

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Železniční nákladní vůz pro přepravu štěrku – řešení střechy

Autor: **Martin Vyskočil**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**

Akademický rok 2012/2013

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin VYSKOČIL**
Osobní číslo: **S10N0019P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Železniční nákladní vůz pro přepravu šterku - řešení střechy**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Návrh konstrukce shrnovací pohyblivé střechy pro výsypný vůz řady Facns, která zajistí snadnou ovladatelnost a funkčnost.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše nákladních vozů pro přepravu šterku.
2. Popis používaných střechních systémů výsypných vozů.
3. Návrh řešení shrnovací pohyblivé střechy pro výsypný vůz řady Facns 48 m3.
4. Návrh řešení mechanismu otvírání a zavírání shrnovací střechy.
5. Návrh konstrukční změny horní části skříně vozu pro montáž shrnovací střechy.
6. Kompletní silový rozbor mechanismu pro kontrolu ovládací síly a pro dimenzování dílů celého ovládacího mechanismu.
7. Kontrola konstrukce do kinematického obrysu dle referenčního obrysu TSI G1.
8. Hmotnostní rozbor celého konstrukčního řešení.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

DOSTÁL, J., HELLER, P. Kolejová vozidla I. Plzeň: ZČU, 2007. ISBN 978-80-7043-960-9

HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla II. Plzeň: ZČU, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Dipl. Ing. Jan Cejnar**
LEGIOS, a.s., Louny

Datum zadání diplomové práce: **24. září 2012**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2013**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Vyskočil	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Heller, CSc.	Jméno Petr	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Železniční nákladní vůz pro přepravu šterku – řešení střechy		

FAKULTA	strojí	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	--------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	73	TEXTOVÁ ČÁST	70	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení shmovací střechy pro nákladním železniční vůz Facens 48m ³ určený pro přepravu sypkého materiálu (šterk, písek). Cílem práce je navrhnout jednoduchý mechanismus ovládání natahování a stahování střechy, spolu s konstrukčním řešením změny stávajícího vozu.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYS TIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Shmovací střecha, ovládací mechanismus, řemenový převod

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Vyskočil	Name Martin	
FIELD OF STUDY	2301T001 "Transport and handling machinery"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Heller,CSc.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of folding hopper car roof		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	73	TEXT PART	70	GRAPHICAL PART	3
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The aim of this thesis is to design folding roof of 48 m ³ Facens freight car intended to transport bulk cargo (gravel, sand). Specifically simple device for pulling up and pulling down of the roof is to be devised together with design adjustments of present freight car.
KEY WORDS	Folding roof, control mechanism, belt transmission

Obsah

1	Úvod.....	6
2	Rešerše	7
2.1	Přehled nákladních vozů pro přepravu štěrku	7
2.1.1	Označení nákladních železničních vozů [7].....	7
2.1.2	Konstrukce vozů pro přepravu štěrku [5].....	8
2.1.3	Nákladní železniční vozy pro přepravu štěrku [3]	13
2.2	Popis používaných střešních systémů výsypných vozů	18
2.2.1	Rozdělení.....	18
3	Návrh řešení shrnovací pohyblivé střechy pro výsypný vůz řady Faccns 48m ³	20
3.1	Vůz Faccns 48m ³	20
3.2	Zadání a bližší specifikace práce	21
3.3	Návrh střechy.....	22
3.3.1	Volba střešního systému.....	22
3.3.2	Volba materiálu střechy	23
3.3.3	Výztuhy plachty	24
3.3.4	Pojezdy a pojezdová dráha	25
4	Návrh konstrukční změny horní části skříně vozu pro montáž shrnovací střechy.	30
4.1	Seznam upravovaných dílů.....	31
5	Návrh řešení mechanismu otevírání a zavírání shrnovací střechy	32
5.1	Definování zatěžovacích stavů	36
5.1.1	Natahování střechy	36
5.1.2	Stahování střechy	39
5.2	Návrh převodového ústrojí pro přenos síly z ovládacího kola	41
5.2.1	Řemenový převod 1	42
5.2.2	Návrh hřídele	44
5.2.3	Řemenový převod 2	49
5.2.4	Návrh hřídele navijáku.....	52
5.2.5	Návrh hřídele pohybového šroubu	57
5.2.6	Řešení cesty pro tažné lanko	60
5.2.7	Ovládací kolo a zajištění mechanismu proti pohybu	62
5.3	Nosná konstrukce	64
5.4	Kryty.....	65
5.4.1	Kryty středového sloupu	65

5.5	Vymezení plachty v oblouku.....	67
5.6	Výsledné vzeřízení vozu.....	69
6	Hmotnostní rozbor konstrukčního řešení.....	70
7	Závěr	72

Seznam příloh

Příloha 1.....	Materiálový list zvolené plachty
Příloha 2.....	Materiálový list zvolené pojezdové rolny
Příloha 3.....	Materiálový list zvolené ocelové lanka

Seznam tabulek

Tabulka 1. Falls - Technické údaje.....	13
Tabulka 2. Falns - Technické údaje.....	14
Tabulka 3. Faccs - Technické údaje	15
Tabulka 4. Faccpp - Technické údaje	16
Tabulka 5. Facpps - Technické údaje	17
Tabulka 6. Facns - Technické údaje	20
Tabulka 7. Navržený ozubený řemen - první převod	42
Tabulka 8. Pevnostní kontrola	43
Tabulka 9. Parametry řemenic	43
Tabulka 10. Katalogové údaje - rozměry ložiskových domků [11]	46
Tabulka 11. Koefficienty pro výpočet životnosti ložisek [11]	47
Tabulka 12. Katalogové hodnoty - dynamická únosnost. [11].....	48
Tabulka 13. Navržený ozubený řemen (převod 2)	56
Tabulka 14. Pevnostní kontrola (převod 2)	56
Tabulka 15. a,b,c) Parametry řemenic	57

Seznam obrázků

Obrázek 1. Vůz s podlahou tvaru V (X) - vykládka na levou nebo pravou stranu (Faccs) [5] .	9
Obrázek 2. Vůz s podlahou tvaru V se středovými klapkami (Uagps - posuvné klapky) [5] ..	10
Obrázek 3. Vůz s podlahou tvaru W - "wapka" (Falls) [5]	10
Obrázek 4. Vůz s nízko položenými klapkami dovnitř i vně koleje - tvar podlahy W (Facpps) [5]	10
Obrázek 5. Vozy s rovnou podlahou a) (Eacs) a b) (Vssa) [5].....	11
Obrázek 6. Tvar a umístění klapky vozu tvaru V [5]	11
Obrázek 7. Výsypná koryta [5]	12
Obrázek 8. Výsypné klapky[5]	12
Obrázek 9. Falls	13
Obrázek 10. Falns	14
Obrázek 11. Faccs	15
Obrázek 12. Faccpp	16

Obrázek 13. Faccpps	17
Obrázek 14. Dvounápravový krytý vůz běžné stavby (Gags) - pevná celistvá střecha	18
Obrázek 15. Čtyřnápravový krytý vůz zvláštní stavby se střešními násypnými otvory (Hdags) – pro přehlednost přiložen typový výkres	18
Obrázek 16. Čtyřnápravový výsypný vůz s přesuvnou střechou (Talls)	18
Obrázek 17. Čtyřnápravový vysokostěnný vůz s přesuvnou plachtovou střechou (Tams).....	18
Obrázek 18. Faccns [8]	20
Obrázek 19. Ilustrativní obrázek pro volbu budoucího rozložení ovládacího mechanismu[8]	22
Obrázek 20. Materiál střechy - materiálový list [9]	24
Obrázek 21. a,b Výztuha plachty - pažení.....	24
Obrázek 22. Výztuha plachty - znázornění prohnutí.....	25
Obrázek 23. a), b) Ukázka použité pojezdové rolny [10].....	25
Obrázek 24. Rozměry zvolené pojezdové rolny (viz.materiálový list - příloha) [10].....	26
Obrázek 25. Pojezd s připevněným pažením (bez plachty)	26
Obrázek 26. První pojezd	27
Obrázek 27. a) Detail ukotvení očnice na pojezdu; b) detail lanové svorky	27
Obrázek 28. Poslední pojezd	28
Obrázek 29. Pojezdová dráha	29
Obrázek 30. Znázornění upravených původních dílů střechy	30
Obrázek 31. Znázornění pojezdu v oblouku.....	33
Obrázek 32. Trojramenný posunovač (triangl)	34
Obrázek 33. Záběr trianglu při natahování střechy	35
Obrázek 34. Směr působící síly na pojezd	36
Obrázek 35. Znázornění zatěžovacího stavu	37
Obrázek 36. Valivý odpor	38
Obrázek 37. Stahování střechy	40
Obrázek 38. Řešení přenosu momentu mezi trianglem a řemenicí 2	44
Obrázek 39. Provedení ložiskových domků [11]	47
Obrázek 40. Napínací řemenice	48
Obrázek 41. Spojka s nalisovanými řemenicemi	49
Obrázek 42. Znázornění pohybu ramene při změně směru pohybu	51
Obrázek 43. Znázornění navijáku a kyvného ramene (v poloze při natahování pachty)	52
Obrázek 44. Řemenový převod 2 (spodní)	55
Obrázek 45. Zatížení hřídele s pohybovým šroubem od lanka na kladce	57
Obrázek 46. Návrh hřídele pro pohybový šroub	58

Obrázek 47. Provedení napínání řemenice 3 převodu 2	59
Obrázek 48. Znázornění prostoru pro protažení lanka	60
Obrázek 49. Kladka pro zavedení lanka do průchodu skrz vůz (na straně ovládacího mechanismu).....	60
Obrázek 50. Nosná kladka pro vedení lanka	61
Obrázek 51. Zakrytí cesty pro tažení lanka na opačnou stranu vozu	61
Obrázek 52. Kladka určená pro obrat lanka o 180°	62
Obrázek 53. Ovládací kola se zajištěním mechanismu proti pohybu.	62
Obrázek 54. Blokovací mechanismu	63
Obrázek 55. Umístění ovládací páky západky.	63
Obrázek 56. Nosná konstrukce navrženého ovládacího mechanismu.....	64
Obrázek 57. Nosná konstrukce obratové strany	65
Obrázek 58. Kryt řemenice trianglu	65
Obrázek 59. Kryty řemenice_3 převodu_2	66
Obrázek 60. Kryty mechanismu	67
Obrázek 61. Kryt navijáku	67
Obrázek 62. Konzola s plastovými rolnami pro vymezení průchodu plachty obloukem pojezdové dráhy.....	68
Obrázek 63. Konzola s plastovými rolnami a pryžovým dorazem	68
Obrázek 64. Výsledná podoba navržené střechy (bez zobrazení ovládacího mechanismu).....	69

1 Úvod

V posledních dvaceti letech zaznamenala železniční doprava úbytek zákazníků jak v osobním, tak i nákladním sektoru. Hlavní příčinou byl hned v počátku tohoto období zánik východního bloku a přechod od socialismu ke kapitalismu. Tato změna umožnila na domácím trhu vznik nových firem, či příchod firem již zavedených v zahraničí, které začaly konkurovat železniční dopravě reprezentované státním podnikem ČD - České dráhy a které si postupně upevňovaly pozice na jejich úkor. Nejednalo se však o firmy využívající železniční dopravu, ale o podniky specializující se na dopravu silniční, jelikož železniční infrastruktura byla uvolněna až mnohem později, a to v roce 2003 rozdělením Českých drah na dva samostatné subjekty – akciovou společnost České dráhy (provozovatel dráhy) a státní organizaci Správa železniční dopravní cesty - SŽDC (vlastník dráhy), dále pak v roce 2008 převodem funkce provozovatel dráhy na SŽDC. Samotné řízení provozu výpravčím a dispečery pak zůstalo v rukou Českých drah až do září 2011, kdy přešlo zhruba 9200 zaměstnanců zabezpečujících řízení provozu pod SŽDC. Tento krkolomný vývoj umožnil příchod dalším konkurenčním dopravcům na železnici, zatím především v osobní dopravě.

Dalším faktorem stojícím za úpadkem železniční dopravy byl fakt, že je tato doprava úzce spjata s určitými odvětvími průmyslu, zejména pak strojírenstvím. Vývoj tedy rovněž kopíroval omezení strojírenské výroby. Také nové přístupy v řízení podniků měly vliv na tento vývoj. Např. filozofie řízení podniku Just in time – JIT, která omezuje materiálové toky a jeho skladované množství, klade vyšší požadavky na včasné dodávky ve stanoveném objemu.

Nesmíme také zapomenout, že až do roku 2007 nebylo v naší silniční síti vybíráno mýto. Po jeho zavedení došlo k částečnému narovnání rozdílů mezi náklady na přepravu po silnici a po železnici. Po přepočtu nákladů na přepravu 1t/km materiálu, které hradí přepravce za užití silniční a železniční infrastruktury, bylo zjištěno, že hranice kdy se začíná vyplácet přeprava po železnici, se po zavedení mýta snížila z 270t na 100t. Mýto tedy sice pomohlo zlepšit stávající situaci na železnici, nicméně faktem zůstává, že ne všechno zboží lze železnicí přepravovat. Proto je důležité, aby se přepravci soustředili na odvětví, v kterých jsou konkurenceschopní. Rovněž je důležité obnovovat vozový park a budovat vysokorychlostní tratě pro snížení dojezdových časů tak, aby volba přepravy pro zákazníka nepadala přednostně na silniční přepravce i tam, kde to není nutně zapotřebí. Toliko v krátkosti o stavu české železnice.

Jak již bylo zmíněno, je nutné obnovovat vozový park využívaný na železnicích. Obsahem následující práce je návrh shrnovací střechy pro nový vůz řady Faccns pro přepravu sypkých materiálů od akciové společnosti Legios. V úvodu je zpracována krátká rešerše stávajících vozů využívaných pro obdobné účely a dále jsou zde uvedeny druhy používaných střešních systémů na těchto vozech. Cílem této práce je pak navrhnout snadno ovladatelnou shrnovací střechu, která bude možnou modifikací stávajícího vozu za účelem zvýšení jeho konkurenceschopnosti na stávajícím trhu s nákladními železničními vozy.

2 Rešerše

2.1 Přehled nákladních vozů pro přepravu šterku

2.1.1 Označení nákladních železničních vozů [7]

V železničním provozu, který probíhá na rozsáhlém prostoru neberoucím v potaz státní územní celky, je nezbytné mít jednotný a obecně srozumitelný systém značení vozidel v něm se pohybujících. Každý nákladní vůz provozovaný na železnici musí být tedy opatřen odpovídajícím mezinárodně dohodnutým jednotným značením, které je zdrojem informací o jeho přepravně-provozních a technických charakteristikách. Takovýto systém značení je definován vyhláškou UIC č. 438-2 "Označení železničních nákladních vozů". Tento předpis stanoví, jak má být který vůz označen. Obecně se toto označení skládá z identifikátorů vozu (číselné kódové označení, písmenné označení) a doplňujících značek (max. přípustná hmotnost nákladu a rychlost vozu, ložná délka vozu, ložná plocha vozu, ložný objem vozů s nádržemi atd.).

V následujícím textu si stručně probereme hlavní identifikátory vozů, jelikož mají vypovídající hodnotu o jejich určení. Podrobně jsou tato data vysvětlena v příloze spolu s bližším vysvětlením významu jednotlivých značek.

Identifikace vozu

Jak již bylo řečeno, základní identifikace vozu se skládá z číselného a písmenného označení.

Číselné označení

Číselné označení předepsané pro členy Mezinárodní železniční unie (UIC) předpisem UIC 438-2 v jeho posledním znění z 1.7.2003 stanoví, že každý nákladní vůz je opatřen dvanáctimístným číslem rozděleným do pěti skupin číslic zvláštního významu.

00 00 0000 000 – 0	dvanáctimístné číslo vozu
00	kód interoperability
00	kód země, v níž je vůz registrován
0000	přepravně-technické parametry vozu
000	číslo vozu v konstrukční řadě (pořadové číslo)
– 0	kontrolní číslice

Kód interoperability (číslíce na pozici 1 a 2 určuje způsobilost vozu pro vnitrostátní nebo mezinárodní provoz, dále pak vlastnictví vozu (vůz pronajatý, soukromý, patřící železničnímu podniku) a v neposlední řadě určuje systém pojezdu vozu (vůz s nezávislými nápravami, s podvozky, nebo vůz s pevným nebo měnitelným rozchodem dvojkolí).

Kód země, v níž je vůz registrován (číslíce na pozici 3 a 4), je vyjádřena dvoumístným číselným kódem, stanoveným vyhláškou UIC 920-14. Kromě číselného označení je v blízkosti čísla vyznačen podtržený písmenný kód země. Písmenný kód pro Českou republiku je CZ a bývá zpravidla doplněn o zkratku vlastníka oddělenou pomlčkou (CZ – ČD pro České dráhy).

Přepravně technické parametry vozu jsou udány skupinou 4 číslic (číslíce na pozici 5 až 8). Podle první číslice této skupiny (na pozici 5) jsou železniční nákladní vozy rozděleny do 10

skupin – základních vzorových řad. Těm pak odpovídá příslušný písmenný kód v písemném označení vozu (první písmeno).

Číslo vozu v konstrukční řadě (pořadové číslo)-(číslíce na pozici 9 až 11). Pro vozy totožných přepravně-technických parametrů je v jednotlivých konstrukčních řadách přidělena 1 nebo více sérii o 1000 číslech.

Kontrolní číslice (číslíce na pozici 12) je na poslední pozici oddělena pomlčkou a slouží ke kontrole správnosti čísla vozu. Určuje se výpočtem z předchozího číselného označení (numericky nebo pomocí tabulky).

Písmenné označení vozu

Dle novelizované vyhlášky UIC 438-2 je písmenné značení povinné i pro soukromé vozy.

Písmenné označení, jak sám název vyjadřuje, se skládá z písmen určujících typ konstrukce a užití daného vozu. Skládá se ze dvou částí, a to z kombinace velkého prvního písmene vyjadřujícího základní řadové označení vozu a z doplňujících malých písmen vyjadřujících vedlejší řadové označení vozu.

Základní řadové označení (první "velké" písmeno) charakterizuje druh vozu (např. krytý, otevřený atd.) a druh jeho stavby (běžná, zvláštní). Jak již bylo zmíněno, odpovídá toto písmeno páté číslici v numerickém kódu.

Vedlejší řadové označení vozu se skládá z kombinace malých písmen vyjadřujících provozní charakteristiky příslušného vozu z hlediska použití. Tato písmena jsou uváděna za hlavním písmenem v abecedním pořadí. Význam jednotlivých písmen vedlejšího řadového označení bude uveden vždy u zmíněného vozu v rešerši nebo obecně popsán v příloze.

Všechny základní řady vozů mají společné mezinárodní vedlejší řadové označení:

- q elektrické topné vedení pro všechny druhy proudu
- qq elektrické topné vedení a topné zařízení pro všechny druhy proudu
- s způsobilost pro „S“ provoz (max. rychlost 100 km/h)
- ss způsobilost pro „SS“ provoz (max. rychlost 120 km/h)

Podniky dále mohou využít doplňující písmenné znaky (na konci oddělené pomlčkou) pro uvedení specifických vlastností vozu (k dispozici jsou: t, u, v, w, x, y, z).

2.1.2 Konstrukce vozů pro přepravu štěrků [5]

Podvozky

Nákladní železniční vozy mohou být buď nepodvozkové (pojezdy), nebo podvozkové. Dnes se pak při výrobě nových nákladních vozů používá výhradně podvozkové provedení, které se vyznačuje jednoduchým vypružením a jednoduchou a levnou konstrukcí. Rozvor dvounápravových podvozků se pohybuje od 1800 mm do 2000 mm (u třínápravových podvozků může být rozvor nižší). Stále se však až na výjimky používá špalíkových brzd, vypružení (v Evropě se používá prvotní vypružení a na ostatních kontinentech zejména druhotné vypružení) je provedeno pružnicemi nebo v poslední době častěji používanými šroubovitými pružinami. Maximální hmotnost na nápravu se vztahuje k maximální možné rychlosti vozu (obvykle 100

až 120 km/h) a pohybuje se okolo 18 až 22,5t dle daného typu podvozku (s vyšší rychlostí klesá max. hmotnost na nápravu).

Pro nákladní vozy se nejčastěji používají tyto podvozky (a z nich odvozené upravené typy):

Diamond, typ Y 25, typ 26-2.8, typ 134

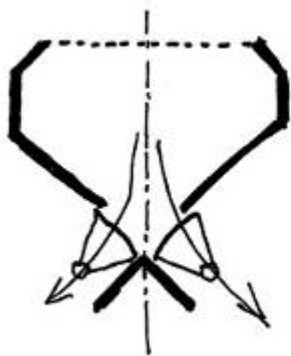
Spodek podvozkových vozů

Skříň nákladních vozů se dělí na dvě části - spodek (kostra spodku) a skříň vozu (nadstavba). Spodek podvozkových nákladních vozů je svařovaná konstrukce skládající se podobně jako spodek nepodvozkových vozů z dvou podélníků, dvou čelníků a z příčníků, z nichž dva spojující podvozek a skříň jsou označeny jako hlavní (zpravidla masivnější). Podélníky jsou zpravidla U profily umístěné po krajích vozu. U některých výsypných vozů mohou však být umístěny blíže podélné osy. Část od hlavního příčniku k čelníku se nazývá představek. Čelník je zpravidla jako podélník profilu U. Hlavní příčník má uzavřený obdélníkový profil svařený z dvou stojin a dvou pásnic. Rozložení příčníků mezi podvozky je přizpůsobeno výsypnému mechanismu. Vazba skříň s podvozkem je nejčastěji pomocí torny a postranních kluznic.

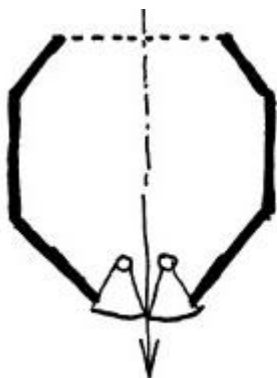
Skříň vozu (nadstavba)

Skříň vozu pro přepravu štěrku může mít rovnou podlahu, podlahu tvaru V nebo podlahu tvaru W. Rovná podlahu v sobě nese nevýhodu vykládky, která je na rozdíl od výsypných vozů náročná (často manuální, nebo podlahu musí být tvořena výsypnými klapkami).

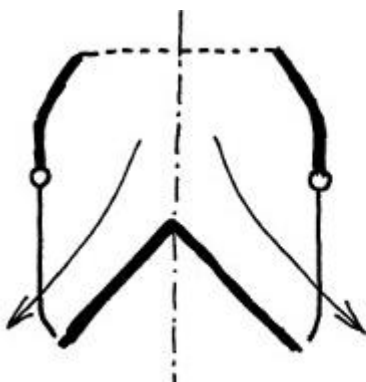
Jak již bylo řečeno, máme dva základní typy výsypných vozů s podlahou tvaru V a W. Lépe řečeno podlahu tvoří šikmé bočnice svažující se k podélné ose vozu, kde jsou výsypné klapky - pro tvar V (u prvního obrázku tvoří klapky a stěny písmeno X, u druhého pak klasické V) a u tvaru W je to trochu komplikovanější, jelikož existuje několik variant, z nichž nejznámější je vůz se sedlovitou (střešovitou) podlahou, kde výsypné klapky jsou tvořeny spodní částí bočnic tzv. „vapka“ obr. a varianta s dělenými výsypnými klapkami (umístěny jsou jak na bočnici, tak i na střešovité podlaze) obr. .



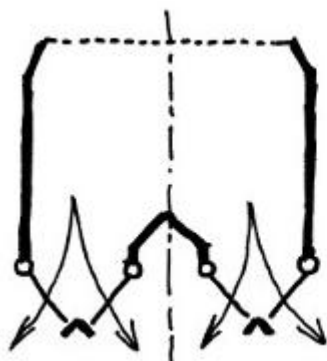
Obrázek 1. Vůz s podlahou tvaru V (X) - vykládka na levou nebo pravou stranu (Faccs) [5]



Obrázek 2. Vůz s podlahou tvaru V se středovými klapkami (Uagps - posuvné klapky) [5]



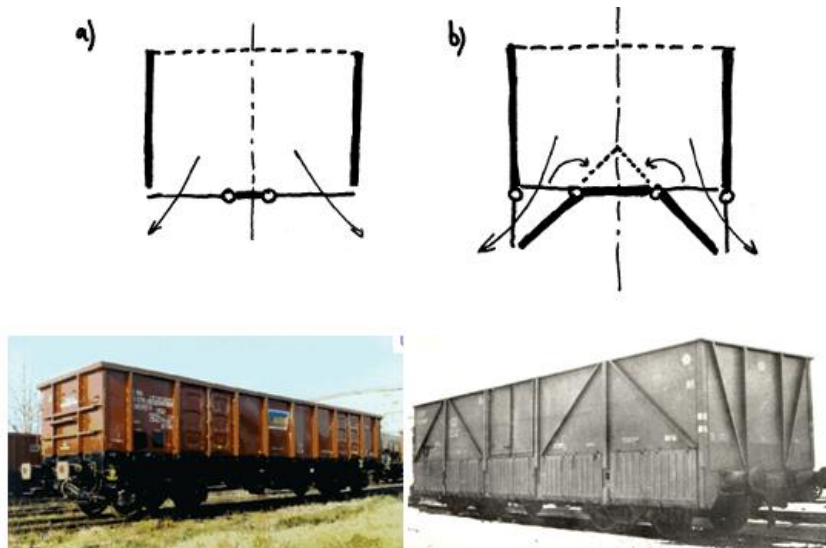
Obrázek 3. Vůz s podlahou tvaru W - "wapka" (Falls) [5]



Obrázek 4. Vůz s nízko položenými klapkami dovnitř i vně koleje - tvar podlahy W (Facepps) [5]

Výsypné vozy se tedy vyznačují zejména tím, že mají ve spodní části ložného prostoru výsypné otvory a podlaha se k nim svažuje pod sypným úhlem (odlišný pro různé materiály). To zajišťuje samočinné vysypání nákladu po otevření výsypných klapek.

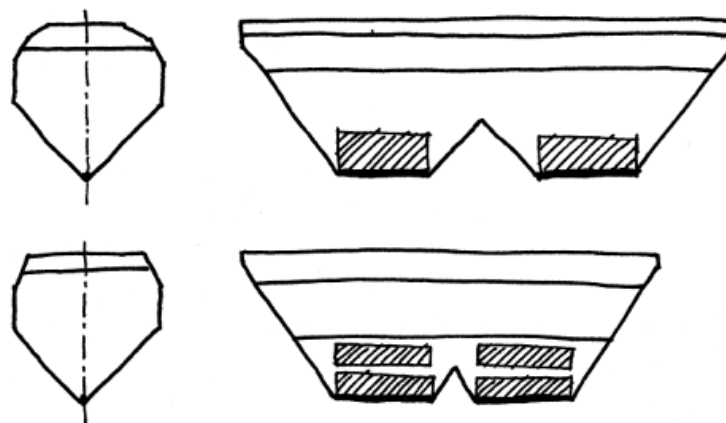
U výsypných vozů s rovnou podlahou je tomu jinak. Podlaha se nesvažuje k výsypným klapkám, tedy pro případ b) ano, jelikož po přestavení vodorovných panelů vynikne jakoby střešovitá podlaha. Nevýhoda těchto vozů je v nutnosti dočištění ložného prostoru po vysypání. Vůz b) se používal jen krátce, dnes již není k vidění.



Obrázek 5. Vozy s rovnou podlahou a) (Eacs) a b) (Vssa) [5]

Vozy s podlahou tvaru V [5]

U skříně vozu tvaru V jsou zešikmeny nejenom bočnice, ale také stěny čelní, většinou pod úhlem $40 - 45^\circ$. Tato zešikmení určují základní tvar vozu, který je dále upraven v horní části tak, aby kopíroval průjezdný průřez, což zaručuje co největší využití prostoru. Ve spodní zúžené části se nacházejí výsypné klapky (po obou stranách). Jejich počet je dán přepravovaným materiálem, od něhož se odvíjí velikost vozu, a tedy i počet klapek. Pro lehčí materiály se počet klapek zvyšuje. Dále pak klapky nemusí ležet jen vedle sebe, ale mohou se umístit i nad sebe, jak je znázorněno na obrázku.



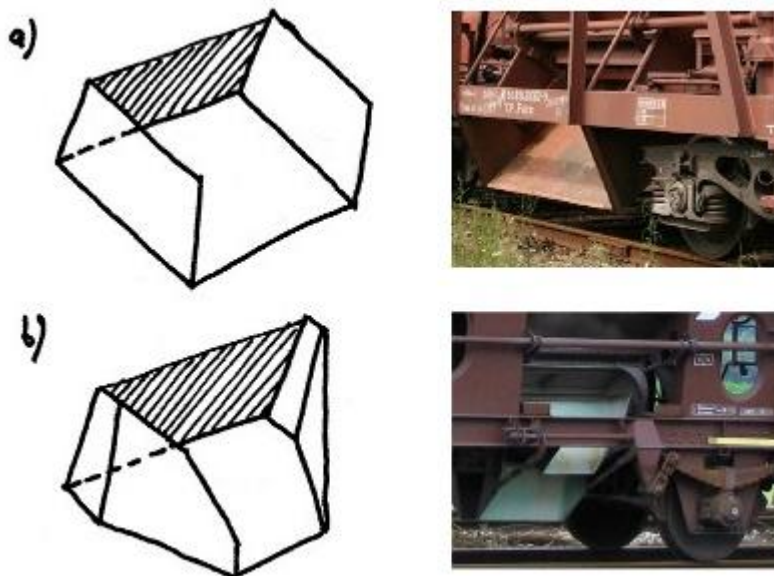
Obrázek 6. Tvar a umístění klapek vozu tvaru V [5]

Po otevření výsypných klapek je třeba dopravit materiál na určené místo.

Materiál z výsypných vozů se vykládá:

- do nízko položených násypů u koleje,
- dolů z estakády nad hromadami substrátu,
- nepásový dopravník přistavený pod vůz nebo
- volně vedle koleje či do ní, včetně toho případu, kdy se z vozu šterkuje koleje.

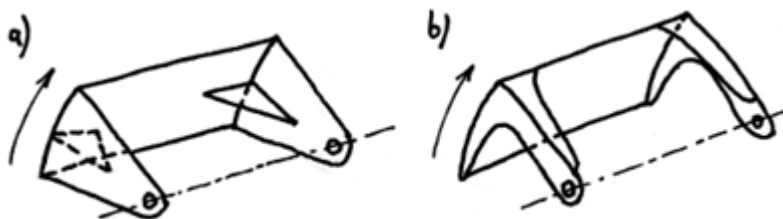
K tomu slouží výsypná koryta, která navazují na bočnice a jsou ve dvojím provedení – koryta stálého průřezu a zužující se koryta.



Obrázek 7. Výsypná koryta [5]

Zužující se koryto se používá pro případy, kdy je nutné nasměrovat vysýpaný materiál do úzkého místa (např. na dopravník nebo úzké násypky). Koryta stálého průřezu se používají např. pro vozy na přepravu štěrku (umožňují rychlé vysypání).

Dle tvaru koryt se pak používají i různé druhy klapky. Pro koryta stálého průřezu se používá klapka s plnými bočními stěnami, která je umístěná uvnitř koryta. Pro zužující se koryto je třeba použít hákovitou klapku, kde plocha uzavírající ložný prostor je v korytu, které se dále zužuje a prochází vybráním v bocích klapky.

