

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R016/20 Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Dvounápravové regionální kolejové vozidlo pro vedlejší tratě s pohonem spalovacím motorem - Návrh koncepce hnacího agregátu

Autor: **Martin Zeman**
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr HELLER, CSc.**

Akademický rok: 2018/2019

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

Jméno a příjmení: **Martin ZEMAN**

Osobní číslo: **S16B0179P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**

Název tématu: **Dvounápravové regionální kolejové vozidlo pro vedlejší tratě s pohonem spalovacím motorem - Návrh koncepce hnacího agregátu.**

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:

Studie dvounápravového regionálního vozidla. Posouzení principu pohonu dvojkolí přenos elektrický, nebo hydrostatický. Zpracovat zvolenou koncepci podrobněji. Výrobní výkres vybrané části. Ekonomické posouzení.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod
2. Posouzení principu a výběr pohonu dvojkolí. Podrobnější zpracování zvolené koncepce.
3. Studie dvounápravového kolejového vozidla
4. Výrobní výkres
5. Závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:


HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla II.* Plzeň: Západočeská univerzita, 2009

POHL, R., NOVOTNÝ, C., HEJZLAR, L. *Železniční vozidla: dopravní prostředky.* Praha: Computer Press, 2003

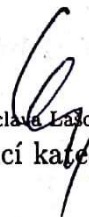
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




Doc. Ing. Václav Lajbůšek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2018

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:
podpis autora

.....

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za trpělivost, cenné profesionální rady, připomínky a metodické vedení práce.

Dále chci poděkovat společnosti POCLAIN HYDRAULICS, s.r.o. za poskytnutí potřebných informací o svých produktech.

V neposlední řadě děkuji Heleně Zemanové a Šárce Šimonové za pomoc při formální úpravě textu.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Zeman	Jméno Martin		
STUDIJNÍ OBOR	„Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Heller, CSc.	Jméno Petr		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	BAKALÁŘSKÁ	DIPLÓMOVÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Dvounápravové regionální kolejové vozidlo pro vedlejší tratě s pohonem spalovacím motorem - Návrh koncepce hnacího agregátu			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	38	TEXTOVÁ ČÁST	29	GRAFICKÁ ČÁST	9
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX. 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Práce je zaměřena na návrh vhodné koncepce pohonu nízkopodlažního regionálního vozidla s motorem uloženým v horní části skříně. Tato koncepce je dále podrobněji zpracována včetně ekonomického zhodnocení, skici vozidla a výrobního výkresu rámu uložení motoru.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA (ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE)</p>	<p style="text-align: center;">Kolejové, vozidlo, pohon, trakce, hydrostatika, hydrogenerátor, hydromotor, regulace</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Zeman	Name Martin
FIELD OF STUDY	“Design of Manufacturing Machines and Equipment“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) doc. Ing. Heller, CSc.	Name Petr
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	BACHELOR	DIPLOMA Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Two-axle regional railway vehicle for side railway with combustion engine drive – Design of drivetrain conception	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (*A4 and eq. A4*)

TOTALLY	38	TEXT PART	29	GRAPHICAL PART	9
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The aim of this thesis is the design of a drivetrain conception which drives two-axle regional low-floor railway vehicle for side railway. There are engine frame drawings and an economic evaluation too.
KEY WORDS	Drivetrain, design, vehicle, hydrostatic, low-floor, railway

Obsah:

1. ÚVOD	4
2. POSOUZENÍ PŘENOSU VÝKONU NA DVOJKOLÍ	5
2.1 POŽADAVKY NA PŘENOS VÝKONU	5
2.1.1 <i>Trakční charakteristika</i>	5
2.1.2 <i>Omezení trakční charakteristiky</i>	5
2.2 TYPY PŘENOSU VÝKONU	6
2.2.1 <i>Mechanický přenos</i>	6
2.2.2 <i>Hydraulický přenos</i>	8
2.2.2.1 <i>Hydrodynamický přenos</i>	8
2.2.2.2 <i>Hydrostatický přenos</i>	9
2.2.3 <i>Elektrický přenos výkonu</i>	10
2.3 VÝBĚR ZVOLENÉ KONCEPCE	11
3. PODROBNĚJŠÍ ROZPRACOVÁNÍ ZVOLENÉ KONCEPCE	12
3.1 NÁVRH HYDROSTATICKEHO PŘENOSU	12
3.2 KONTROLNÍ VÝPOČET SKUTEČNÉ TAŽNÉ SÍLY	16
4. SKICA NAVRHOVANÉHO VOZIDLA	17
5. VÝROBNÍ VÝKRES ZVOLENÉ SOUČÁSTI	18
6. PEVNOSTNÍ ANALÝZA	21
7. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ NÁVRHU	24
8. ZÁVĚR	25
9. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	26
10. SEZNAM TABULEK	27
11. SEZNAM OBRÁZKŮ	28
12. SEZNAM PŘÍLOH	29

Seznam použitých zkratk a jednotek:

V	výkon
kW	kilowatt
F.....	tažná síla
N	newton
konst.	konstanta
v	rychlost vozidla
km/h	kilometry za hodinu
F _a	adhezní síla
G _a	tíhová síla
μ _a	součinitel adheze
ε _a	součinitel využití adheze
P _{max}	výkon pohonné jednotky
V _{max}	maximální rychlost jednotky
O _{max}	vozidlový odpor
AC	střídavý proud
DC	stejnoseměrný proud
MJ.....	megajoule
F _o	tažná síla na obvodu kola
D	průměr kola
m.....	metr
M _{kn}	kroučící moment na nápravě
Nm.....	newtonmetr
n _{max}	maximální oky
M _{km}	kroučící moment hydromotoru
V _m	průtok hydromotorem za otáčku
cm ³ /ot.	centimetr krychlový za otáčku
Q _m	maximální průtok hydromotorem za minutu
l/min	litr za minutu
Q _{2m}	maximální průtok dvěma hydromotory za minutu

Q_g průtok hydrogenerátorem za minutu
 V_g průtok hydrogenerátorem za otáčku
 p_{max} maximální tlak
 $n_{max\ gen}$ otáčky hydrogenerátoru při maximálním odběru
 M_g krouticí moment hydrogenerátoru
 Δp rozdíl tlaků v systému
 P_g příkon generátoru
 P_{DM} výkon dieslového motoru
 M_{gs} skutečný krouticí moment hydrogenerátoru
 $p_{max\ skut}$ maximální skutečně dosažený tlak v systému
 Δp_s skutečný rozdíl tlaků v systému
 M_{kns} skutečný krouticí moment na nápravě
 $M_{km\ (na\ 100\ bar)}$. krouticí moment hydromotoru na 100 bar tlaku
 M_{kns} skutečný krouticí moment na nápravě
 F_{os} skutečná tažná síla na obvodu kol
Kč korun českých
ks kus

1. Úvod

Ve své práci se budu zabývat posouzením pohonných koncepcí z hlediska vhodnosti využití k pohonu regionálního motorového vozu. Hlavním požadavkem je, aby vozidlo bylo nízkopodlažní s motorem uloženým v horní části skříně, proto je nutné vybrat koncepci, která toto netradiční řešení umožňuje. Dále bude zvolené řešení rozpracováno z hlediska návrhu hlavních komponent pro dosažení potřebných parametrů, jako jsou tažná síla a maximální rychlost. Součástí práce bude také skica navrhovaného vozu a výkresová dokumentace vybrané části. V závěru práce bude provedeno hrubé hodnocení návrhu z ekonomického hlediska.

2. Posouzení přenosu výkonu na dvojkolí

2.1 Požadavky na přenos výkonu

2.1.1 Trakční charakteristika

Tažná síla stroje v závislosti na rychlosti vozidla je vyjádřena trakční charakteristikou. Ideální je, pokud vozidlo využívá plný výkon v celém rozsahu konstrukční rychlosti. Tato skutečnost je vyjádřena následujícím vztahem:

$$V = F * v = konst.$$

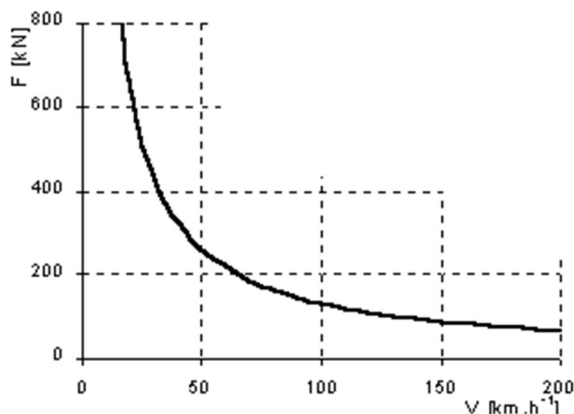
Kde:

V - výkon [kW]

F - tažná síla [N]

v - rychlost vozidla [km/h]

Graficky je vztah znázorněn rovnoosou hyperbolou.



