximálním přenášeném výkonu součinitele statické i dynamické bezpečnosti [26]. Zvolený řetěz proto z obou hledisek bezpečnosti vyhovuje.

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V této kapitole budou provedeny kontrolní výpočty maximálních napětí v rámu a kontrolován bude také čep bočnice na otláčení a na stříh.

5.1 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU

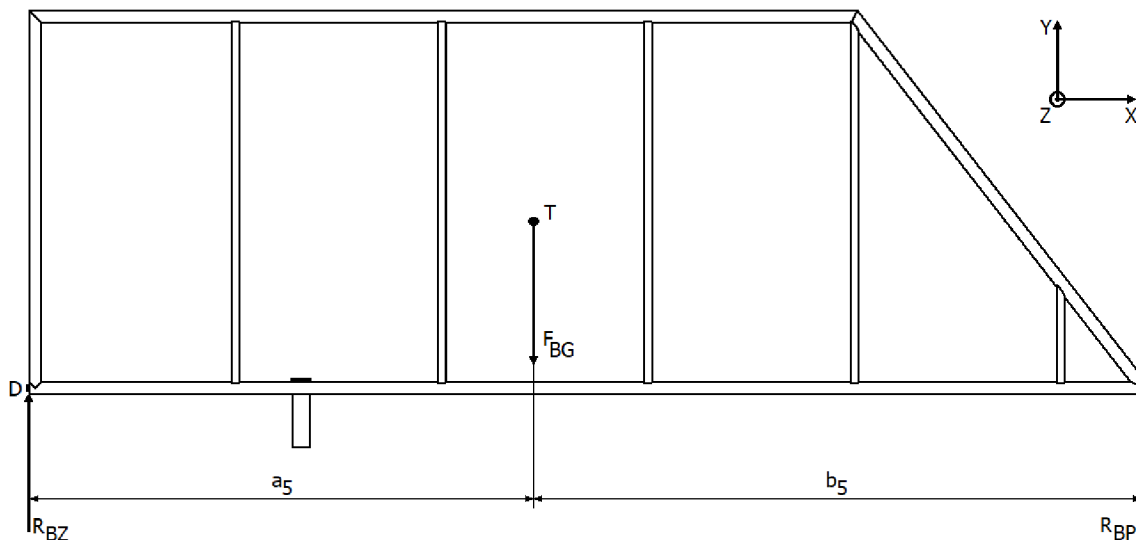
Pro výpočet pevnosti je rám zjednodušen na přímý prut se dvěma různými průřezovými profily. Pruty jsou zatěžovány podle znázornění obrázku (Obr. 29) níže. Rám jako takový je ve skutečnosti vyztužen dalšími dvěma profily, které zvyšují pevnost rámu. Výsledky proto nejsou zcela odpovídající skutečnosti, pro rozsah bakalářské práce však zcela postačují.



Obr. 29 Grafické znázornění silového působení na rám návěsu

5.1.1 VÝPOČET SIL V ČEPECH BOČNICE

Pro následující výpočty výsledných vnitřních účinků v prutu je nutné vypočítat silové působení v čepích bočnic (viz Obr. 30). Poloha těžiště bočnice byla zjištěna pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2023.



Obr. 30 Grafické znázornění silového působení bočnice

Výpočet gravitační síly bočnice

$$F_B = m_B \cdot g [N] \quad (59)$$

$$F_B = 315 \cdot 9,81$$

$$F_B = 3\,090,15 \text{ N}$$

Rovnice statické rovnováhy bočnice

Rovnice silové a momentové rovnováhy pro výpočet sil působících v čepch bočnice:

$$\sum_i^n F_y = 0; R_{BZ} - F_B + R_{BP} = 0 \quad (60)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{Z_D} = 0; -F_B \cdot a_5 + R_{BP} \cdot (a_5 + b_5) = 0 \quad (61)$$

kde: R_{BZ} ... reakční síla zadního čepu bočnice

R_{BP} ... reakční síla předního čepu bočnice

F_B ... gravitační síla bočnice působící v těžišti bočnice

a_5 ... délka od zadního čepu k těžišti

b_5 ... délka od těžiště k přednímu čepu

Úpravou rovnice momentové rovnováhy (61) se stanoví reakční síla nápravy R_{BP} :

$$R_{BP} = \frac{F_B \cdot a_5}{(a_5 + b_5)} [N]$$

$$R_{BP} = \frac{3\,090,15 \cdot 2\,450}{(2\,450 + 2\,950)}$$

$$R_{BP} = 1\,402,01 \text{ N}$$

Úpravou rovnice silové rovnováhy (60) se stanoví reakční opěrného kola R_{BZ} :

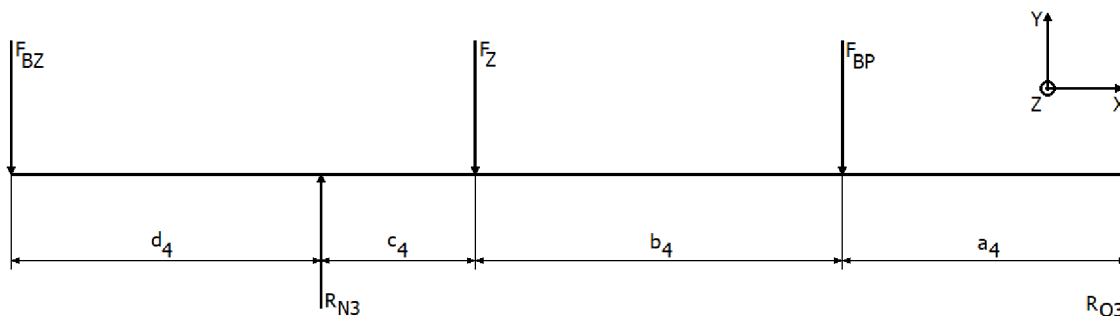
$$R_{BZ} = F_B - R_{BP} [N]$$

$$R_{BZ} = 3\,090,15 - 1\,402,01$$

$$R_{BZ} = 1\,688,14 \text{ N}$$

5.1.2 VÝPOČET REAKČNÍCH SIL NÁPRAVY A TAŽNÉHO OKA

Pro výpočet VVÚ se neuvažuje váha návěsu, a proto je potřeba dopočítat reakční síly v místě upevnění nápravy a středu tažného oka. Z důvodu zjednodušení výpočtu reakčních sil bylo liniové zatížení nahrazeno jedinou silou působící od zatížení (viz Obr. 31). Působíště této síly se nachází v polovině ložné plochy, tedy ve vzdálenosti 4 200 mm od středu tažného oka.