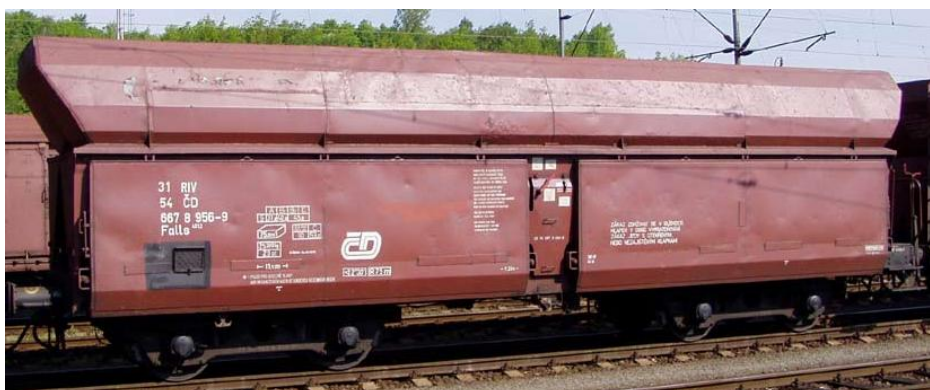


Obrázek 8. Výsypné klapky[5]

2.1.3 Nákladní železniční vozy pro přepravu šterku [3]

Falls – Čtyřnápravový výsypaný vůz zvláštní stavby

- F – otevřený vůz zvláštní stavby (hlavní označení)
 a – se 4 nápravami
 ll – se samočinným vykládáním zboží vlastní gravitací, najednou, současně, oboustranně, nízko poležený výsypaný otvor
 s – způsobilost pro „S“ provoz (max. rychlost 100 km/h)



Obrázek 9. Falls

Hlavní technické údaje – Falls					
Délka přes nárazníky	13 500	mm	Ložný objem	75,0	m ³
Délka skříně	12 448	mm	Ložná plocha	-	m ²
Výška	4 000	mm	Ložná šířka	1 850	mm
Šířka	3 074	mm	Ložná délka	12 440	mm
Vzdálenost otočných čepů	7 200	mm	Ložná hmotnost	47	t
Podvozek	26-2.8		Hmotnost prázdného vozu	26 800	kg
Rozvor podvozku	2 000	mm	Rychlost (ložený/prázdný)	100/120	km/h
Průměr dvojkolí	920	mm	Výrobce: Tatravagónka Poprad		
Použití: Přeprava uhlí, koksu, šterku, písku, zeminy, vápence					

Tabulka 1. Falls - Technické údaje

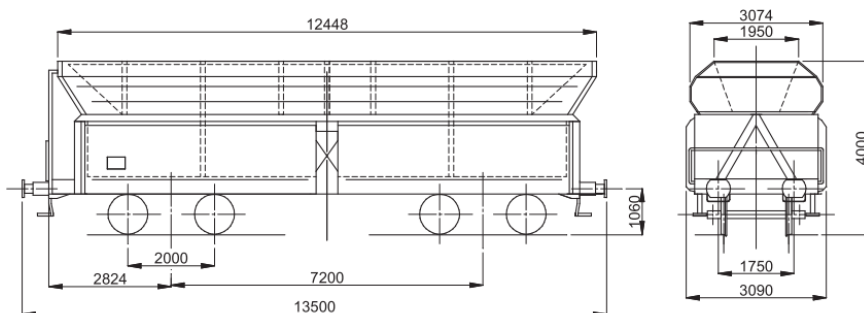


Schéma 1. Falls - Hlavní rozměry

Falns – Čtyřnápravový vůz zvláštní stavby

- F – otevřený vůz zvláštní stavby (hlavní označení)
 a – se 4 nápravami
 l – se samočinným vykládáním zboží vlastní gravitací, najednou, současně, oboustranně, vysoko položený výsypný otvor
 n – se 4 nápravami: ložná hmotnost > 60t
 s – způsobilost pro „S“ provoz (max. rychlost 100 km/h)



Obrázek 10. Falns

Hlavní technické údaje – Falns				
Délka přes nárazníky	13 500	mm	Ložný objem	85,0 m ³
Délka skříně	12 780	mm	Ložná plocha	- m ²
Výška	4 000	mm	Ložná šířka	1 950 mm
Šířka	3 080	mm	Ložná délka	mm
Vzdálenost otočných čepů	8 160	mm	Ložná hmotnost	54 t
Podvozek	Y25Lsd1		Hmotnost prázdného vozu	26 600 kg
Rozvor podvozku	1 800	mm	Rychlost (ložený/prázdný)	100/120 km/h
Průměr dvojkolí	920	mm		
Výrobce: International Railway Systems, Fabryka wagonów Gniewezyna				
Použití: Přeprava štěrku, písku, vápence				

Tabulka 2. Falns - Technické údaje

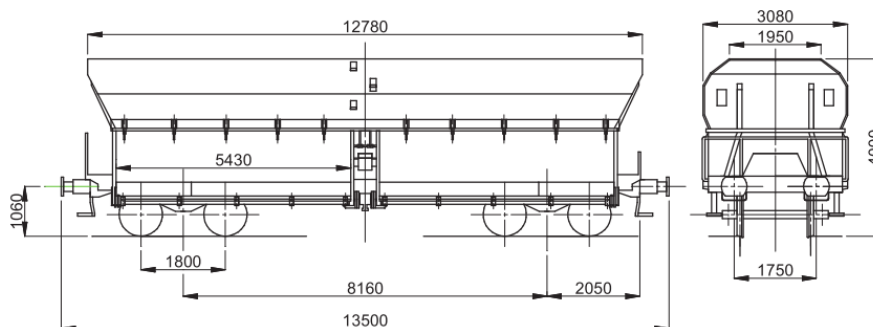


Schéma 2. Falns - Hlavní rozměry

Faccs – Čtyřnápravový vůz zvláštní stavby

- F – otevřený vůz zvláštní stavby (hlavní označení)
 a – se 4 nápravami
 cc – se samočinným vykládáním zboží vlastní gravitací, dávkováním, podle volby oboustranně, nízko položený výsypný otvor
 s – způsobilost pro „S“ provoz (max. rychlost 100 km/h)



Obrázek 11. Faccs

Hlavní technické údaje – Faccs					
Délka přes nárazníky	12 740	mm	Ložný objem	38,0	m ³
Délka skříně	8 400	mm	Ložná plocha	-	m ²
Výška	4 000	mm	Ložná šířka	2 760	mm
Šířka	3 100	mm	Ložná délka	-	mm
Vzdálenost otočných čepů	7 500	mm	Ložná hmotnost	47	t
Podvozek	Y25Cs		Hmotnost prázdného vozu	22 350	kg
Rozvor podvozku	1 800	mm	Rychlost (ložený/prázdný)	100/120	km/h
Průměr dvojkolí	920	mm	Výrobce: Loko Trans slovakia s.r.o.		
Použití: Přeprava štěrku, písku, vápence					

Tabulka 3. Faccs - Technické údaje

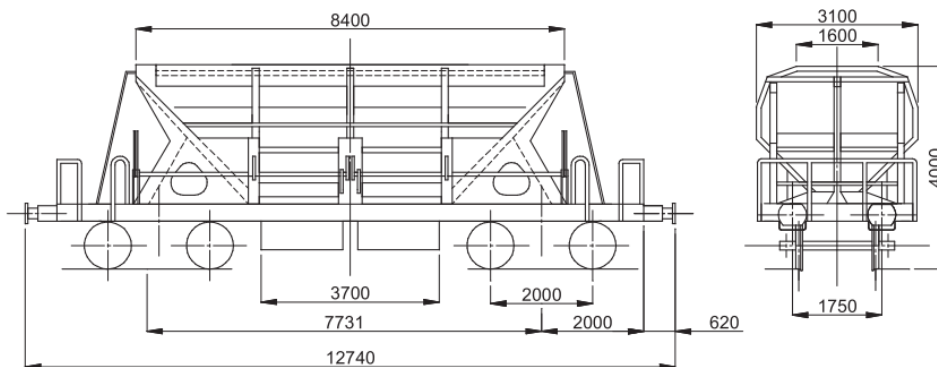


Schéma 3. Faccs - Hlavní rozměry

Faccpp – Čtyřnápravový vůz zvláštní stavby

- F – otevřený vůz zvláštní stavby (hlavní označení)
 a – se 4 nápravami
 cc – se samočinným vykládáním zboží vlastní gravitací, dávkováním, podle volby oboustranně, nízko položený výsypný otvor
 pp – se samočinným vykládáním zboží vlastní gravitací, dávkováním, středem, nízko položený výsypný otvor



Obrázek 12. Faccpp

Hlavní technické údaje – Faccpp					
Délka přes nárazníky	11 190	mm	Ložný objem	38,0	m ³
Délka skříně	9 950	mm	Ložná plocha	-	m ²
Výška	3 196	mm	Ložná šířka	-	mm
Šířka	3 114	mm	Ložná délka	-	mm
Vzdálenost otočných čepů	6 650	mm	Ložná hmotnost	58	t
Podvozek	2XTa(Diamond)		Hmotnost prázdného vozu	21 600	kg
Rozvor podvozku	1 850	mm	Rychlost (ložený/prázdný)	65/65	km/h
Průměr dvojkolí	960	mm	Výrobce: Zaklad Zielona Gora (Pl)		
Použití: Přeprava šterku, písku, šterkování tratí					

Tabulka 4. Faccpp - Technické údaje

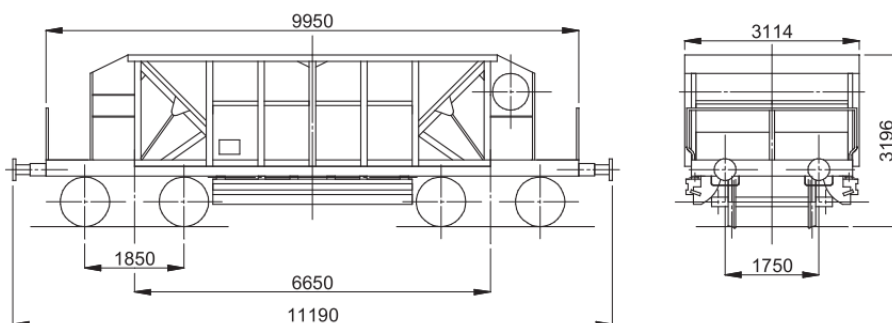


Schéma 4. Faccpp - Hlavní rozměry

Faccpps – Čtyřnápravový vůz zvláštní stavby

- F – otevřený vůz zvláštní stavby (hlavní označení)
- a – se 4 nápravami
- cc – se samočinným vykládáním zboží vlastní gravitací, dávkováním, podle volby oboustranně, nízko položený výsypný otvor
- pp – se samočinným vykládáním zboží vlastní gravitací, dávkováním, středem, nízko položený výsypný otvor
- s – způsobilost pro „S“ provoz (max. rychlost 100 km/h)



Obrázek 13. Faccpps

Hlavní technické údaje – Faccpps				
Délka přes nárazníky	12 190	mm	Ložný objem	32,5 m ³
Délka skříně	-	mm	Ložná plocha	- m ²
Výška	3 685	mm	Ložná šířka	- mm
Šířka	3 114	mm	Ložná délka	- mm
Vzdálenost otočných čepů	7 150	mm	Ložná hmotnost	56 t
Podvozek	Y25 Cs (i Rs)		Hmotnost prázdného vozu	24 000 kg
Rozvor podvozku	1 800	mm	Rychlost (ložený/prázdný)	100/100 km/h
Průměr dvojkolí	920	mm	Výrobce: Zaklad Zielona Gora (Pl)	
Použití: Přeprava štěrku, písku				

Tabulka 5. Faccpps - Technické údaje

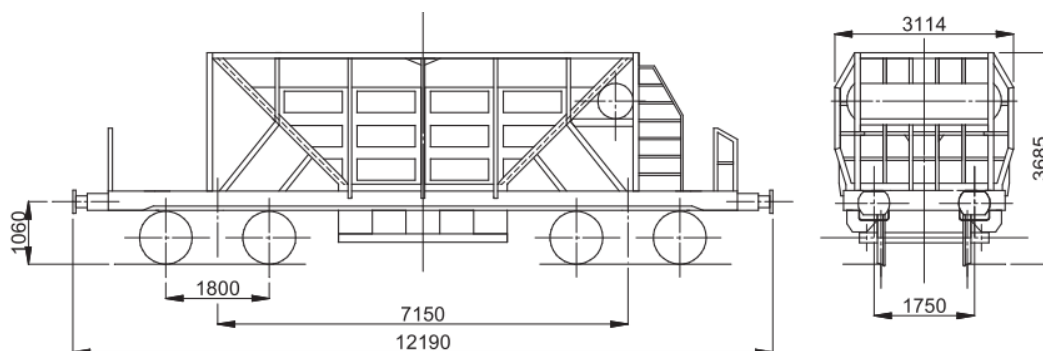


Schéma 5. Faccpps - Hlavní rozměry

2.2 Popis používaných střešních systémů výsypných vozů

2.2.1 Rozdělení

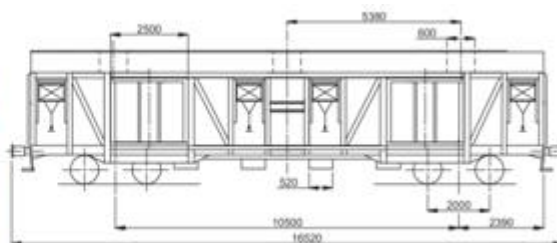
Obecně lze střechy železničních vozidel rozdělit do čtyř základních skupin:

- a) Střecha pevná celistvá



Obrázek 14. Dvounápravový krytý vůz běžné stavby (Gags) - pevná celistvá střecha

- b) Střecha pevná s násypnými otvory



Obrázek 15. Čtyřnápravový krytý vůz zvláštní stavby se střešními násypnými otvory (Hads) – pro přehlednost přiložen typový výkres

- c) Střecha přesuvná v podélném směru



Obrázek 16. Čtyřnápravový výsypný vůz s přesuvnou střechou (Talls)

- d) Střecha přesuvná v příčném směru



Obrázek 17. Čtyřnápravový vysokostěnný vůz s přesuvnou plachtovou střechou (Tams)

Dále je lze dělit podle materiálu, z něhož jsou zhotoveny, nebo dle pracovního určení vagónu. Z hlediska výsypných vozů pro přepravu šterku je nejčastějším provedením otevřený vůz bez zakrytí střechou. Toto provedení se volí z toho důvodu, že šterk není významně ovlivněn povětrnostními podmínkami, a je tedy zbytečné zvyšovat hmotnost a cenu vozu konstrukcí střechy. Hlavní přínos v případě aplikace střechy na tyto vozy můžeme spatřit ve snížení odporu vzduch při jízdě (ať už u naloženého či prázdného vozu). Je nutné si uvědomit, že souprava nákladního vlaku většinou čítá mnoho takovýchto vozů, takže se působení odporu vzduch zvyšuje v závislosti na jejich počtu. Druhotným přínosem může být omezení prašnosti či zamezení vnikání vody, což vede k nárůstu hmotnosti.

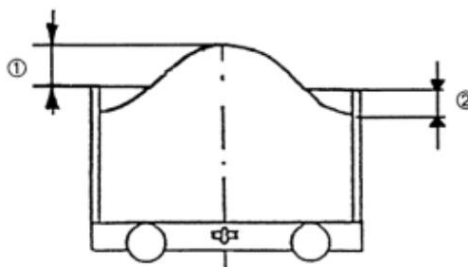
Důležitým aspektem při použití střechy pro výsypné vozy je způsob nakládky materiálu, který je zakotven v předpisu „Nakládací směrnice UIC svazek 1“, která pro sypané zboží určuje v oddíle 5.3 následující:

5.3 Sypané zboží

5.3.1 **Zboží** s násypnými kužely, nebo bez nich, jako ruda, šterk, uhlí, koks, písek, ovoce k moštování, cukrovka atd.

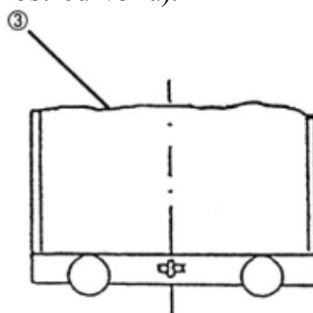
Naložení s násypnými kužely,

- 1 vysokými až 50 cm,
- 2 náklad nesmí přiléhat ke stěnám vozu výše než 15 cm pod okrajem stěny.



Naložení bez násypných kuželů,

- 3 až do výše stěn vozu (také uprostřed vozu).



3 Návrh řešení shrnovací pohyblivé střechy pro výsypný vůz řady Faccns 48m³

3.1 Vůz Faccns 48m³

Dle označení vozu se jedná o:

- F – otevřený vůz zvláštní stavby
 a – se 4 nápravami
 cc – se samočinným vykládáním vlastní gravitací zboží, dávkováním, podle volby oboustranně, s nízko položeným výsypným otvorem
 n – určuje ložnou hmotnost vozu – v našem případě pro vůz se 4 nápravami je ložná hmotnost vyšší než 60t
 s – způsobilost pro „S“ provoz (max. rychlost 100 km/h)
 48 m³ – určuje ložný objem vozu



Obrázek 18. Faccns [8]

Hlavní technické údaje - Faccns					
Délka přes nárazníky	12 680	mm	Ložný objem	48	m ³
Délka skříně	10386	mm	Ložná plocha	-	m ²
Výška	4098	mm	Ložná šířka	-	mm
Šířka	3 125	mm	Ložná délka	-	mm
Vzdálenost otočných čepů	7 880	mm	Ložná hmotnost	69	t
Podvozek	Y25 Lsi (f)-C		Hmotnost prázdného vozu	21 000	kg
Rozvor podvozku	1 800	mm	Rychlost (ložený/prázdný)	100/100	km/h
Průměr dvojkolí	920	mm	Výrobce: Legios a.s.		
Použití: Přeprava šterku, písku					

Tabulka 6. Faccns - Technické údaje

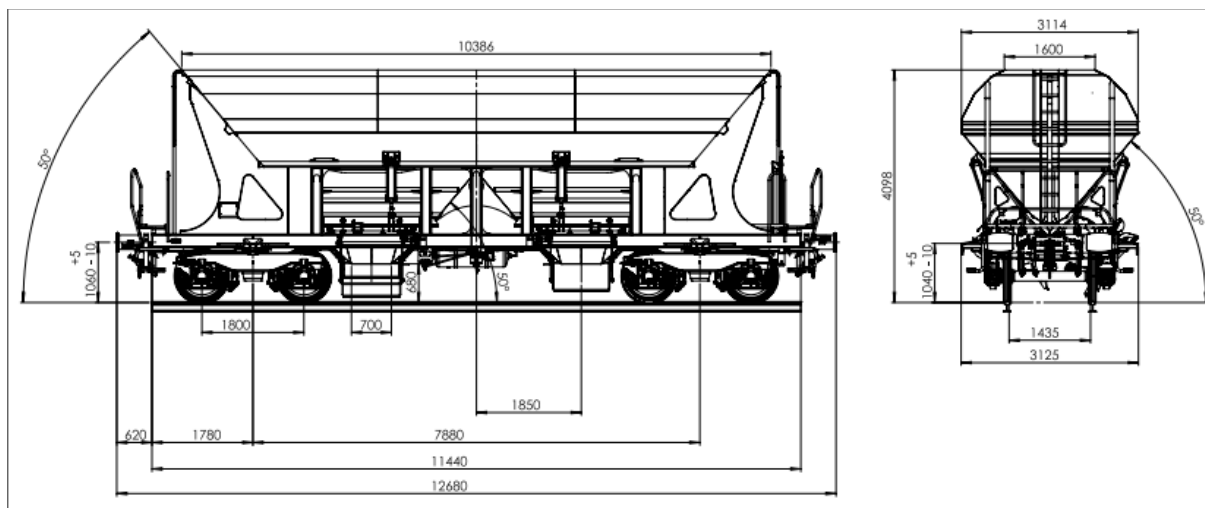


Schéma 6. Faccns - Hlavní rozměry [8]

3.2 Zadání a bližší specifikace práce

Hlavním úkolem této práce je, jak již sám název napovídá, navrhnout pohyblivou shrnovací střechu pro vůz Faccns, který je určený pro přepravu sypkého materiálu, a to zejména šterku nebo písku. Řešení střechy musí splňovat požadavky na snadnou ovladatelnost, jednoduchost konstrukce (vzhledem k určení vozu), funkčnost a životnost s ohledem na minimální nutnou údržbu. Důvodem této změny je potřeba snížit odpor vzduch, který působí při tažení velkého počtu vagónů značné problémy tažné lokomotivě. Vedlejším přínosem je zamezení vlivu povětrnostních podmínek na změnu stavu přepravovaného materiálu, zejména pak zvýšení hmotnosti vlivem navlhnutí, ale také snížení prašnosti v okolí železniční tratě (zamezení vyfoukávání materiálu při přepravě).

Úprava nákladního vozu by se měla skládat jednak ze změny stávajícího řešení střechy, kde je kladen požadavek na zachování šířky násypného otvoru (šířka násypného otvoru činí 1600 mm), tak i z ovládacího mechanismu, který střechu rozpohybuje. Délku násypného otvoru je možné zkrátit. Je také povoleno upravit nebo odstranit žebřík a madla s přechodem s tím, že je tak možné učinit jen na jedné straně vozu (musí být zajištěno zachování alespoň jednoho žebříků). Celý mechanismus je pak primárně poháněn lidskou silou působící na ovládací kolo, která nesmí přesáhnout hodnotu 250N, tedy 25kg (sekundárně lze ovládat mechanismus pneumaticky).

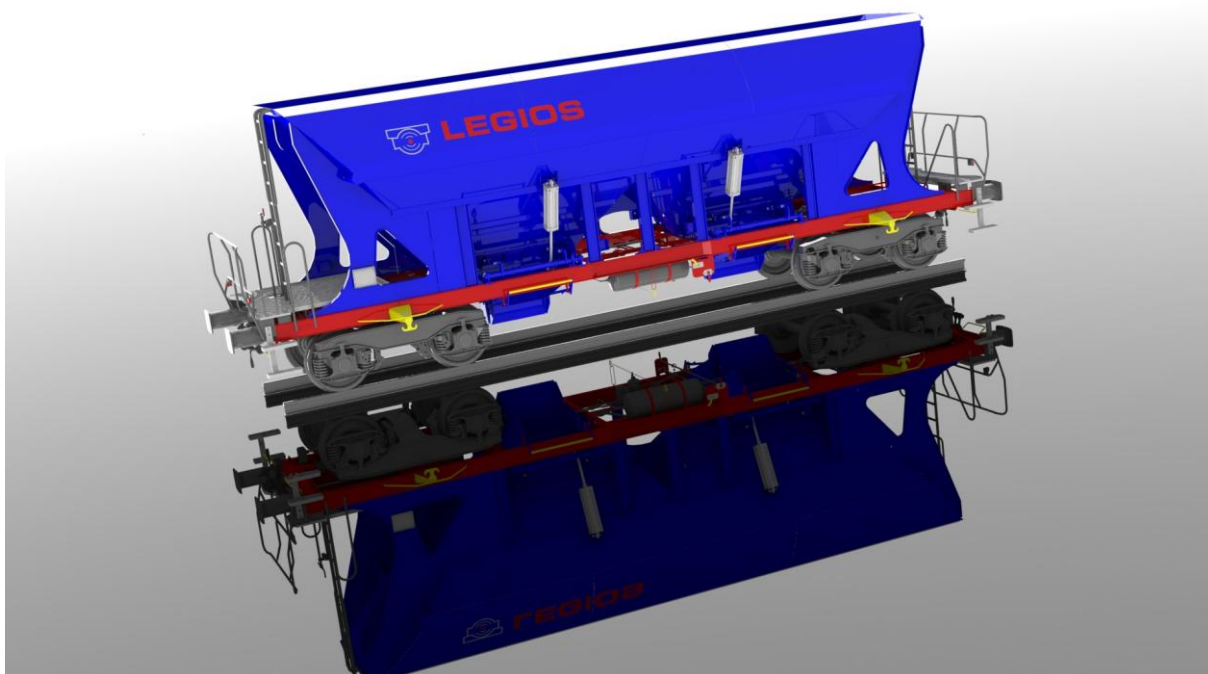
Součástí práce je silový rozbor hlavních částí mechanismu pro kontrolu ovládací síly a dimenzování. Dále by mělo být navržené řešení překontrolováno na průchod kinematickým obrysem dle referenčního obrysu TSI G1. Nakonec by práce měla obsahovat hmotnostní rozbor celého konstrukčního řešení, tedy rozdíl hmotností upravených dílů stávajícího řešení střechy a nové konstrukce včetně přidaného ovládacího mechanismu.

3.3 Návrh střechy

Vzhledem k využití veškerého možného prostoru, který je specifikován průjezdným profilem TSI G1, kopíruje konstrukce stávajícího řešení střechy přesně tento vymezený prostor, a není tedy možné jednoduše střechu navýšit o konstrukci uzavírající násypný otvor. Z toho důvodu je nezbytný zásah do stávající konstrukce. Následkem této úpravy dojde ke snížení ložného objemu, takže je nutně nezbytné omezit tento zásah na minimum.

3.3.1 Volba střešního systému

Nejprve je nutné zvolit nejvhodnější střešní systém, který bude mít vliv na již zmíněný ložný objem a také na pozici ovládacího mechanismu. Jelikož je profil vozu tvaru písmene „V“, a to jak z pohledu v podélném směru, tak i v pohledu z boku, jeví se jako nejvhodnější volba podélného otevírání a zavírání střechy. Druhou možností by bylo střechu otevírat v příčném směru, kde by ovšem bylo nutné použít dlouhé podélné přepažení, které v případě shrnovací střechy není vhodné z hlediska tuhosti konstrukce. V případě podélného zavírání lze také s výhodou využít volného prostoru na koncích vozu, který je momentálně nevyužíván. Vzhledem k tomu, že se ovládací prvky pro vysypání ložného prostoru nacházejí jen lokálně na jedné straně (na obrázku níže – v levé části), je možné využít opačného konce pro umístění ovládacího mechanismu. Pro ilustraci je obrázek pod textem. Tím by byly vymezeny hlavní prostory pro budoucí řešení.



Obrázek 19. Ilustrativní obrázek pro volbu budoucího rozložení ovládacího mechanismu[8]

3.3.2 Volba materiálu střechy

Pro volbu materiálu střechy je nezbytné si stanovit požadavky na ni kladené. Hlavním požadavkem na střešní materiál je umožnění snadného shrnutí. Z toho je jasné, že hledáme plachtovinu, která má následující vlastnosti:

Pevnost	– vzhledem k předpokládanému velkému zatěžování plachty (časté natahování a stahování)
Odolnost povětrnostním vlivům	– bude vystavena jak mrazu, tak vysokým teplotám rozpálené konstrukce vozu.
Pružnost	– musí umožnit snadné složení do malého prostoru
Otěruvzdornost	– lze předpokládat kontakt plachty s konstrukcí nebo přepravovaným materiálem.
Hmotnost	– z hlediska ovládací síly mechanismu
Životnost	– vzhledem k životnosti nákladního vozu
Bezpečnost z hlediska požáru	– v tomto případě méně důležitá, jelikož se na voze téměř nevyskytují hořlavé materiály (z hlediska poškození samotné střechy význam má).

Všechny tyto vlastnosti musíme vzít v potaz při výběru materiálu plachtoviny. V dnešní době je výhodou, že se některé firmy specializují přímo na tento druh sortimentu, což nám usnadňuje práci s hledáním.

Pro střechu byl vybrán materiál Valmex 7819 od firmy Mehler Technologies, který je určen pro železniční dopravu. Je založen na bázi aramidové textilie. Materiálový list viz. příloha.



Obrázek 20. Materiál střechy - materiálový list [9]

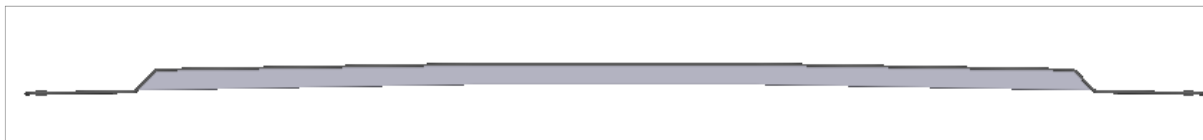
3.3.3 Výztuhy plachty

Samotná plachta natažená přes násypný otvor by byla nedostačující, jelikož potřebujeme, aby držela určitý tvar, který zajistí například odvod dešťové vody nebo lepší obtékání vozu vzduchem. Z těchto důvodů bylo navrženo přepažení (výztuha) plachty. Toto přepažení je umístěno příčně k pohybu vozu.



Obrázek 21.a,b Výztuha plachty - pažení

Jedná se o ohýbaný pásek, po obou koncích opatřený otvory pro přidělení koncových úchytů pojezdových rolen. V prostřední části jsou navařeny dva další pásy, které spolu vytváří profil U. Tím dojde ke zpevnění této části, která je nejdále od podepření. Plachta v prostřední části není pevně připevněna, ale je zde přidán kus materiálu, který obepíná středový profil U a je přivařen k hlavní plachtě. V podstatě vytváří kapsu, do které je z boku výztuha zasunuta. Nabízí se otázka, proč zvolit toto řešení a plachtu jednoduše nepřišroubovat. Avšak třebaže to na první pohled z obrázků nemusí být patrné, celé pažení není přímé.



Obrázek 22. Výztuha plachty - znázornění prohnutí

Záměrně byly boky skloněny pod úhlem 1° . Úhel to není velký, ale měl by umožňovat odtok vody a zároveň zamezit vytváření vodních prohlubní. Důvod proč není úhel větší je průchod pažení obloukem pojezdové dráhy (bude ukázáno později). Středová část při průchodu opisuje větší kružnici než krajní, což způsobuje větší namáhání plachty. Pro kompenzaci tohoto namáhání není středová část plachty připevněna šrouby k pažení, a to umožňuje opisování menší kružnice, než vykonává střed výztuhy.

Již zmíněná kapsa je vytvořena na horní ploše, takže pažení je jakoby nad plachtou. Krajní stykové plochy určené k přišroubování k pojezdům jsou opatřeny pryžovou podložkou k docílení pevného sevření plachtoviny v celé ploše spoje.

Počet pojezdů byl stanoven vzhledem k délce vozu na 21 s tím, že sem není započítán první a poslední pojezd, které jsou odlišné. Vzdálenost mezi jednotlivými pojezdy je 500 mm. Tato hodnota byla stanovena s ohledem na velikost oblouku pojezdové dráhy. Bude vysvětleno dále v textu.

3.3.4 Pojezdy a pojezdová dráha

Hlavním účelem pojezdů je snadné vedení plachty vyztužené pažením v pojezdové dráze a tedy postupné natahování nebo stahování střechy vozu. Dále přenášejí zatížení od plachty a samotných pojezdů na pojezdovou dráhu.

Konstrukčně je řešen pojezd pomocí vodících roln, což jsou v podstatě ložiska s hřídelem a vnější kroužek slouží jako kolečko.

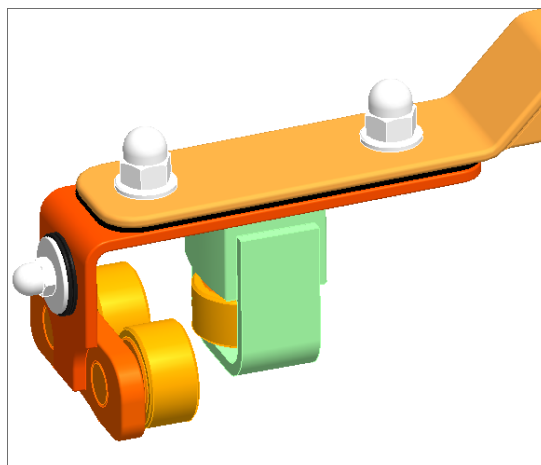


Obrázek 23. a), b) Ukázka použité pojezdové rolny [10]

Objednací číslo	Rozměry [mm]											Utahovací moment matice [Nm]	Zatížení [kN]		Max. otáčky [rpm]	Hmotnost [kg]
	D	d	C	B	B1	B2	G	G1	g1	g2	C1		dyn. [kN]	stat. [kN]		
KR16PP	16	6	11	28	16,0	-	M6x1	8	4	-	0,6	2,5	3,7	4,0	12000	0,018
KR19PP	19	8	11	32	20,0	-	M8x1,25	10	4	-	0,6	6,8	4,3	6,3	9000	0,028
KR22PP	22	10	12	36	23,0	-	M10x1,25	12	4	-	0,6	12,5	5,5	6,7	7000	0,042
KR26PP	26	10	12	36	23,0	-	M10x1,25	12	4	-	0,6	12,5	5,5	6,7	7000	0,058
KR30PP	30	12	14	40	25,0	6	M12x1,5	13	6	3	0,6	18,2	8,1	9,0	5500	0,087
KR35PP	35	16	18	52	32,5	8	M16x1,5	17	6	3	0,8	45,8	12,3	15,6	3600	0,169
KR40PP	40	18	20	58	36,5	8	M18x1,5	19	6	3	0,8	68,7	15,0	25,0	2900	0,250
KR52PP	52	20	24	66	40,5	9	M20x1,5	21	8	4	0,8	101,0	21,1	31,4	2400	0,461
KR62PP	62	24	29	80	49,5	11	M24x1,5	25	8	4	0,8	205,0	31,1	38,4	1900	0,815
KR72PP	72	24	29	80	49,5	11	M24x1,5	25	8	4	0,8	205,0	31,1	38,4	1900	1,140
KR80PP	80	30	35	100	63,0	15	M30x1,5	32	8	4	1,0	351,0	46,3	63,0	1300	1,870
KR85PP	85	30	35	100	63,0	15	M30x1,5	32	8	4	1,0	351,0	46,3	63,0	1300	2,030
KR90PP	90	30	35	100	63,0	15	M30x1,5	32	8	4	1,0	351,0	46,3	63,0	1300	2,220

Obrázek 24. Rozměry zvolené pojezdové rolny (viz.materiálový list - příloha) [10]

Většina výrobců nabízí také úpravu hřídele dle vlastní specifikace. Pro tento návrh byla zvolena rolna s průměrem 40mm. Podstatným údajem v tabulce je kromě rozměru dovolené zatížení, které více než splňuje naše požadavky. Pro úplnost lze uvést, že celý pojezd váží 10,3 kg, k čemuž se přidává plachta, která při rozteči jednotlivých pojezdů 500mm a šířce násypného otvoru 1600mm + cca 200mm plachty na obou koncích má zhruba 1m², takže zatíží pojezd dalším 1 kg.