Obrázek 1 - Trakční hyperbola při $V = 360 \text{ kW}$ [1]

Spalovací motor dosahuje potřebného krouticího momentu pouze v omezeném rozsahu otáček daném charakteristikou konkrétního motoru. Pro přiblížení ideální trakční charakteristice musí být krouticí moment při přenosu na dvojkolí regulován. Způsoby regulace budou uvedeny u jednotlivých typů přenosu.[1]

2.1.2 Omezení trakční charakteristiky

Skutečnou trakční charakteristiku omezuje hned několik vlivů daných konstrukcí kolejového vozidla. Jsou to:

1. **Adhezní síla (F_a)** – Aby byla při rozjezdu splněna statická podmínka valení, a tedy nedošlo k prokluzu kol, musí být tažná síla na obvodu kola v místě styku s kolejnicí (F_o) menší nežli síla adhezní, která je dána součinem tíhové síly, součinitele adheze a součinitelem využití adheze.

$$F_a = G_a * \mu_a * \varepsilon_a$$

Kde:

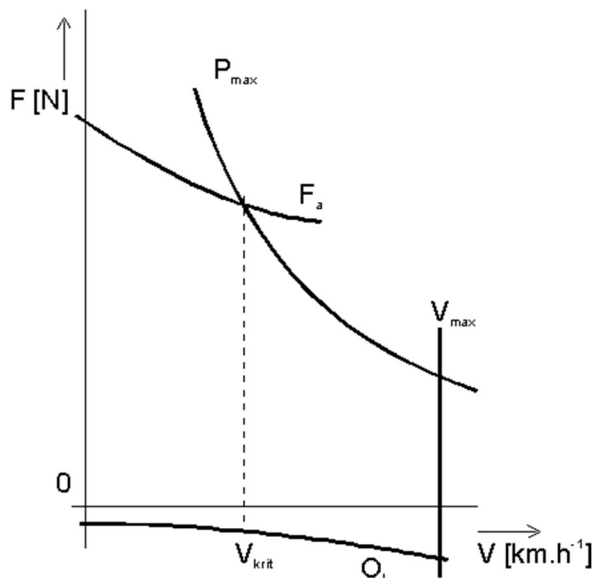
G_a - tíhová síla

μ_a - součinitel adheze

ε_a -součinitel využití adheze

2. **Výkon pohonné jednotky (P_{max})** – Od kritické rychlosti, kdy trakční síla protne trakční parabolou, je tažná síla omezoována pouze výkonem pohonné jednotky.
3. **Nejvyšší konstrukční rychlost (v_{max})** – Po dosažení nejvyšší konstrukční rychlosti je požadováno, aby byl výkon omezen.
4. **Vozidlový odpor (o_{max})** – Vozidlový odpor působí proti směru pohybu vozidla a je tvořen odporem vzduchu, valivým odporem dvojkolí a třecím odporem v ložiskách.

[2]



Obrázek 2 - Obecný tvar trakční charakteristiky a její omezení [1]

Shrnutí požadavků na přenosová zařízení:

1. Umožnit regulaci rychlosti od v_0 do v_{max}
2. Krouticí moment spalovacího motoru převést na výkon odpovídající trakční charakteristice
3. Zamezení přenosu rázů od podvozku na motor
4. Umožnit jízdu vzad
7. Pohodlná obsluha z kabiny strojvedoucího
8. Minimalizace ztrát výkonu

2.2 Typy přenosu výkonu

2.2.1 Mechanický přenos

Mechanického přenosu bývalo využíváno zejména u motorových vozů s nižšími výkony. Krouticí moment je z motoru přenášen přes kotoučovou (případně lamelovou) třecí spojku a soustavou hřídelů a spoluzabírajících kol. Soustavy ozubených kol tvoří hlavní převodovku pro řazení jednotlivých převodových stupňů, což umožňuje regulaci krouticího momentu v závislosti na otáčkách. Druhá převodovka bývá zpravidla reverzační pro volbu směru jízdy vpřed a vzad. Pokud vůz disponuje vícero hnacími dvojkolými, bývá zařazena ještě rozvodovka s vývody na jednotlivé nápravy. Přímou na nápravě nalezneme ještě nápravovou převodovku.



Obrázek 3 - Základní schéma mechanického přenosu [3]

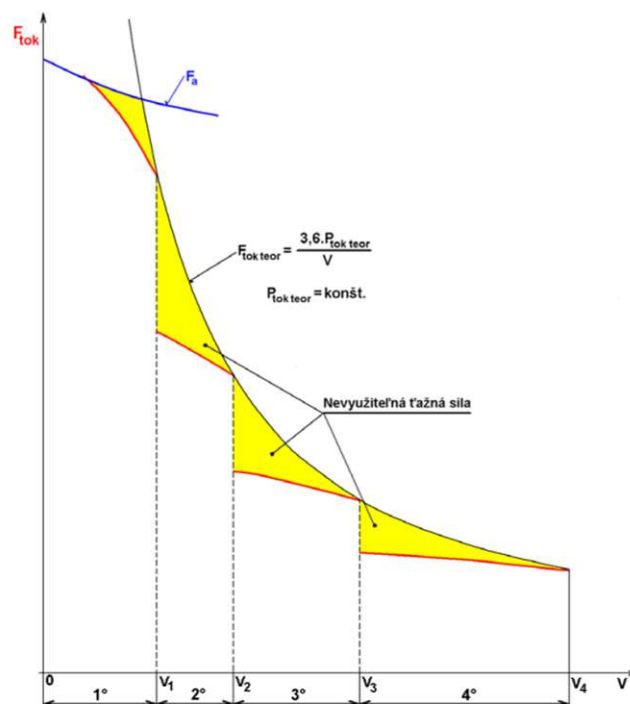
Výhodou této koncepce je poměrně vysoká mechanická účinnost. Té je dosahováno tím, že nedochází k převádění mechanické energie na jiné druhy. Pro naši koncepci s motorem uloženým v horní části skříně je největším problémem propojení jednotlivých částí hřídeli, proto byla tato koncepce zavrhnuta.

2.2.1.1 Výhody mechanického přenosu

Hlavní výhodou je jednoduchost konstrukce a především již zmíněná minimalizace ztrát v přenosu, které tvoří pouze tření v ložiscích, odpor tření ozubených kol v převodovkách a tření na soustavě hřídelů. Mechanická účinnost tedy dosahuje 91-95%.

2.2.1.2 Nevýhody mechanického přenosu

Hlavní nevýhodou je nemožnost využití plného výkonu spalovacího motoru, neboť otáčky



Obrázek 4 - Trakční charakteristika mechanického přenosu [3]

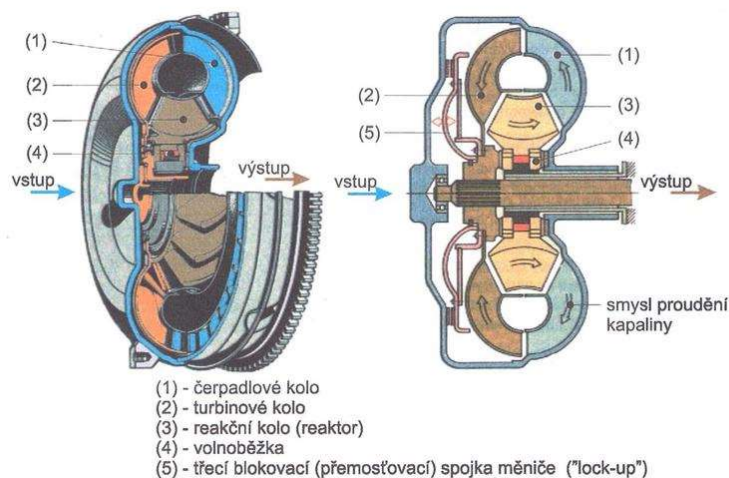
motoru se mění v závislosti na rychlosti pojezdu a zvoleném převodovém stupni, avšak maximální výkon je k dispozici v určitém otáčkovém rozmezí. Dalším problémem je skoková změna tažné síly při změně převodového stupně, což má za následek mimo jiné nižší komfort pro cestující. Posledním, ale zřejmě nejvíce zásadním problémem je omezení maximálního výkonu spalovacího motoru tak, aby ho třecí spojka dokázala přenést.

2.2.2 Hydraulický přenos

Podstatou hydraulického přenosu je využití kapaliny a její nestlačitelnosti, respektive kinetické energie. Dělí se na hydrodynamický a hydrostatický přenos.

2.2.2.1 Hydrodynamický přenos

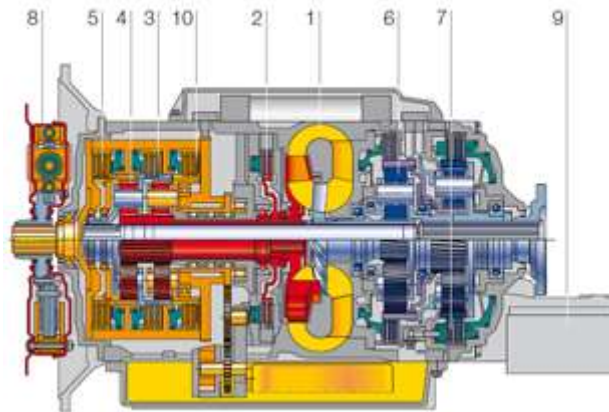
Jedná se o princip pracující na základě velkého množství proudící kapaliny o nízkém tlaku. Podmínkou je velmi těsné uspořádání čerpadla a turbíny. Hydrodynamická spojka je tvořena čerpadlovým kolem, které metá kapalinu na turbinové kolo. Hydrodynamický měnič je narozdíl od hydrodynamické spojky tvořen ještě dalším vloženým (reakčním) kolem, které usměrňuje proudění kapaliny na lopatky turbinového kola. To se působením kinetické energie roztáčí. [4][5]



Obrázek 5 - Popis hydraulického měniče [6]

Pro úpravu trakční charakteristiky bývá přenos realizován soustavou hydraulických měničů, případně měničů a spojek. Vlastní změna převodu je potom realizována vypuštěním, respektive napuštěním kapaliny do jiného hydraulického měniče. Sestavu měničů tohoto druhu nazýváme hydrodynamickou převodovkou.