Obr. 31 Grafické znázornění sil působící na rám návěsu s nahrazením liniového zatížení

Rovnice statické rovnováhy návěsu

Pro výpočet reakčních sil je uvažováno s náhradou liniového zatížení jednou silou dle Obr. 31 a platí následující rovnice statické rovnováhy:

$$\sum_{i=1}^n F_y = 0; R_{O3} - 2 \cdot F_{BP} - F_Z + R_{N3} - 2 \cdot F_{BZ} = 0 \quad (62)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{Z_O} = 0; 2 \cdot F_{BP} \cdot a_4 + F_Z \cdot (a_4 + b_4) - R_{N3} \cdot (a_4 + b_4 + c_4) + 2 \cdot F_{BZ} \cdot (a_4 + b_4 + c_4 + d_4) = 0 \quad (63)$$

kde: F_{BP} ... síla od předního čepu bočnice

F_{BZ} ... síla od zadního čepu bočnice

R_{N3} ... reakční síla nápravy bez zatížení vlastní vahou

R_{O3} ... reakční síla tažného oka bez zatížení vlastní vahou

a_4 ... délka od středu oka závěsu k síle předního čepu bočnice

b_4 ... délka od síly předního čepu bočnice k síle od zatížení

c_4 ... délka od síly od zatížení k nápravě

d_4 ... délka od nápravy k síle zadního čepu bočnice

Úpravou rovnice momentové rovnováhy (63) se stanoví reakční síla nápravy R_{N3} :

$$R_{N3} = \frac{2 \cdot F_{BP} \cdot a_4 + F_Z \cdot (a_4 + b_4) + 2 \cdot F_{BZ} \cdot (a_4 + b_4 + c_4 + d_4)}{(a_4 + b_4 + c_4)} [N]$$

$$R_{N3} = \frac{2 \cdot 1\,402,01 \cdot 1\,850 + 34\,335 \cdot 4\,200 + 2 \cdot 1\,688,14 \cdot 7\,250}{5\,240}$$

$$R_{N3} = 33\,181,77 \text{ N}$$

Úpravou rovnice silové rovnováhy (62) se stanoví reakční opěrného kola R_{O3} :

$$R_{O3} = 2 \cdot F_{BP} + F_Z - R_{N3} + 2 \cdot F_{BZ} [N]$$

$$R_{O3} = 2 \cdot 1\,402,01 + 34\,335 - 33\,181,77 + 2 \cdot 1\,688,14$$

$$R_{O3} = 7\,333,53 \text{ N}$$

Výpočet liniového zatížení

$$q = \frac{F_Z}{L_Z} [N \cdot mm^{-1}] \quad (64)$$

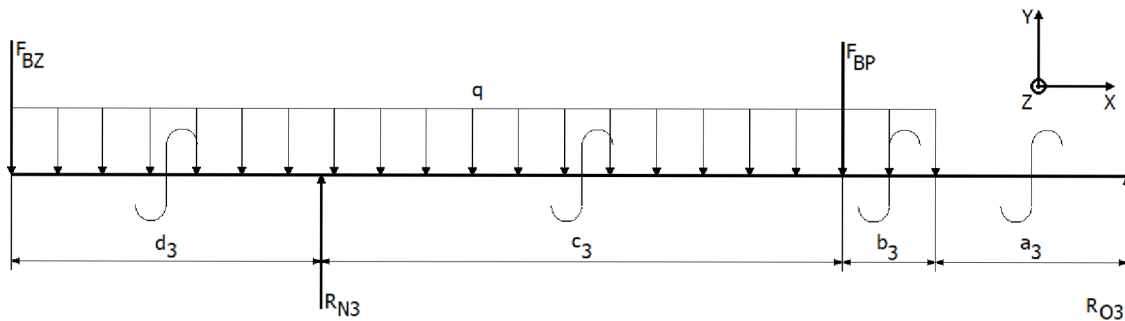
kde: L_Z ... délka ložné plochy

$$q = \frac{34\,335}{6\,100}$$

$$q = 5,63 \text{ N} \cdot mm^{-1}$$

5.1.3 VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY

V této části je proveden výpočet ohybových momentů na jednotlivých úsecích (viz *Obr. 32*), stanovení maximálního ohybového momentu a nebezpečných míst. Provedena je také kontrola výsledných vnitřních účinků pomocí programu Ansys Workbench. Následně je vyhodnocena bezpečnost vůči dovolenému napětí materiálu podélných nosníků rámu a tažné oje.



Obr. 32 Grafické znázornění silového působení včetně vyznačených řezů jednotlivých úseků

Funkční vyjádření ohybových momentů pro dané intervaly:

Interval a_3 ; $x \in \langle 0; 1150 \rangle$

$$M_{o_{a_3}} = R_{O_3} \cdot x \text{ [Nmm]} \quad (65)$$

$$M_{o_{a_3}} = 8\,433\,560 \text{ Nmm}$$

Interval b_3 ; $x \in \langle 0; 700 \rangle$

$$M_{o_{b_3}} = R_{O_3} \cdot (x + a_3) - q \cdot \frac{x^2}{2} \text{ [Nmm]} \quad (66)$$

$$M_{o_{b_3}} = 12\,187\,680 \text{ Nmm}$$

Interval c_3 ; $x \in \langle 0; 3390 \rangle$

$$M_{o_{c_3}} = -2 \cdot F_{BZ} \cdot (x + d_3) - q \cdot \frac{(x + d_3)^2}{2} + R_{N_3} \cdot x \text{ [Nmm]} \quad (67)$$

$$M_{o_{c_3}} = 12\,168\,880 \text{ Nmm}$$

Interval d_3 ; $x \in \langle 0; 2010 \rangle$

$$M_{o_{d_3}} = -2 \cdot F_{BZ} \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} \text{ [Nmm]} \quad (68)$$