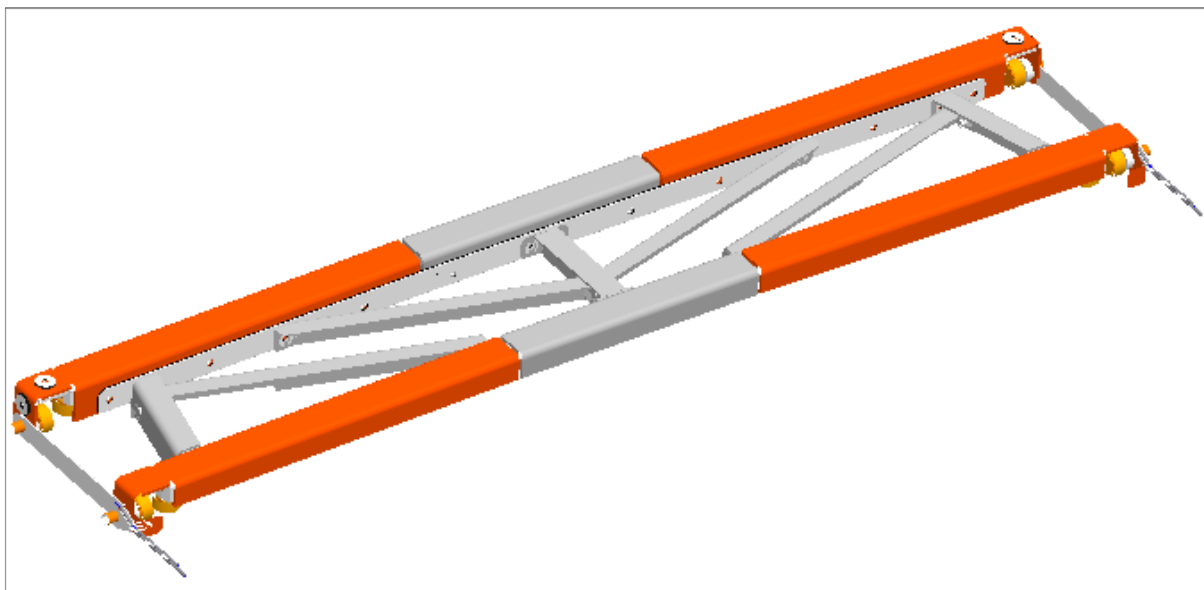


Obrázek 25. Pojezd s připevněným pažením (bez plachty)

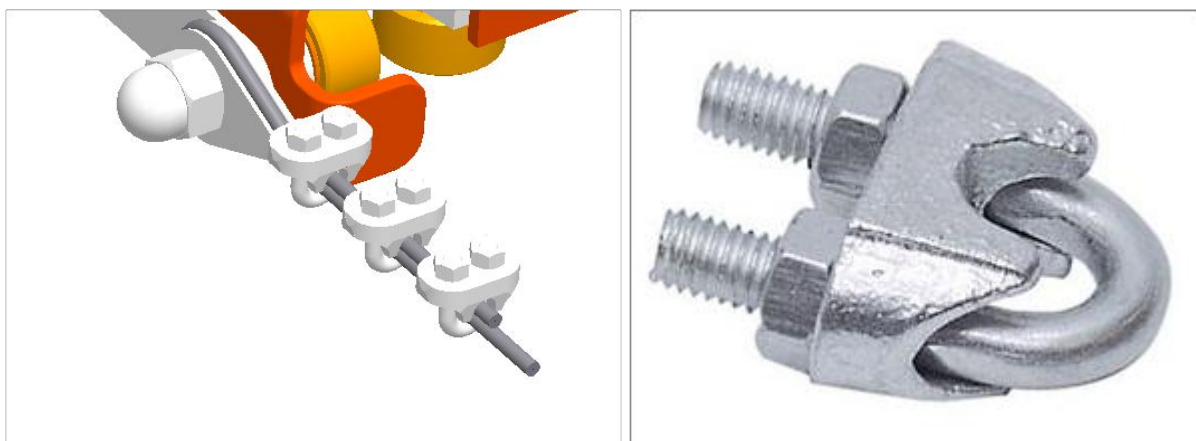
Nutné je však dodat, že se jedná o únosnost jednoho kolečka (rolny), přičemž na pojezdu jsou kvůli stabilitě čtyři. Ta je ovšem snížena jejich roztečí, která je nezbytná v této hodnotě, jednak kvůli průchodu obloukem pojezdové dráhy, tak i zamýšleným skládáním stažených pojezdů. Proti příčnému pohybu je na každé straně přidána další rolna, která se pohybuje po vnitřní straně násypného otvoru. Je chráněna přivařeným páskem, který slouží také jako opěrná plocha pro mechanismus pomáhající průchodu jednotlivých pažení přes oblouk pojezdové dráhy. Boční šroub s gumovými podložkami znázorněný na obrázku výše slouží k upevnění plachty.

Již dříve bylo uvedeno, že první pažení a poslední se od ostatních liší. První pojezd (pažení) je uzpůsoben k rozhrnování materiálu (šterku, písku), který přečnává přes výšku vozu. Je navržen tak, aby materiál na středu vozu, kde obvykle zůstávají kuželovité hromady po nasypání, rozváděl do stran, kde se předpokládá volnější prostor pro jeho uložení. Celý pojezd je složen ze dvou pažení tvaru U, mezi nimiž jsou přišroubovány 3 různé profily L v šípovitém tvaru. Pojezd má rovněž 4 rolny pro přenos zatížení ve svislém směru a další čtyři rolny pro přenos

zatížení ve směru příčném. Větší šířka pojezdu zvyšuje zároveň stabilitu při rozhrnování pře-
váženého materiálu. Na přední části je dále na protažené hřídelce rolny připevněna lanová
očnice, která je zakončením pro lanko sloužící pro natahování střechy.



Obrázek 26. První pojezd



Obrázek 27. a) Detail ukotvení očnice na pojezdu; b) detail lanové svorky

Na detailním obrázku je znázorněno přichycení lanka na pojezd přes očnici, která je přitažena maticí. Při montáži by bylo vhodné pojistit matici lepidlem proti samovolnému povolení. Pro vytvoření oka na lanku jsou použity lanové svorky DIN 741. Dle doporučení výrobce je vhodné použít tři svorky za sebou v rozestupu šestinásobku průměru lanka. Použitím těchto svorek se snižuje jmenovitá nosnost lanka o 30%.

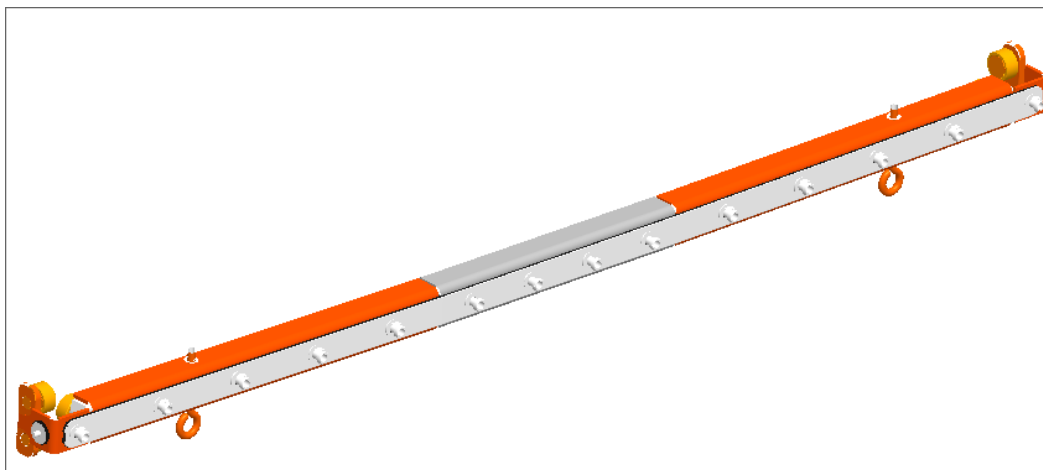
V zákrytu lanových svorek je na detailu vidět ploška ohnutá před pojezdové rolny. Ta slouží jako dorazová plocha při dosažení úplného natažení střechy.

Druhé přepažení pojezdu je určeno k připevnění plachty. Oproti dalším pojezdům zde není vytvořena kapsa obklopující přepažení pojezdu. Plachta je připevněna v celé délce na přední straně pomocí několika šroubů. K dokonalému přilehnutí plachty a přenosu tažné síly celou plochou je opět použito gumového podkladu, na kterém je přišroubován kotvící plech.

V prostoru rolen, kam až kotvicí plech zasahovat nemůže, je plachta přichycena pomocí samostatných šroubů.

Celá koncepce prvního pojezdu byla od začátku uvažována montovaná, jelikož jeho správná funkce není ověřena, a tímto je umožněna jistá flexibilita konstrukce. Zároveň je nutná z hlediska pozice ukotvení plachty na přední straně druhého pažení.

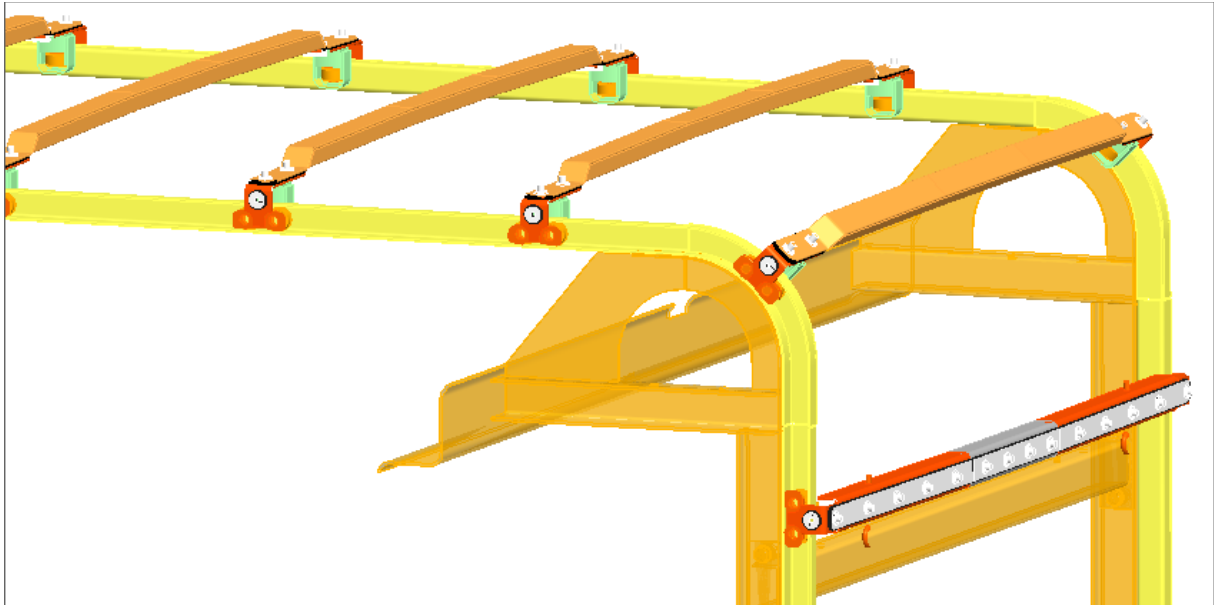
Poslední pojezd je tvarově řešen podobně jako pojezd první. Jedná se o profil U stejných rozměrů jako u druhého pažení prvního pojezdu s rozvorem rolen shodným jako u klasických pojezdů.



Obrázek 28. Poslední pojezd

Počet rolen je opět obdobný - 4 rolny pro přenos síly ve svislém směru a dvě rolny zamezující bočení. Plachta je připevněna stejným způsobem a to pomocí přitlačného kotvicího plechu s gumovým podkladem připevněného šroubovými spoji. Prvkem, kterého si nelze nepovšimnout, jsou dvě oka, která slouží pro ukotvení ocelových lanek dorazu. Ten je pak na druhém konci odpružen, čímž by měla být po natažení plachty střecha vypnuta.

Pojezdová dráha má profil písmene U. Tento profil byl zvolen z toho důvodu, že je nezbytné pojezdy nejen podepřít ze spodní části, ale také zamezit plachty vzhůru, jelikož při jízdě by se mohla plachta vzednout vlivem okolního proudícího vzduchu. Pojezdová dráha se skládá ze třech hlavních částí. První svislá část slouží pro držení pojezdů při shrnuté střechě. Druhou částí je oblouk pojezdové dráhy a třetí je střešní část pro vedení pojezdů při zavírání a otevírání. Svislá část je vespod přivařena k nosné konstrukci mechanismu, a je tedy na této straně trvale uzavřena. Z toho plyne, že pojezdy s plachtou jsou nasazovány z opačného konce střešní části.



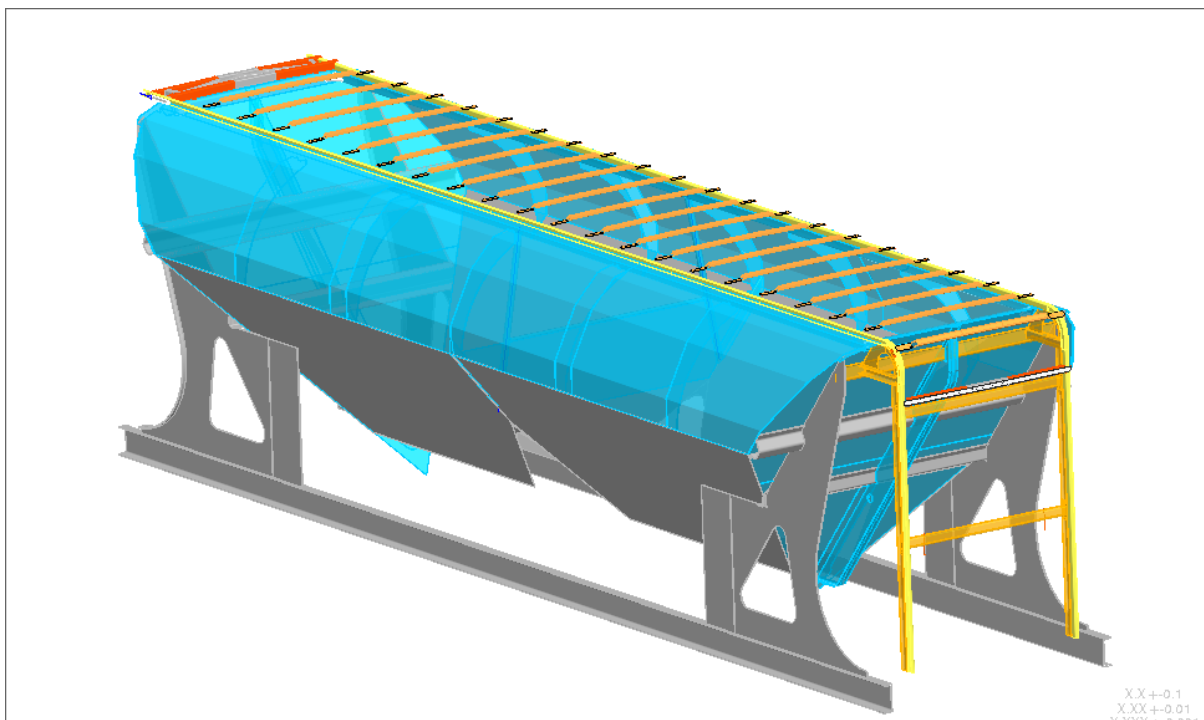
Obrázek 29. Pojezdová dráha

Na obrázku výše je znázorněna světle žlutě pojezdová dráha. Jsou zde vidět všechny tři části, kde svislá a oblouková část je podepřena nosnou konstrukcí pojezdů (oranžová barva). Ta je pak přichycena k horní části střechy. Tím se dostáváme k nutnosti snížení původní střechy a vytvoření prostoru pro pojezdy.

4 Návrh konstrukční změny horní části skříně vozu pro montáž shrnovací střechy.

Z umístění jednotlivých pojezdů a jejich konstrukce je zřejmé, že bylo třeba výrazným způsobem zasáhnout do stávající konstrukce horní části vozu. Ta musela být snížena natolik, aby pojezdy pohybující se s plachtou po střeše prošly průjezdným profilem. Nejprve bylo tedy nutné zjistit, o kolik přibližně bude třeba snížit střechu a které části střechy budou snížením postihnuty.

Prvotně se vycházelo z velikosti pojezdových roln (pojezdů obecně) a pojezdové dráhy. Na základě volby průměru rolny o průměru 40 mm byla zvolena pojezdová dráha, která je otevřená směrem vně násypného otvoru, takže pažení je napojeno rovněž z vnějšku, což vyžaduje při uvažování průchodu pojezdu přes oblouk dráhy větší vůli. Na základě těchto údajů byla střecha nejprve snížena o 100 mm, ale později bylo nutné tuto hodnotu zvýšit na konečných 120 mm.



Obrázek 30. Znárodnění upravených původních dílů střechy

Upravené díly střechy jsou znázorněny světle modře na obrázku výše. Jak je z obrázku patrné, byly upraveny boční i čelní nosné plechy ložného prostoru, dále vnitřní výztuhy násypného otvoru, výztužná žebra uvnitř ložného prostoru, středové přepažení ložného prostoru a středový nosník na vnějšku čela. Některé části bylo nutné odstranit trvale a nebyly upravovány. Jedná se zejména o žebřík v místě pojezdových drah a uvažovaného pohybového mechanismu a dále pak ochoz se zábradlím tamtéž. Rozsah úprav stávající konstrukce je minimální možný.

4.1 Seznam upravovaných dílů

40622675_4_2_1	30622664_9_3_1
40622675_4_17_3	40622664_9_12
40622675_4_17_2	40622664_9_13
40622675_4_17_1	40622664_9_11
40622675_4_26	40622664_9_10
40622675_4_27	30622664_9_3
40622675_4_16	40622664_9_3_2
30622675_19_1_2	30622664_9_2
30622675_19_1_5	30622664_9_3_3
30622675_19_1_1	40622675_4_11
40622675_4_28	40622675_4_46
30622675_4_29	40622675_4_33
30622675_4_15	40622675_4_49
40622675_4_41	40622675_4_23
40622675_4_24	30622675_4_1_3
40622675_4_9_1	40622675_11_1_1
40622675_4_10_1	40622675_11_1_2
30622675_4_10_3	30622675_11_1_6
30622675_4_10_2	30622675_11_1_5
40622675_4_10_5	40622675_11_1_3
40622675_4_10_4	PL_40X8-310
30622675_4_47_3	40622675_4_42
40622675_4_24	

5 Návrh řešení mechanismu otevírání a zavírání shrnovací střechy

Stěžejním bodem návrhu bylo zabezpečit kontrolované skládání plachty při shrnování a opětovné rozložení při zpětném natažení. Z tohoto důvodu byla zvolena uzavřená pojezdová dráha, která zabezpečí stálé vedení plachty, a tedy i pojezdů. To sebou nese velké množství problémů.

Prvním je způsob, jak rozpohybovat střechu v obou směrech, tedy jak přenést ovládací sílu na pojezdy tak, aby pohyb všech pojezdů byl pokud možno plynulý. Při natahování plachty bylo při uvažování přenosu síly ocelovým lankem nasnadě zachytit jej za první pojezd. Tím by byl splněn požadavek na rovnoměrné natahování plachty, jelikož plachta samotná je schopná přenášet sílu z prvního pojezdu na ostatní. Při tomto pohybu však narážíme na problém průchodu jednotlivých pažení obloukem. Jelikož se v oblouku mění pohyb svislý na pohyb vodorovný, dochází zde k velkým namáháním.

Řešením může být zvětšení rádiusu oblouku tak, aby byl průchod pozvolnější nebo navržení pomocného mechanismu, který by pomáhal tuto překážku překonat. Zvětšení poloměru je jednodušší variantou, ale zároveň přináší další problém, který vzniká opět vlivem uzavřené vodící dráhy. Aby byla u jednotlivých pojezdů zajištěna jejich stabilita, je nezbytné udržet alespoň minimální rozchod jednotlivých roln. Je dané, že s vyšším rozchodem roste i stabilita. Zároveň však roste vzdálenost jednotlivých pojezdů mezi sebou ve složeném stavu. Tím je stanovena další mez, přes kterou se nelze dostat a tou je výška pojezdů naskládaných svisle na sobě. Výsledná výška musí být menší než výška svislé části pojezdové dráhy tak, aby byla splněna podmínka plného zpřístupnění násypného otvoru. Pokud by byly pojezdy delší, došlo by k neúplnému otevření střechy. Zároveň by opět vznikal problém s průchodem oblouku, kde by mohla kolidovat spojovací část mezi rolnami pažení s pojezdovou dráhou.

Stále ovšem hovoříme výhradně o natahování střechy. Stahování střechy nám lanko upevněné na prvním pojezdu nevyřeší. Pokud by se jednalo o lanko průchozí, které by pokračovalo dále a nekončilo u prvního pojezdu (bylo by možné lanko tahat na obě strany s tím, že první pojezd by byl pevně přichycen a lankem tažen v obou směrech), byl by vyřešen pohyb natahování plachty, ale u stahování plachty by docházelo k zpětnému pohybu prvního pojezdu, který by se sunul zpět, až by narazil do dalšího pojezdu, který by pak tlačil před sebou atd. To znamená, že plachta by byla prověšena dovnitř vozu a při dotlačení všech pojezdů k oblouku by bylo pravděpodobné rychlé stažení pojezdů do svislé části pojezdové dráhy (tento pohyb by se dal přirovnat pádu).

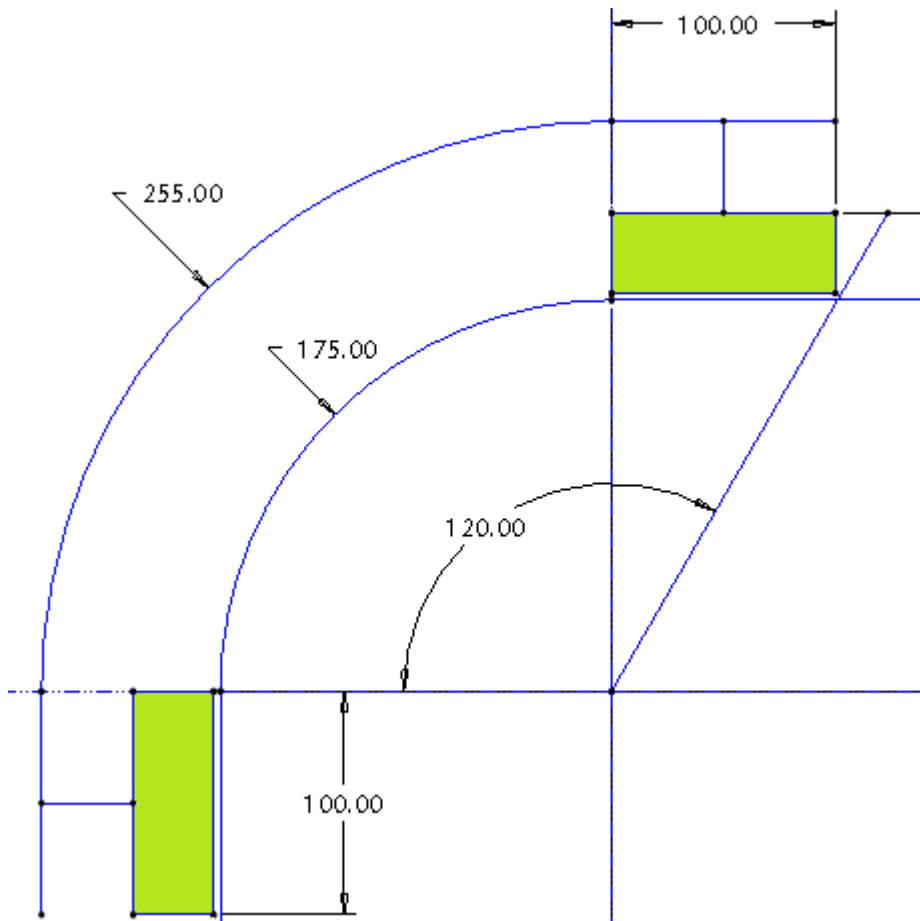
Další variantou je uchycení všech pojezdů k lanku pro zpětný pohyb. Opět ale narazíme při skládání pojezdů v konci pojezdové dráhy, kde by pevné spojení lanka a jednoho z koncových pažení zamezilo dalšímu pohybu.

Tyto úvahy vedly k závěru, že je nejvhodnější nejlepší využít pro dopředný pohyb přenos síly pomocí ocelového lanka a pro zpětný pohyb bude třeba vytvořit mechanismus, který by jednak pomáhal průchodu obloukem a zároveň sloužil pro stahování plachty.

Z tohoto zjištění, že je nutné vytvořit pomocný pohybový mechanismus pro oblouk, plyne otázka, jak přenášet sílu na jednotlivá pažení a případně v kterých místech působit. Jelikož již dříve v části pojednávající o pojezdech bylo řečeno, že pásek navařený okolo rolny zabraňující bočení pažení, bude také sloužit pro přenos síly, volba místa se sama nabízí. Jednotlivá pažení jsou skrz oblouk tlačena ramenem, které usnadňuje průchod pojezdů. Jedno rameno je z hlediska rotace nevhodné (kvůli nevyváženosti), takže je třeba použít alespoň dvě protilehlá

ramena. Tato dvě protilehlá ramena společně působí tak, že když první dotlačí pažení a vychází ze záběru, tak zároveň začne zabírat druhé na opačné straně oblouku. Při uvažované vzdálenosti mezi jednotlivými pojezdy (paženími) 500 mm by poloměr oblouku činil přibližně 160 mm (úpravou rovnice pro výpočet obvodu kruhu $2\pi r = 1000$), což se jeví jako nedosta- tečná hodnota. Proto bylo doplněno ještě jedno rameno, čímž uvažovaná hodnota poloměru oblouku vzrostla na 238 mm.

To však není správný údaj, jelikož je třeba si uvědomit, že záleží na vzdálenosti mezi paženími v místě napojení plachty. To znamená, že reálný poloměr oblouku – plochy po níž se pohybují rolny - je mnohem menší.



Obrázek 31. Znárodnění pojezdu v oblouku

Na obrázku výše je znázorněn průjezd pojezdu obloukem (pojezd je znázorněn zeleně).

Jelikož plachta nad pojezdem zaujímá délku 100 mm, musí být zákonitě délka plachty v oblouku 400 mm vzhledem k vzdálenosti mezi pojezdy (v ideálním případě – při uvažování třech ramen po úhlu 120°). Potom platí:

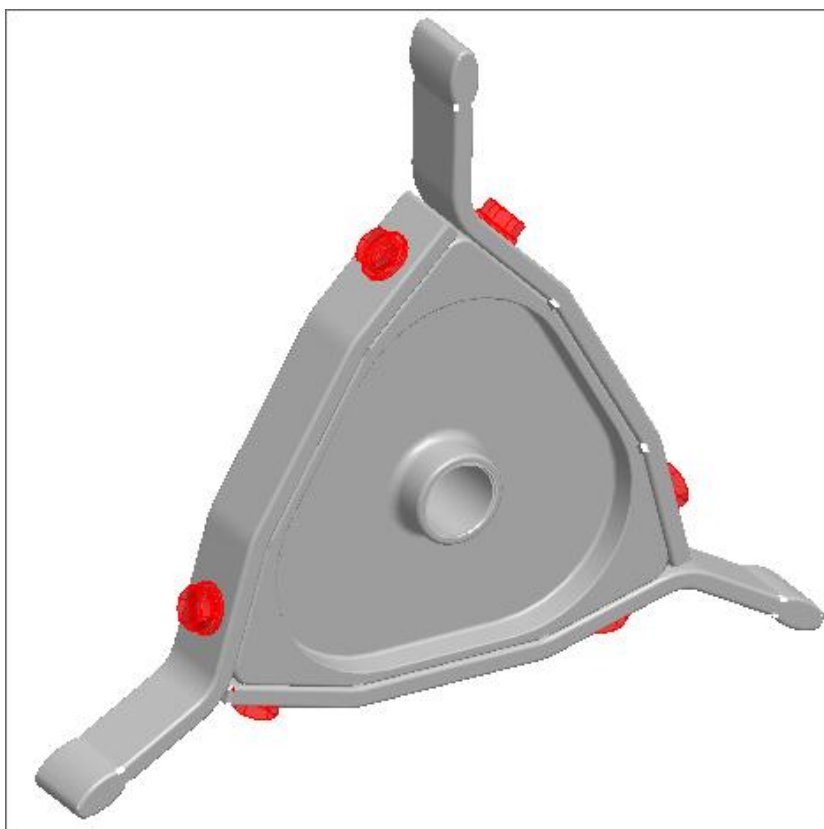
$$\frac{2\pi r}{4} = 400$$

$$r = \frac{2 \times 400}{\pi}$$

$$r = 255 \text{ mm}$$

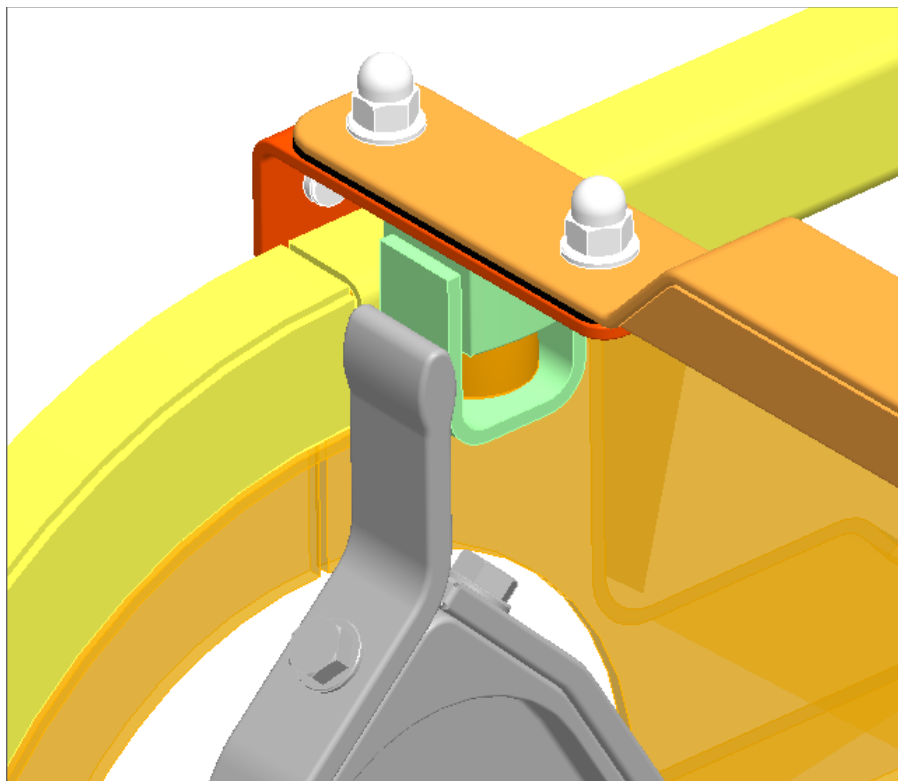
Vypočtená hodnota poloměru oblouku je pro ideální případ, kdy by plachta přesně vykružovala oblouk. V reálu si plachta zkracuje cestu a pohybuje se po menším oblouku, který je definován plastovými rolnami pro odvalování plachty (plachta se po nich odvaluje ve chvíli, když není v oblouku přepažení. Proto je vhodné tento poloměr použít pro rolny a poloměr oblouku pojezdové dráhy zvýšit o hodnotu potřebnou pro průchod pojezdu nad těmito plastovými vymezeními. Nesmíme však zapomenout, že vypočtená hodnota platí pro průchod plachty, která je na pojezdu umístěná v určité výšce nad pojezdovou drahou a o tuto hodnotu (výšku) je poloměr nižší.