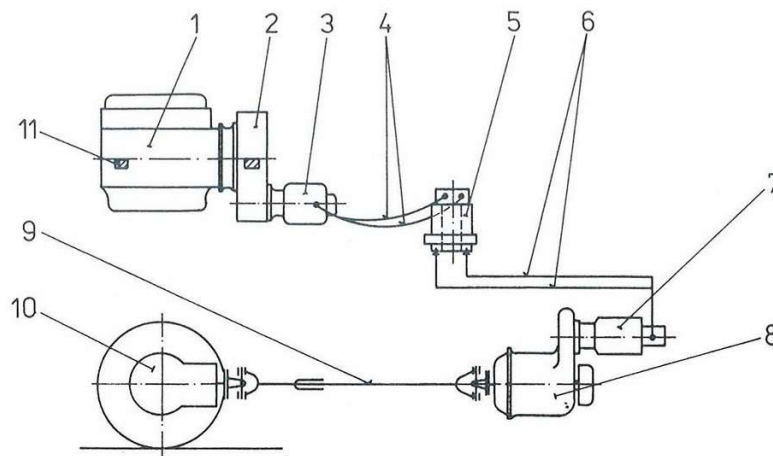
Kombinace jediného hydrodynamického měniče a mechanické převodovky se nazývá hydromechanický přenos. Ten je využit například u vozů řady 810 (i modernizované řady 814). Tento druh převodovky využívá pro rozjezd hydrodynamický měnič, který umožňuje vyšší krouticí moment. Po rozjezdu se již další stupně řadí mechanicky, takže nejsou omezeny účinností měniče. Příklady těchto převodovek jsou právě Praga 2 M 70 zmiňované řady 810 nebo převodovky Voith DIWA vozů 814. Oba typy byly původně navrženy pro autobusy, a proto se využívají pro lehké vozy. [7][8]



Obrázek 6 - Hydromechanická převodovka Voith DIWA, 1 hydrodynamický měnič, 2 blokování měniče, 3 spojka pro přímý chod (3. stupeň), 4 diferenciální převod, 5 spojka pro 1. a 2. převodový stupeň, 6 planetové převody, 7 planetový převod pro zpětný chod (u kolejových vozidel nevyužit), 8 tlumič torzních kmitů, 9 tepelný výměník, 10 spojka pro 4. převodový stupeň [9]

2.2.2.2 Hydrostatický přenos

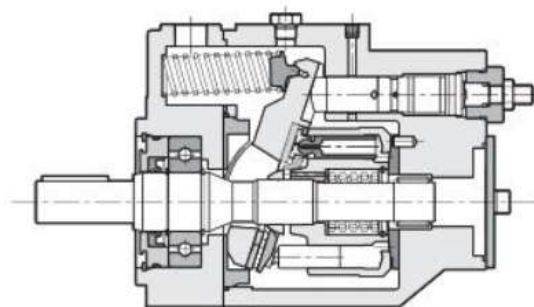
Hydrostatický přenos je způsob pracující na principu průtoku malého množství kapaliny o vysokém tlaku. Tlak na kapalinu je vyvíjen v hydrogenerátoru. Ten je připojen buď přímo ke spalovacímu motoru, nebo je vložena převodovka, která je obvykle jednostupňová. Tlak je vytvářen prostřednictvím pístů připevněných kloubu k šikmo uložené desce. Rotací desky, poháněné vstupním hřídelem od motoru, dochází ke zdvihu pístů. Zdvih pístů má za následek pumpování kapaliny, která je potrubím dopravena do hydromotoru analogické konstrukce. Tlak na písty hydromotoru roztáčí výstupní hřídel.



1 – hnací motor, 2 – náhonová skříň čerpadel, 3 – regulační čerpadlo, 4 – vysokotlaká hadice, 5 – rotační převáděč, 6 – hydraulické potrubí, 7 – hydromotor, 8 – převodovka pojezdu, 9 – kloubový hřídel, 10 – hnací dvoukolí, 11 – silentblok

Obrázek 7 - Schéma hydrostatického přenosu výkonu [10]

Regulace otáček je v tomto případě poměrně snadná. Při běhu naprázdno je výchylka naklápěcí desky hydrogenerátoru nulová, což znamená nulový zdvih pístů, které tím pádem nečerpají žádnou kapalinu. Při rozjezdu je výchylka naklápěcí desky čerpadla zvyšována až do maximální polohy. Regulace hydrogenerátorem bývá také nazývána primární regulací. Další akcelerace je docíleno snižováním výchylky naklápěcí desky hydromotoru neboli sekundární regulací.

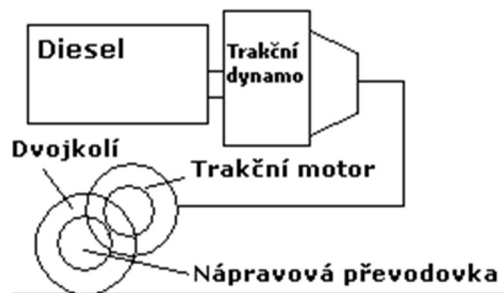


Obrázek 8 - Regulační axiální pístový hydrogenerátor [11]

Výhodou hydrostatického přenosu je nezávislost zástavbové polohy hydrogenerátoru na poloze hydromotoru díky flexibilitě tlakových hadic.

2.2.3 ELEKTRICKÝ PŘENOS VÝKONU

Elektronický přenos výkonu přeměňuje práci dodanou spalovacím motorem v točivém zdroji na elektrickou energii. Tou jsou pomocí vodičů napájeny trakční elektromotory. Trakční elektromotory většinou bývají z důvodu snížení nevypružených hmot umístěny až na podvozkovém rámu nikoliv na vlastních nápravách.



Obrázek 9 - Schéma elektrického přenosu výkonu [12]

Dnes se prakticky výhradně využívá soustav AC/AC, tedy celá soustava pracuje se střídavým proudem.

Spalovacím motorem je poháněn synchronní alternátor. Vznikající 3fázové napětí je upraveno frekvenčním měničem a pohání asynchronní trakční elektromotory.

Frekvenční měnič se sestává z usměrňovače, napětového stejnosměrného meziobvodu a řízeného střídače.

2.3 Výběr zvolené koncepce

Na základě výše uvedených rozborů jednotlivých koncepčních řešení bylo zjištěno, že našemu požadavku na uložení motoru v horní části skříně vyhovují pouze řešení s hydrostatickým a elektrickým přenosem, proto byl výběr zaměřen právě na tyto dva způsoby. Hlavním kritériem finálního výběru se stala účinnost přenosu v zadaném režimu provozu, tedy osobní motorový vůz pro regionální tratě. Tímto tématem se již zabývala bakalářské práce pana Pavla Polcera, zpracovaná při Vysokém učení technickém v Brně, jejímž závěrem je, že elektrický přenos má v tomto režimu o 21% vyšší relativní nárůst spotřeby energie v porovnání s ideálním cyklem než hydrostatický v porovnání s ideálním přenosem. To je dáno nižší účinností elektrického přenosu při malém zatížení.

Na základě těchto poznatků byla zvolena koncepce s hydrostatickým přenosem výkonu.

Tabulka 1 - Vypočítaná spotřeba energie a relativní nárůst oproti ideálnímu přenosu výkonu [4]

Pohonná jednotka Přenos výkonu	Spotřeba energie pro vykonání pracovního cyklu (MJ) a relativní zvýšení potřeby energie proti ideálnímu přenosu výkonu			
	A Místní	B Dálkový	C Posun	D Náklad
1 ideální	20,1	170	3,03	183
2 mechanický	21,4 (+ 6,5 %)	pohon nevhodný	3,85 (+ 27 %)	194 (+ 6 %)
3 hydromechanický	22,3 (+ 11 %)	182 (+ 7,1 %)	5,52 (+ 82 %)	200 (+ 9 %)
4 hydrodynamický	25,0 (+ 24 %)	216 (+ 27 %)	4,86 (+ 60 %)	225 (+ 23 %)
5 hydrostatický	23,9 (+ 19 %)	pohon nevhodný	4,25 (+ 40 %)	215 (+ 17 %)
6 elektrický	28,2 (+ 40 %)	211 (+ 24 %)	10,3 (+ 240 %)	250 (+ 37 %)

3. Podrobnější rozpracování zvolené koncepce

Při návrhu bylo vycházeno z parametrů motorového vozu M814, který taktéž disponuje dieslovým agregátem o výkonu 242 kW. Jak již bylo výše zmíněno, naše koncepce bude navržena jako nízkopodlažní, proto bude uvažováno pouze o hydrostatickém a elektrickém přenosu.