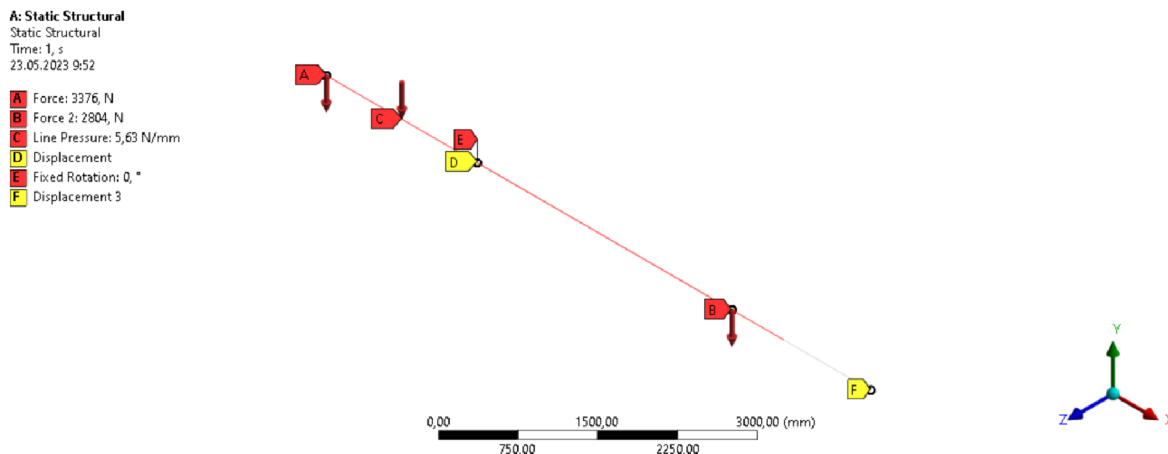
$$M_{o_{d_3}} = -18\,159\,200 \text{ Nmm}$$

Největší ohybový moment působí v místě reakční síly R_{N_3} .

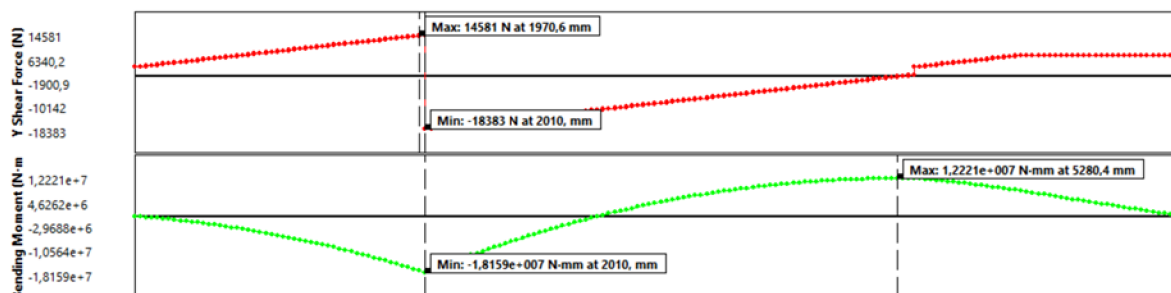
Ověření a vykreslení VVÚ

Pro ověření výsledných vnitřních účinků (VVÚ) v prutu byl v programu Ansys Workbench vytvořen prut, kterému bylo přiřazeno silové působení a okrajové podmínky (viz Obr. 33). Ty

byly zadány pomocí funkce displacement a fixed rotation v místě umístění nápravy a pomocí funkce displacement ve středu tažného oka. Spolu s ověřením výsledků byl také vykreslen průběh posouvajících sil a ohybových momentů v celé délce prutu (viz Obr. 34).



Obr. 33 Vyobrazení zadaných okrajových podmínek a silového působení na prut



Obr. 34 Vyobrazení výsledných vnitřních účinků v prutu

Dle obrázků (viz Obr. 33 a Obr. 34) a zobrazených maximálních a minimálních hodnot ohybového momentu lze říct, že výsledky analytického výpočtu se téměř shodují s těmi vypočtenými programem. Výsledky lze tedy považovat pro daný případ za správné a mohou být dále vyhodnoceny.

5.1.4 MEZ KLUZU

Návrhová hodnota meze kluzu a dovolené napětí s dynamickým součinitelem vychází z normy ČSN EN 1993-1-1. [32]

Dovolená návrhová hodnota meze kluzu

$$f_{yd} = \frac{R_{e \min}}{\gamma_M} \text{ [MPa]} \quad (69)$$

kde: $R_{e \min}$... minimální mez kluzu materiálu S355J0

γ_M ... součinitel spolehlivosti materiálu

$$f_{yd} = \frac{355}{1,15}$$

$$f_{yd} = 308,66 \text{ MPa}$$

Hodnota dovoleného napětí s dynamickým součinitelem

$$f_D = \frac{f_{yd}}{k_D} \text{ [MPa]} \quad (70)$$

kde: f_{yd} ... návrhová hodnota meze kluzu

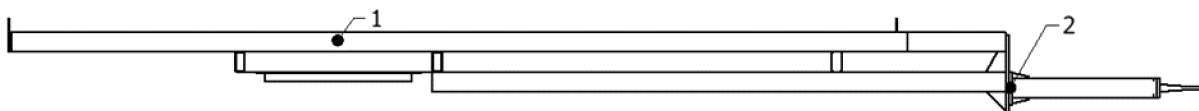
k_D ... dynamický součinitel

$$f_D = \frac{308,66}{1,2}$$

$$f_D = 257,22 \text{ MPa}$$

5.1.5 NEBEZPEČNÁ MÍSTA A KOEFICIENTY BEZPEČNOSTI

Nebezpečná místa (viz *Obr. 35*) se na rámu návěsu nacházejí dvě. Jedná se o místo s největším ohybovým momentem a druhým je místo připojení tažné oje, kde se mění příčný průřez.



Obr. 35 Vyznačení nebezpečných míst

NEBEZPEČNÉ MÍSTO 1

Kvadratický moment průřezu obdélníkového profilu podélníku rámu

$$J_{x1} = \frac{b_{10} \cdot h_{10}^3 - b_{11} \cdot h_{11}^3}{12} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (71)$$

kde: b_{10} ... vnější šířka profilu

h_{10} ... vnější výška profilu

b_{11} ... vnitřní šířka profilu

h_{11} ... vnitřní výška profilu

$$J_{x1} = \frac{60 \cdot 120^3 - 50 \cdot 110^3}{12}$$

$$J_{x1} = 3\,094\,166,67 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v ohybu pro místo 1

$$W_{o1} = \frac{J_{x1}}{\frac{h_{10}}{2}} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (72)$$

kde: J_{x1} ... kvadratický moment průřezu podélníku rámu

$$W_{o1} = \frac{3\,094\,166,67}{\frac{120}{2}}$$

$$W_{o1} = 51\,569,45 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí v místě 1

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{od3}}{2 \cdot W_{o1}} \text{ [MPa]} \quad (73)$$

kde: M_{od3} ... maximální ohybový moment v místě umístění nápravy

W_{o1} ... modul průřezu ohybu v místě 1

$$\sigma_{o1} = \frac{|-18\,159\,200|}{2 \cdot 51\,569,45}$$

$$\sigma_{o1} = 176,07 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti v místě 1

$$f_D \geq \sigma_{o1} \quad (74)$$

kde: f_d ... maximální dovolené napětí

σ_{o1} ... ohybové napětí v místě 1

$$257,22 \text{ MPa} > 176,07 \text{ MPa}$$

Ohybové napětí v místě 1 je nižší než maximální dovolené napětí. Dané místo z hlediska ohybového napětí tedy vyhovuje.