Samotný trojramenný díl je sestaven z výměnných ramen a jádra, na které jsou přišroubována. Výměnné byly zvoleny pro případ jejich poškození.



Obrázek 32. Trojramenný posunovač (triangl)

Způsob záběru trojramenného posunovače (dále jen trianglu) je zřejmý z následujícího obrázku. Vidíme zde konec přepažení s rolnou proti bočení, o kterou se z jedné strany opírá rameno trianglu. Tato poloha je pro případ, kdy je střecha natahována a mechanismus slouží pro snadné překonání oblouku.



Obrázek 33. Záběr trianglu při natahování střechy

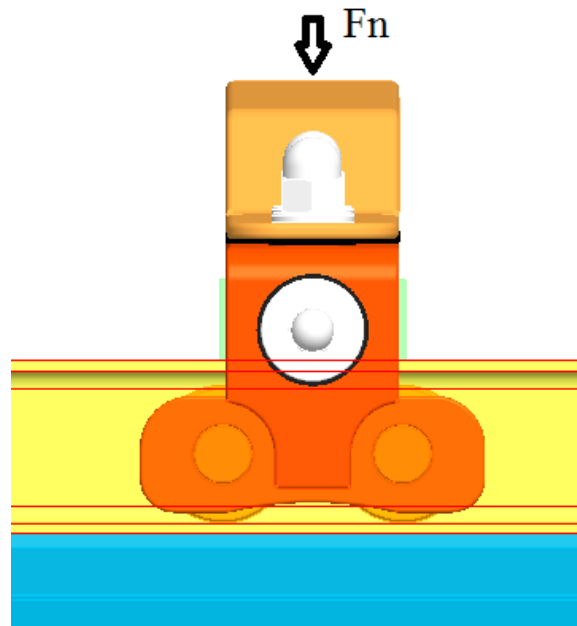
Při shrnování střechy dojde k pootočení trianglu přibližně o 100° a rameno zabírá z opačné strany.

Pro správnou funkci trianglu je nezbytné, aby posouval jednotlivá pažení před silou přenášenou lankem na první pojezd, a tedy na plachtu. Je to z toho důvodu, aby nedošlo ke stavu, kdy triangel bude zpožděn za pažením (nedojde k přenosu síly od pomocného mechanismu) a veškerá síla pro natahování střechy by pak musela být přenášena skrze plachtu. Tento stav je nevhodný. Proto je lepší, aby triangel lehce předbíhal tažení pojezdů po vodorovné části pojezdové dráhy. Následkem toho dojde ke krokovému pohybu plachty přes oblouk, kdy při výstupu ramene ze záběru a převzetí tažení pažení plachtou existuje malá prodleva.

5.1 Definování zatěžovacích stavů

5.1.1 Natahování střechy

Při natahování střechy dochází k namáhání uvažovaného ocelového lanka na tah od valivého odporu jednotlivých pojezdů pohybujících se po horní vodorovné části pojezdové dráhy. Zatížení od svislého pohybu pojezdů v dráze je přenášeno na pomocný mechanismus. Pro určení valivého odporu je nezbytná znalost síly působící na rolny jednotlivých pažení.



Obrázek 34. Směr působící síly na pojezd

Tato síla je určena vlastní hmotností pojezdu a hmotností části plachty, kterou nese. Jelikož je vzdálenost jednotlivých pojezdů mezi sebou stanovena na 500 mm, lze předpokládat, že jedno pažení přenáší zatížení od plachty v šířce 500 mm (250mm po obou stranách) a délce přibližně dvou metrů (uvažována délka pažení přes násypný otvor 1600 mm + kraje překonávající pojezdovou dráhu a kapsu vytvořenou pro zasunutí horní středové části pažení). Celkem tedy pojezd nese přibližně 1 metr čtvereční plachty, která váží 1 kg/m^2 . Vlastní hmotnost pojezdu je pak 10,3 kg. Celkem je tedy hmotnost rovna 11,3kg.

U prvního pojezdu je hmotnost odlišná, jelikož je mohutnější konstrukce, činí 31kg. Zatížení od plachty je poloviční než u normálního pojezdu a činí 0,5 kg, což dohromady dává 31,5 kg.

Poslední pojezd má hmotnost 13,2 kg s plachtou 0,5 kg dává dohromady 13,7 kg.

Dále předpokládáme, že plachta není při natahování jinak zatížena. Co však pominout nelze a co je hlavním zatížením ocelového lanka, je síla působící ve vodorovném směru určená k překonání nasypaného materiálu hřablem prvního pojezdu.

Tato síla není známa, byl proto uvažován stav zatížení hřabla takový, že přední plochy pažení a hřabla jsou zatíženy sloupcem jednoho metru materiálu nad těmito plochami. Jako zatěžující materiál byl zvolen štěrk s frakcí do 25 mm, u kterého je udáván poměr hmotnosti k objemu $1,6 \text{ m}^3/\text{t}$. Při znalosti zatěžených ploch prvního pojezdu lze uvažovanou působící sílu vypočítat.

Zatěžená plocha: $S = 0,103 \text{ m}^2$

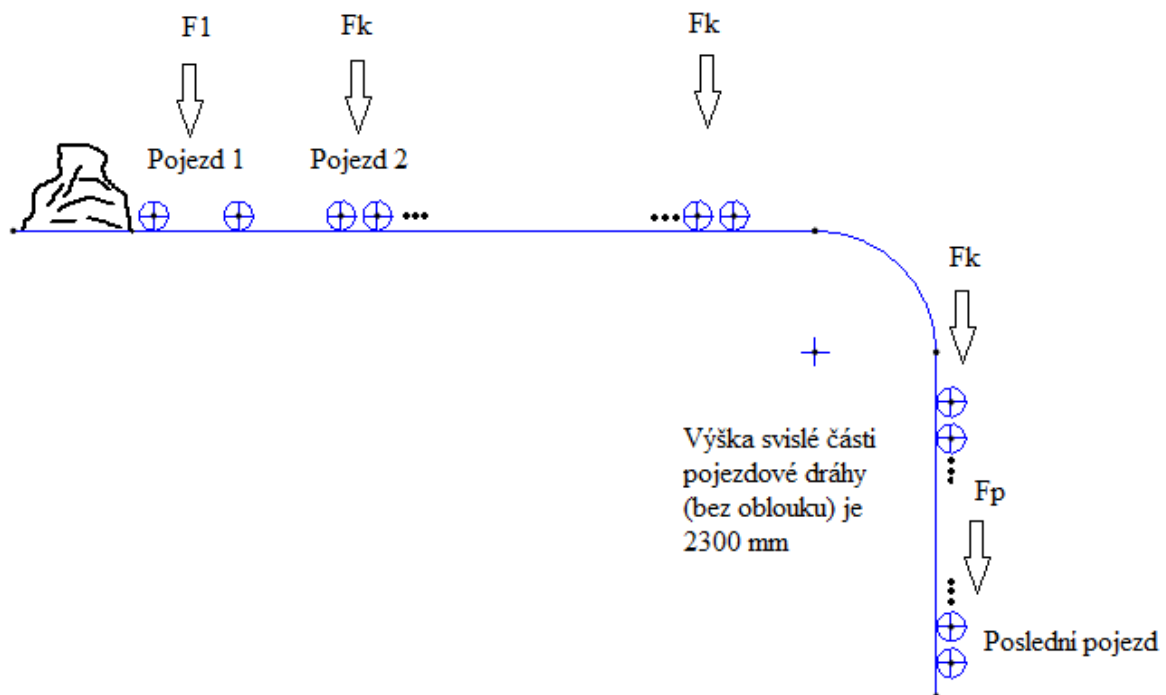
Výška uvažovaného zatížení je 1 m, takže objem materiálu na hřebel je $0,103 \text{ m}^3$

$$\frac{0,103 \text{ m}^3}{1,6 \text{ m}^3} \times 1000 \text{ kg} = 64,375 \text{ kg} \cong 65 \text{ kg}$$

$$F_{\text{hřabla}} = 65 \times g = 65 \times 10 = 650 \text{ N}$$

Podotkněme, že podmínky zatížení hřebel jsou odlišné a jedná se jen o uvažovanou přibližnou hodnotu.

Pro výpočet zatížení od valivého odporu je nutno definovat nejhorší možný zatěžovací stav pro budoucí mechanismus.



Obrázek 35. Znázornění zatěžovacího stavu

Předpokládaným nejhorším stavem zatížení při natahování plachty je, když první pojezd s hřebel narazí na překážku a zároveň se tato překážka nachází ve vzdálenosti, při které je již celá plachta napnutá, ale poslední pojezd se právě odlepil z koncové pozice a začal stoupat vzhůru ve svislé části pojezdové dráhy. Kromě posledního pojezdu je zvedáno svisle dalších pět pojezdů s tím, že poslední právě prochází obloukem. To znamená, že síla je ve vodorovné části pojezdové dráhy přenášena plachtou k prvnímu pojezdu a následně na ocelové lanko a ve svislé části je mechanismus zatížen hmotností 5 klasických pojezdů a posledního pojezdu.

Zatížení od rozhrnování materiálu jsme si již stanovili. Nyní určíme sílu k překonání valivého odporu:

Počet klasických pojezdů ve vodorovné části dráhy: $21 - 5 = 16$ pojezdů

Hmotnost jednoho pojezdu: $m_k = 11,3 \text{ kg}$

Tíhové zrychlení: $g = 10 \text{ m/s}^2$ (hodnota je zaokrouhlena jelikož se jedná o přibližný výpočet)

Svislá síla působící od hmotnosti pojezdu:

$$F_k = m_k \times g = 11,3 \times 10 = 113 \text{ N}$$

Síla valivého odporu je určována na celém pojezdu a není aplikována na jednotlivá kolečka, jelikož bychom došli ke stejné hodnotě celkového odporu.

Výpočet valivého odporu běžného pojezdu:

$$F_{vk} = \xi \times \frac{F_k}{R} = 0,0005 \times \frac{113}{0,02} = 2,825 \text{ N} \cong 3 \text{ N}$$

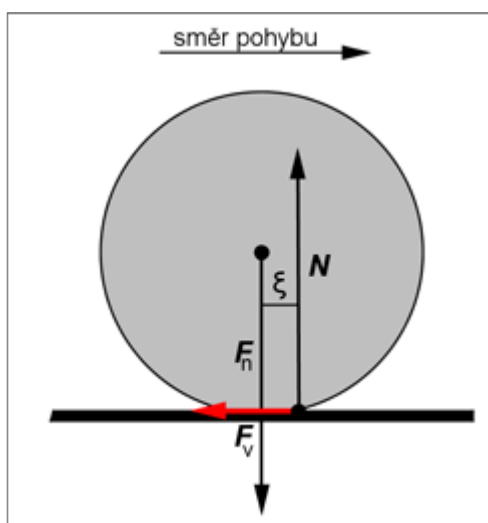
kde:

F_{vk} je síla valivého odporu na běžném pojezdu

ξ je součinitel valivého odporu (pro styk ocel x ocel činí 0,0005)

F_k je svislá síla působící od nesené hmotnosti

R je poloměr valivého odporu (v našem případě se jedná o poloměr rovny, která má průměr 40mm – dosazuje se v metrech)



Obrázek 36. Valivý odpor

Svislá síla působící od hmotnosti prvního pojezdu:

$$F_1 = m_1 \times g = 31,5 \times 10 = 315 \text{ N}$$

Výpočet valivého odporu prvního pojezdu:

$$F_{v1} = \xi \times \frac{F_1}{R} = 0,0005 \times \frac{315}{0,02} = 7,875 \text{ N} \cong 8 \text{ N}$$

Celková hodnota valivého odporu od pojezdů pohybujících se ve vodorovné části pojezdové dráhy:

$$F_{v \text{ celkový}} = F_{v1} + (F_{vk} \times \text{pečet pojezdů})$$

$$F_{v \text{ celkový}} = 8 + (16 \times 3) = 56 \text{ N}$$

Celkové zatížení ocelového lanka:

$$F_{lanka} = F_{v\ celkový} + F_{hřabla}$$

$$F_{lanka} = 56 + 650 = 706 \text{ N}$$

Zatížení pomocného mechanismu:

Počet zvedaných pojezdů: 5x běžný a 1x koncový pojezd

$$F_{mech} = (5 \times m_k + 1 \times m_p) \times g$$

$$F_{mech} = (5 \times 11,3 + 1 \times 13,7) \times 10 = 702 \text{ N}$$

5.1.2 Stahování střechy

Při stahování dojde k uvolnění lanka a střecha je stahována jen pomocným mechanismem. Veškerá síla se tedy přenáší od předposledního pažení skrz plachtu až k pažení prvnímu. Opět tedy budeme počítat valivý odpor od jednotlivých pojezdů ve vodorovné části pojezdové dráhy. Zároveň však stahování plachty napomáhá síla pojezdů visících ve svislé části dráhy.

Pro výpočet zatížení od valivého odporu si tedy opětovně musíme definovat nejhorší možný zatěžovací stav pro budoucí mechanismus. Oproti natahování střechy odpadá v tomto případě síla působící od šterku na hřablo. Zároveň tu však vzniká nová možnost zatížení zavřené střechy. Jedná se o vodu, která by mohla v případě nevypnutí střechy vytvořit malé rezervoáry mezi paženími. Budeme však předpokládat, že plachta je adekvátně vypnuta a tento problém nevzniká (voda stéká do stran a pryč z vozu). V zimních měsících, kdy se dešťové srážky mění na sněhové, dojde k problému obdobnému – sněhová hmota zatíží střechu vozu. Zároveň však musí být zajištěna funkčnost mechanismu stahování střechy. Proto budeme uvažovat zatížení střechy v celé ploše plachty sněhovou pokrývkou do výše 20cm. Nejhorším případem sněhové pokrývky je tzv. mokřý sníh, kdy se opět začíná pozvolna měnit na kapalinu. V tomto stavu má sníh hmotnost 400 kg/m³.

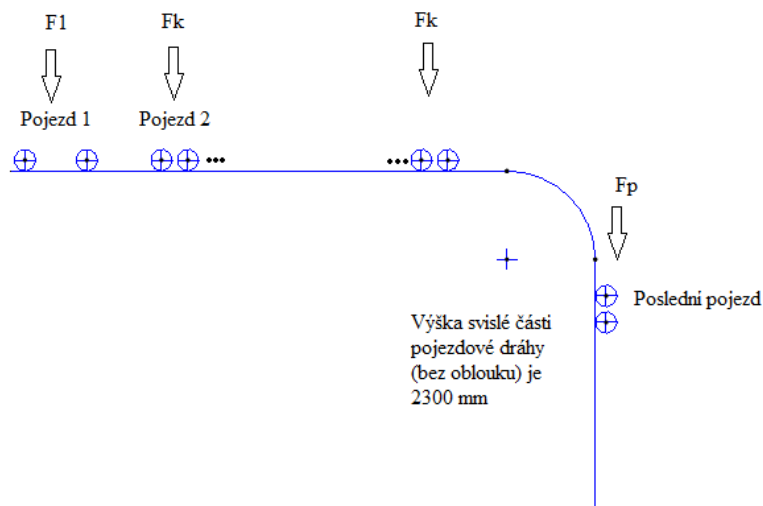
Výška sněhové pokrývky 0,2m

Hmotnost sněhu na plochu 1 m²:

$$m_{s20} = 400 \times 0,2 = 80 \text{ kg/m}^2$$

Jak již bylo dříve určeno – jeden běžný pojezd nese přibližně 1 m² plachty. To znamená, že zatížení pojezdu vzroste z 11,3 kg na 91,3 kg.

Obdobně se změní zatížení prvního pojezdu s tím, že u něho uvažujeme jen 0,5m² plachty. Zatížení tedy vzroste z 31,5 kg na 71,5kg.



Obrázek 37. Stahování střechy

Při natažené plachtě je pouze poslední pojezd ve svislé části pojezdové dráhy. Veškeré ostatní pojezdy se nacházejí v části vodorovné (jeden pojezd se nachází v oblouku, ale ten budeme uvažovat, že se nachází v části vodorovné).

Nyní určíme sílu k překonání valivého odporu pažení zatížených sněhem.

Počet běžných pojezdů ve vodorovné části dráhy: 21

Hmotnost běžného pojezdu zatíženého 20cm sněhu:

$$m_{ks20} = m_k + m_{s20}$$

$$m_{ks20} = 11,3 + 80 = 91,3 \text{ kg}$$

Tíhové zrychlení: $g = 10 \text{ m/s}^2$ (hodnota je zaokrouhlena jelikož se jedná o přibližný výpočet)

Svislá síla působící od běžného pojezdu zatíženého sněhem:

$$F_{ks20} = m_{ks20} \times g = 91,3 \times 10 = 913 \text{ N}$$

Sílu valivého odporu určíme opět na celém pojezdu a neaplikujeme ji na jednotlivá kolečka.

Výpočet valivého odporu běžného pojezdu zatíženého 20cm sněhu:

$$F_{vks20} = \xi \times \frac{F_{ks20}}{R} = 0,0005 \times \frac{913}{0,02} = 22,825 \text{ N} \cong 23 \text{ N}$$

kde:

F_{vks20} je síla valivého odporu na běžném pojezdu zatíženém 20 cm sněhu

ξ je součinitel valivého odporu (pro styk ocel x ocel činí 0,0005)

F_{ks20} je svislá síla působící od běžného pojezdu zatíženého 20cm sněhu

R je poloměr valivého odporu (v našem případě se jedná o poloměr rovny, která má průměr 40mm – dosazuje se v metrech)

Svislá síla působící od hmotnosti prvního pojezdu zatíženého 20cm sněhu (nezapočítávám pro zatížení sněhem plochy pojezdu – jen plochu plachty) :

$$F_{1s20} = m_{1s20} \times g = 71,5 \times 10 = 715 \text{ N}$$

kde:

$$m_{1s20} = m_1 + m_{s20} \times 0,5$$

$$m_{1s20} = 31,5 + 80 \times 0,5 = 71,5 \text{ kg}$$

Výpočet valivého odporu prvního pojezdu zatíženého 20cm sněhu:

$$F_{v1s20} = \xi \times \frac{F_{1s20}}{R} = 0,0005 \times \frac{715}{0,02} = 17,875 \text{ N} \cong 18 \text{ N}$$

Celková hodnota valivého odporu od pojezdů pohybujících se ve vodorovné části pojezdové dráhy, které jsou zatíženy 20cm sněhu:

$$F_{vs20 \text{ celkový}} = F_{v1s20} + (F_{vks20} \times \text{pečet pojezdů})$$

$$F_{vs20 \text{ celkový}} = 18 + (23 \times 21) = 501 \text{ N}$$

Celá tato síla je přenášena pomocným mechanismem pro průchod pažení obloukem.

5.2 Návrh převodového ústrojí pro přenos síly z ovládacího kola

Abychom rozpohybovali střechu, je zapotřebí přenést sílu, kterou budeme působit na ovládací kolo směrem k trianglu a navijáku, který slouží k navíjení tažného lana pro natahování střechy. Maximální síla, kterou při uvažovaném zatížení dosáhneme na trianglu je přibližně 700N. Působí síla na rameni trianglu, kterým se přenáší síla na pažení je ve vzdálenosti 210 mm od osy, ale síla je nesena plachtou, která je na poloměru 270mm.

Nejprve si vyjádříme sílu působící na poloměru 210 m.

$$F_{270} \times r_{plachty} = F_{210} \times r_{triangl}$$

$$F_{210} = \left(\frac{270}{210} \right) \times 700 = 900 \text{ N}$$

Dále si vyjádříme moment na hřídeli:

$$M_{Triangl} = F_{210} \times r_{triangl} \text{ nebo } M_{Triangl} = F_{270} \times r_{plachty}$$

$$M_{Triangl} = 900 \times 210 = 189\,000 \text{ Nmm} \cong 189 \text{ Nm}$$

Tento údaj nám již stačí pro dimenzování hřídele. Nesmíme však zapomenout, že síla je z plachty a pojezdů přenášena na dva triangly zároveň, a tedy zjištěný moment je nezbytně rozdělit na polovinu, protože ve výpočtu je uvažován jen jeden. Nejprve se však zaměříme na konstrukční řešení přenosu síly na další část mechanismu. Pokud bychom přenášeli moment přímo na ovládací kolo, pro které byl zvolen poloměr 250 mm, pak by bylo zapotřebí vyvodit sílu 756 N tedy 75,6 kg. To je v rozporu se zadáním, ve kterém je stanoveno, že síla na kole, kterou působí člověk, by neměla přesáhnout 250 N (25kg). Z toho důvodu je nutné zvolit vhodný převodový poměr.

Dříve než je stanoven převodový poměr, je nutné se zabývat problémem, jak přenést ovládací sílu na trianql. Uvažovány byly dvě možnosti: převod řetězový a řemenový. U řemenového převodu byl zamýšlen ozubený řemen, protože v mechanismu se bude vyskytovat naviják, který musí dodržovat přesný poměr mezi otáčkami trianqlu a navijákem, tak aby nemohlo dojít ke kolizi.

Pro svůj návrh jsem nakonec zvolil ozubený řemen. Volil jsem tak, protože se jedná o bezúdržbový přenos energie a zároveň předpokládám při chodu trianqlu rázy v kontaktu ramene trianqlu s pažením, které řemen utlumí.

Dále pokračujeme volbou počtu převodů. Vzhledem k velikosti oblouku pojezdové dráhy není možné použít pro hřídel trianqlu libovolnou velikost ozubeného kola, protože je nutné zaručit průchod pojezdů přes oblouk. Maximální velikost ozubeného kola byla stanovena dle zástavbového prostoru na 380 – 390 mm (průměr). Podle toho byl dále zvolen převodový poměr.

5.2.1 Řemenový převod 1

Pro výpočet převodového soukolí s řemenem byl použit program Inventor 2012. Ze známých parametrů pak vzešel následující převod.

Vzhledem k maximální možné velikosti ozubeného kola pro zvolený řemen 32T20x3620, kde 32 udává šířku řemene, T20 udává rozteč zubů, byl zvolen převod 2,4. Ten zabezpečuje velikost ozubeného kola na výstupu o průměru 382 mm na roztečné kružnici (viz. červený rámeček v obrázku výstupních údajů Řemenice 2).

Převodový řemen a pevnostní kontrola:

Zobrazovaný název		Ozubený řemen
Velikost		32T20 x 3620
Rozteč zubů	P_b	20,000 mm
Počet zubů	z	181,000 ul
Roztečná délka	L	3620,000 mm
Šířka	B	32,000 mm
Výška	H	8,000 mm
Šířka zubu	S	10,150 mm
Úhel zubu	β	20,00 deg
Výška zubu	h_t	5,000 mm
Poloměr zaoblení paty	r_r	0,800 mm
Poloměr zaoblení hlavy zubu	r_a	0,800 mm
Minimální roztečný průměr řemenice	D_{min}	95,000 mm
Maximální dovolené pracovní zatížení	T_a	4092,251 N
Maximální frekvence ohybů	f_{max}	30,000 Hz
Maximální rychlost řemenu	v_{max}	40,000 mps
Měrná hmotnost	m	0,237 kg/m

Tabulka 7. Navržený ozubený řemen - první převod

Výkon	P	0,088 kW
Svěrný moment	T	81,000 N m
Otáčky	n	10,375 rpm
Účinnost	η	0,970 ul
Provozní součinitel	C_p	1,200 ul
Výsledný provozní součinitel	C_{pR}	4,020 ul
Rychlost řemenu	v	0,086 mps
Obvodová síla	F_p	1017,876 N
Odstředivá síla	F_c	0,002 N
Předpětí řemenu bez zatížení	F_t	712,515 N
Maximální zatížení větve řemenu	F_{tmax}	1221,453 N
Souč. počtu zabírajících zubů	k_z	1,000 ul
Součinitel předpětí	k_1	1,200 ul

Tabulka 8. Pevnostní kontrola

Řemenice 1		Řemenice 2		Řemenice 3	
P_x	1,000 ul	P_x	1,000 ul	P_x	0,000 ul
P	0,088 kW	P	0,085 kW	P	0,000 kW
T	81,000 N m	T	188,568 N m	T	0,000 N m
n	10,375 rpm	n	4,323 rpm	n	16,031 rpm
D_p	159,155 mm	i	2,400 ul	i	0,647 ul
z_c	13,000 ul	D_p	381,972 mm	D_p	103,000 mm
β	182,14 deg	z_c	35,000 ul	β	29,66 deg
F_1	1221,453 N	β	207,52 deg	F_1	203,577 N
F_2	203,577 N	F_1	203,577 N	F_2	203,577 N
F_r	1424,908 N	F_2	1221,453 N	F_r	104,218 N
F_v	1424,781 N	F_r	1405,147 N	F_v	364,760 N
L_f	805,560 mm	F_v	1384,132 N	L_f	488,185 mm
		L_f	1354,885 mm		

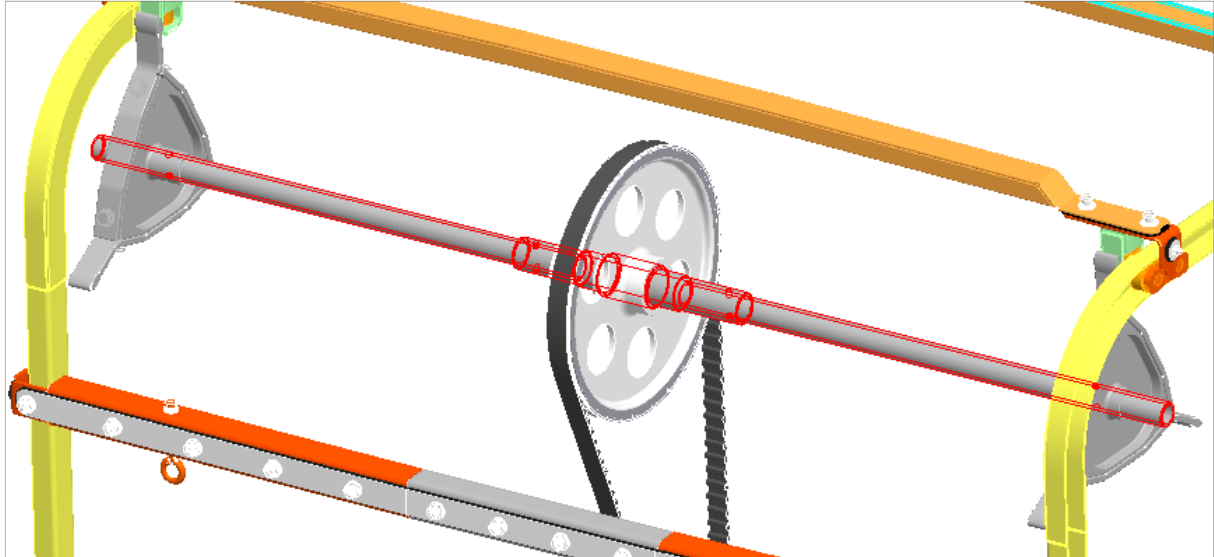
Tabulka 9. Parametry řemenic

Zároveň na výstupu (řemenici 2) bylo docíleno požadovaného momentu (viz. modrý rámeček).

Z hlediska překonání vzdálenosti od trianglu směrem k ovládacímu kolu, byla překonána zhruba poloviční cesta. Ale vraťme se zpět k řemenici dva, která se nachází mezi oběma triangly. Stále není dořešen přenos momentu od trianglu k řemenici dva horního řemenového převodu.

Pro přenesení kroutícího momentu je použito dvou hřídelů a centrální středové spojky. Středová spojka je v podstatě dutá hřídel s osazeními. Lze se tázat, proč nepoužít hřídele v jednom kuse – volba rozdělit hřídel byla učiněna z důvodu zaměnitelnosti dílů v případě jejich poškození, ale také z hlediska výměny řemene, která bude sama osobě dosti náročná. Takto je totiž umožněno vyhnout se demontáži řemenového soukolí při nutnosti vyjmout hřídel nebo triangl – dutý prostor ve spojce umožňuje zasunutí hřídele dovnitř a sejmutí trianglu

bez demontáže ložiskových domků zamýšlených pro připevnění k nosné konstrukci. Dále je ve středové části spojky uvažováno nalisování ozubené řemenice (jedná se o řemenici 2). Na obrázku níže je pak vidět umístění řemenice, spojky a hřídelů. Pro přenos kroutícího momentu mezi hřídeli a spojkou je použit jednoduchý kolíkový spoj. Důvodem je snaha konstrukci pokud možno zjednodušit. Stejným způsobem je připojen na druhém konci triangl.



Obrázek 38. Řešení přenosu momentu mezi trianglem a řemenicí 2

5.2.2 Návrh hřídele

Hřídel je uložena po obou koncích a je namáhána na krut. Nejprve určíme dovolené napětí v krutu. Jako výchozí materiál zvolme konstrukční ocel ČSN 11500. Z tabulek vychází mez pevnosti s hodnotou 500MPa. Mez kluzu je pak $0,6 \cdot$ mez pevnosti, čímž se dostaneme na hodnotu 300MPa. Bezpečnost je zvolena s hodnotou 3, takže dovolené napětí je rovno 100MPa. Potom dovolené napětí v krutu pro dynamické zatěžování vychází přibližně:

$$\tau_{DK} = 0,6 \times \sigma_D$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \times 100 = 60 \text{ MPa}$$

Dále pokračujeme výpočtem průměru hřídele:

$$\tau_{DK} = \frac{M_k}{W_k}$$

Kde:

$$M_k = \frac{M_{Triangl}}{2} = \frac{189}{2} = 94,5 \text{ Nm}$$

$$W_k = \frac{J_p}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{\pi \times D^4}{32}}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi \times D^3}{16}$$

Potom:

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_k \times 16}{\pi \times \tau_{DK}}}$$

Po dosazení:

$$D = \sqrt[3]{\frac{94500 \times 16}{\pi \times 60}} = 20,02 \text{ mm} \gg 21 \text{ mm}$$

Tímto jsme vypočítali minimální průměr plné hřídele. Dále ji přepočítáme na trubku. Musíme splnit podmínku, že modul průřezu v krutu pro plný hřídel o průměru 21 mm musí být nižší nebo roven modulu průřezu v krutu trubky.

$$W_{k \text{ plné hřídele}} \leq W_{k \text{ duté hřídele}}$$

$$W_{k \text{ plné hřídele}} = \frac{\pi \times D^3}{16} = \frac{\pi \times 21^3}{16} = 1818,4$$

Pro výpočet volím trubku TR Ø35x4,0

$$W_{k \text{ duté hřídele}} = \frac{\pi \times D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

$$W_{k \text{ duté hřídele}} = \frac{\pi \times 35^3}{32} \left[1 - \left(\frac{26}{35} \right)^4 \right] = 2718$$

Přestože výpočet ukazuje, že by stačil menší průměr trubky, byla zvolena silnější, jelikož uvažované zatěžovací stavy platí pro ideální podmínky, kdy je např. pojezdová dráha čistá – bez nečistot.