Při následujících návrzích byly zvažovány tyto parametry:

Tabulka 2 - Parametry zvažované při návrhu

Maximální rychlost	$v_{\max} = 90 \text{ km/h}$
Tažná síla (na obvodu kola)	$F_o = 54 \text{ kN}$
Průměr kola	$D = 0,84 \text{ m}$

Po prostudování dostupných materiálů zabývajících se touto problematikou bylo usouzeno, že pro místní osobní přepravu je vhodnější hydrostatický přenos, neboť elektrický přenos při nízké zátěži při jízdě konstantní rychlostí po rovné trati dosahuje výrazně nižší účinnosti.[4]

3.1 Návrh hydrostatického přenosu

Při návrhu hydrostatického pohonu bylo vycházeno z krouticího momentu hydromotoru. Ten je definován jako síla na rameni, a proto může být spočítán z požadované tažné síly vynásobené poloměrem dvojkolí pomocí následujícího vzorce.

$$M_{kn} = F_o * 0,5 * D$$

$$M_{kn} = 54\,000 * 0,5 * 0,84$$

$$M_{kn} = 22\,680 \text{ Nm}$$

Kde:

M_{kn} - Krouticí moment na nápravě [Nm]

F_o - Tažná síla [N]

D - Průměr dvojkolí [m]

Dalším důležitým parametrem je maximální rychlost, ze které lze vypočítat potřebné otáčky dvojkolí a maximální rychlost hydromotoru.

$$n_{\max} = \frac{v_{\max} * 1000}{60 * \pi * D}$$

$$n_{\max} = \frac{90 * 1000}{60 * \pi * 0,84}$$

$$n_{\max} = 568,41 \text{ min}^{-1}$$

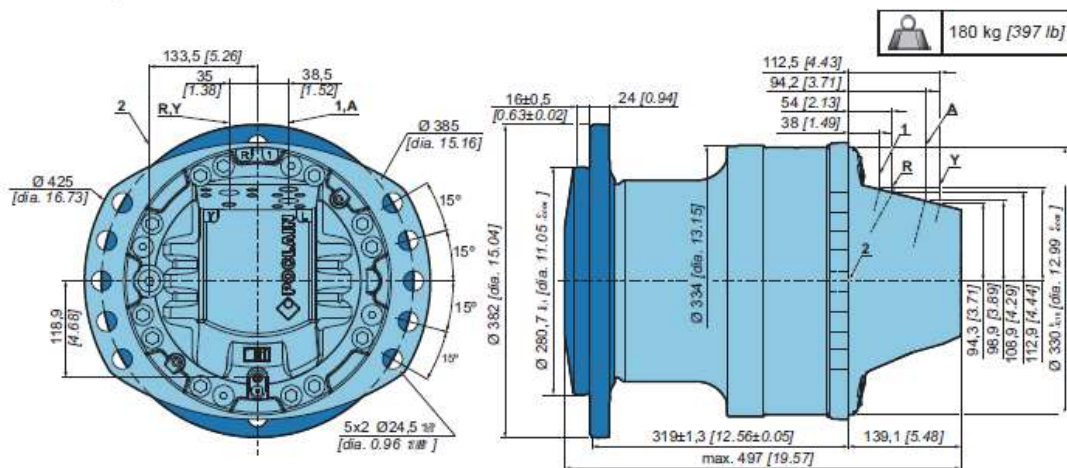
Kde:

n_{\max} - Otáčky dvojkolí při maximální rychlosti [min^{-1}]

v_{\max} – Maximální rychlost jízdy [km/h]

D - Průměr dvojkolí [mm]

Z doporučených podkladů společnosti POCLAIN HYDRAULICS, s.r.o. nevyhověl ani jeden hydromotor, proto byla zvolena koncepce se dvěma hydromotory. Při současném zvažování obou parametrů jsme se nejlépe přiblížili kombinací dvou hydromotorů MHP 20 2C Distribution.



Obrázek 10 - Hydromotor MHP 20 2C Distribution [13]

Parametry hydromotoru MHP 20 2C Distribution:

Tabulka 3 - Parametry Hydromotoru MHP 20 2C Distribution

		1	2
Objem na otáčku	cm ³ /ot.	1 416	531
n_{max}	min ⁻¹	420	520
M_{km} (na 100 bar)	Nm	2 254	845

Dalším krokem návrhu byl výběr hydraulického čerpadla na základě potřebného průtoku hydromotorem. Průtok čerpadlem byl spočten následovně:

$$Q_m = \frac{V_m * n_{max}}{1000}$$

$$Q_m = \frac{531 * 520}{1000}$$

$$Q_m = 276, 120 \text{ l/min}$$

Kde:

n_{max} - Otáčky dvojkolí při maximální rychlosti [min⁻¹]

V_m – Průtok hydromotorem na jednu otáčku [cm³/ot.]

Q_m – Maximální průtok hydromotorem za minutu [l/min]

Jelikož návrh počítá se dvěma hydromotory, musí být potřebný průtok vynásoben dvěma.

$$Q_{2m} = 2 * Q_m$$

$$Q_{2m} = 2 * 276,120$$

$$Q_{2m} = 552,24 \text{ l/min}$$

Kde:

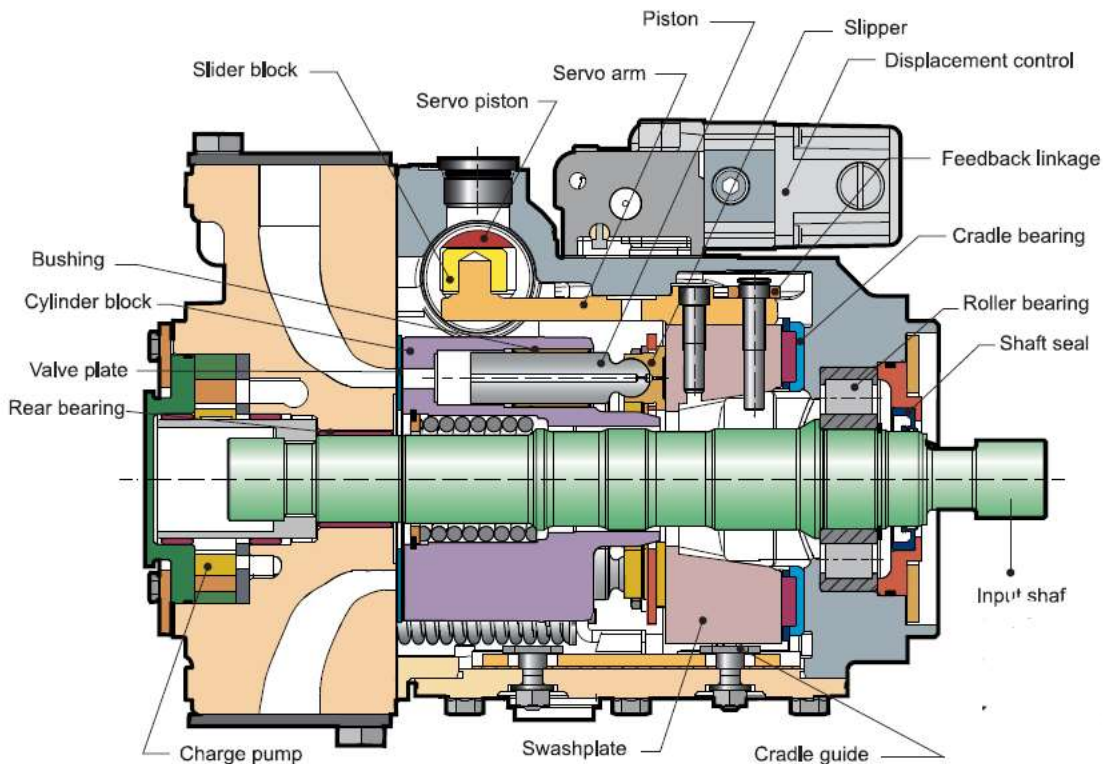
Q_{2m} – Maximální průtok oběma hydromotory za minutu [l/min]

Q_m – Maximální průtok hydromotorem za minutu [l/min]

Na základě potřebného průtoku bylo přistoupeno k výběru hydrogenerátoru. Nejvýkonnějším hydrogenerátorem nabízeným POCLAIN HYDRAULICS, s.r.o. je P90-250, který disponuje následujícími parametry:

Tabulka 4 - Parametry hydrogenerátoru P90-250

Objem na otáčku (V_g)	cm ³ /ot.	250
n_{max}	min ⁻¹	2500
Průtok při výpočtových otáčkách (Q_g)	l/min	575
p_{max}	bar	480
Tlak výpočtový	bar	420



Obrázek 11 - Řez hydrogenerátorem P90-250 [14]

Vzhledem k potřebnému průtoku hydromotory ($Q_{2m} = 552,24$ l/min) a průtoku čerpadla ($Q_g = 575$ l/min) je zřejmé, že hydromotor nemusí běžet na plné otáčky. Bylo tedy nutné ověřit, zda nám dieselový motor poskytuje dostatečný výkon. Příkon generátoru je možné orientačně určit z následujícího výpočtu, kde jsou nejdříve vypočteny potřebné otáčky generátoru, krouticí moment na generátoru a z něj příkon:

$$n_{\max gen} = \frac{Q_{2m}}{V_g}$$
$$n_{\max gen} = \frac{552,24 * 10^3}{250}$$
$$n_{\max gen} = 2\,209 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$n_{\max gen}$ - Otáčky hydrogenerátoru při maximálním odběru [min^{-1}]

V_g - Průtok generátoru na jednu otáčku [$\text{cm}^3/\text{ot.}$]

Q_{2m} - Maximální průtok oběma hydromotory za minutu [l/min]

$$M_g = \frac{V_g * \Delta_p}{20 * \pi}$$
$$M_g = \frac{250 * \frac{2}{3} * 420}{20 * \pi}$$
$$M_g = 1\,114,08 \text{ Nm}$$

Kde:

M_g - Krouticí moment hydrogenerátoru [Nm]

V_g - Průtok generátoru na jednu otáčku [$\text{cm}^3/\text{ot.}$]

Δ_p - Rozdíl tlaků v systému [bar]

$$P_g = \frac{M_g * n_{\max gen} * \pi}{30000}$$
$$P_g = \frac{1\,114,08 * 2209 * \pi}{30000}$$
$$P_g = 257,72 \text{ kW}$$

Kde:

P_g - Příkon generátoru [kW]

M_g - Krouticí moment hydrogenerátoru [Nm]

$n_{\max gen}$ - Otáčky hydrogenerátoru při maximálním odběru [min^{-1}]

Příkon generátoru zjištěný výpočtem činí 257,72 kW oproti maximálnímu výkonu poskytovanému motorem TEDOM TD 242 RH TA 25, je tedy o necelých 16 kW vyšší, což znamená, že tažná síla dosažená hydrostatickým přenosem bude nižší než u mechanického.