NEBEZPEČNÉ MÍSTO 2

Kvadratický moment průřezu čtvercového profilu tažného oje

$$J_{x2} = \frac{b_{20}^4 - b_{21}^4}{12} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (75)$$

kde: b_{20} ... vnější rozměr profilu

b_{21} ... vnitřní rozměr profilu

$$J_{x2} = \frac{120^4 - 110^4}{12}$$

$$J_{x2} = 5\,079\,166,67 \text{ mm}^4$$

Modul průřezu v ohybu pro místo 2

$$W_{o2} = \frac{J_{x2}}{\frac{b_{20}}{2}} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (76)$$

kde: J_{x2} ... kvadratický moment průřezu tažného oje

$$W_{o2} = \frac{5\,079\,166,67}{\frac{120}{2}}$$

$$W_{o2} = 84\,652,78 \text{ mm}^3$$

Ohybové napětí v místě 2

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{oa3}}{W_{o1}} \text{ [MPa]} \quad (77)$$

kde: M_{oa3} ... maximální ohybový moment v místě upevnění tažného oje

W_{o2} ... modul průřezu ohybu v místě 2

$$\sigma_{o2} = \frac{8\,433\,560}{84\,652,78}$$

$$\sigma_{o2} = 99,63 \text{ MPa}$$

Koeficient bezpečnosti v místě 2

$$f_D \geq \sigma_{o2} \quad (78)$$

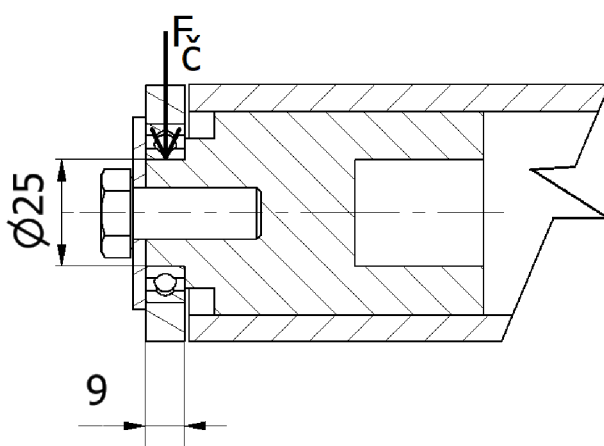
kde: σ_{o2} ... ohybové napětí v místě 2

$$257,22 \text{ MPa} > 99,63 \text{ MPa}$$

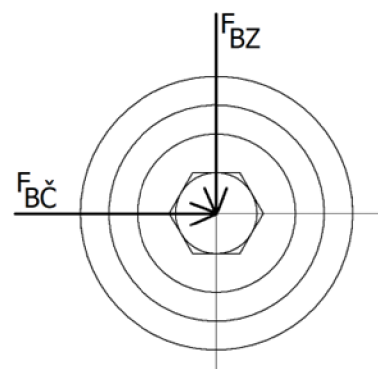
Ohybové napětí v místě 2 je také nižší než maximální dovolené napětí. Dané místo z hlediska ohybového napětí tedy vyhovuje.

5.2 ČEP BOČNICE

Kontrola čepu bočnice je provedena na otlacení a na stříh. Uvažováno je se zatížením zadního čepu bočnice a také silou od nákladu působící kolmo na svislou sílu od zatížení (viz *Obr. 36* a *Obr. 37*). Čep je vyroben z oceli třídy 11 500 a minimální mezi kluzu $R_e = 355 \text{ MPa}$.



Obr. 36 Řez čepem a znázornění působící síly



Obr. 37 Síly působící na čep

Výpočet boční síly na bočnici od nákladu

$$F_{BČ} = m_{BČ} \cdot g \text{ [N]} \quad (79)$$

kde: $m_{BČ}$... zvolená boční síla působící na čep

$$F_{BČ} = 500 \cdot 9,81$$

$$F_{BČ} = 4\,905 \text{ N}$$

Výpočet síly působící na čep

$$F_{\check{c}} = \sqrt{F_{BZ}^2 + F_{B\check{c}}^2} [N] \quad (80)$$

$$F_{\check{c}} = \sqrt{1\,688,14^2 + 4\,905^2}$$

$$F_{\check{c}} = 5\,187,37 \text{ N}$$

Maximální smykové napětí v čepu

$$\tau_S = \frac{4 \cdot F_{\check{c}}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} [MPa] \quad (81)$$

$$\tau_S = \frac{4 \cdot 5\,187,37}{\pi \cdot 0,025^2}$$

$$\tau_S = 10\,567\,623 \text{ Pa} = 10,57 \text{ MPa}$$

Kontrola čepu bočnice na smyk

$$k_{\check{c}1} = \frac{\tau_{SD}}{\tau_S} [-] \quad (82)$$

kde: τ_{SD} ... dovolené smykové napětí dle [31]

$$k_{\check{c}1} = \frac{50}{10,57}$$

$$k_{\check{c}1} = 4,73$$

Čep dle pevnostního výpočtu na stříh vyhovuje.

Maximální tlak v čepu

$$p = \frac{F_{\check{c}}}{d_{\check{c}} \cdot a} [MPa] \quad (83)$$

$$p = \frac{5\,187,37}{0,025 \cdot 0,009}$$

$$p = 23\,054\,977 \text{ Pa} = 23,06 \text{ MPa}$$

Kontrola čepu bočnice na otláčení

$$k_{\check{c}2} = \frac{p_D}{p} [-] \quad (84)$$

kde: p_D ... dovolený tlak dle [31]

$$k_{\check{c}2} = \frac{90}{23,06}$$

$$k_{\check{c}2} = 3,9$$

Čep dle pevnostního výpočtu na otláčení vyhovuje.

ZÁVĚR

Hlavním cílem této bakalářské práce je návrh traktorového návěsu pro přepravu chmelových rév, který je podložen silovými, rozměrovými a pevnostními výpočty a splňuje legislativní požadavky pro provoz na pozemních komunikacích.

V úvodní části bakalářské práce byl proveden rešeršní rozbor obdobných traktorových vozů využívaných pro přepravu chmelových rév. Následně pokračuje rešeršní část v přehledu legislativy zaměřené na provoz přípojných vozidel na pozemních komunikacích. Na základě této rešerše byly následně vymezeny zákonné požadavky pro navrhovaný návěs.