Návrh kolíku

Volba vychází z normalizovaných kolíků z materiálu ČSN 11 140 s mezí pevnosti 600 Mpa. Dovolené napětí je přibližně 120 MPa.

$$M_k = F_s \times d$$

$$F_s = \frac{M_k}{d} = \frac{94500}{35} = 2700 \text{ N}$$

Průměr kolíku

$$\tau_D = \frac{F_s}{S} = \frac{F_s}{\frac{\pi \times D_k^2}{4}} \gg d_k = \sqrt{\frac{4 \times F_s}{\pi \times \tau_D}}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \times 2700}{\pi \times 120}} = 5,35 \text{ mm} \gg 6 \text{ mm}$$

Kontrola kolíku v duté hřídeli na otláčení

$$M_k = F_{ot\ DH} \times \frac{D+d}{2} = \frac{D-d}{2} \times d_k \times p_{\max\ DH} \times \frac{D+d}{2}$$

$$p_{\max\ dh} = \frac{4 \times M_k}{d_k \times (D-d) \times (D+d)}$$

$$p_{\max\ dh} = \frac{4 \times 94500}{6 \times (35-27) \times (35+27)} = 95,3 \text{ MPa}$$

Jelikož má materiál hřídele menší dovolené napětí, bere se právě toto pro kontrolu na otláčení. Počítá se, že dovolený tlak je přibližně stejný dovolenému napětí, tedy dovolený tlak na otláčení je 100 MPa. Spoj v trubce vyhovuje.

Kontrola kolíku v náboji na otláčení

$$M_k = F_{ot\ DH} \times \frac{D+d}{2} = \frac{D-d}{2} \times d_k \times p_{\max\ DH} \times \frac{D+d}{2}$$

$$p_{\max\ dh} = \frac{4 \times M_k}{d_k \times (D-d) \times (D+d)}$$

$$p_{\max\ dh} = \frac{4 \times 94500}{6 \times (45-35) \times (45+35)} = 78,75 \text{ MPa}$$

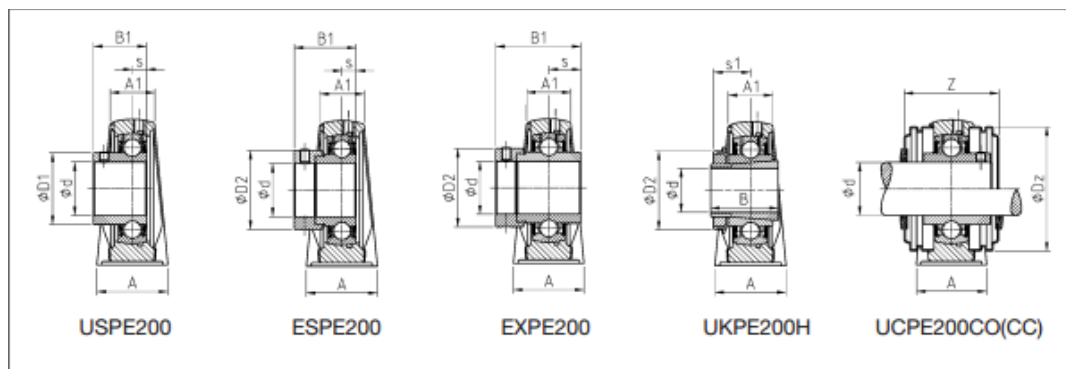
Výpočet je stejný – mění se pouze průměry. Při uvažování materiálu spojky i trianglu s obdobným dovoleným napětím – spoj vyhovuje.

Uložení

Pro uložení hřídelí i spojky s nalisovaným kolem se jako nejvhodnější jeví ložiskové domky od firmy NTN-SNR.

d [mm]		L	H	A1	A	J	N	N1	L1	H1	H2	s1	B	B1	s
35	UCPE207	163	47,6	27	45	126	14	21	49,0	19,0	93	-	-	42,9	17,5
	USPE207	163	47,6	27	45	126	14	21	49,0	19,0	93	-	-	32,0	8,5
	ESPE207	163	47,6	27	45	126	14	21	49,0	19,0	93	-	-	38,9	9,5
	EXPE207	163	47,6	27	45	126	14	21	49,0	19,0	93	-	-	51,1	18,8
	UKPE208H	179	49,2	30	48	138	14	26	53,0	19,0	99	24,5	46	-	-
40	UCPE208	179	49,2	30	48	138	14	26	53,0	19,0	99	-	-	49,2	19,0
	USPE208	179	49,2	30	48	138	14	26	53,0	19,0	99	-	-	34,0	9,0
	ESPE208	179	49,2	30	48	138	14	26	53,0	19,0	99	-	-	43,7	11,0
	EXPE208	179	49,2	30	48	138	14	26	53,0	19,0	99	-	-	56,3	21,4
	UKPE209H	192	54,0	32	48	150	14	29	54,5	21,5	107	26,0	50	-	-

Tabulka 10. Katalogové údaje - rozměry ložiskových domků [11]



Obrázek 39. Provedení ložiskových domků [11]

Pro zde navrženou hřídel byl zvolen ložiskový domek s průměrem vnitřního kroužku ložiska 35mm s označením USPE 207.

Kontrola ložiska

Z výpočtu řemenového převodu známe zatížení v řemenici dva, které působí na spojku přesně uprostřed, jelikož se jedná o symetrický díl. Z toho plyne, že reakce v obou podporách (ložiskových domcích) je stejná a rovná se polovině tohoto zatížení. Z tabulky 10. Řemenice 2 odečteme hodnotu zatížení spojky $F_r = 1406 \text{ N}$. Reakce v podpoře je pak 703 N .

Výpočet ložiska – určíme ekvivalentní zatížení

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

Jelikož na ložisko nepůsobí axiální síla, zjednoduší se výpočet na:

$$P = X \times F_r$$

kde $X = 1$ pak:

$$P = 1 \times 703 = 703 \text{ N}$$

$\frac{F_a}{C_{Or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.014	0.19				2.30
0.028	0.22				1.99
0.056	0.26				1.71
0.084	0.28				1.55
0.110	0.30	1	0	0.56	1.45
0.170	0.34				1.31
0.280	0.38				1.15
0.420	0.42				1.04
0.560	0.44				1.00

Tabulka 11. Koefficienty pro výpočet životnosti ložisek [11]

Z katalogu (viz. tabulka níže) odečteme hodnotu pro dynamickou únosnost pro ložisko US 207 a hodnotu dosadíme do vzorce pod tabulkou.

					Housing	Bearing insert	Open protec- tive caps *	Closed protec- tive caps **	Dynamic load rating	Static load rating	Weight	Shaft diameter
D1	D2	G	Z	Dz					C_r [kN]	C_{or} [kN]	[kg]	d [mm]
48,0	-	R1/8"	57,4	80,0	PE207	UC207	CO	CC	25,70	15,20	1,5	35
48,0	-	R1/8"	57,4	80,0	PE207	US207	CO	CC	25,70	15,20	1,5	
-	55,6	R1/8"	***	***	PE207	ES207	***	***	25,70	15,20	1,6	
-	55,6	R1/8"	***	***	PE207	EX207	***	***	25,70	15,20	1,7	
-	58,0	R1/8"	66,8	88,0	PE208	UK208 + H2308	CO	CC	29,60	18,20	1,9	

Tabulka 12. Katalogové hodnoty - dynamická únosnost. [11]

Základní trvanlivost ložiska:

$$L_n = \left(\frac{C_r}{P}\right)^3 = \left(\frac{25700}{703}\right)^3 = 48 \times 10^3 \text{ mil. ot.}$$

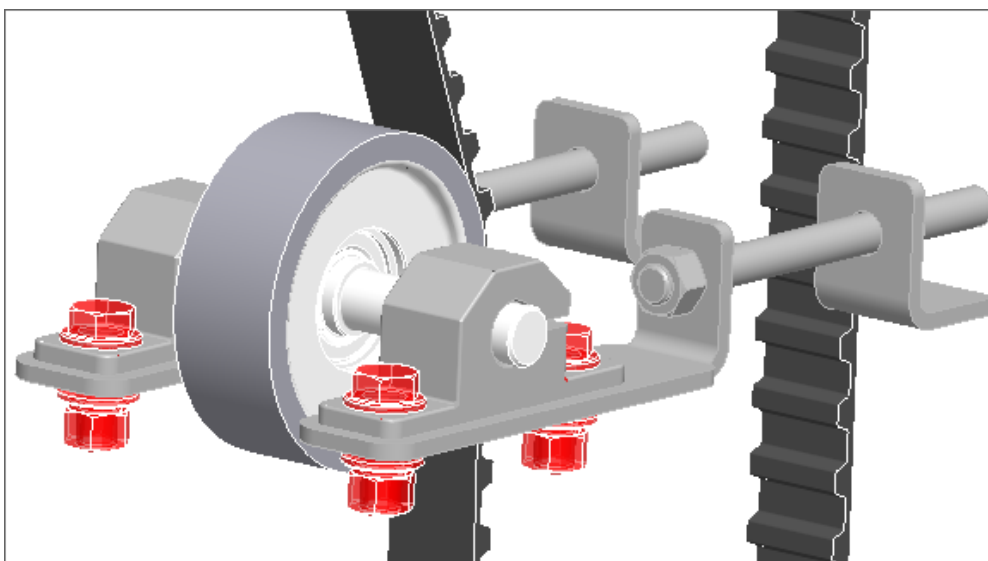
Pro ložiskový domek se v katalogu uvádí maximální radiální zatížení $C_r \times 0,10$.

$$C_r \times 0,10 = 25700 \times 0,1 = 2570 \text{ N}$$

Obě hodnoty jsou dosti předimenzovány a bylo by vhodné, v případě že se potvrdí velikost sil uvažovaných zatěžovacích stavů, použít méně kvalitní ložiska.

Napínací řemenice

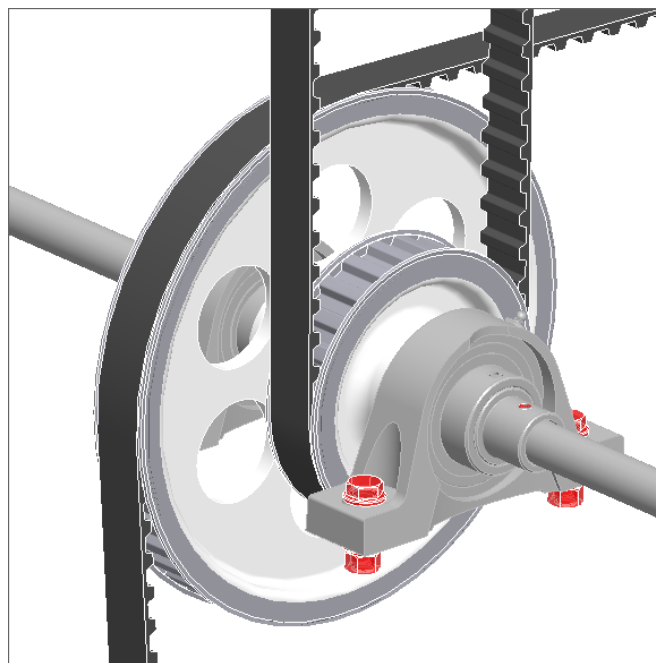
Pro vypnutí řemene při instalaci se pod druhou řemenicí nachází další plochá o průměru 100mm, která je uložena na hřídeli pevně sevřeném dvěma domky. Oba domky jsou upevněny k nosné konstrukci přes pásky, které slouží pro posuvný pohyb řemenice. Pohyb je zajištěn závitovou tyčí s navařenou maticí, pomocí které se přitahuje k přivařenému pásku (s navařenou maticí) na nosné konstrukci.



Obrázek 40. Napínací řemenice

Tím se dostáváme k řemenici jedné převodu. Řemenice jedna se opět nachází na obdobné spojce jako řemenice dva, ale zde je nalisována spolu s další řemenicí od druhého řemenov-

ho převodu. Spojka je rovněž dutá s otvory pro kolíkové spoje v koncích. Do vnitřku spojky jsou opět zasazeny duté hřídele (trubky), na kterých jsou navijáky pro ocelové lanko (na každé straně vozu je jeden naviják).



Obrázek 41. Spojka s nalisovanými řemenicemi

5.2.3 Řemenový převod 2

Návrh byl opět proveden pomocí Inventoru. Nejdříve však bylo nezbytné stanovit moment, který je nutno získat na výstupu převodu 2. Vstupní moment řemenice_1 převodu_1 (horní řemenový převod) je známý a činí 81 Nm. Dále zde však vstupuje do výpočtu síla přenášená lankem na navijáky. Velikost této síly byla stanovena již dříve při definování zatěžovacích stavů.

Pro připomenutí se jednalo o tento výpočet:

$$F_{lanka} = 56 + 650 = 706 \text{ N}$$

Jedná se o celkovou sílu, kterou jsou zatížena obě tažná lanka. To nás přivádí k faktu, že je třeba definovat velikost navijáku pro určení ramena kroutícího momentu.

Naviják

Velikost navijáku je definována jedním důležitým předpokladem. Pro správný chod a pohyb střechy při natahování je zapotřebí, aby byla lanka tažena stejně rychle a pojezd se pohyboval v pojezdové dráze bez přičení. K tomu je nutné, aby oba navijáky natáčely stejné množství lanka. Zvolen byl proto buben takové velikosti, aby lanko nebylo natáčeno přes sebe. Je to myšleno tak, že lanko se navíjí na buben postupně v jedné vrstvě. Tím je potlačena možnost případného zkracování lanka. Zároveň ale vyvstává problém nový, a sice jak zabezpečit, aby se lanko navíjelo do drážky lanových bubnů správně. Druhý problém spočívá v tom, že pokud je naviják pevně propojen s mechanismem ovládacím triangl, dojde při stahování plachty

k odmotávání lanka z bubnu, při kterém se může navinuté lanko na bubnu povolit a přeskočit do jiné drážky. Tím by mohlo zase dojít k různé délce navinutého lanka na buben, a tedy k přičení tažených pažení. Dále je třeba vzít v potaz převodový poměr mezi hřídelí navijecího bubnu a pohybem trianglu. Tento poměr byl výpočtem stanoven na hodnotu 2,4. To znamená, že jedna otáčka trianglu, při které dojde ke stažení plachty v délce 1500 mm, je rovna 2,4 otáčky bubnu. Proto je nutné zajistit, aby buben namotal (uvolnil) během těchto otáček stejné množství lanka, jako stáhne nebo natáhne triangel. Takto jsou tedy vymezeny požadavky na naviják.

Nyní je třeba je postupně vyřešit. Začneme s požadavkem na velikost navijecího bubnu. Ta, jak bylo řečeno, musí splňovat následující podmínku:

$$i \times 2 \times \pi \times r = 1500$$

kde:

i převodový poměr mezi hřídelí navijáku a trianglu

r poloměr bubnu navijáku

Úpravou vzorce vyjádříme poloměr bubnu navijáku:

$$r = \frac{1500}{2 \times i \times \pi}$$

a po dosazení dostaneme:

$$r = \frac{1500}{2 \times 2,4 \times \pi} = 99,47 \text{ mm} \gg 94,5 \text{ mm}$$

Takto jsme stanovili velikost poloměru bubnu. Dále je třeba určit jeho délku. Pro určení délky je třeba stanovit sílu lanka (průměr). Lanko jsem vybral s konstrukcí pramene 1+6+12, o průměru 5 mm, která se vyznačuje dobrou ohebností a ucházející odolností vůči oteru. V zatížení vydrží až 13 kN.

Z délky střechy určíme nejdříve přibližnou délku navijecího lanka na buben. Jelikož máme celkem 21 běžných pažení + vzdálenost k prvnímu a poslednímu pažení – získáme minimální nutnou délku potřebnou k navijení.

$$(21 \times 500 + 2 \times 250) = 11 \text{ m}$$

Vzdálenost namotaná během jedné otáčky trianglu = 1500 mm:

$$\frac{11000}{1500} = 7,33 \text{ otáčky}$$

Vynásobením hodnoty převodovým poměrem získáme počet otáček navijáku:

$$7,33 \times 2,4 = 17,6 \text{ otáčky}$$

Rozteč lanových drážek je pro lanko průměru 5 mm rovna 6 mm. Dále přidáme 4 otáčky navijáku jako rezervu.

$$l_{\text{navijáku}} = 17,6 \times 6 + 4 \times 6 = 129,6 \text{ mm} \gg \text{délku bubnu volím } 140 \text{ mm}$$

Dalším problémem bylo odvíjení lanka z bubnu, které předchází stahování plachty s pojezdy pomocí trianglu. Navržené řešení spočívá v kyvném rameni, na jehož konci bude kladka se závažím, která bude pozvolna klesat spolu s uvolňováním lanka z bubnu. Tím je docíleno jeho stálého vypnutí. Je však nutné určit neznámou délku odvinutí lanka, která určí minimální vzdálenost kyvného ramene od navijáku.

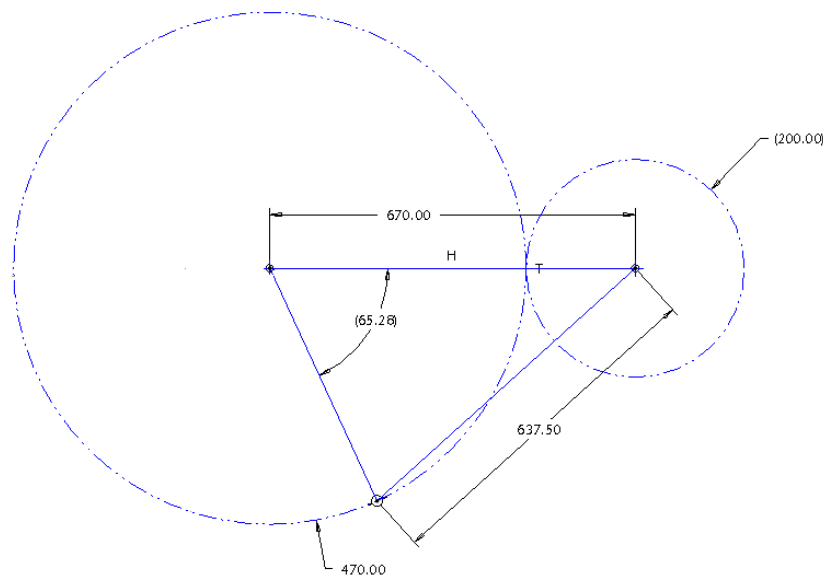
Při prohození směru pohybu z natahování na stahování střechy dojde k pootočení trianglu o 105° . Při známém převodovém poměru, který je roven 2,4 se pootočí buben navijáku o 252° . Poloměr bubnu je 99,5 mm, takže obvod bubnu je:

$$o = 2 \times \pi \times r = 2 \times \pi \times 99,5 = 625 \text{ mm}$$

Pak:

$$\frac{625}{360} \times 252 = 437,5 \text{ mm}$$

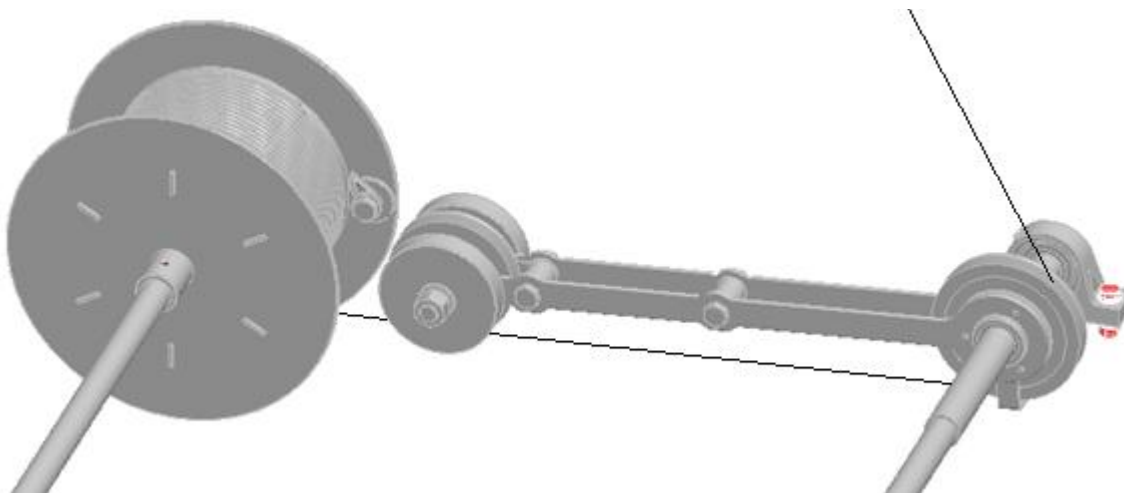
Tato hodnota je délkou odvinutého lanka při prohození směru pohybu.



Obrázek 42. Znárodnění pohybu ramene při změně směru pohybu

Při uvažované délce kyvného ramene 470 mm, vzdálenosti osy navijáku a otočného bodu ramene 670 mm dojde k jeho natočení o 65 stupňů. Úhel lze dopočítat z kosinové věty.

Je nutno dodat, že lanko vede z navijáku přes kladku na konci kyvného ramene dále ke kladce v ose ramene. Pro případ natahování střechy je rameno ve vodorovné poloze, jelikož je lanko napnuto. Při stahování dojde k uvolnění lanka a poklesu ramene do znázorněné polohy vlastní vahou. Ta je pak navýšena přidavným závažím dle potřeby.



Obrázek 43. Znárodnění navijáku a kyvného ramene (v poloze při natahování pacht)

Poslední problém spojený s navijákem spočíval ve skutečnosti, že při natáčení lanka bubnem se musí posunovat ve směru osy otáčení, buď naviják, nebo kyvné rameno. Zvolen byl proto pohyb kyvného ramene, které je v ose otáčení umístěno spolu s kladkou na pohybovou matici. Ta se pak při rotaci hřídele s pohybovým šroubem posunuje tak, aby bylo lanko navijeno spodní částí bubnu v požadované poloze.

Jelikož je na každé straně uvažován jeden naviják a jeden pohybový šroub s kyvným ramenem na matici, bylo zvoleno na jedné straně pravotočivé stoupání drážky bubnu a na druhé levotočivé stoupání. Obdobně se tedy musí pohybovat kyvná ramena, která při natahování střechy směřují směrem ke středu vozu a při stahování od středu.

Nyní se již lze vrátit k návrhu řemenového převodu 2. Předtím však ještě v rychlosti popíšeme návrh hřídele navijáku.

5.2.4 Návrh hřídele navijáku

Hřídel navijáku je uložena na obou koncích a je namáhána na krut. Materiál hřídele je zvolen stejný jako u trianglu, tedy ČSN 11500.

$$\sigma_D = 100 \text{ MPa}$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \times \sigma_D = 60 \text{ MPa}$$

Jelikož poloměr bubnu navijáku známe, jsme schopni stanovit moment působící od lanka přes naviják na hřídel.

Určíme si tedy moment na navijáku:

$$M_n = \frac{F_{lanka}}{2} \times r_{bubnu}$$

$$M_n = \frac{706}{2} \times 99,5 = 35123,5 \text{ Nmm} \cong 35,12 \text{ Nm}$$

Pokračujeme výpočtem průměru hřídele:

$$\tau_{DK} = \frac{M_{nk}}{W_k}$$

Kde:

$$W_k = \frac{J_p}{D} = \frac{\frac{\pi \times D^4}{32}}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi \times D^3}{16}$$

Potom:

$$D = \sqrt[3]{\frac{M_{nk} \times 16}{\pi \times \tau_{DK}}}$$

Po dosazení:

$$D = \sqrt[3]{\frac{35123,5 \times 16}{\pi \times 60}} = 14,37 \text{ mm} \gg (15) 16 \text{ mm}$$

Takto jsme dostali potřebný průměr v případě použití plné hřídele. Jelikož se jedná o malý průměr, použijme trubku.

$$W_{k \text{ plné hřídele}} \leq W_{k \text{ duté hřídele}}$$

$$W_{k \text{ plné hřídele}} = \frac{\pi \times D^3}{16} = \frac{\pi \times 16^3}{16} = 804$$

Pro výpočet zvolme trubku TR Ø25x4,0

$$W_{k \text{ duté hřídele}} = \frac{\pi \times D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

$$W_{k \text{ duté hřídele}} = \frac{\pi \times 25^3}{32} \left[1 - \left(\frac{17}{25} \right)^4 \right] = 1206$$

Přestože výpočet ukazuje, že by stačil menší průměr trubky, tento silnější se jeví jako vhodnější, jelikož zatěžovací stav je uvažován při ideálních podmínkách.

Návrh kolíku

Opět volme z normalizovaných kolíků z materiálu ČSN 11 140 s mezí pevnosti 600 Mpa. Dovolené napětí je přibližně 120 MPa.

$$M_k = F_s \times d$$

$$F_s = \frac{M_k}{d} = \frac{35120}{25} = 1405 \text{ N}$$

Průměr kolíku

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \times F_s}{\pi \times \tau_D}}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \times 1405}{\pi \times 120}} = 3,86 \text{ mm} \gg 4 \text{ mm}$$

Kontrola kolíku v duté hřídeli na otláčení

$$M_k = F_{ot\ DH} \times \frac{D+d}{2} = \frac{D-d}{2} \times d_k \times p_{\max\ DH} \times \frac{D+d}{2}$$

$$p_{\max\ dh} = \frac{4 \times M_k}{d_k \times (D-d) \times (D+d)}$$

$$p_{\max\ dh} = \frac{4 \times 35120}{4 \times (25-17) \times (25+17)} = 104,5 \text{ MPa}$$

Dovolený napětí hřídele je nižší, proto ho použijme pro kontrolu na otláčení. Počítá se, že dovolený tlak je přibližně stejný dovolenému napětí, tedy dovolený tlak na otláčení je 100 MPa. Spoj v trubce nevyhovuje. Volme tedy silnější. Ze stejného důvodu jako u průměru trubky vyberme silnější kolík, než by bylo třeba (5 mm), a to s průměrem 6 mm.

$$p_{\max\ dh} = \frac{4 \times 35120}{6 \times (25-17) \times (25+17)} = 69,7 \text{ MPa}$$

Kolík vyhovuje.

Kontrola kolíku v náboji na otláčení

$$p_{\max\ dh} = \frac{4 \times 35120}{6 \times (35-25) \times (35+25)} = 39 \text{ MPa}$$

Výpočet je stejný – mění se pouze průměry. Při uvažování materiálu spojky i navijáku (rozměry jsou stejné) s obdobným dovoleným napětím – spoj vyhovuje.

Návrh řemenového převodu 2

Ze zjištěného momentu na hřídeli navijáku lze již určit celkové zatížení řemenového převodu na výstupu. Jelikož se po obou stranách vozu nachází jeden naviják, síla přenášená lankem a

zadaná do výpočtu je poloviční. Proto musíme zjištěný moment vynásobit dvěma. Celkový zatěžovací moment na spojce propojující oba převody je:

$$M_{celkový} = (M_n \times 2) + M_{ř1p1}$$

kde:

$M_{ř1p1}$ je moment na řemenici jedna převodu jedna (převod od trianglu)

po dosazení dostaneme:

$$M_{celkový} = 70,25 + 81 = 151,25 \text{ Nm}$$

Jelikož také známe velikost maximální možné působící síly na ovládacím kole s poloměrem 250 mm, která je rovna 250N, musíme zvolit převodový poměr tak, abychom dostali potřebný moment na výstupu.

Maximální moment na vstupním kole:

$$M_{vstupní} = F_{vstupní \max} \times r_{ovládacího \text{ kola}}$$

$$M_{vstupní} = 250 \times 0,25 = 62,5 \text{ Nm}$$

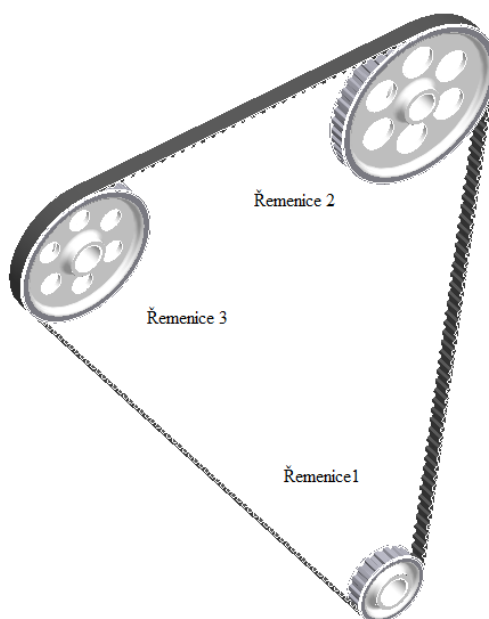
Podělíme-li výstupní moment vstupním, dostaneme minimální potřebný převod i_{min} :

$$i_{min} = \frac{M_{celkový} (výstupní)}{M_{vstupní}}$$

$$i_{min} = \frac{151,25}{62,5} = 2,42$$

Velikost převodu je zvolena na hodnotu 2,66, která zabezpečí rezervu momentu na ovládacím kole přibližně 5 Nm.

Hodnoty byly zadány do návrhu v programu Inventor a vygenerován řemenový převod. Z hlediska návaznosti použitých převodů byl opět použit řemen 32T20 x 3620. Jedná se tedy o stejný řemen jako u prvního (horního) převodu, a to dokonce i co do délky.



Obrázek 44. Řemenový převod 2 (spodní)

Na obrázku výše vidíme tři řemenice, z nichž Řemenice 1 je nalisována na spojce hřídele od ovládacího kola, Řemenice 2 je nalisována na spojce spolu se vstupní řemenicí horního převodu a řemenice 3 slouží k ovládnání pohybového šroubu (zároveň také jako napínací řemenice pro vypnutí řemene).

Zobrazovaný název		Ozubený řemen
Velikost		32T20 x 3620
Rozteč zubů	p_b	20,000 mm
Počet zubů	z	181,000 ul
Roztečná délka	L	3620,000 mm
Šířka	B	32,000 mm
Výška	H	8,000 mm
Šířka zubu	S	10,150 mm
Úhel zubu	β	20,00 deg
Výška zubu	h_t	5,000 mm
Poloměr zaoblení paty	r_r	0,800 mm
Poloměr zaoblení hlavy zubu	r_a	0,800 mm
Minimální roztečný průměr řemenice	D_{\min}	95,000 mm
Maximální dovolené pracovní zatížení	T_a	4092,251 N
Maximální frekvence ohybů	f_{\max}	30,000 Hz
Maximální rychlost řemenu	v_{\max}	40,000 mps
Měrná hmotnost	m	0,237 kg/m

Tabulka 13. Navržený ozubený řemen (převod 2)

Výkon	P	0,139 kW
Svěrný moment	T	58,500 N m
Otáčky	n	22,690 rpm
Účinnost	η	0,970 ul
Provozní součinitel	c_p	1,200 ul
Výsledný provozní součinitel	c_{pR}	4,008 ul
Rychlost řemenu	v	0,136 mps
Obvodová síla	F_p	1021,018 N
Odstředivá síla	F_c	0,004 N
Předpětí řemenu bez zatížení	F_t	714,717 N
Maximální zatížení větve řemenu	$F_{t\max}$	1225,226 N
Souč. počtu zabírajících zubů	k_z	1,000 ul
Součinitel předpětí	k_1	1,200 ul

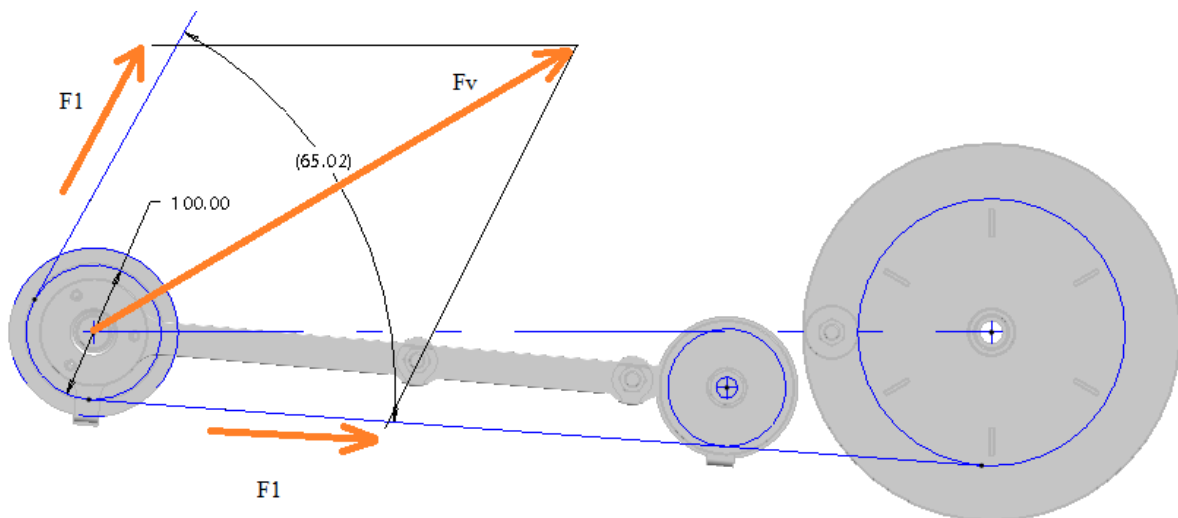
Tabulka 14. Pevnostní kontrola (převod 2)

Řemenice 1		Řemenice 2		Řemenice 3	
P_x	1,000 ul	P_x	1,000 ul	P_x	0,000 ul
P	0,139 kW	P	0,135 kW	P	0,000 kW
T	58,500 N m	T	151,320 N m	T	0,000 N m
n	22,690 rpm	n	8,509 rpm	n	10,210 rpm
D_p	114,592 mm	i	2,667 ul	i	2,222 ul
z_c	7,000 ul	D_p	305,577 mm	D_p	254,648 mm
β	138,56 deg	z_c	13,000 ul	z_c	14,000 ul
F_1	1225,226 N	β	97,43 deg	β	124,01 deg
F_2	204,208 N	F_1	204,208 N	F_1	204,208 N
F_r	1384,912 N	F_2	1225,226 N	F_2	204,208 N
F_v	1336,961 N	F_r	1267,922 N	F_r	360,626 N
L_f	1237,181 mm	F_v	1074,165 N	F_v	1262,171 N
		L_f	1035,607 mm	L_f	673,255 mm

Tabulka 15. a,b,c) Parametry řemenic

5.2.5 Návrh hřídele pohybového šroubu

Jelikož řemenice 3 slouží pro napínání řemene, jeví se její velikost jako přehnaná. Nicméně je takto navržena za účelem vymezení potřebných otáček na hřídeli s pohybovým šroubem. Hřídel s pohybovým šroubem je zatížen zejména na ohyb od lanka procházejícího přes kladku nainstalovanou na pohybové matici. Proto budeme dimenzovat hřídel podle ohybového momentu.