3.2 Kontrolní výpočet skutečné tažné síly

Přesný rozdíl hodnot tažné síly pro mechanický a hydrostatický tlak určíme z kontrolního výpočtu pro skutečný výkon dodaný zmíněným motorem ze zadání (TEDOM TD 242 RH TA 25).

$$M_{gs} = \frac{P_{DM} * 30000}{n_{maxgen} * \pi}$$

$$M_{gs} = \frac{242 * 30000}{2209 * \pi}$$

$$\mathbf{M_{gs} = 1046,14 Nm}$$

Kde:

P_{DM} - Výkon dieselového motoru [kW]

M_{gs} - Skutečný krouticí moment hydrogenerátoru [Nm]

n_{maxgen} - Otáčky hydrogenerátoru při maximálním odběru [min^{-1}]

$$\Delta_{ps} = \frac{M_{gs} * 20 * \pi}{V_g}$$

$$\Delta_{ps} = \frac{1046,14 * 20 * \pi}{250}$$

$$\mathbf{\Delta_{ps} = 262,92 bar}$$

Kde:

M_{gs} - Skutečný krouticí moment hydrogenerátoru [Nm]

V_g - Průtok generátoru na jednu otáčku [$\text{cm}^3/\text{ot.}$]

Δ_{ps} - Skutečný rozdíl tlaků v systému [bar]

$$p_{maxskut} = \Delta_{ps} * \frac{3}{2}$$

$$p_{maxskut} = 262,92 * \frac{3}{2}$$

$$\mathbf{p_{maxskut} = 394,39 bar}$$

Kde:

$p_{maxskut}$ - Maximální skutečně dosažený tlak v systému [bar]

Δ_{ps} - Skutečný rozdíl tlaků v systému [bar]

$$M_{kns} = M_{km(na\ 100\ bar)} * \frac{p_{maxskut}}{100} * 2$$

$$M_{kns} = 2254 * \frac{394,39}{100} * 2$$

$$\mathbf{M_{kns} = 17\ 778,9 Nm}$$

Kde:

M_{kns} - Skutečný krouticí moment na nápravě [Nm]

$M_{km(na\ 100\ bar)}$ - Krouticí moment hydromotoru na 100 bar [Nm]

$$F_{os} = \frac{M_{kns}}{0,5 * D}$$

$$F_{os} = \frac{17\,778,9}{0,5 * 0,84}$$

$$F_{os} = 42\,330,7\text{ N}$$

Kde:

M_{kns} - Skutečný krouticí moment na nápravě [Nm]

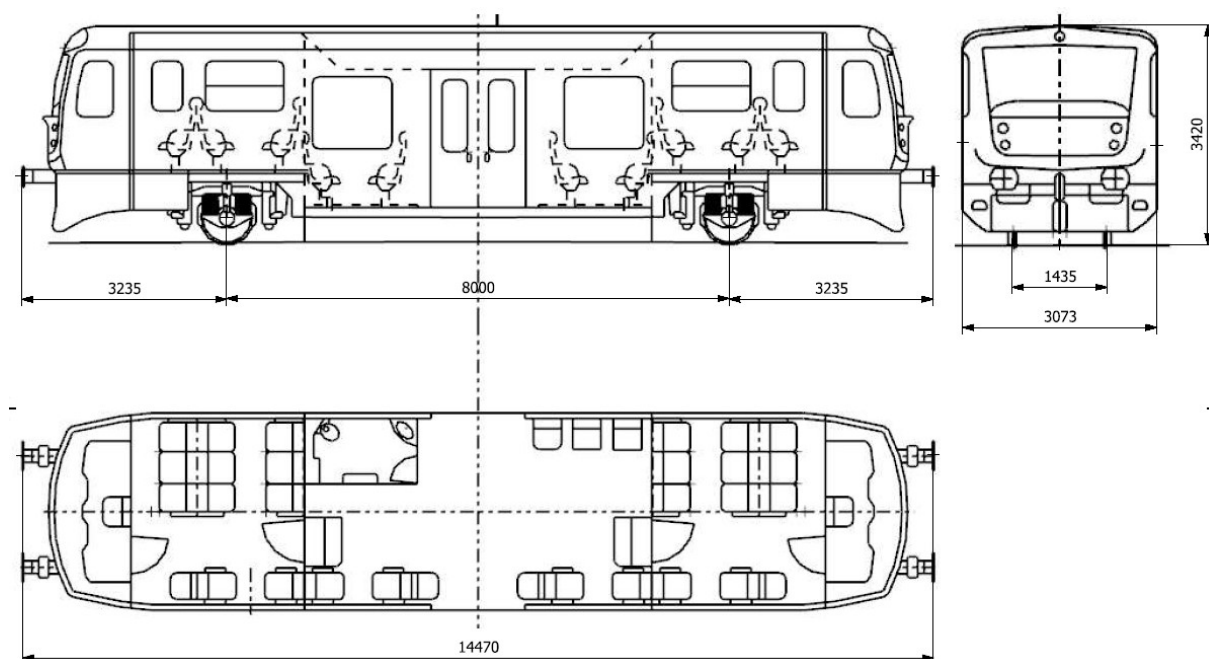
F_{os} - Skutečná tažná síla na obvodu kol [N]

D - Průměr dvojkolí [m]

Skutečná vypočítaná tažná síla na obvodu kola je 42 330,7 N, což je o 12 000 N méně než u hydromechanického přenosu.

4. Skica navrhovaného vozidla

Návrh vozidla vychází z regionálního motorového vozu 812, ze kterého byly převzaty základní rozměry, avšak oproti zmiňovanému vozu byla mezinápravová část navržena jako nízkopodlažní, čímž vznikl v horní části prostor pro umístění pohonného agregátu pro hydromotory.



Obrázek 12 - Skica navrhovaného vozidla

Vlastní skica je vložena v přílohoé části ve formátu A3 a byla vytvořena pomocí CAD systému Siemens NX 10.

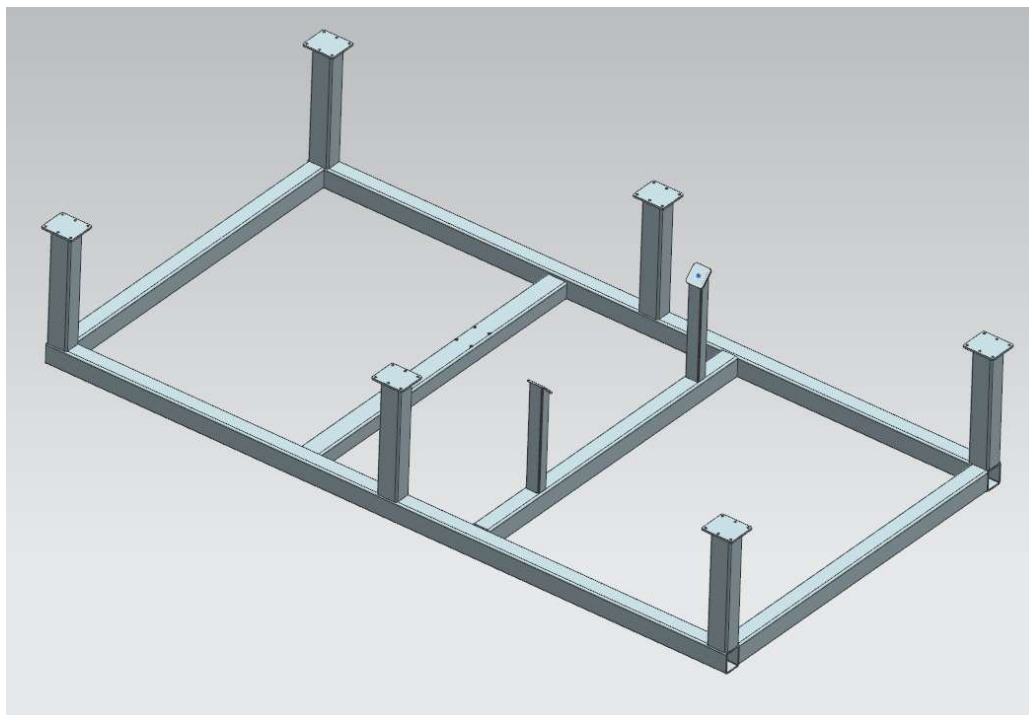
5. Výrobní výkres zvolené součásti

Pro zpracování výrobní dokumentace byl zvolen rám uložení motoru. Ten je navržen jako svařenec převážně ze čtyřhranných trubek. Značná část komponent svařence jsou přímo dodávané polotovary. Pro zbytek bylo nutné zpracovat výrobní výkresy.