Další částí je koncepční návrh návěsu s uvedením zvolených komponent a polotovaru dostupných na trhu. Vlastní koncepce vozu byla zvolena s natáčením nápravy pomocí točnice, řetězovým dopravníkem hnaným řetězovým převodem, výklopnými bočnicemi a hydraulickým ovládním všech těchto funkčních částí. Zvolené řešení natáčení nápravy je, vůči řízené nápravě s natáčením kol, méně vhodné především z hlediska stability při natočení nápravy, zároveň je však toto řešení levnější a snadnější na údržbu. Ovládní výklopných bočnic je naopak i přes vyšší cenu řešeno pomocí dvojčinných přímočarých hydromotorů, které vůči řešení s jednočinným přímočarým hydromotorem a vracení pružinou zaručují dostatečnou ovládací sílu pro oba směry naklápění. Řetězový dopravník zapuštěný v podlaze byl zvolen především z důvodu zachování stability návěsu při vykládání chmelových rév.

Hlavní část této práce je zaměřena na silové výpočty a následnou volbu vhodných komponent, především orbitálního a přímočarých hydromotorů. V první části výpočtů je pro plně zatížený návěs provedena kontrola zatížení nápravy a tažného oka v transportním stavu a kontrola zatížení nápravy a opěrného kola v případě odstavení opět plně zatíženého návěsu. Z výpočtů vyplývá, že umístění nápravy vzhledem k rámu, s ohledem na zatížení v obou stavech, bylo zvoleno vhodně. Následně se provedl výpočet požadovaných ovládacích sil bočnice, na základě kterých byly zvoleny vhodné přímočaré hydromotory. Další výpočet se věnoval volbě přímočarého hydromotoru ovládní nápravy. Nejprve byl určen valivý odpor pneumatik na základě kterého byla vypočtena požadovaná ovládací síla. Přímočarý hydromotor nápravy byl z důvodu velkého zdvihu kontrolován na vzpěrnou pevnost. V poslední části silových výpočtů jsou určeny požadované parametry orbitálního hydromotoru pohánějící řetězový dopravník přes redukovaný řetězový převod. Byla také provedena kontrola válečkového řetězu řetězového převodu a zvoleno škrcení z důvodu regulace rychlosti dopravníku.

Závěrečná část se věnuje analytickým pevnostním výpočtům výsledných vnitřních účinků rámu a kontrole čepu bočnice na stříh a otláčení. Pro výpočet ohybových momentů byl rám zjednodušen na přímý prut, zatížení a okrajové podmínky však zůstaly zachovány. Výsledky ukázaly, že maximální napětí v nebezpečných místech nedosahují maximálního dovoleného napětí, a i přes zjednodušení modelu tak zvolená konstrukce vyhovuje.

Výsledná podoba návrhu návěsu má určité nedořešené detaily, především propojení pneumatických a hydraulických systémů a nelze tak v této podobě zcela použít pro výrobu a provoz na pozemních komunikacích. Návrh však může dobře posloužit k dalšímu vývoji nebo po doplnění jako podklad k výrobě.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SYROVÝ, Otakar. *Doprava v zemědělství*. 1. Praha: Profi Press, 2008. ISBN 978- 80-86726-30-4.
- [2] *Návěs pro svoz chmelových rév MV 1 - 073* [online]. In: . [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://www.chmelarstvi.cz/mechanizace/produkty-sluzby/sklizen-chmele/strhavace-a-navesy/100-naves-pro-svoz-chmelovych-rev-mv-1-073>
- [3] *Wallner Landtechnik* [online]. In: . [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/218513844837747/photos/pb.100063694114401.-2207520000./1873372009351914/?type=3>
- [4] *Hopfenladewagen HLW 210* [online]. In: . [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://bogdan-landtechnik.com/cms/landwirtschaftlicher-fahrzeugbau/>
- [5] *Návěs Soller* [online]. In: . [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: <https://soller-gmbh.de/cz/chmelova-technika/rebenladewagen>
- [6] *Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2003/37/ES v roce 2003* [online]. 1 [cit. 2022-12-15]. Dostupné z internetu: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=LEGISSUM:l24273>
- [7] *Nářízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013 o schvalování zemědělských a lesnických vozidel a dozoru nad trhem s těmito vozidly* [online]. článek 4 [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=32013R0167>
- [8] *Vyhláška o provozu na pozemních komunikacích č. 341/2014 Sb.* [online]. [cit. 2022-12-20]. Dostupné z: <https://www.masterfleet.cz/content/15-vyhlaska-o-provozu>
- [9] *Nářízení komise v přenesené pravomoci (EU) 2015/68 ze dne 15. října 2014, kterým se doplňuje nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 167/2013, pokud jde o požadavky na brzdění vozidel pro účely schvalování zemědělských a lesnických vozidel* [online]. 2.2.2 Vozidla kategorií R a S [cit. 2022-12-15]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/pravoEU/dokument?celex=32015R0068&date=20180609>
- [10] *ZETOR PROXIMA* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: https://www.zetor.cz/file/21ND_Leaflet_PROXIMA_CZ_prev.pdf
- [11] *Rockinger tažné oko* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: https://dilynatraktory.cz/rockinger-tazne-oko-o-40-mm-8-derova-priruba?gclid=Cj0KCQiA6rCgBhDVARIsAK1kGPLDTvHJMUceAJZ49o0xkGq4xYbLXOTm-8jIjD3rUa6duF5GjW1mHPoaAgkyEALw_wcB
- [12] *BPW Brzděná náprava* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://www.granit-parts.cz/e/product/15855.63.443.514?id=34048778#&gid=1&pid=2>
- [13] *Točnice* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: https://truck-and-trailer.jost-world-catalogues.com/fileadmin/user_upload/pdf/01_JOST_TT/08_Ball_bearing_turntables_and_slewing_rings/02_KLK_HE_SO_e.pdf