Obrázek 45. Zatížení hřídele s pohybovým šroubem od lanka na kladce

Nejprve si však stanovíme velikost síly od lanka. To svírá na kladce přibližně úhel 65° . Pro výpočet však je třeba úhel opásání kladky. Ten lze snadno určit, jelikož víme, že kolmice, vedená z bodu, který je posledním dotykovým bodem lanka na kladce, směřuje do osy kladky. Stejně je tomu i na druhé straně. Prodloužením čar představující lanko dostaneme čtyřúhelník, u něhož známe tři vnitřní úhly (65° , 90° a 90°). Jelikož součet vnitřních úhlů čtyřúhelníku je roven 360° , známe i čtvrtý úhel. Ten je roven hodnotě 115° a jedná se o úhel opásání kladky. Dále známe velikost síly přenášené lankem, která je v obou větvích stejně velká a má hodnotu 353N.

Nyní můžeme dopočítat hledanou sílu F_v :

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \times F_1 \times F_2 \times \cos\beta}$$

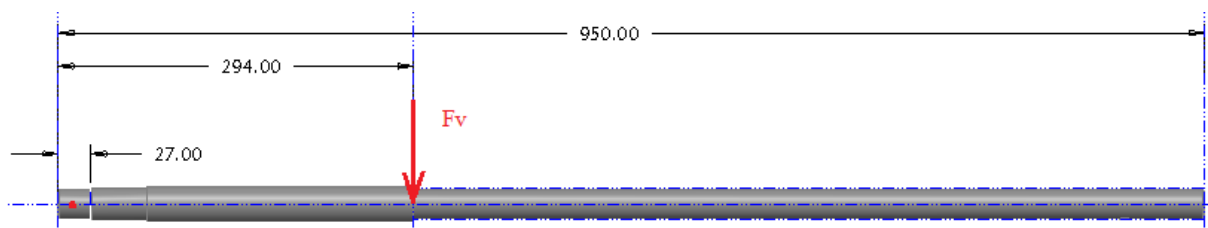
V našem případě je $F_1 = F_2$ pak:

$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_1^2 - 2 \times F_1 \times F_1 \times \cos\beta}$$

A po dosazení:

$$F_v = \sqrt{353^2 + 353^2 - 2 \times 353 \times 353 \times \cos 115} = 595N$$

Touto silou budeme zatěžovat hřídel na ohyb. Působíště síly zvolíme v nejvzdálenějším možném bodě pohybového šroubu od uložení.



Obrázek 46. Návrh hřídele pro pohybový šroub

Hřídel je opět zasazena jednou stranou do spojky, na které je nalisována řemenice, a druhou stranu jsme podepřeli ložiskovým domkem. Umístění ložiskového domku je naznačeno v levé části obrázku červeným bodem. Vzdálenost působící síly F_v od uložení je 280 mm a její velikost je dle předchozího výpočtu 595N.

Nejprve zjistíme reakce v podpěrách. Jelikož jsou podpěry na obou stranách přibližně stejně daleko od konce hřídele, budeme uvažovat pro výpočet délku $950 - 27 = 923$ mm. Dále je zřejmé, že se jedná o nosník na dvou podporách zatížený osamělou silou, takže můžeme pro reakce v uložení psát:

$$R_{spojky} = F_v \times \frac{280}{923} = 595 \times \frac{280}{923} = 180,5N$$

$$R_{LD} = F_v \times \frac{923 - 280}{923} = 595 \times \frac{923 - 280}{923} = 414,5N$$

Maximální ohybový moment je pak:

$$M_{max} = R_{LD} \times 280 = R_{spojky} \times 643 = 116060 \text{ Nmm}$$

Opět uvažujme materiál ČSN 11500, pro který je dovolené napětí 100MPa.

$$\sigma_D = \frac{M_{omax}}{W_o}$$

kde:

$$W_o = \frac{J_z}{D} = \frac{\frac{\pi \times D^4}{64}}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi \times D^3}{32}$$

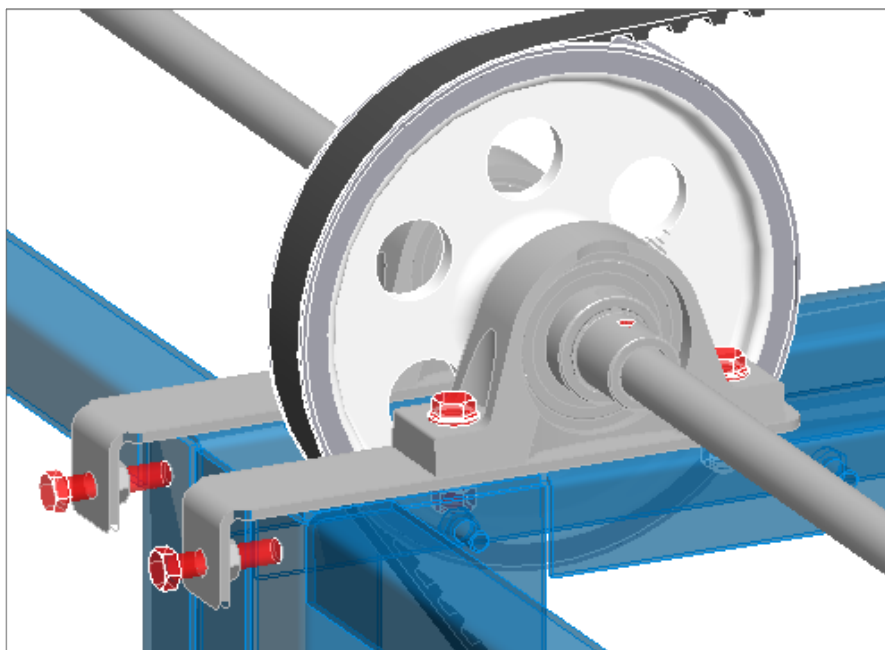
pak :

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{omax}}{\pi \times \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 116060}{\pi \times 100}} = 22,8 \text{ mm} \cong 23 \text{ mm}$$

Hodnota průměru hřídele vyšla na 23 mm. Jelikož se na hřídeli nachází pohybový šroub, je nezbytné, aby jádro šroubu nebylo menší než 23 mm. Pro průměr pohybového šroubu byla zvolena hodnota 30mm s průměrem jádra 25mm. Stoupání je 5 mm na otáčku.

Takto zvolený šroub, který se při jedné otáčce posune o 5 mm, však neodpovídá navrženému bubnu, u kterého počítáme se stoupáním 6mm. Proto bylo nutno upravit velikost napínacího kola, na němž se nachází hřídel s pohybovým šroubem tak, že převodový poměr mezi řemenicí 2 a řemenicí 3 převodu 2 (spodní) je roven hodnotě 1,2. To znamená, že napínací řemenice se pootočí o 1,2 otáčky při jedné otáčce na řemenici 2 (tedy bubnu navijáku). Výsledkem je, že se matice na pohybovém šroubu posune o potřebných 6 mm.

Napínací řemenice, o níž se zde jedná, šponuje řemen obdobným způsobem jako u horního převodu. Jedná se o dva pásy, přes které jsou přišroubovány ložiskové domky a které jsou odtlačovány od nosné konstrukce pomocí dvou stavěcích šroubů. Při natahování řemene jsou šrouby prostupující přes ložiskový domek a tažený pásek k nosné konstrukci povoleny tak, aby byl umožněn posuvný pohyb. Po dosažení potřebného vypnutí řemene jsou šrouby utaženy.

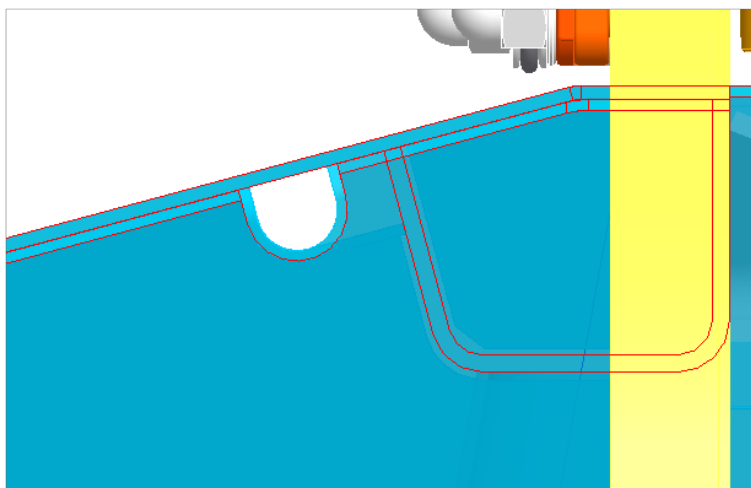


Obrázek 47. Provedení napínání řemenice 3 převodu 2

5.2.6 Řešení cesty pro tažné lanko

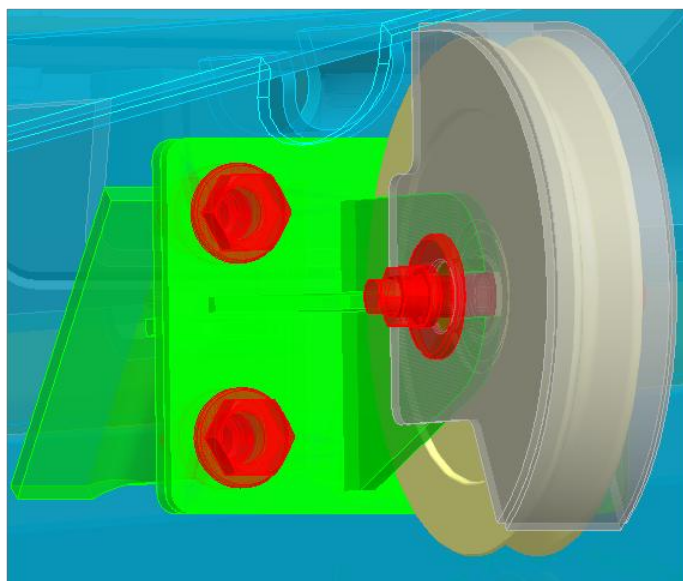
Již dříve v textu jsme řešili provedení navijáku, kyvného ramene a uchycení lanka na prvním pojezdu. Pro doplnění uvedme, že na navijáku je provedeno uchycení lanka obdobně jako u pojezdu. Dále by měly být na navijáku navinuty alespoň tři otáčky lanka proto, aby se kyvné rameno dostalo dále od kraje.

Zatím však nebylo řečeno, kudy lanko prochází na opačnou stranu vozu. Z některých obrázků již šlo poznat, že zvolena byla pro protažení lanka horní cesta. Alternativní možností bylo táhnout lanko spodem, ale zde hrozilo, že dojde ke kolizi s některým z mechanismů vysypání vozu. Z toho důvodu se horní cesta jevila jako vhodnější. Zároveň se nabízelo využít volného prostoru za výztuhou násypného otvoru (viz obrázek níže).



Obrázek 48. Znárodnění prostoru pro protažení lanka

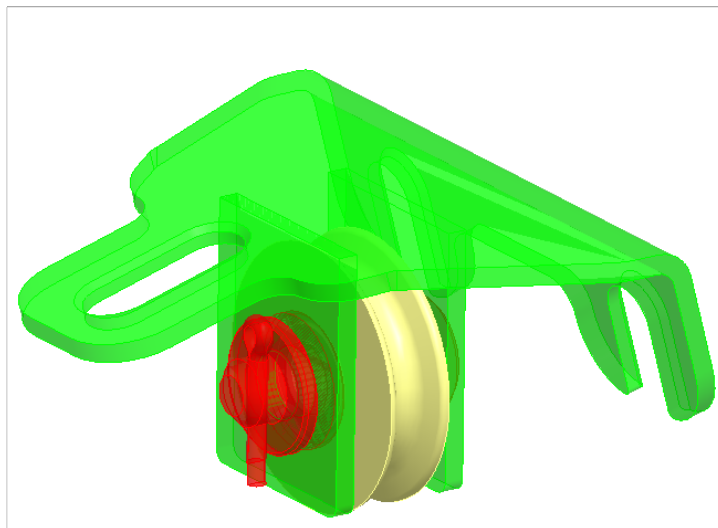
V tomto místě je tedy vytvořen otvor pro průchod lanka. Bylo nutné vytvořit obdobný průchod na všech vnitřních žebrech tak, aby nic nepřekáželo v cestě. Pod vnější průchod je využito kladky, která slouží k zavedení lanka. Průměr kladky je 100 mm.



Obrázek 49. Kladka pro zavedení lanka do průchodu skrz vůz (na straně ovládacího mechanismu)

Jelikož je vůz dlouhý přes deset metrů, jedná se o dlouhou trasu, při které dojde k šoupání lanka přes jednotlivé průchody žeber. To by mohlo vést k jeho poškození. Proto v tomto pro-

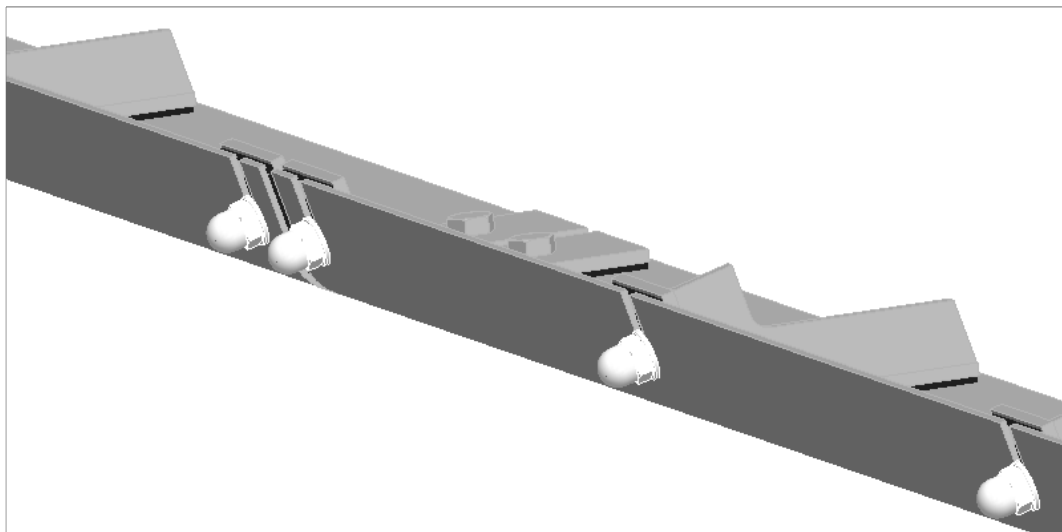
storu jsou navrženy malé nosné kladky, které budou lanko podpírat a lépe vymezí průchozí cestu. Zároveň bylo nutno se vejít do malého prostoru.



Obrázek 50. Nosná kladka pro vedení lanka

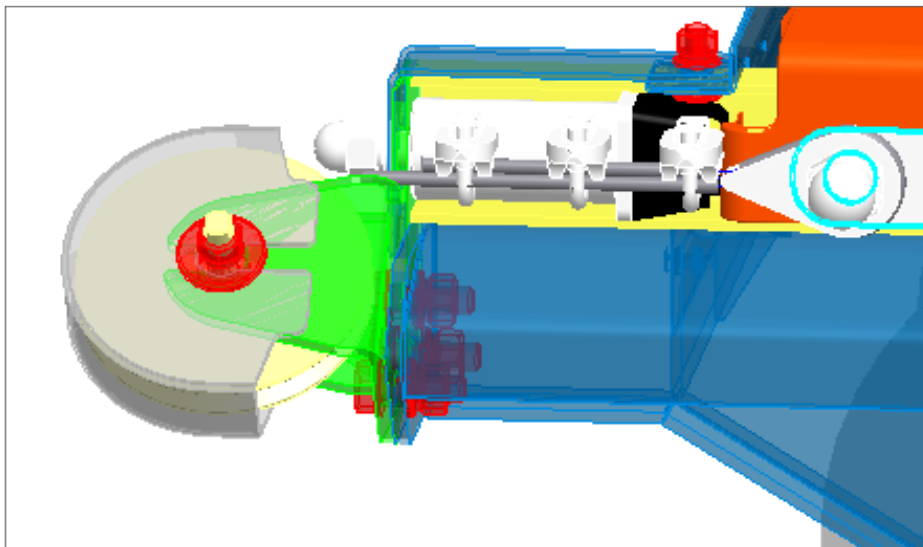
Konstrukci kladky je zvolena vyměnitelná, takže je přišroubována přes návarky ke stěně vozu a podélné výstuže.

Jelikož jsou kladky umístěny spolu s lankem do ložného prostoru vozu, bylo nutné navrhnout jejich zakrytování tak, aby bylo zamezeno kontaktu s převáženým materiálem. Jejich zobrazení se zástavbou je obtížné, protože se nacházejí na vnitřní straně vozu ve špatně přístupné kapse. Zobrazeny jsou tedy volně stojící kryty, které jsou našroubovány na výstužná žebra přivařená ke skříni.



Obrázek 51. Zakrytování cesty pro tažení lanka na opačnou stranu vozu

Kryty jsou rozděleny do několika částí podle počtu žebér, která předělují cestu. Touto cestou se tedy po nosných kladkách dostane lanko na opačný konec vozu. Zde se musí obrátit o 180° pomocí kladky a dále se pohybuje po střeše vozu.

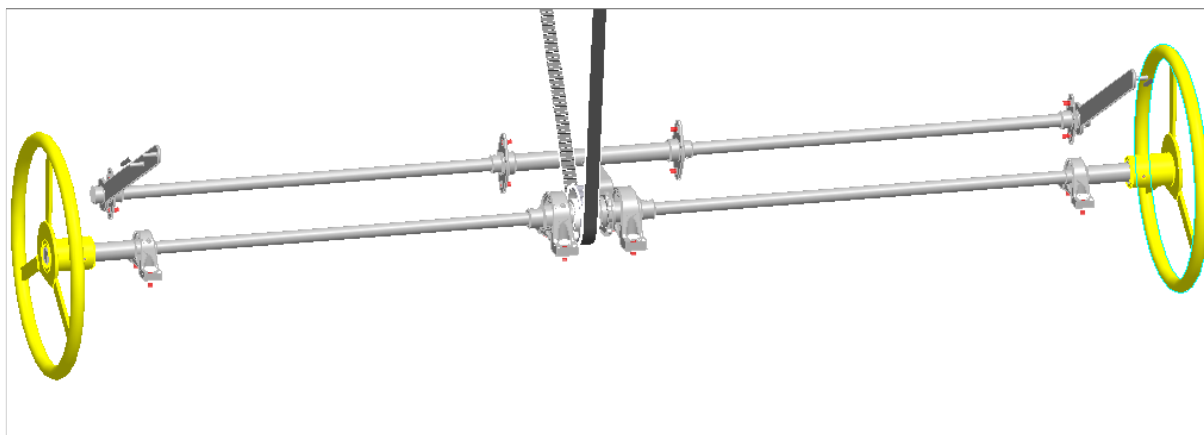


Obrázek 52. Kladka určená pro obrat lanka o 180°

Při stahování střechy se lanko suně po vnější straně horních plechů. Tomu však již nelze zabránit, a dochází tedy k jeho pozvolnému odírání. Na obrázku výše je znázorněno jen uchytnění lanka k prvnímu pojezdu. Velikost této kladky je 86 mm. Jelikož bylo nutno se vejít s rozměrem kladky do užitého prostoru, je zvolen atypický rozměr. Dále je na obrázku vidět doraz prvního pojezdu.

5.2.7 Ovládací kolo a zajištění mechanismu proti pohybu

Postupně jsme se dostali na začátek ovládacího mechanismu. Princip přenosu energie z kola byl v celém modelu střechy zvolen jednotně a není tomu jinak ani zde. Ovládací kolo přenáší moment na hřídel a ta dále na vstupní řemenici převodu 2. Ta je opět nalisována na středové spojce.

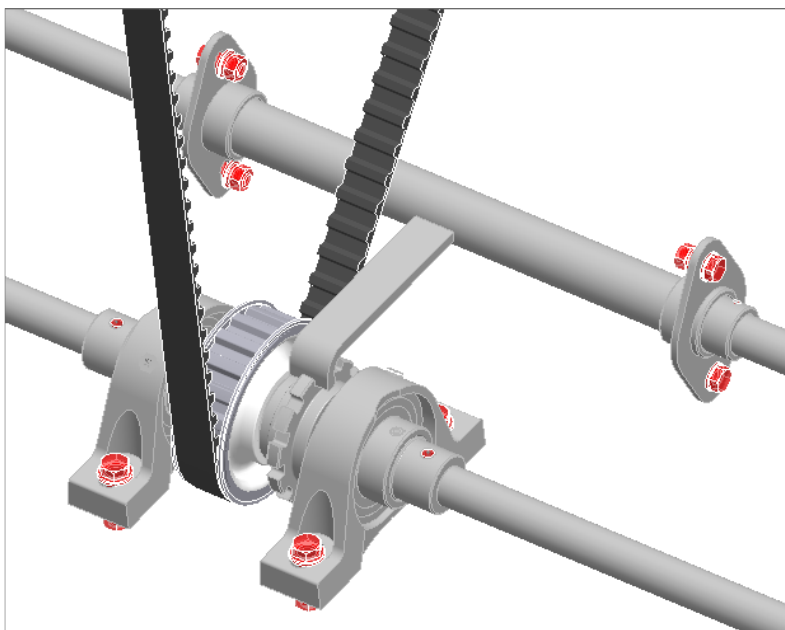


Obrázek 53. Ovládací kola se zajištěním mechanismu proti pohybu.

Z obrázku je také patrné, že ovládání je navrženo jako oboustranné. To bylo vynuceno odstraněním lávky (ochozu) na této straně vozu.

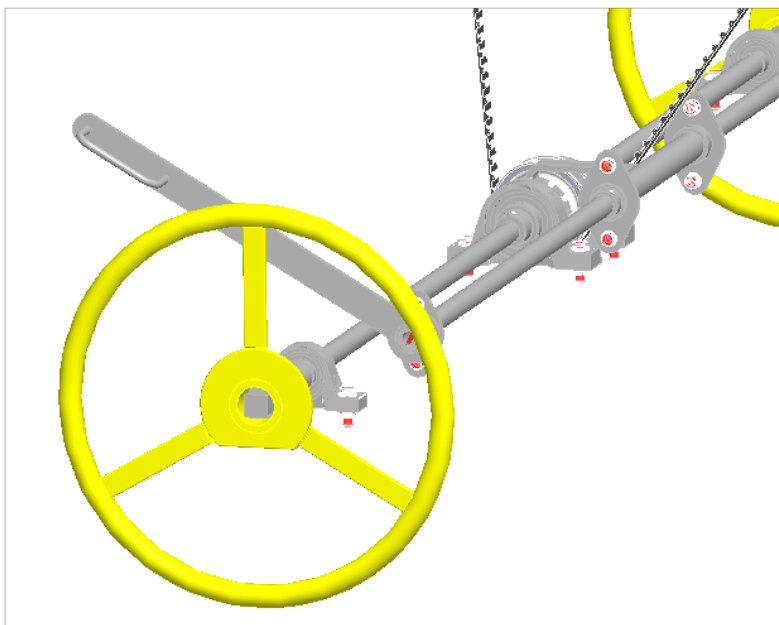
Dalším nezbytně nutným prvkem ovládacího mechanismu je zablokování chodu. Bylo nutné vymyslet způsob jak jednoduše zamezit samovolnému pohybu mechanismu. Při pohybu vozu po trati vzniká vlivem odporu proudícího vzduchu síla, která by mohla za určitých podmínek

zapříčinit samovolné otevření části střechy. Vzhledem k umístění ovládacího kola na voze blokaci pohybu zajišťuje spojka s nalisovanou vstupní řemenicí převodu 2. Důležité také bylo zajistit opět ovladatelnost blokace pohybu z obou stran vozu, a to pokud možno co nejjednodušším způsobem.



Obrázek 54. Blokovací mechanismu

Výsledkem je v podstatě mechanismus na podobném principu, jako byl navržen pro přenos síly od ovládacího kola směrem k trianglu. Na spojku s nalisovanou řemenicí je z druhé strany přidáno kolo s ozubením, do kterého je při blokaci pohybu vložen jazýček západky. Přenos sil od obsluhy je opět řešen přes dutou hřídel na středovou trubku s navařeným jazýčkem.

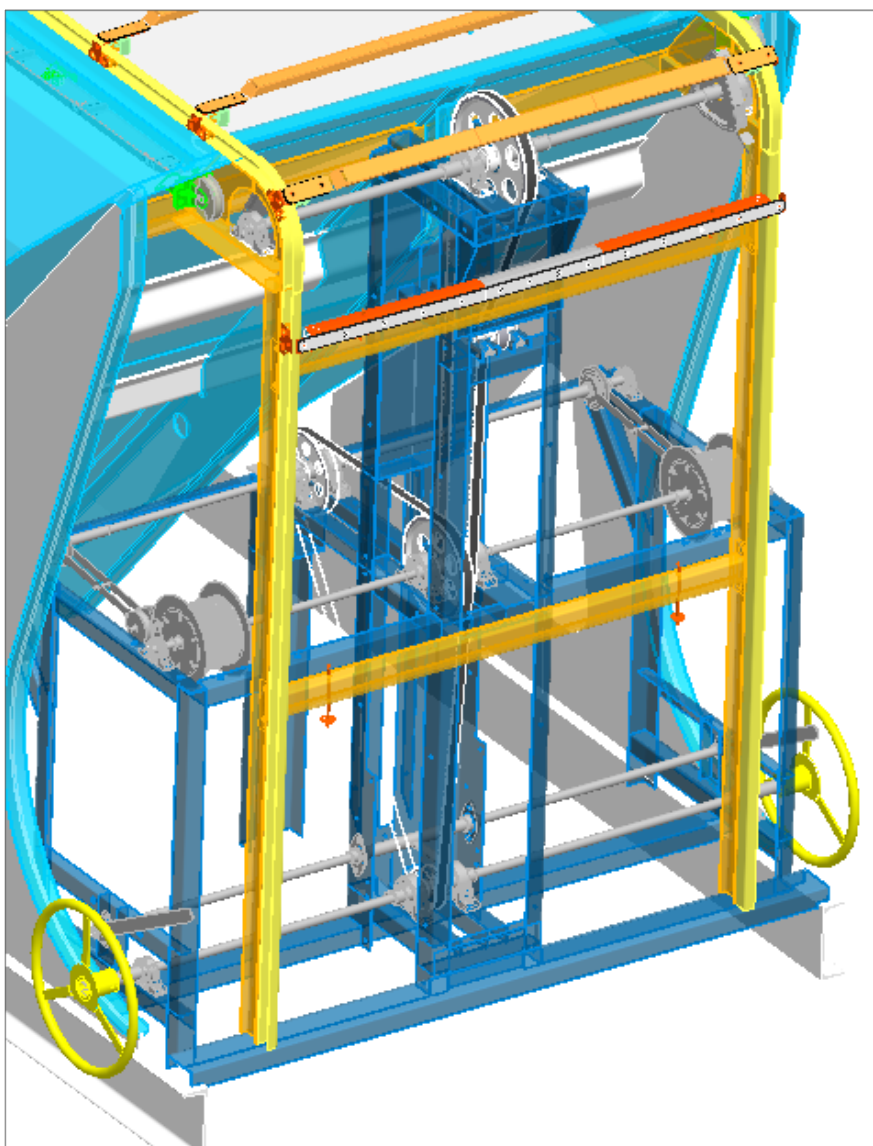


Obrázek 55. Umístění ovládací páky západky.

Páka západky je umístěna za ovládací kolo tak, aby byla v dosahu obsluhy. Zároveň je umístěna blíže středu vozu tak, aby nepřekážela při manipulaci s kolem. Přenos krouťícího momentu na dutou hřídel je řešen opět kolíky.

5.3 Nosná konstrukce

Pro vytvoření mechanismu otevírání a zavírání střechy bylo dále třeba navrhnout nosnou konstrukci. Za tím účelem jsou řemenové převody obklopeny čtyřmi stojinami, které budou páteří navržené nosné konstrukce. Jedná se o plechy profilu L o tloušťce 4 mm. Dále jsou vytvářena jednotlivá podlaží mezi stojinami pro ukotvení všech řemenic s ložiskovými domky. Zde se jedná o kombinaci U a L profilů o stejné tloušťce. Celá konstrukce je uvažována jako svařovaná.



Obrázek 56. Nosná konstrukce navrženého ovládacího mechanismu

Ve střední části bylo nutno konstrukci vzhledem k umístění navijáků a kyvných ramen rozšířit do stran. Dále jsou v konstrukci navrženy otvory pro přišroubování jednotlivých komponent a v potřebných místech přidány návarky. Ty budou sloužit pro přichycení krytů, které budou chránit řemenové převody. Středový sloupek tedy bude uzavřen.

Na opačné straně je zásah do původní konstrukce minimální a veškeré úpravy, jako například výztuhy, jsou umístěny do horní části vozu. Nosná konstrukce je zde hůře rozpoznatelná od upravených původních dílů



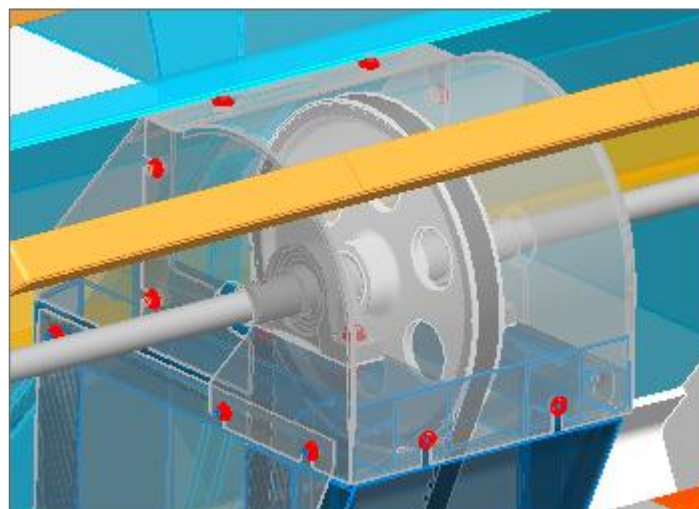
Obrázek 57. Nosná konstrukce obratové strany

5.4 Kryty

V dalším kroku byly navrženy jednotlivé kryty konstrukce. Hlavní pozornost se soustředila zejména na části řemenových převodů a dále pak na navijáky, kde by případné nečistoty měly vliv na funkci. Bohužel se nepodařilo vyřešit kryty pohybových šroubů, kde jsem narážel na pohyb šroubu, kyvného ramene a průchozího lanka. Možné řešení jsem viděl v použití kartáčů, které bych instaloval na pohybovou matici pro udržení pohybového šroubu bez nečistot.