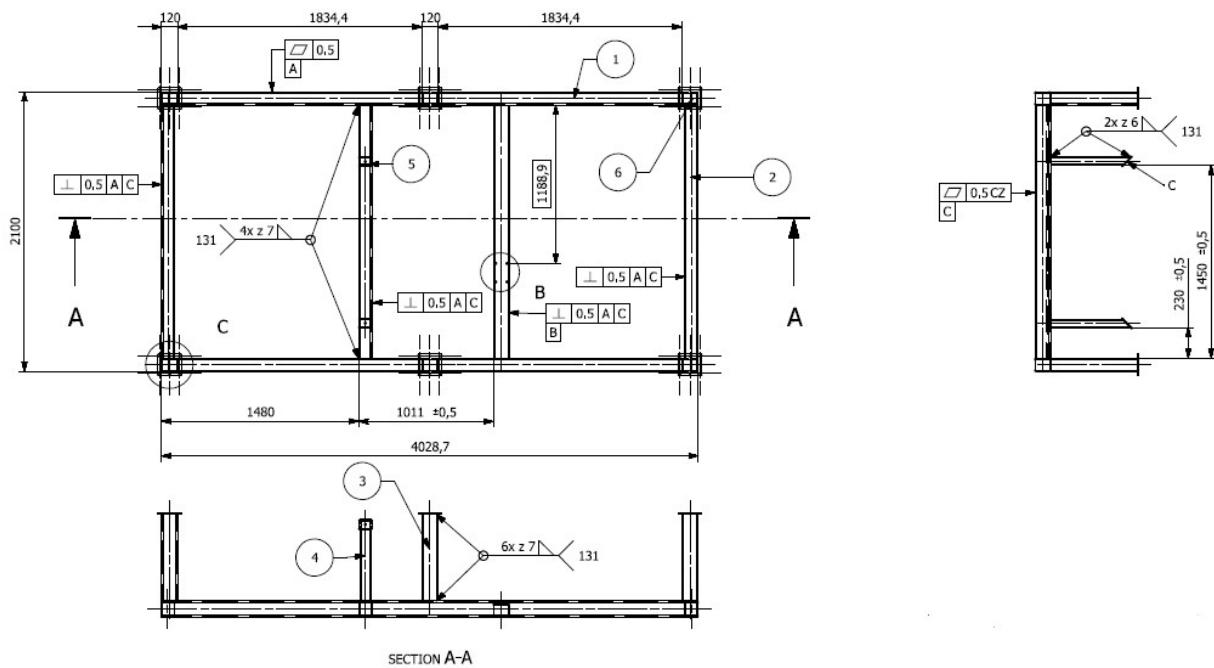
ČÍSLO POLOŽKY	NÁZEV	ČÍSLO VÝKRESU	POČET
1	TR 4HR 120 x 100 x 6 - 4029 ČSN 42 5720.00 - 11 353.0		2
2	TR 4HR 120 x 100 x 6 - 1900 ČSN 42 5720,00 - 11 353,0		4
3	TR 4HR 120 x 100 x 6 - 650 ČSN 42 5720,00 - 11 353,0		6
4	SVISLÝ NOSNÍK MOTORU	190413/04	2
5	UPEVNĚVACÍ DESKA SILENTBLOKU	190413/03	2
6	UPEVNĚVOCÍ DESKA RÁMU	190413/02	6

Obrázek 13 - Seznam položek svařence

Veškerá výkresová dokumentace byla zpracována v softwaru Siemens NX10 a to následujícím způsobem. Nejprve byl zpracován 3D model součásti se zohledněním zástavbových rozměrů vlastního motoru. Z modelu byl následně vytvořen model svařence a potřebné výrobní výkresy jednotlivých komponent.

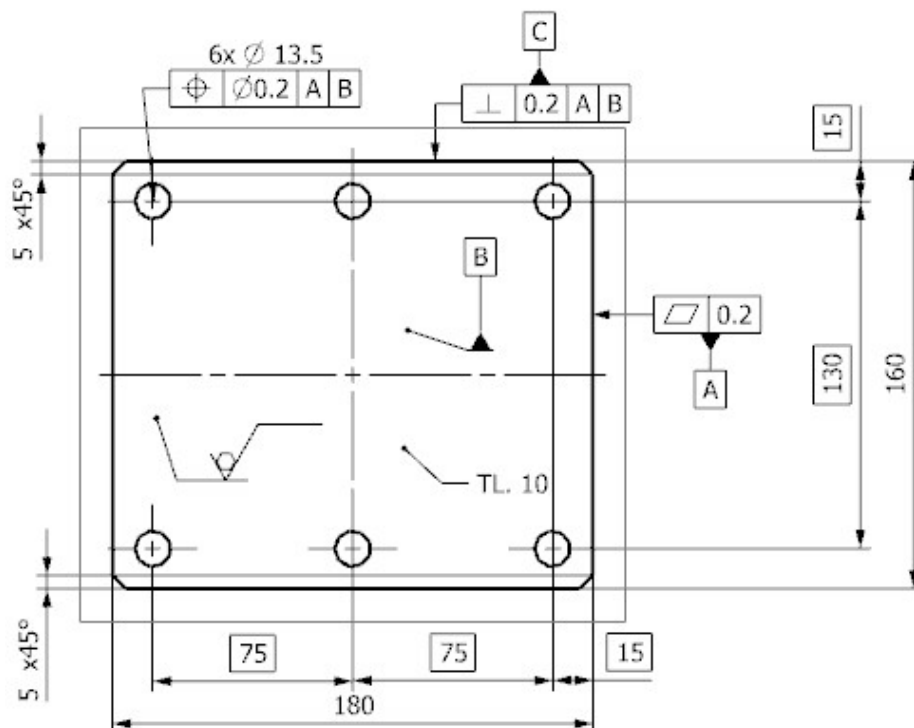


Obrázek 14 - 3D model rámu uložení motoru



Obrázek 15 - Výkres rámu uložení motoru

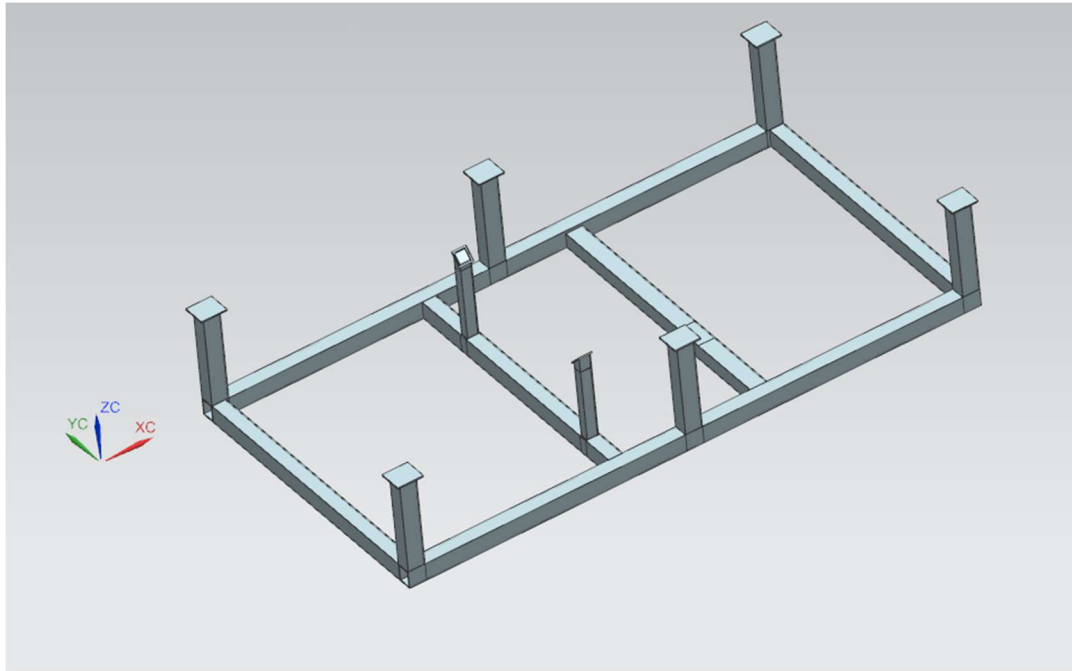
Podélné, příčné a šest svislých nosníků rámu bylo navrženo jako čtyřhranná trubka 120x100 o síle stěny 6 mm. Na každém z šesti svislých nosníků jsou svarovým spojem připevněny upevňovací desky rámu.



Obrázek 16 - Upevňovací deska rámu

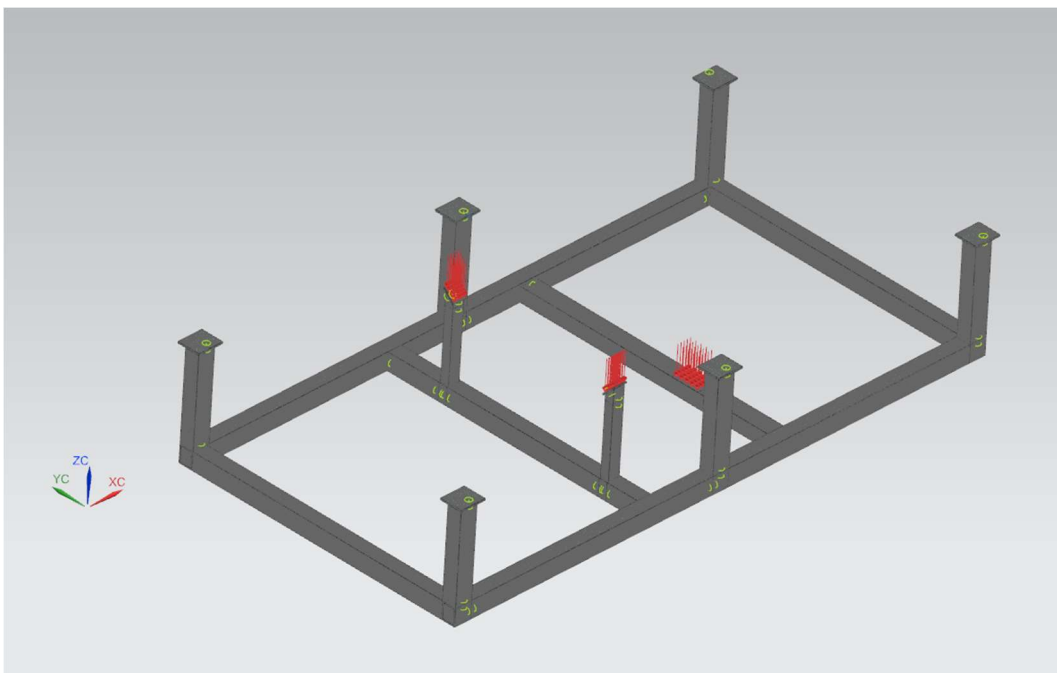
6. Pevnostní analýza

Pevnost navrhované konstrukce je možné ověřit například analýzou pomocí metody konečných prvků. Obecný postup je zde naznačen na příkladu softwaru Siemens NX 12 a jeho vloženého modulu NX Nastran. Prvním krokem pro přípravu modelu pro analýzu je vytvoření idealizované součásti (.iprt). Ta je oproti originálu zjednodušená o otvory pro šrouby a zaoblení. Tyto opatření výrazně zkracují dobu výpočtu.