- [14] *Disk Mefro 13.00x15.5 161/205/6 A2 ET -15* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://obchod.propneu.cz/disky/13-00x15-5-161-205-6-a2-et-15/>
- [15] *MITAS: Mitas-tires.com* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.mitas-tires.com/cs-cz/vyroby/zemedelske-a-lesnicke-pneumatiky/zemedelska-dopravni-technika/diagonalni-pneumatiky-pro-privesy/tr-08>
- [16] *Dodatek návodu Proxima* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: https://www.cals.cz/zetorservice/files/1/Proxima_TIER%20III_Dodatek_CZ.pdf
- [17] *Opěrné kolo přivěsu Simol* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://www.eshop-zemedelske-potreby.cz/operne-kolo-privesu-simol-nosnost-1500-kg-p17945/#gallery>
- [18] *Ferona* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>
- [19] *Dopravníkové řetězy a komponenty* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://www.lana.cz/file.php?nid=5963&oid=6512359>
- [20] *VÝROBNÍ KATALOG PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf
- [21] *HYDRAULICKÝ MOTOR DANFOSS WP200* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/hydraulicky-motor-danfoss-wp200-35576>
- [22] *SKF* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61905>
- [23] PETR, Tomáš. *Motorová jednotka lesního těžebního stroje* [online]. Brno, 2015 [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=102478.
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [24] *Řetězy Vamberk* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://www.retezy-vam.com/images/PDF/Katalog.pdf>
- [25] *Řetězy Vamberk* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://www.retezy-vam.com/images/PDF/Sprockets-and-plate-wheels.pdf>
- [26] *Volba hmacího válečkového řetězu* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: https://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [27] *Volba dopravního řetězu* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: https://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf
- [28] *Postup modelování řetězového kola* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.mujsolidworks.cz/postup-modelovani-retezoveho-kola/>

- [29] *Murtfeldt CF* [online]. [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://www.murtfeldt.cz/produkty/vedeni-retezu-remenu-a-kluzne-profilu/profilu-pro-dopravniky/typ-cf/>
- [30] PACAS, Blahoslav. 1986. *Teorie stavebních strojů*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 244 s.
- [31] *Strojnické tabulky 1*. Praha: Scientia, spol. s r.o., 2004. ISBN 978-80-7183-312-6.
- [32] *ČSN EN 1993-1-1: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2006.
- [33] *Orbital Motors* [online]. [cit. 2023-05-23]. Dostupné z: https://www.slimlinehydrotek.com/wp-content/uploads/2020/04/Danfoss-hydraulic-motor-WD-WP-_-WR.pdf
- [34] *VENTIL ŠKRTÍCÍ - JEDNOSMĚRNÝ, REGULÁČNÍ* [online]. [cit. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.hydrroma.cz/ventil-skrfici-jednosmerny-regulacni-21648.html>
- [35] *SITUAČNÍ A VÝHLEDOVÁ ZPRÁVA: CHMEL, PIVO* [online]. 2021, 70 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: https://eagri.cz/public/web/file/692279/SVZ_Chmel_2021.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Osová vzdálenost řetězových kol
A	[mm]	Šířka ozubeného kola
a_1	[mm]	Délka od středu oka závěsu k síle působící od zatížení
a_2	[mm]	Délka od středu oka závěsu k opěrnému kolu
a_3	[mm]	Délka od středu oka závěsu k připojení tažného oje
a_4	[mm]	Délka od středu oka závěsu k síle předního čepu bočnice
a_5	[mm]	Délka od zadního čepu k těžišti bočnice
B	[mm]	Délka od zátky k ose závitu hrdla
b_1	[mm]	Délka od síly působící od zatížení k těžišti vozu bez zatížení
b_1	[mm]	Vnitřní šířka vnitřního článku
B_1	[mm]	Šířka zubu
b_2	[mm]	Délka od opěrného kola k síle působící od zatížení
b_2	[mm]	Vnější šířka vnitřního článku
B_2	[mm]	Šířka zubů
b_3	[mm]	Délka od připojení tažného oje k síle předního čepu bočnice
b_4	[mm]	Délka od síly předního čepu bočnice k síle od zatížení
b_5	[mm]	Délka od těžiště bočnice k přednímu čepu
C	[mm]	Výška hrdla od osy PČHM
c	[mm]	Šířka zaoblení
c_1	[mm]	Délka od těžiště vozu bez zatížení k nápravě
C_1	[-]	Konstanta
c_2	[mm]	Délka od síly působící od zatížení k těžišti vozu bez zatížení
C_2	[-]	Konstanta
c_3	[mm]	Délka od síly předního čepu bočnice k nápravě
c_4	[mm]	Délka od síly od zatížení k nápravě
D	[mm]	Průměr pístu
d	[mm]	Průměr pístní tyče
D_1	[mm]	Průměr pláště přímočarého hydromotoru
d_1	[mm]	Průměr oka přímočarého hydromotoru
d_ε	[mm]	Průměr čepu
D_{1Z}	[mm]	Zvolený průměr pístu přímočarého hydromotoru
d_{1Z}	[mm]	Zvolený průměr pístní tyče přímočarého hydromotoru

d_2	[mm]	Délka od síly působící od zatížení k těžišti vozu bez zatížení
D_N	[mm]	Minimální průměr pístu přímočarého hydromotoru nápravy
d_3	[mm]	Délka od nápravy k síle zadního čepu bočnice
d_3	[mm]	Průměr válečku řetězu
d_4	[mm]	Délka od nápravy k síle zadního čepu bočnice
d_e	[mm]	Průměr hlavové kružnice ozubeného kola
d_h	[mm]	Průměr hřídele orbitálního hydromotoru
D_K	[mm]	Průměr kola
d_m	[mm]	Vnější průměr náboje kola
d_{Nmin}	[mm]	Minimální průměr pístní tyče hydromotoru nápravy
D_{NN}	[mm]	Navržený průměr pístu přímočarého hydromotoru nápravy
d_{NN}	[mm]	Navržený průměr pístní tyče přímočarého hydromotoru nápravy
d_{NZ}	[mm]	Zvolený průměr pístní tyče hydromotoru nápravy
D_{NZ}	[mm]	Zvolený průměr pístu hydromotoru nápravy
d_p	[mm]	Průměr roztečné kružnice
D_{Tkk}	[mm]	Průměr roztečné kružnice kapesového kola
d_{tzl}	[mm]	Průměr roztečné kružnice hnacího ozubeného kola
E	[Pa]	Modul pružnosti v tahu
e	[mm]	Středová vzdálenost řad řetězu
F_A	[kN]	Zatížení řetězu
F_{BI}	[N]	Gravitační síla působící kolmo na bočnici
F_B	[kN]	Zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu
$F_{B\check{c}}$	[N]	Boční síla působící na čep
F_B	[N]	Gravitační síla bočnice působící v těžišti bočnice
F_{BN}	[N]	Síla působící na bočnici od nákladu
F_{BP}	[N]	Síla od předního čepu bočnice
F_{BZ}	[N]	Síla od zadního čepu bočnice
$F_{\check{c}}$	[N]	Celková síla působící na čep
f_d	[-]	Maximální dovolené napětí
F_{HM}	[N]	Síla hydromotoru
F_{HMB}	[N]	Síla přímočarého hydromotoru bočnice
F_{HMN}	[N]	Síla přímočarého hydromotoru ovládání nápravy
F_{kr1}	[N]	Kritická síla přímočarého hydromotoru