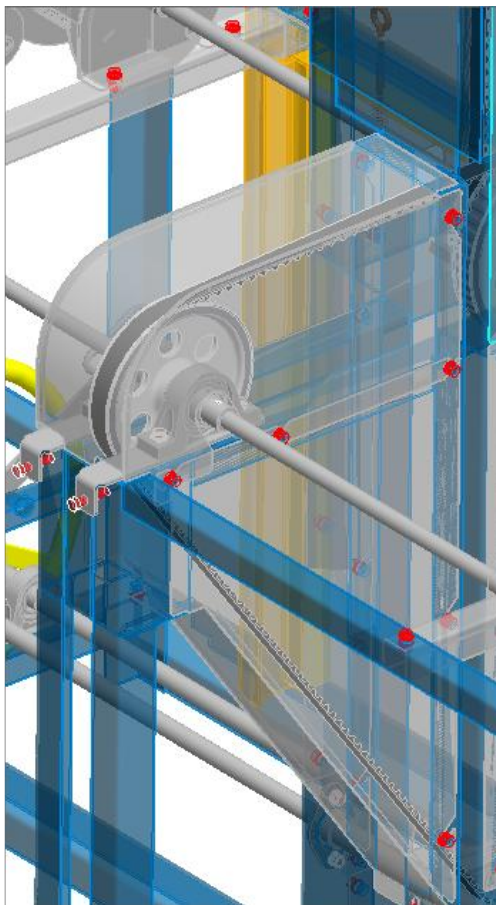
5.4.1 Kryty středového sloupku

Nejprve uzavřeme středovou konstrukci s řemenovými převody, přičemž jako první se soustředíme na vrchol středového sloupku, kde se nachází velké řemenové kolo na hřídeli od trianglu. Zde se jeví jako nutné zabezpečit průchodnost pojezdové dráhy, aby nedocházelo ke kolizím. Jelikož nad zakrytovanou řemenicí musí projít poslední pojezd, který je oproti běžným snížený, kryt je navržen s rezervou pro jeho průchod. (viz. obrázek níže).



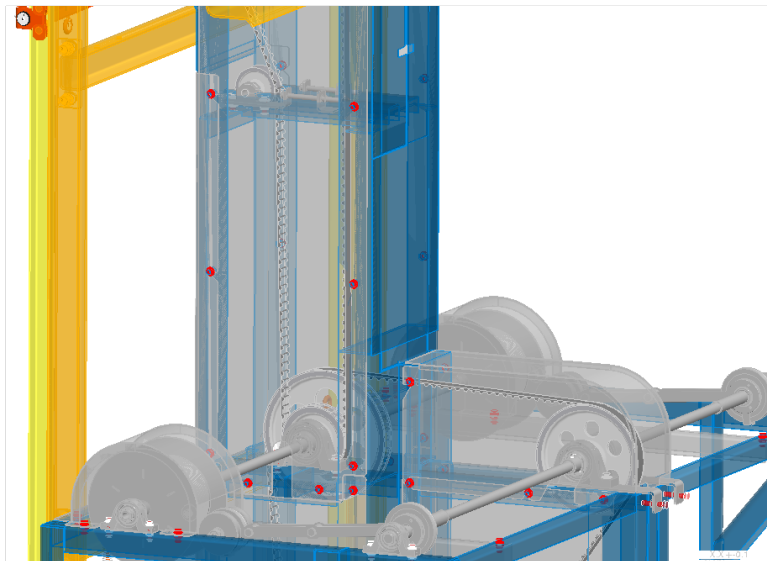
Obrázek 58. Kryt řemenice trianglu

Horní polovina zadní strany sloupku je trvale uzavřena navařením plechů, jelikož přístup z této strany je omezený a víceméně zbytečný. Spodní polovina je ponechána otevřená vzhledem k průchozímu řemenu. Kryty řemenice_3 převodu_2 jsou z hlediska montáže rozděleny na horní a spodní část.



Obrázek 59. Kryty řemenice_3 převodu_2

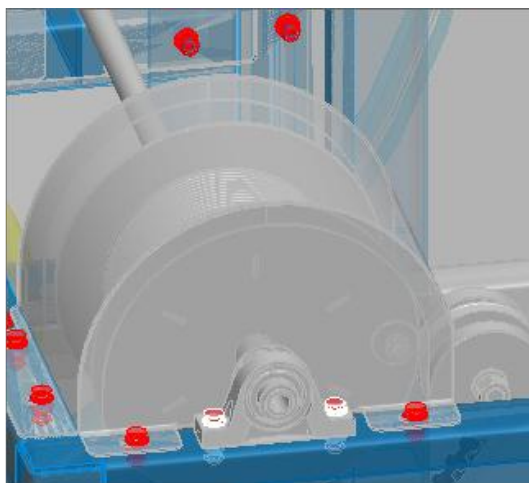
Dále jsem pokračoval tvorbou krytů bočních stran, kde byly ponechány otvory pro průchod hřídelí.



Obrázek 60. Kryty mechanismu

Většina krytů je zamýšlena s otvory pro přišroubování k návarkům na nosné konstrukci. Na předním krycím plechu se jeví jako vhodné vyvarovat se veškerých šroubových spojů. Jelikož zde prochází plachta, je pravděpodobné, že by docházelo k zachytávání za matice. Z toho důvodu je plech přetažen do stran, zahnut do boku a uchycen za šrouby bočních krytů. Na obrázku jsou červeně znázorněny matice s podložkami sloužící k přichycení plechů.

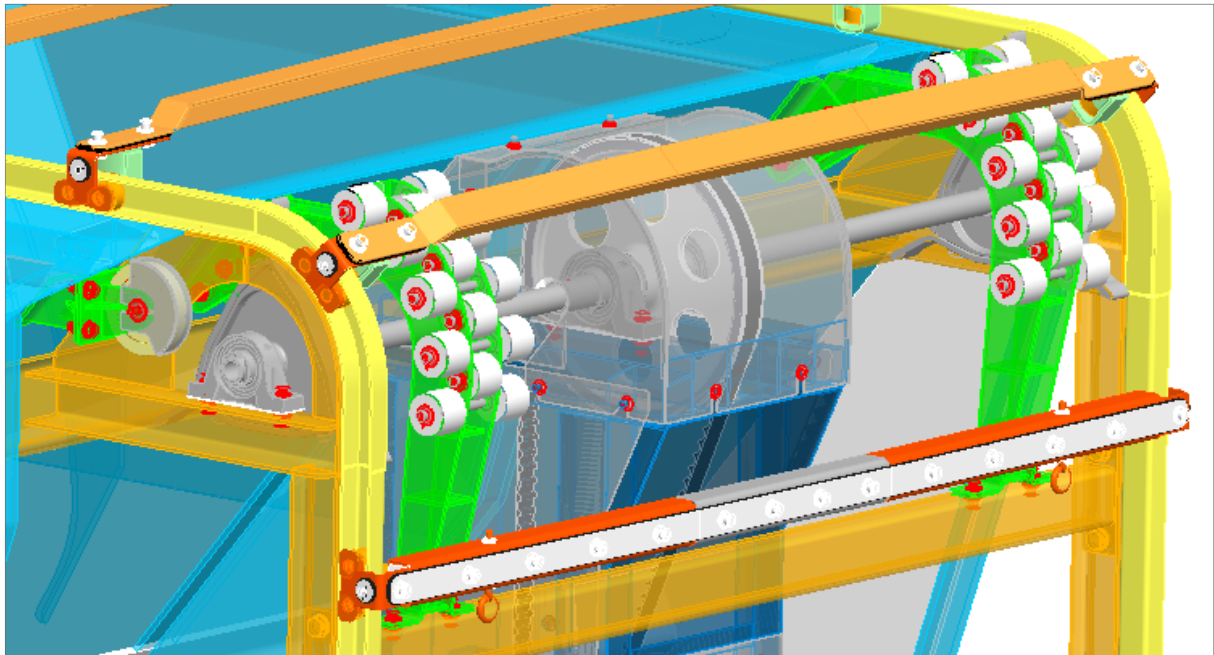
Závěrem stručný popis zakrytování navijáků. To je provedeno jen z horní strany, jelikož ze spodní vstupuje do navijáku tažné lanko.



Obrázek 61. Kryt navijáku

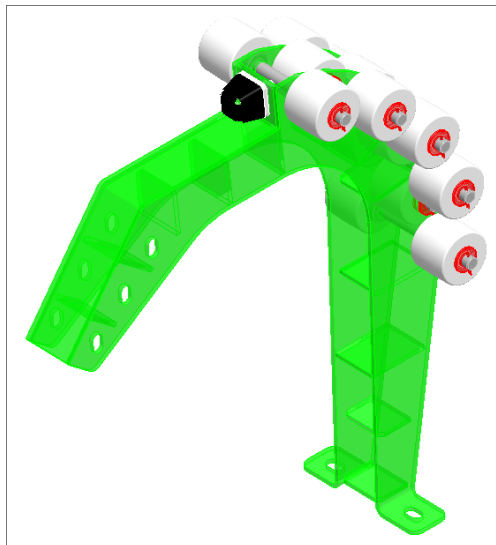
5.5 Vymezení plachty v oblouku

Jak již bylo zmíněno na začátku této práce, při svém průchodu obloukem plachta neopisuje vytvořený oblouk. Z toho plyne problém, jelikož dochází ke změně rychlosti posunovaných pažení a zároveň se plachta dostává do míst, kde by se nacházet neměla. Proto, abychom minimalizovali tento nežádoucí jev, byla navržena konzola s plastovými rolnami. Ty pak vymezují prostor, kam se plachta může dostat a určují její dráhu při průchodu obloukem.



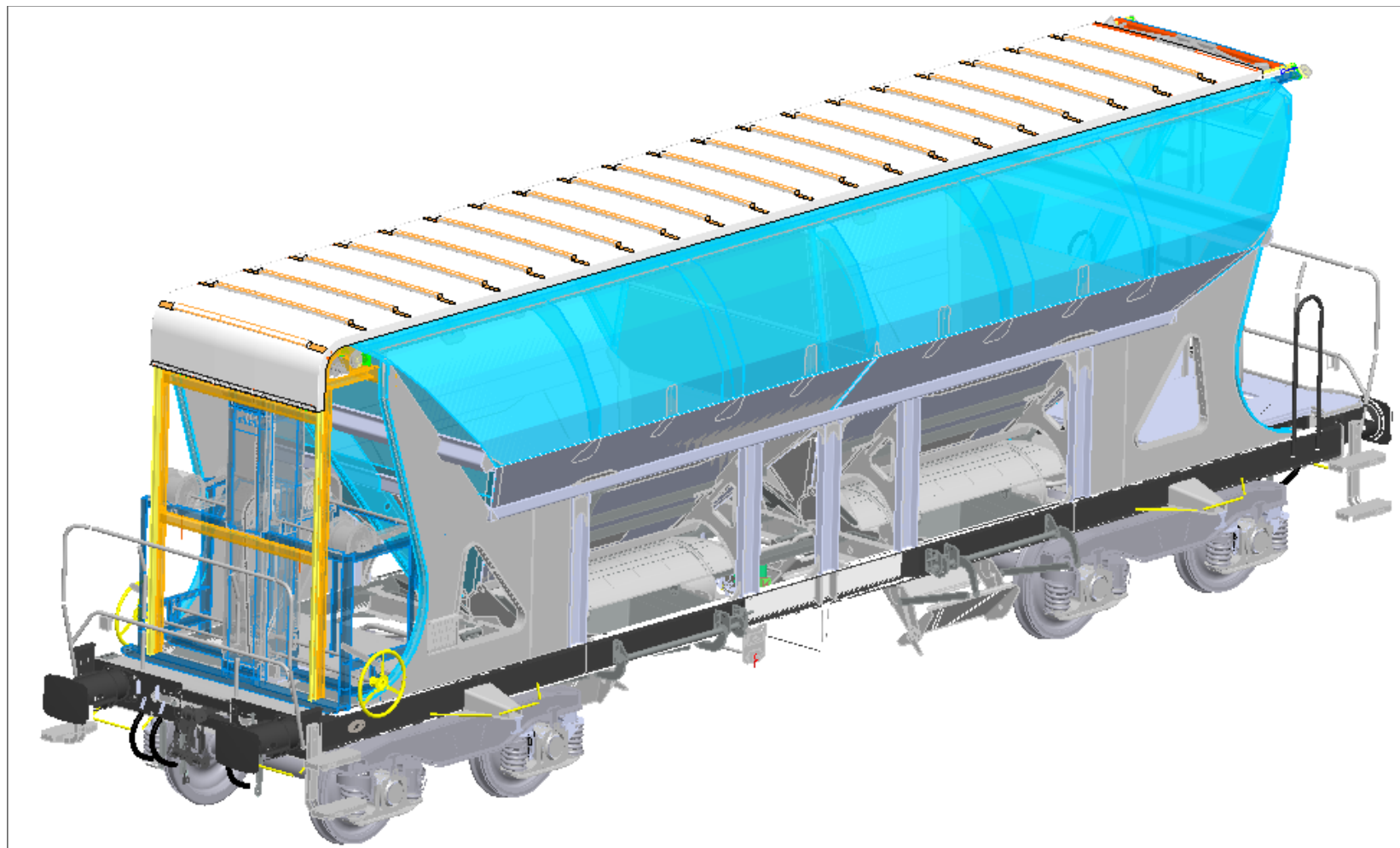
Obrázek 62. Konzola s plastovými rolnami pro vymezení průchodu plachty obloukem pojezdové dráhy

Kromě této funkce je také na konzole umístěn pryžový doraz pro první pojezd, který slouží pro ukončení shrnování plachty ze střechy.



Obrázek 63. Konzola s plastovými rolnami a pryžovým dorazem

5.6 Výsledné vzezření vozu



Obrázek 64. Výsledná podoba navržené střechy (bez zobrazení ovládání vysýpání)

6 Hmotnostní rozbor konstrukčního řešení

Označení dílu	Hmotnost jednoho kusu a počet měněných kusů	Hmotnost všech kusů	Hmotnost jednoho upraveného kusu	Hmotnost všech upravených kusů
30622675_4_1_3	19,479kg*2	38,958	19,499	38,998
30622675_4_10_2	21,687kg*2	43,374	21,45	42,9
30622675_4_15	89,394kg*2	178,788	84,495	168,99
30622675_4_29	4,585kg*2	9,17	4,603	9,206
30622675_4_47_3	19,479kg*2	38,958	19,499	38,998
40622675_4_10_1	56,444kg*1	56,444	54,855	54,855
40622675_4_10_5	5,252kg*2	10,51	5,075	10,15
40622675_4_11	14,735kg*2	29,47	12,246	24,492
40622675_4_16	10,399kg*2	20,798	12,008	24,016
40622675_4_17_1	154,272kg*2	308,544	149,28	298,56
40622675_4_17_2	135,616kg*2	271,232	130,883	261,766
40622675_4_17_3	135,616kg*2	271,232	130,883	261,766
40622675_4_2_1	56,134kg*1	56,134	54,855	54,855
40622675_4_23	3,767kg*2	7,534	3,868	7,736
40622675_4_24	5,872kg*1	5,872	5,843	5,843
40622675_4_26	11,895kg*8	95,16	13,749	109,992
40622675_4_27	0,478kg*10	4,78	0,434	4,34
40622675_4_28	7,743kg*2	15,486	7,29	14,58
40622675_4_33	0,756kg*2	1,53	0,615	1,23
40622675_4_41	63,706kg*1	63,706	63,61	63,61
40622675_4_42	0,756kg*2	1,512	0,615	1,23
40622675_4_9_1	202,895kg*2	405,79	191,68	383,36
PL_40X8-310	0,777kg*18	13,986		
30622664_9_2	6,56 kg *2	13,12		
30622664_9_3_1	38,268kg*1	38,268		
30622664_9_3_3	3,256 kg*1	3,256		
30622664_9_3_POZ4	0,301kg*2	0,602		
30622664_9_3_POZ5	0,029kg*2	0,058		
30622664_9_3_POZ6	0,037kg*2	0,074		

30622675_11_1_5	2,757kg*5	13,785		
30622675_11_1_6	2,757kg*2	5,514		
40622664_9_10	2,966 kg *1	2,966		
40622664_9_11	1,617 kg *2	3,234		
40622664_9_12	0,794 kg*2	1,588		
40622664_9_13	2,929 kg *1	2,929		
40622664_9_3_2	3,303 kg*1	3,303		
40622675_11_1_1	2,131kg*2	4,262		
40622675_11_1_2	1,146kg*4	4,584		
40622675_11_1_3	8,168kg*4	32,672		
40622675_4_46	0,193kg*4	0,772		
40622675_4_48	0,649kg*2	1,298		
40622675_4_49	0,649kg*2	1,298		
	Celkem [kg]	2082,551		1881,473

V tabulce jsou vypsány upravované díly původní sestavy. Modře jsou zvýrazněny ty, které jsme byly převzaty nebo jen mírně poupraveny. Červené jsou ze sestavy zcela vymazány. Díly ze sestavy 40622675_11 (žebřík) sice byly též vymazány, ale zároveň k nim bylo nutno navrhnout obdobné vlastní, které jsou součástí sestavy střechy.

Celková hmotnost instalované střechy na voze byla určena s pomocí programu Pro/Engineer. Instalace střechy zvýší hmotnost vozu o 1110 kg. Úpravou původní střechy je hmotnost naopak snížena přibližně o 200kg. Výsledná změna hmotnosti prázdného vozu je z původních 21000kg na 21910kg, tedy instalace střechy zdvihá hmotnost vozu přibližně o jednu tunu.

7 Závěr

Hlavním cílem práce bylo navrhnout shrnovací střechu pro nákladní železniční vůz Facens 48m³, přičemž zadavatelem diplomové práce byly specifikovány další požadavky a omezení. Jedním z hlavních z těchto požadavků byla snadná ovladatelnost mechanismu taková, aby síla, kterou musí působit obsluha na ovládací kolo, nepřesáhla 250N. Z uvažovaných zatěžovacích stavů bylo určeno předpokládané zatížení mechanismu, z něhož pak vzešel návrh. Pro natahování střechy v podélném směru byl zvolen přenos sil přes ocelová lanka, která jsou navijena na navijáky. Stahování střechy je pak řešeno pomocným mechanismem, který dále také slouží pro snadný průchod pojezdů obloukem pojezdové dráhy. Přenos sil od pomocného mechanismu je řešen pomocí řemenových převodů uzavřených do středového sloupku pro ochranu před povětrnostními vlivy. Vymezení průchodu plachty přes oblouk pojezdové dráhy zajišťuje držák pro plastové rolny. Závěrem byl doplněn žebřík, který se u původního provedení nacházel na obou stranách vozu. Na straně ovládacího mechanismu jsem byl nucen ho zrušit, jelikož by byl v případě stažené střechy zakryt a tedy k ničemu.

Po dokončení návrhu byl proveden hmotnostní rozbor navržených úprav střechy, z něhož byla určena celková změna hmotnosti vozu. Navržená střecha s pomocným mechanismem sama o sobě váží přes jednu tunu. Po započítání úprav horní části vozu je celkový rozdíl hmotností menší jak jedna tuna oproti původnímu stavu.

Nakonec byl vůz umístěn do průjezdného obrysu pro kontrolu dodržení potřebných rozměrů. Příložený výkres pak znázorňuje výsledný stav splnění požadavků na rozměry vozu.

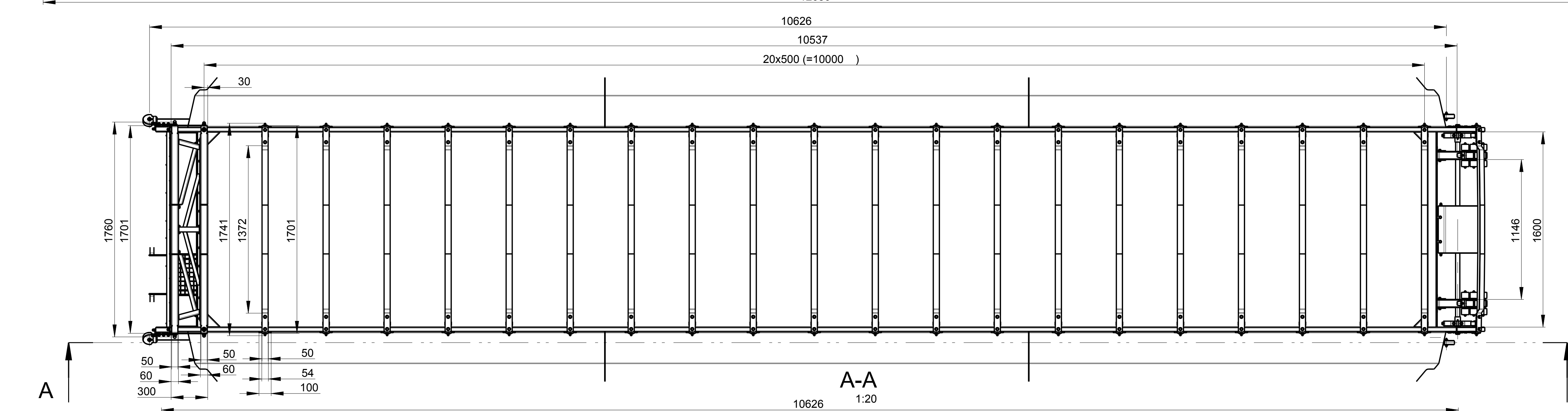
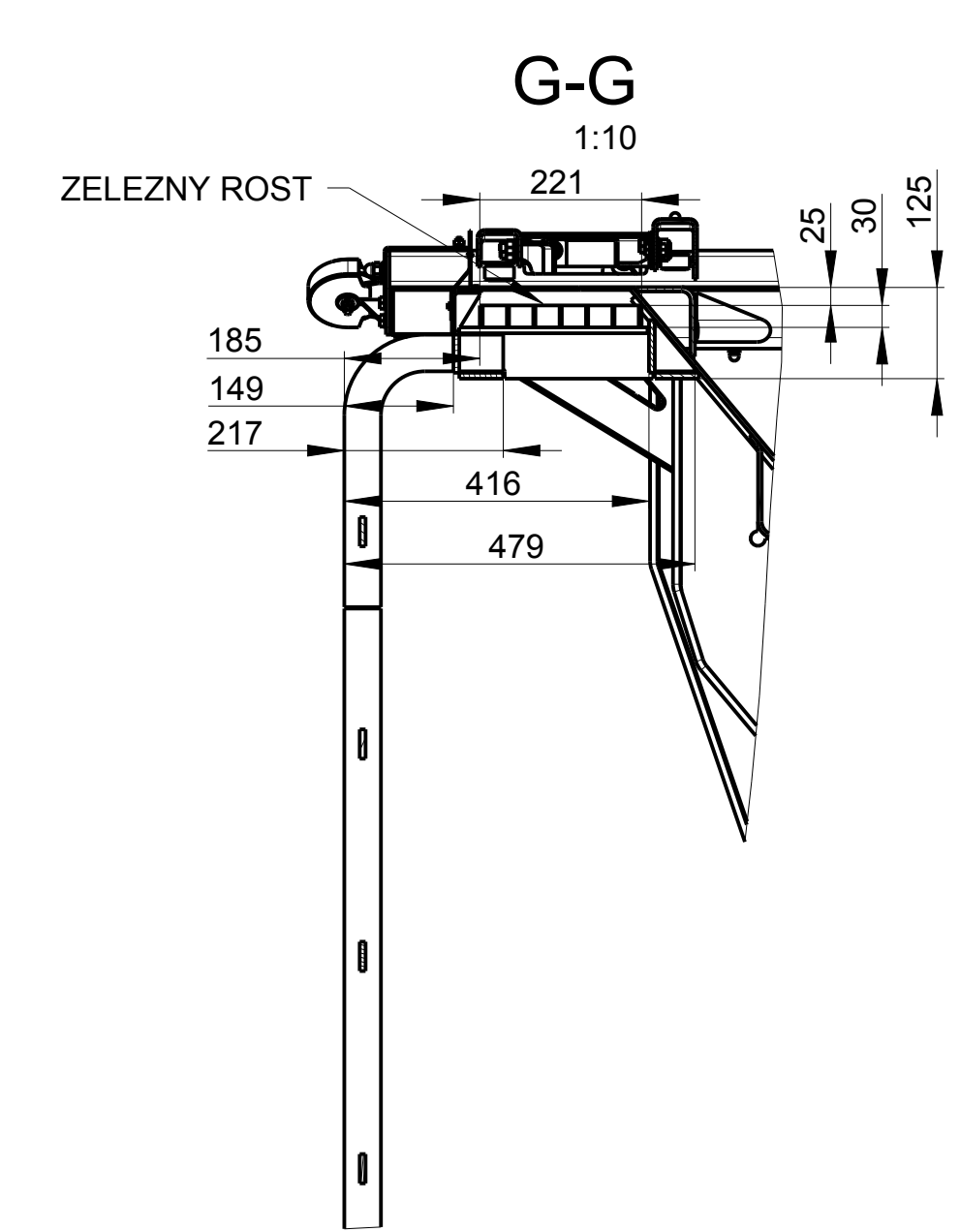
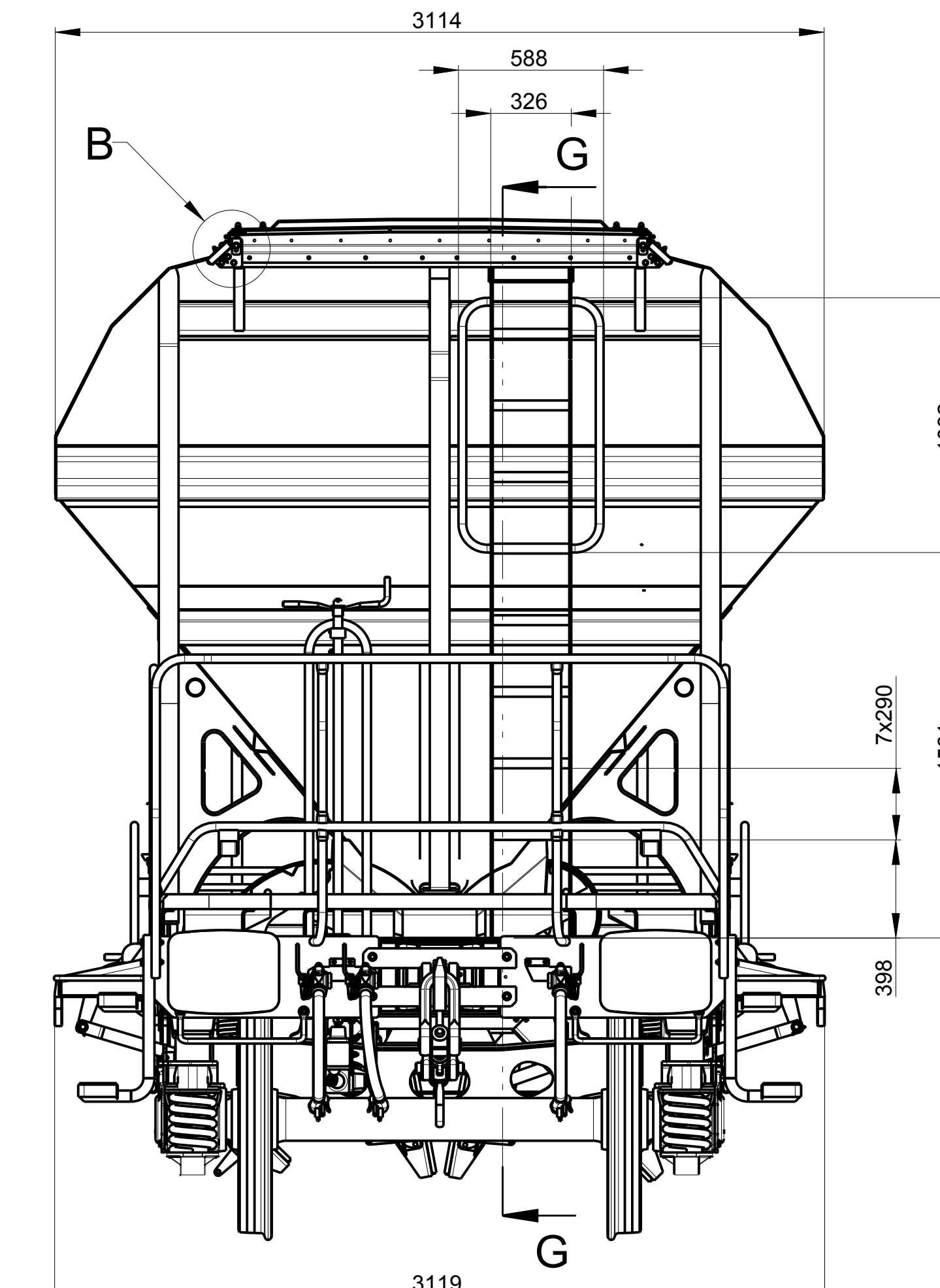
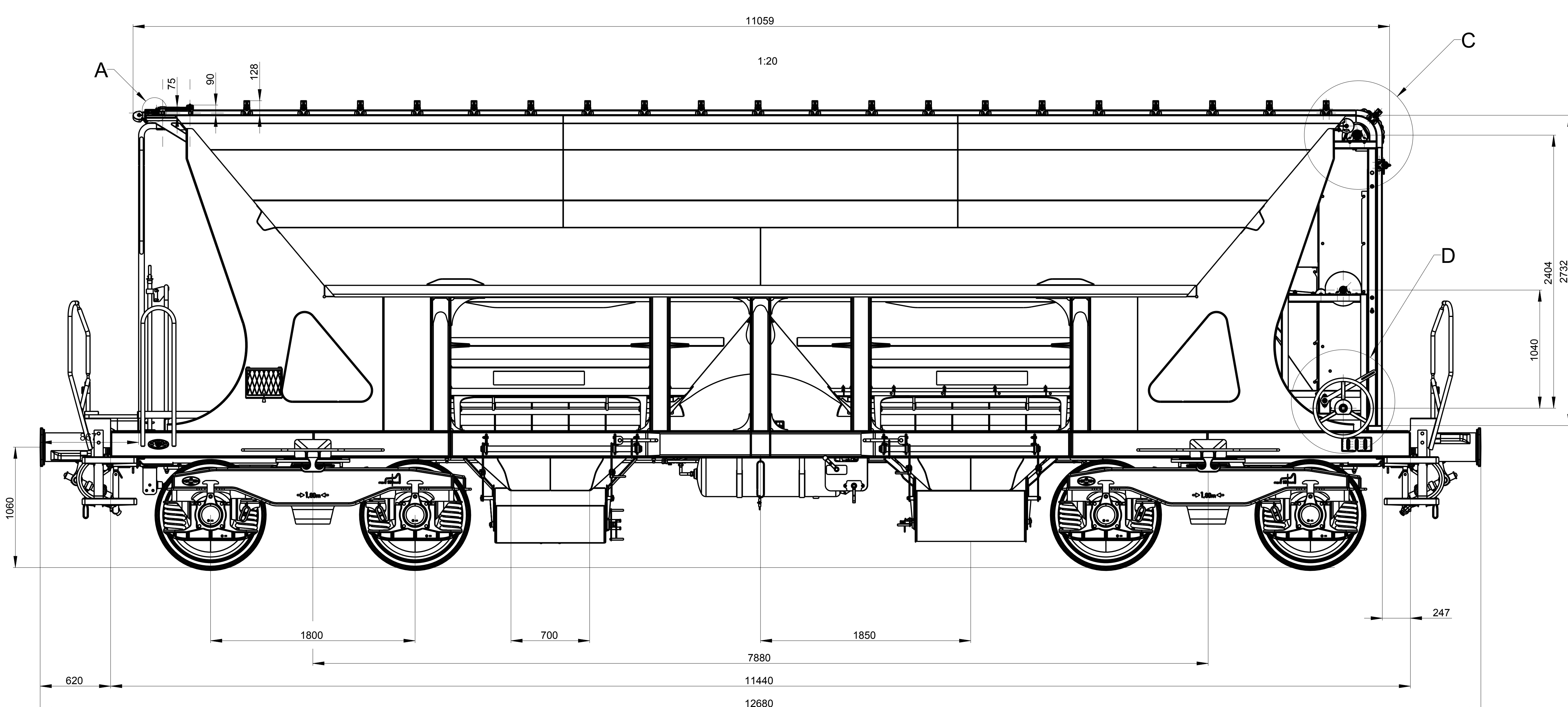
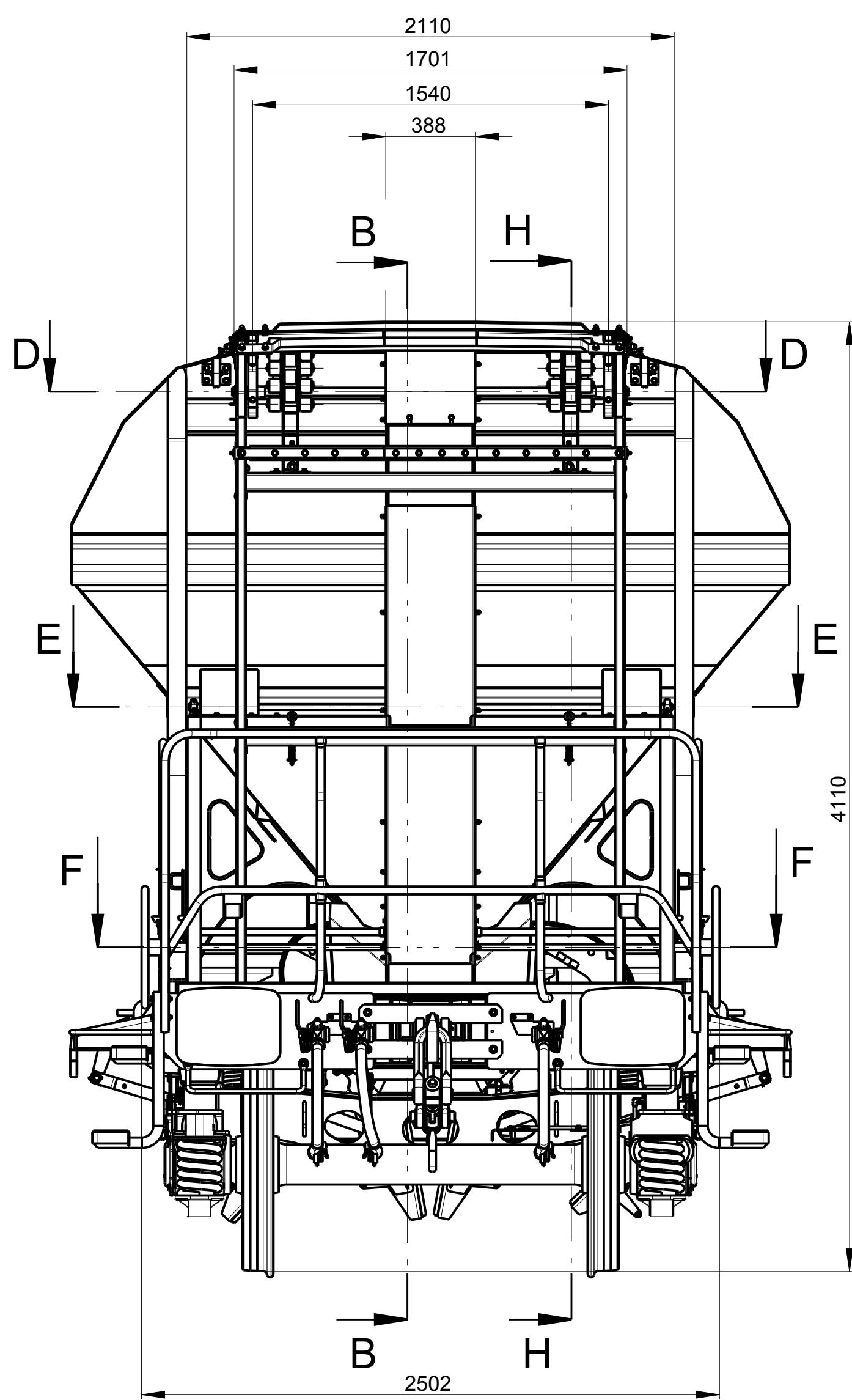
Tato práce nastínila možné řešení shrnovací střechy. Zabývá se způsobem ovládní pohybu střechy v podélném směru a rozebírá možnosti jejího provedení. Uvedené řešení je plně funkční, avšak nemusí být konečné, jelikož je zde stále prostor k vylepšením a změnám.