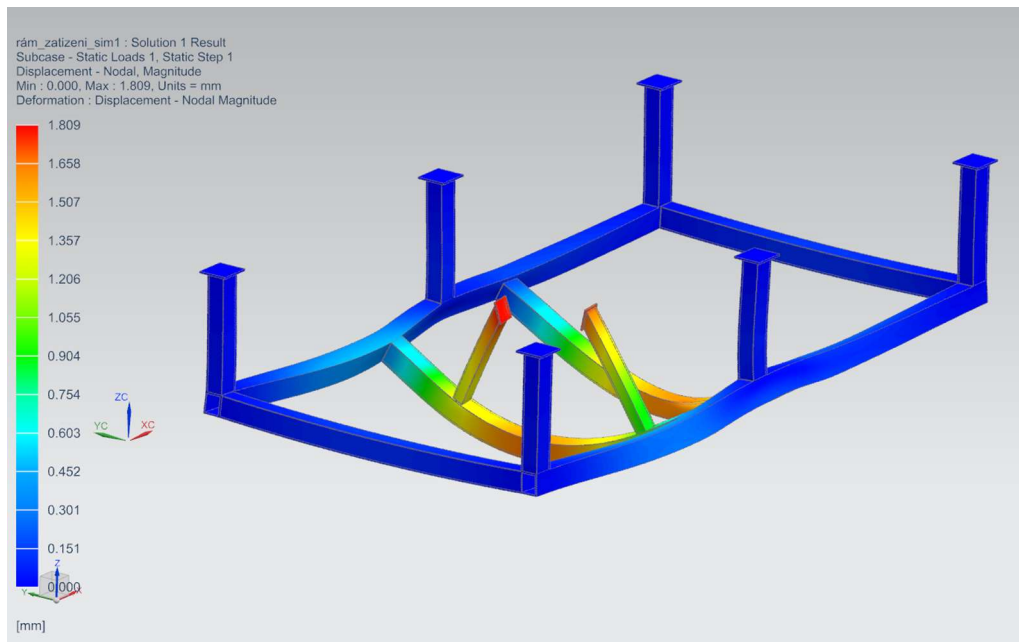
Obrázek 19 - Idealizovaná součást

Dále se musí model zasítovat. Na tomto modelu byla použita 3D tetrahedrová síť.



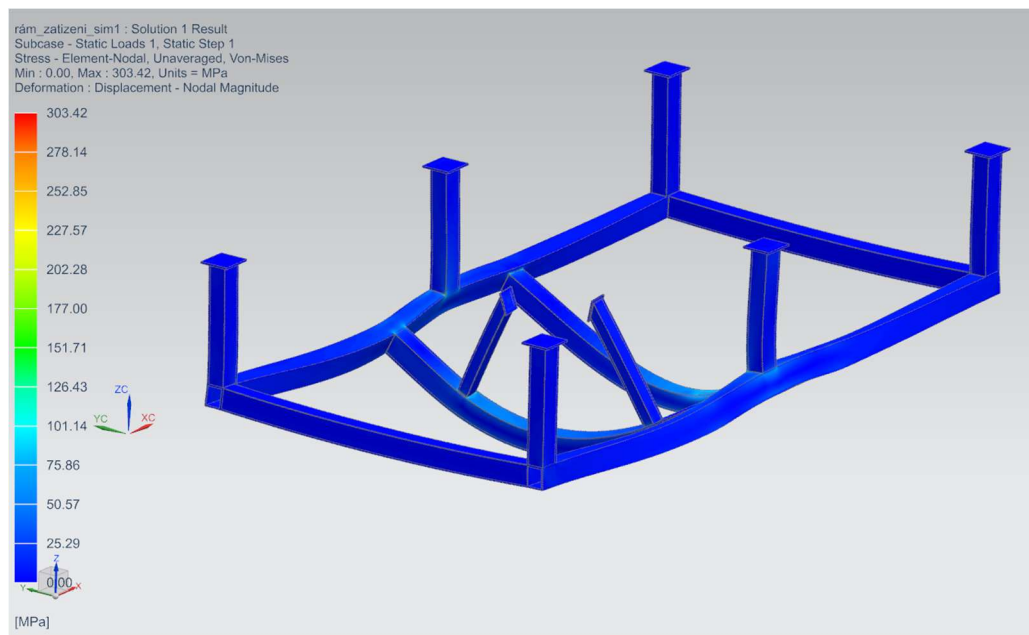
Obrázek 20 - Zasítovaný model

Po dokončení simulace byly vyhodnoceny výsledky. Nejdůležitější pro tuto pevnostní analýzu jsou průhyby a napětí. Maximální průhyb byl zjištěn podle očekávání na koncích svislých nosníků motoru a to konkrétně 1,8mm. Na obrázku je pro názornost záměrně naznačena výraznější deformace.