F_{kr2}	[N]	Kritická síla přímočarého hydromotoru
F_{max1}	[N]	Maximální síla přímočarého hydromotoru
F_{max2}	[N]	Maximální síla přímočarého hydromotoru
f_p	[-]	Součinitel provozu
F_G	[N]	Gravitační síla
f_t	[-]	Součinitel smykového tření
F_{TD}	[N]	Tahová síla dopravníku
f_{yd}	[-]	Návrhová hodnota meze kluzu
F_Z	[N]	Síla od zatížení
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
G	[N]	Odstředivá síla na hnacím řetězovém kole
g	[mm]	Výška řetězu
G_N	[N]	Tíha na jedno kolo nápravy
i	[-]	Převodový poměr řetězového převodu
J_{min1}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pístní tyče
J_{min2}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu pístní tyče
J_{x1}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu v ohybu
J_{x2}	[mm ⁴]	Tlaková ztráta proudu
k	[-]	Součinitele výkonu
K_1	[mm]	Rozměr oka uchycení
k_D	[-]	Dynamický součinitel
l	[mm]	Délka hydromotoru při plně vysunutém pístu
L	[mm]	Délka přímočarého hydromotoru
L_0	[mm]	Délka těla
L_1	[mm]	Délka od víka ke středu oka pístní tyče
l_1	[mm]	Šířka čepu
l_2	[-]	Součinitele mazání
L_2	[mm]	Délka od zátky ke středu oka válce
l_2	[mm]	Šířka čepu spojovacího článku
L_3	[mm]	Délka od svaru ke středu oka pístní tyče
L_4	[mm]	Délka od svaru ke středu oka válce
L_{BO}	[mm]	Délka ovládací páky bočnice
L_{BT}	[mm]	Vzdálenost těžiště bočnice od osy otáčení

l_n	[mm]	Délka tažné i vratné větve dopravníku
l_o	[mm]	Redukovaná délka
l_f	[mm]	Délka řetězu
L_Z	[mm]	Délka ložné plochy
M	[-]	Vnitřní závit přípojovacího hrdla
m_B	[kg]	Hmotnost bočnice
m_{BN}	[kg]	Hmotnost nákladu působící na bočnici
m_c	[kg]	Celkové zatížení působící na dopravník
m_K	[kg]	Hmotnost přenášená opěrným kolem
m_{kmax}	[kg]	Maximální nosnost opěrného kola stanovená výrobcem
m_{N1}	[kg]	Hmotnost přenášená nápravou
m_{N2}	[kg]	Hmotnost přenášená nápravou
M_o	[Nm]	Ohybový moment
m_{O1}	[kg]	Hmotnost přenášená tažným okem
m_p	[kg]	Hmotnost příčnicku
m_f	[kg]	Hmotnost článkového řetězu
m_T	[kg]	Hmotnost návěsu
M_T	[Nm]	Točivý moment na hnací hřídeli dopravníku
M_{THMmin}	[Nm]	Minimální potřebný točivý moment
m_Z	[kg]	Užitečné zatížení návěsu
m_{Zmax}	[kg]	Maximální zatížení závěsu
m_{Zmin}	[kg]	Minimální zatížení závěsu
N	[W]	Přenášený výkon válečkovým řetězem
n_1	[-]	Počet otáček hnacího kola řetězového převodu
n_2	[-]	Počet otáček hnaného kola řetězového převodu
N_d	[W]	Diagramový výkon
n_h	[s ⁻¹]	Počet otáček hnací hřídele dopravníku
n_H	[-]	Počet otáček hnaného kola řetězového převodu
n_{HM}	[-]	Počet otáček hnacího kola řetězového převodu
n_p	[-]	Počet příčnicků
P	[N]	Tažná síla na hnacím řetězovém kole
p	[mm]	Rozteč válečkového řetězu
P_c	[N]	Celkové zatížení řetězu

$p_{\check{C}}$	[Pa]	Maximální tlak v čepu
P_D	[W]	Potřebný výkon dopravníku
p_D	[Pa]	Dovolený tlak
p_H	[Pa]	Tlak huštění pneumatik
$p_{HM\ max}$	[Pa]	Maximální tlak orbitálního hydromotoru
p_T	[Pa]	Tlak hydraulického oleje dodávaného čerpadlem traktoru
Q	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost válečkového řetězu na jeden metr
q	[N·mm ⁻¹]	Liniové zatížení
$Q_{HM\ max}$	[m ³ ·min ⁻¹]	Maximální průtok oleje za škrťícím ventilem
Q_P	[l·min ⁻¹]	Průtok hydraulického oleje hydromotorem
$Q_{\check{r}}$	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost řetězu na jeden metr délky
Q_T	[l·min ⁻¹]	Průtok oleje dodávaného čerpadlem traktoru
R	[mm]	Vnější poloměr oka
R_3	[mm]	Poloměr zaoblení zubu
R_{BP}	[N]	Reakční síla předního čepu bočnice
R_{BZ}	[N]	Reakční síla zadního čepu bočnice
$R_{e\ min}$	[Pa]	Minimální mez kluzu oceli S355J0
r_{HMN}	[mm]	Poloměr ovládací páky
R_K	[N]	Reakční síla opěrného kola
r_N	[mm]	Poloměr otáčení nápravy
R_{N1}	[N]	Reakční síla nápravy
R_{N2}	[N]	Reakční síla nápravy
R_{N3}	[N]	Reakční síla nápravy bez zatížení vlastní vahou
R_{NK}	[N]	Odpor nezpevněné komunikace
R_{O1}	[N]	Reakční síla tažného oka
R_{O3}	[N]	Reakční síla tažného oka bez zatížení vlastní vahou
R_P	[N]	Odpor pneumatiky
R_V	[N]	Celkový valivý odpor pneumatiky
S	[mm ²]	Plocha pístu hydromotoru
s_1	[mm]	Šířka vnitřní desky
s_2	[mm]	Šířka vnější desky
S_{B1}	[mm ²]	Plocha pístu přímočarého hydromotoru bočnice
S_{B2}	[mm ²]	Plocha mezikruží přímočarého hydromotoru bočnice