Seznam použité literatury

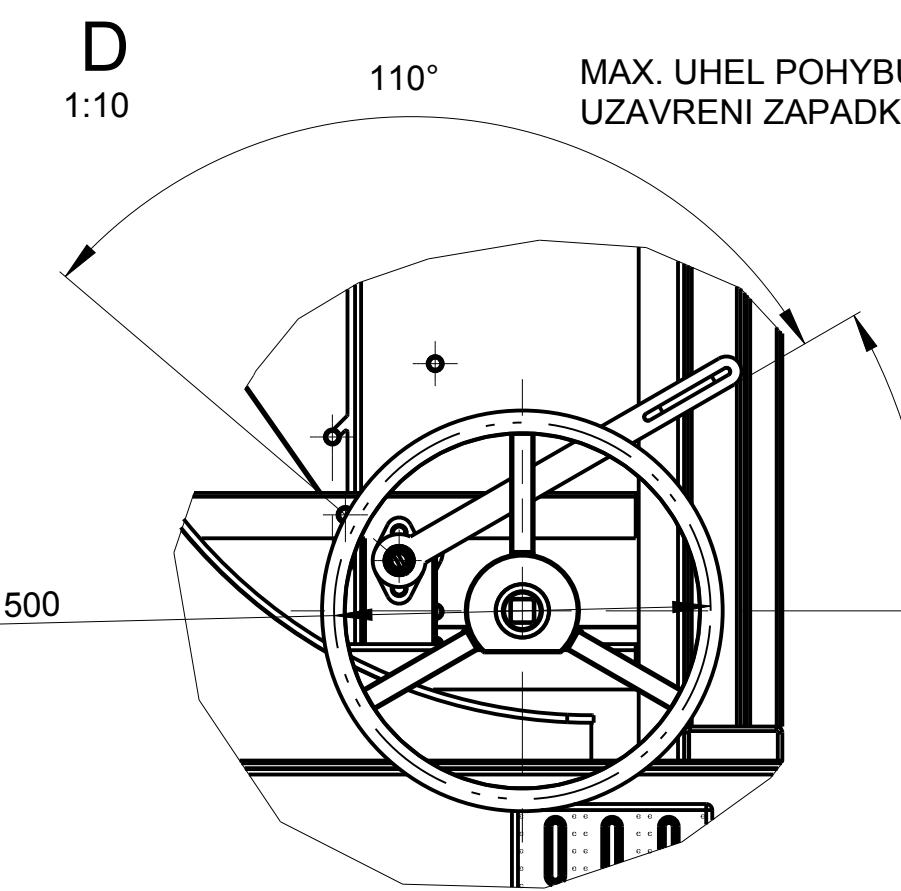
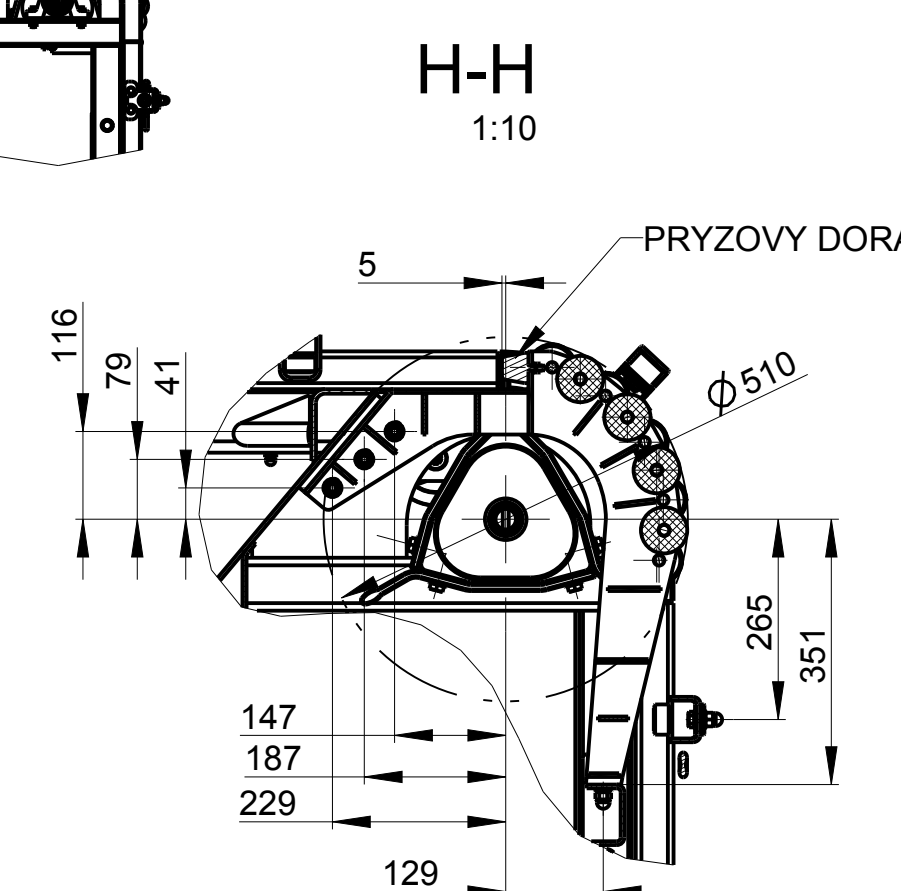
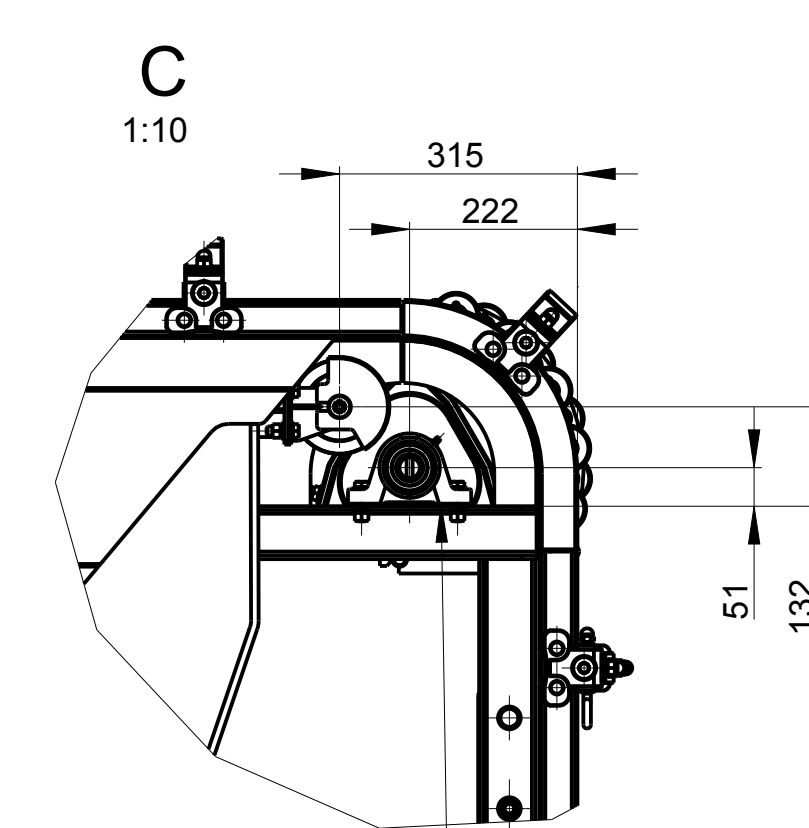
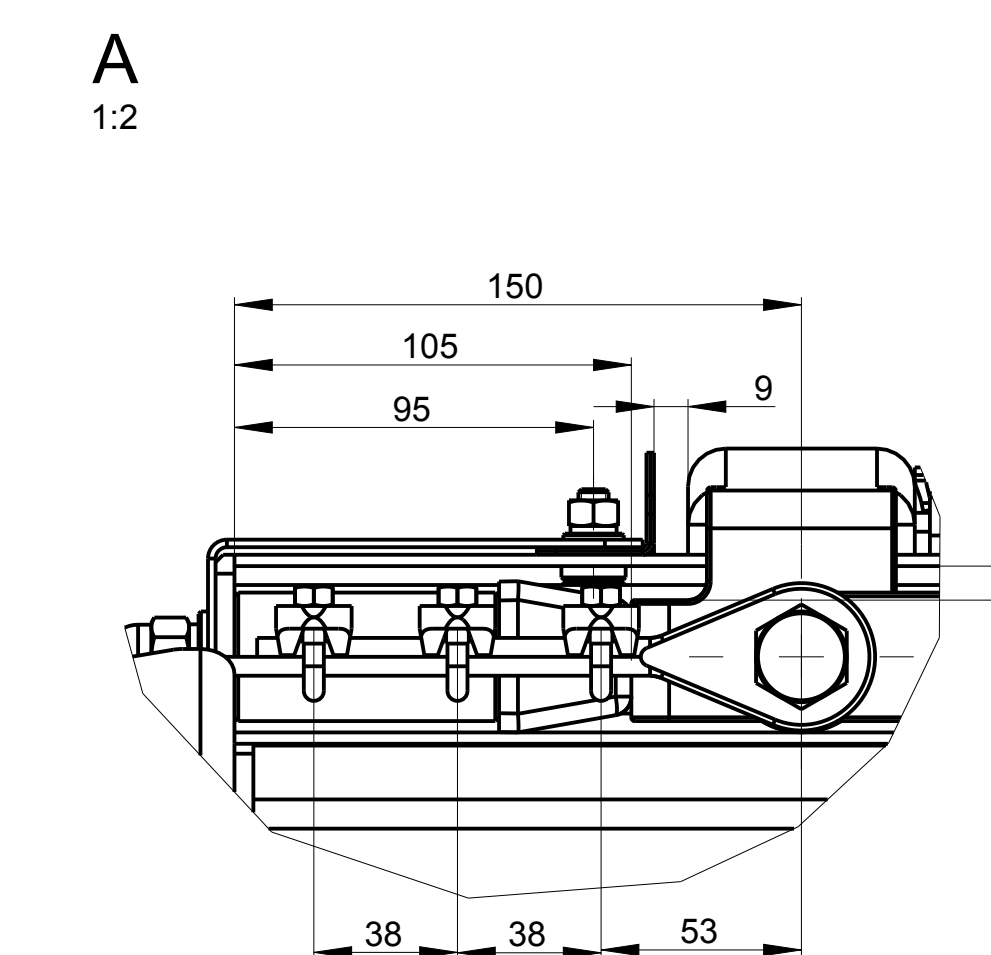
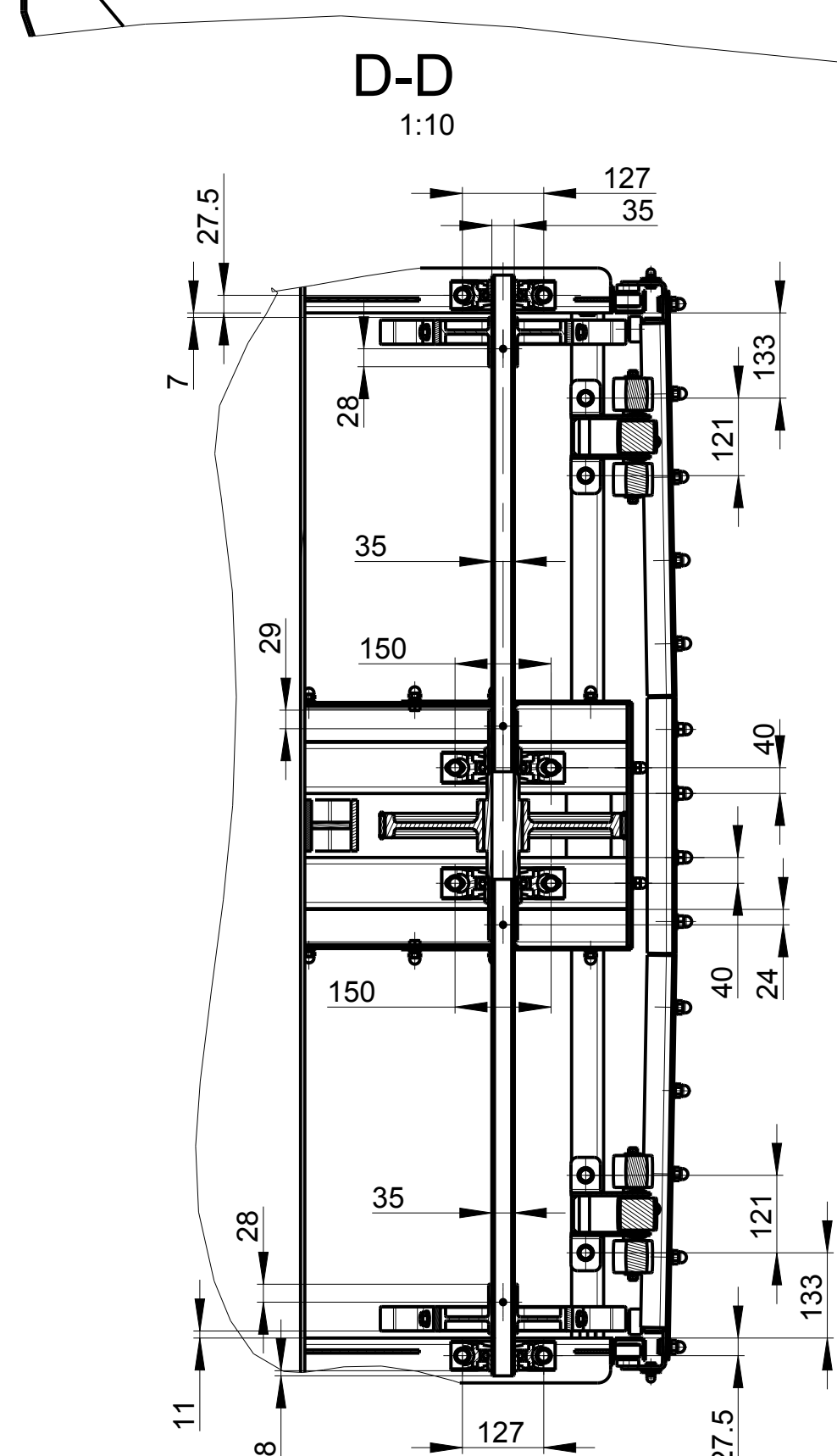
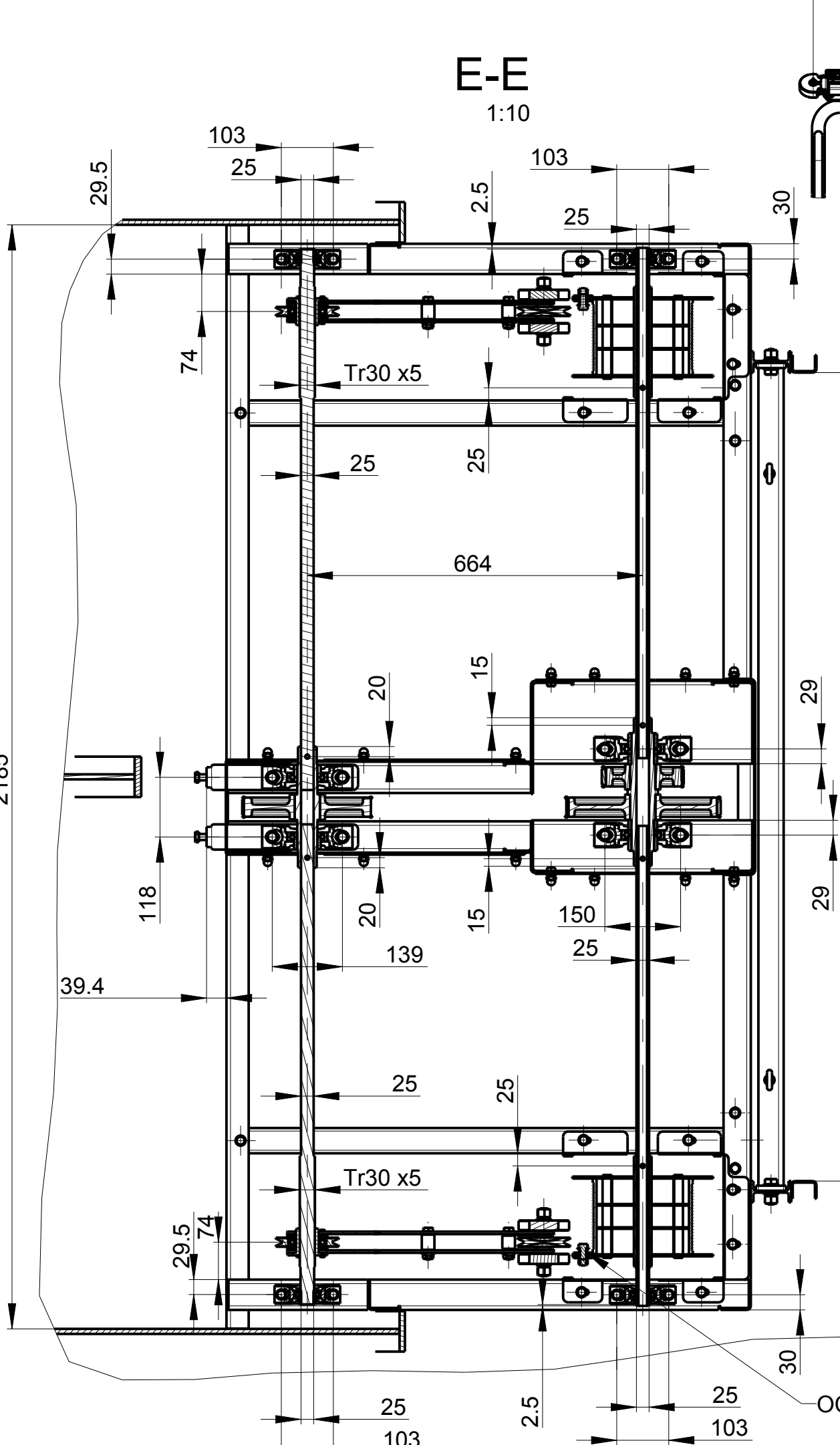
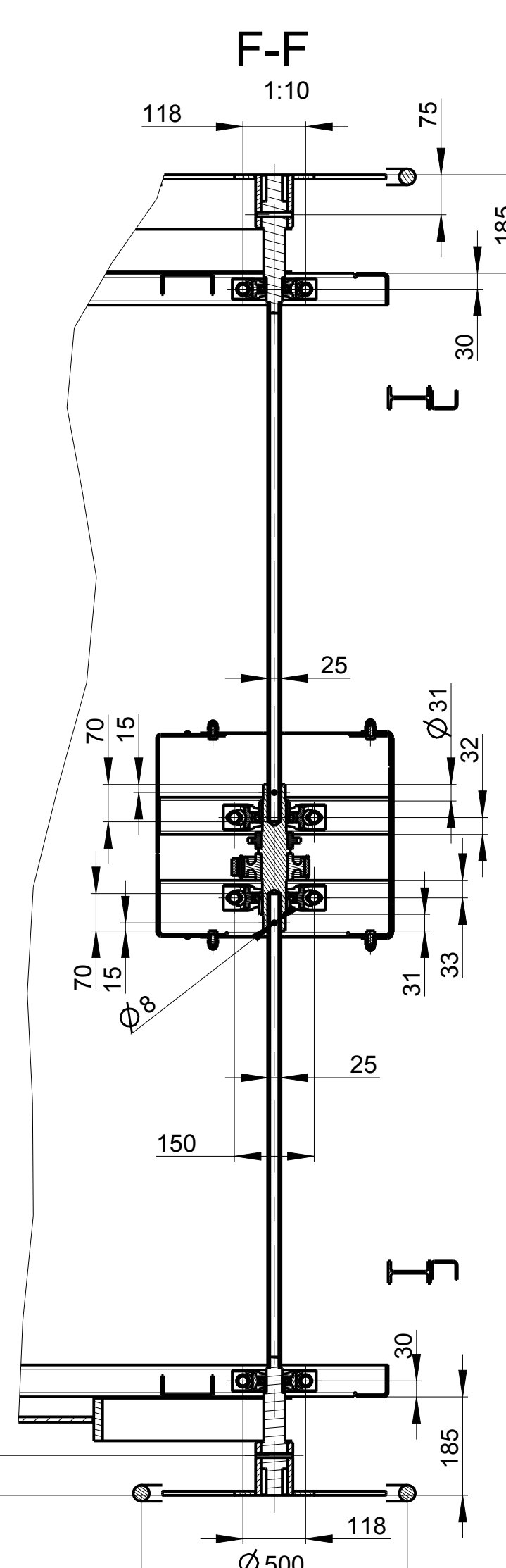
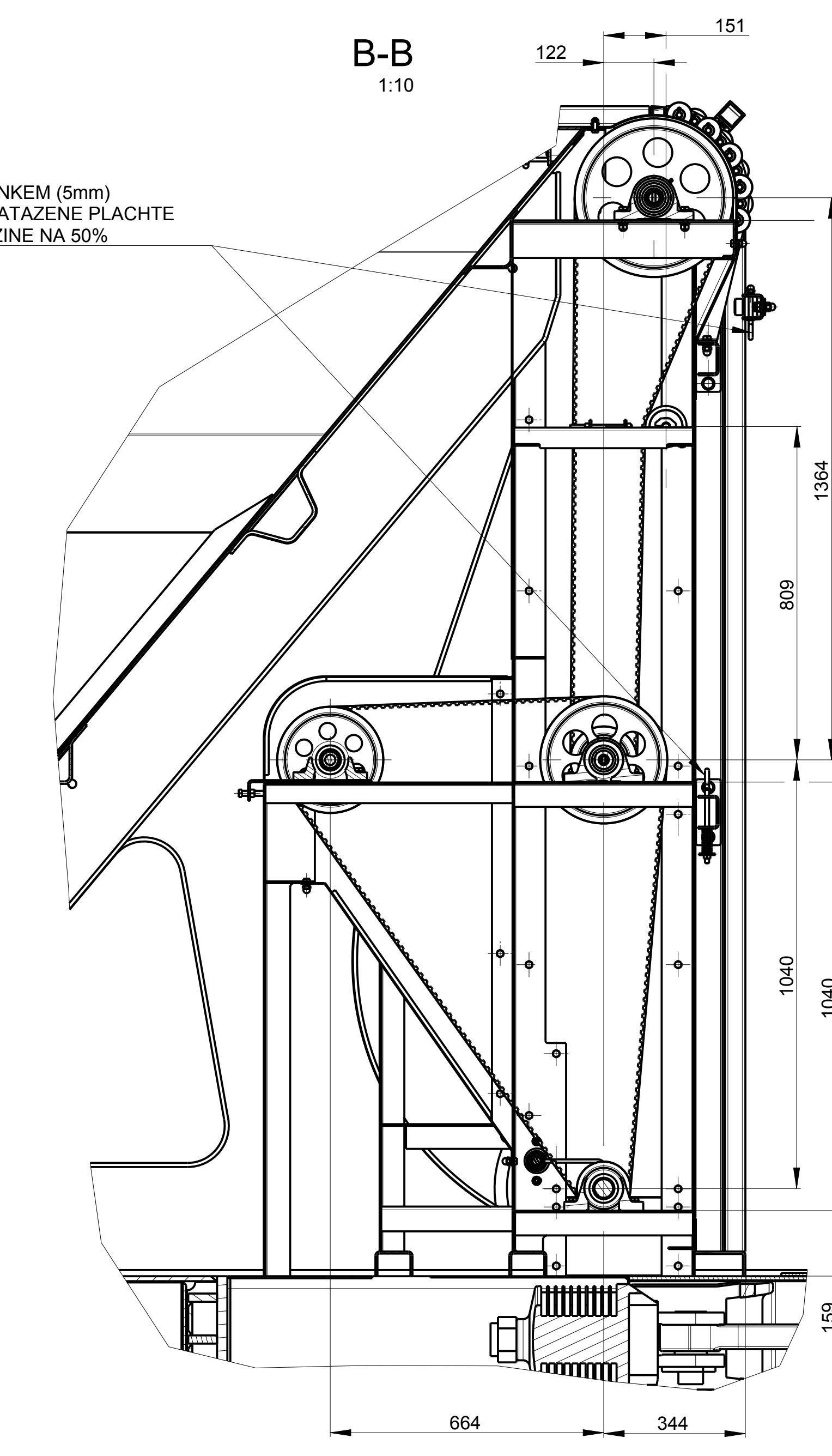
- [1] **DOSTÁL, J., HELLER, P.** Kolejová vozidla I. **Plzeň: ZČU, 2007. ISBN 978-80-7043-960-9**
- [2] **DOSTÁL, J., HELLER, P.** Kolejová vozidla II. **Plzeň: ZČU, 2009. ISBN 978-80-7043-641-7**

Seznam použitých internetových stránek

- [3] <http://www.fd.cvut.cz/projects/k613x1es/rz.html>
- [4] <http://www.snihnastrese.cz/normove-zatizeni-snehovych-oblasti/>
- [5] <http://nazelvo.bluefile.cz/articles/vozy-s-podlahou-tvaru-v/>
- [6] <http://pvoltr.sweb.cz/ouic01.htm>
- [7] http://cdcargo.cz/files/pruvodci/pru17_w.pdf
- [8] <http://www.legios.eu/>
- [9] <http://www.mehler-technologies.cz/>
- [10] <http://www.teatechnik.cz/pojezdove-rolny-detail/>
- [11] http://www.ntn-snr.com/industry/fr/en-en/index.cfm?page=/industry/home/supports_vente/brochures/paliers/paliers_auto_aligneurs



OKA PROPOJIT LANKEM (6mm) S OCNICEMI PRI NATAŽENE PLACHTE A STLACENE PRUZINE NA 50%



1. LANKA 5mm - NEJPRVE UPEVNIT NA NAVLAK, NAVINOUT MIN. 4 OTACKY, PAK PROTÁHNOUT SPODEM PRES NAPINAK NA HORU K OBRATOVE KLADCE, DALE SKRZ VUZ NA DRUHOU STRANU, OKOLO DRUHE OBRATOVE KLADKY A UPEVNIT NA OCNICI POMOCI LANOVYCH SVOREK. PRED UPEVNEMIM VYSPONOVAVAT
2. PLACHTA JE MONTAZI LANKA V NATAŽENE POLOZE
3. TRIANGL PŘI NATAHOVANI LANKA NASTAVIT DO POLOHY - NATAHOVANI PLACHTY (OPRIT O POJEZD).
4. PLASTOVE ROLNY PRO VYMEZENI POHYBU PLACHTY V OBLOUKU UPEVNIT PO PRETAZENI POSLEDNIHO POJEZDU DO SVISLE CASTI POJEZDOVE DRAHY.
5. POSLEDNI POJEZD PROPOJIT POMOCI LANKA S OCNICEMI PŘI OKA K VYPRUZENI DORAZU.

PODLOZKY PRO USAZENI DOMKY POUZIT DLE POTREBY

MAX. UHEL POHYBU - OTEVRENI - UZAVRENI ZAPADKY

Posl. Označ.	Název - rozměr	Pokřovár	Material	T.odb.	C. hmot.	H. hmot.	C. lso. výkřesu	Pos.
1	22 May-15	M.VYSROCL						
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								
9								
10								
11								
12								
13								
14								
15								
16								
17								
18								
19								
20								
21								
22								
23								
24								

ZAPADOCESKA UNIVERZITA v Plzni

20022075

20022075

1:50

NAVHR SHRNOVACI STRECHY

DP-1

0