S_{N1}	[mm ²]	Plocha pístu přímočarého hydromotoru nápravy
S_{N2}	[mm ²]	Plocha mezikruží přímočarého hydromotoru nápravy
$S_{N2\ min}$	[mm ²]	Minimální plocha mezikruží přímočarého hydromotoru nápravy
v	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost hnacího ozubeného kola
v_D	[m·min ⁻¹]	Zvolená rychlost dopravníku
v_{Dmax}	[m·min ⁻¹]	Maximální rychlost dopravníku
V_{HM}	[cm ³]	Geometrický objem orbitálního hydromotoru
W_{o1}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
W_{o2}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
Y	[-]	Součinitel rázů
Z	[mm]	Délka zdvihu pístu mezi krajní a středovou polohou
z_1	[-]	Počet zubů hnacího kola
z_2	[-]	Počet zubů hnaného kola
α	[-]	Úhel naklopení bočnice
γ_{dyn}	[-]	Dynamický koeficient bezpečnosti
γ_M	[-]	Součinitel spolehlivosti materiálu
γ_{stat}	[-]	Statický koeficient bezpečnosti
ε	[-]	Součinitel vlivu objemového přetvoření podloží
σ	[-]	Součinitel vzdálenosti os v závislosti na osově vzdálenosti a
σ_{o1}	[Pa]	Ohybové napětí
σ_{o2}	[Pa]	Ohybové napětí
τ_S	[Pa]	Maximální smykové napětí
τ_{SD}	[Pa]	Dovolené smykové napětí
φ	[-]	Součinitele provedení pro řetězy

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Porovnání nabídky výrobců obdobných traktorových vozů	I
Příloha 2	Výkonový diagram	II

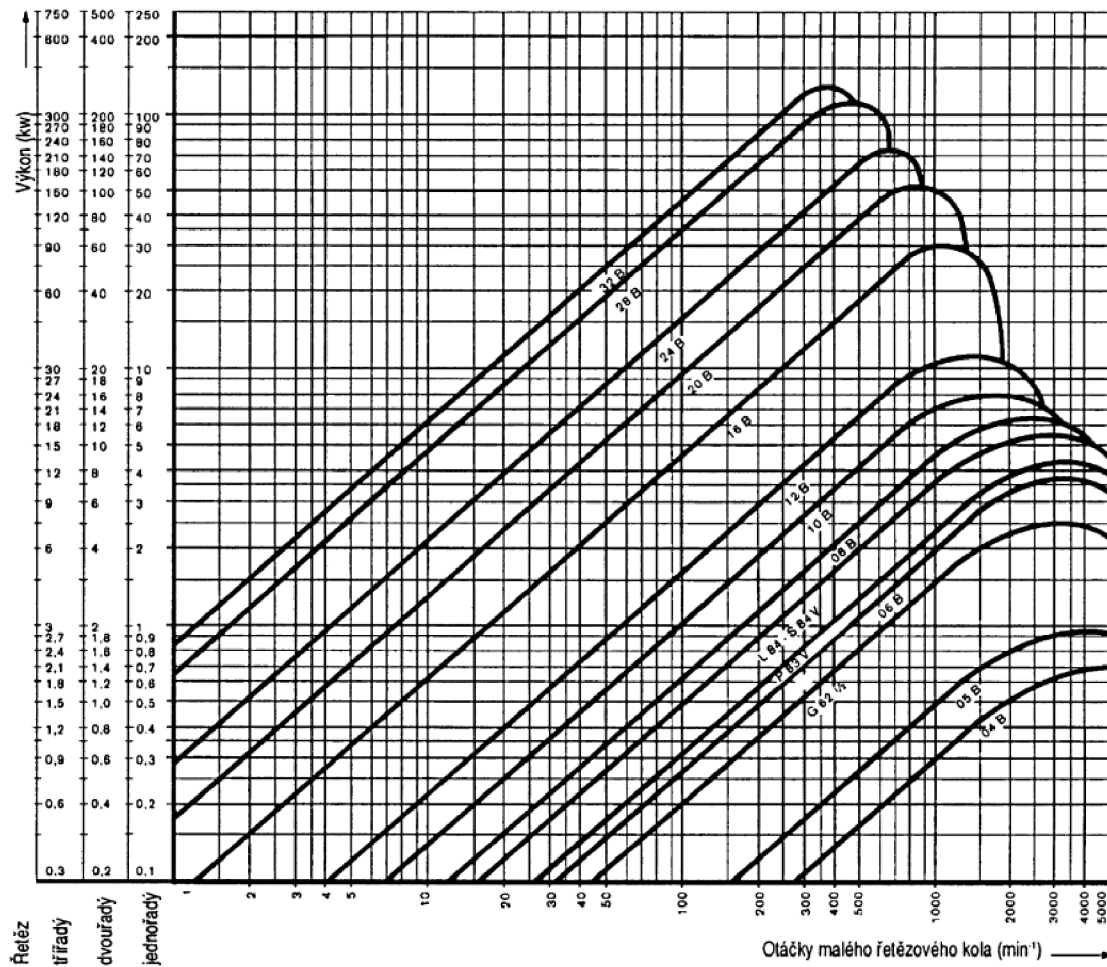
Výkresová dokumentace

01_BP_229412	Výkres sestavy návěsu
02_BP_229412	Výkres svařence nosného rámu
03_BP_229412	Výkres svařence bočnice
04_BP_229412	Výkres zadního uložení bočnice
05_BP_229412	Výkres přední desky

PŘÍLOHA 1 – POROVNÁNÍ NABÍDKY VÝROBCŮ OBDOBNÝCH TRAKTOROVÝCH VOZŮ

Výrobce	SOLLER	WALLNER	BOGDAN BERND
Model	6/20D, 6/22D, 6/24D	RLW L, XL, XXL	HLW 210
Celková povolená hmotnost [kg]	5000 / 5000 / 6000	6130	5000
Maximální nosnost [kg]	3100 / 3000 / 3600	4150	2700
Maximální rychlost [km/h]	25 (40 na přání)	25 (40 na přání)	25 (40 na přání)
Celková šířka [mm]	2000 / 2200 / 2400	1920 / 2120 / 2120	2120
Výška bočnic [mm]	1700 / 1700 / 1900	1550 / 1550 / 1800	1750 (1500 na přání)
Celková výška [mm]	2700 / 2700 / 2900	2620 / 2620 / 2870	2840
Celková délka [mm]	7250	7250	7250
Rozchod kol [mm]	1500 / 1500 / 1600	1500	1570
Brzda	Nájezdová s automatickým couváním (pneumatická na přání)	Nájezdová s automatickým couváním (pneumatická na přání)	Nájezdová s automatickým couváním (pneumatická na přání)

PŘÍLOHA 2 – VÝKONOVÝ DIAGRAM



Výkonový diagram