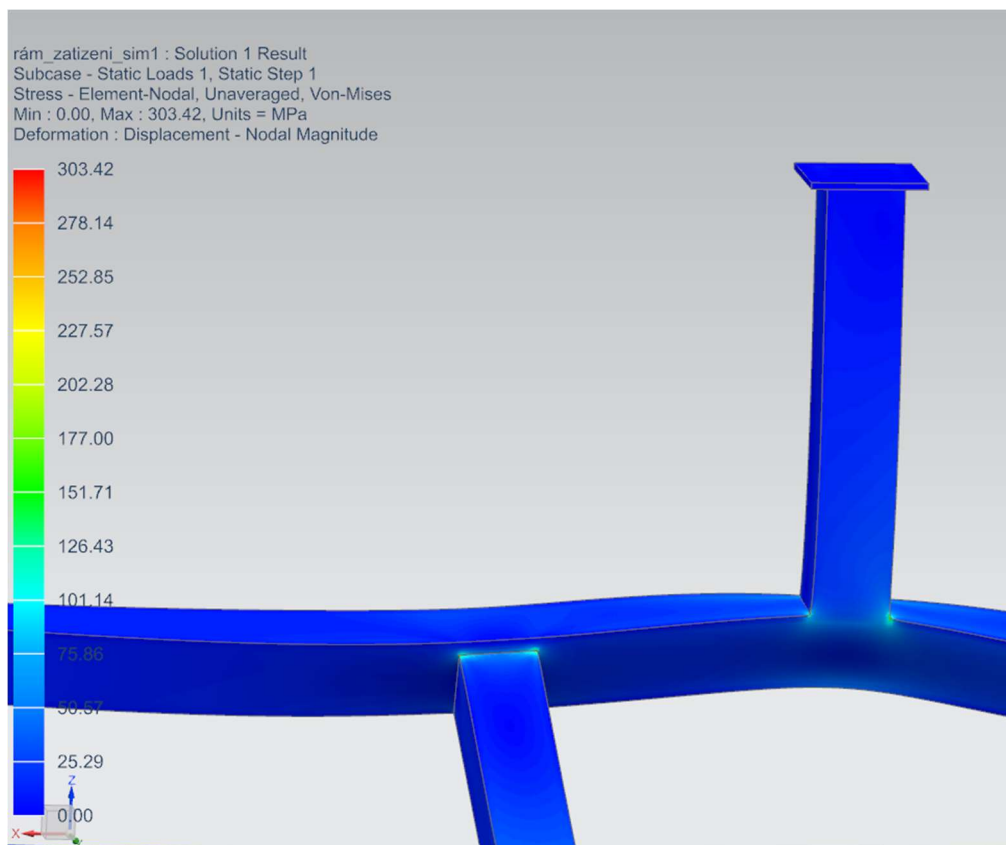


Obrázek 21 - Grafické znázornění průhybu

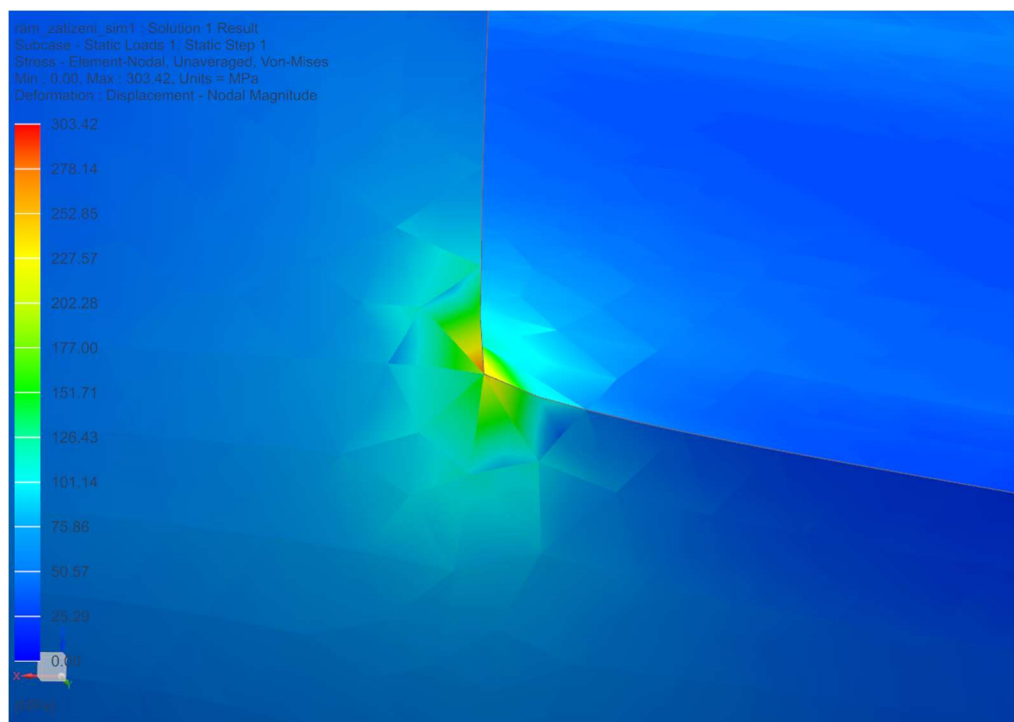
Výsledky v oblasti uzlového napětí však vykazovali hodnotu 303 MPa, což by znamenalo překročení meze kluzu zvoleného materiálu, která je udávána jako 235 MPa. Při podrobnějším prozkoumání bylo zjištěno, že tato hodnota je pouze bodová - ukazuje tedy na nevhodnost zvolených prvků. Jelikož okolní hodnoty napětí jsou podstatně nižší, lze předpokládat, že rám je správně dimenzován. V praxi by bylo nutné simulaci opakovat pravděpodobně za použití tažené sítě.



Obrázek 21 - Grafické zobrazení uzlových napětí



Obrázek 22 - Detailní pohled na uzlová napětí v místech svarů



Obrázek 23 - Bodové poruchy uzlových napětí

7. Ekonomické zhodnocení návrhu

Ekonomické hodnocení je podstatnou částí konstrukčního návrhu, v dnešní době mnohdy zásadním kritériem výběru finální varianty. V tomto návrhu bylo pracováno především s komponentami od společnosti POCLAIN HYDRAULICS, s.r.o., které byly použity pro všechny hlavní konstrukční prvky návrhu a to především z důvodu ochoty poskytnout potřebné údaje o svých produktech včetně cenové nabídky.

Hlavními komponentami zásadně ovlivňujícími cenu návrhu jsou hydrogenerátor, volič a hydromotory, proto se dále zaměříme především na tyto zmíněné.

Hydromotor: MHP20-777-D(G)11-0-2A50-YEJ0
Cena: 196.630,- Kč/ks
Dodací termín: 16 týdnů
(jelikož byly použity dva tyto motory, musíme i cenu vynásobit dvěma)

Hydrogenerátor: P90R250SA2EF80S3C8J33PGA424224
Cena: 310.500,- Kč/ks
Dodací termín: 16 týdnů

Volič: 3V2H25 ZB-FLANGED
Cena: 9.100,- Kč/ks
Dodací termín: 16 týdnů

Výsledná cena těchto komponent po sečtení činí 712.860 Kč. Je však nutné uvážit, že tato částka není konečná, neboť do ceny se též významně projeví další položky jako například propojovací komponenty, bezpečnostní prvky a hydraulické potrubí, které však bude vyrobeno dle přesných požadavků konstrukce po detailním rozpracování návrhu celého vozidla.

Kromě nákladů výroby je nutné zvážit ekonomiku provozu v zadaném režimu provozu. Ta byla hlavním důvodem výběru této koncepce, neboť dosahuje polovičního relativního nárůstu spotřeby energie při simulovaném jízdním cyklu oproti elektrickému pohonu (viz. kapitola 3.3 Výběr zvolené koncepce).

8. Závěr

Cílem této práce bylo posoudit možnosti trakčního pohonu regionálního nízkopodlažního vozidla pro vedlejší tratě s pohonem spalovacím motorem uloženým v horní části skříně.

Po úvodní rešerši připadal v úvahu elektrický a hydrostatický přenos krouticího momentu a to z důvodu nezávislosti umístění motoru na poloze hnacího dvojkolí. Hlavním kritériem následné volby ze dvou zmíněných variant byla účinnost ve zvoleném režimu provozu. Ta byla prokazatelně vyšší u hydrostatického přenosu, který se stal předmětem následného podrobnějšího zpracování.

Pro vlastní návrh hydrostatického trakčního systému byli vedoucím práce doporučeny komponenty firmy POCLAIN HYDRAULICS, s.r.o.. Vstupními parametry pohonu byly požadovaná tažná síla, maximální rychlost vozidla a výkon poskytovaný předepsaným spalovacím motorem. Dle požadované tažné síly byly tedy zvoleny hydromotory. Na základě potřebného průtoku oleje hydromotory při maximální rychlosti jízdy byl navržen hydrogenerátor. Následně byl proveden ještě zpětný kontrolní výpočet skutečné tažné síly při maximálním výkonu spalovacího motoru.

Podle výpočtů je skutečná tažná síla navrhovaného řešení 42 330,7 N, což je o 12 000 N méně než u hydromechanického přenosu použitého v motorovém voze 814.

9. Seznam použité literatury

- [1] [online]. [cit. 2018-10-23]. Dostupný z:
http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/mvd_tah.htm
- [2] Co spotřebuje vagón?. *www.vagony.cz* [online]. [cit. 2018-10-23]. Dostupné z:
<http://www.vagony.cz/vagony/energie.html>
- [3] [online]. [cit. 2018-10-25]. Dostupné z:
http://kdm.t.uniza.sk/files/podklady/KV1/F_131.pdf
- [4] KONCEPTY POHONU KOLEJOVÝCH VOZIDEL NEZÁVISLÉ TRAKCE. *Vutbr* [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z:
https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=124307
- [5] HELLER, Petr a Josef DOSTÁL. *Kolejová vozidla III*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011. ISBN 978-80-261-0028-7.
- [6] [online]. [cit. 2018-11-05]. Dostupné z:
<https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SIV/hydrodynamick%C3%BD%20m%C4%9Bni%C4%8D-UT.pdf>
- [7] Přehled problematiky hydraulického přenosu. *Dk.upce.cz* [online]. [cit. 2018-11-10]. Dostupné z:
https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/38939/DraskyT_Hydraulick%C3%A9hoP%C5%99enosu_ML_2011.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [8] POHL, Rudolf. *Dopravní prostředky v plánech a obrazech I: železniční vozidla*. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04165-9.
- [9] DIWA.5. *Www.voith.com* [online]. [cit. 2018-11-10]. Dostupné z:
<http://www.voith.com/br/products-services/power-transmission/automatic-transmissions-bus/diwa-5-10199.html>
- [10] [online]. [cit. 2018-12-02]. Dostupné z:
<https://www.vlaky.net/upload/images/reports/002952/03.jpg>
- [11] [online]. [cit. 2018-12-06]. Dostupné z:
<http://www.directindustry.com/prod/duplomatic-oleodinamica/product-14061-636854.html>
- [12] Spalovací motory, přenosy výkonu. *Www.atlaslokomotiv.net* [online]. [cit. 2018-12-06]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/page-prenosy.html>
- [13] MHP20/MHP27 HYDRAULIC MOTORS. *Www.poclain-hydraulics.com* [online]. [cit. 2019-03-11]. Dostupné z: https://www.poclain-hydraulics.com/_upload/ressources/media/pdf/B24840Z.pdf
- [14] P90 VARIABLE DISPLACEMENT PUMP. *Www.poclain-hydraulics.com* [online]. [cit. 2019-03-14]. Dostupné z: https://www.poclain-hydraulics.com/_upload/ressources/media/pdf/A18586C.pdf

10. Seznam tabulek

TABULKA 1 - VYPOČÍтанÁ SPOTŘEBA ENERGIE A RELATIVNÍ NÁRŮST OPROTI IDEÁLNÍMU PŘENOSU VÝKONU [4]	11
TABULKA 2 - PARAMETRY UVAŽOVANÉ PŘI NÁVRHU	12
TABULKA 3 - PARAMETRY HYDROMOTORU MHP 20 2C DISTRIBUTION	13
TABULKA 4 - PARAMETRY HYDROGENERÁTORU P90-250	14

11. Seznam obrázků

OBRÁZEK 1 - TRAKČNÍ HYPERBOLA PŘI $V = 360$ KW [1]	5
OBRÁZEK 2 - OBECNÝ TVAR TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKY A JEJÍ OMEZENÍ [1]	6
OBRÁZEK 3 - ZÁKLADNÍ SCHÉMA MECHANICKÉHO PŘENOSU [3]	7
OBRÁZEK 4 - TRAKČNÍ CHARAKTERISTIKA MECHANICKÉHO PŘENOSU [3].....	7
OBRÁZEK 5 - POPIS HYDRAULICKÉHO MĚNIČE [6]	8
OBRÁZEK 6 - HYDROMECHANICKÁ PŘEVODOVKA VOITH DIWA, 1 HYDRODYNAMICKÝ MĚNIČ, 2 BLOKOVÁNÍ MĚNIČE, 3 SPOJKA PRO PŘÍMÝ CHOD (3. STUPEŇ), 4 DIFERENCIÁLNÍ PŘEVOD, 5 SPOJKA PRO 1. A 2. PŘEVODOVÝ STUPEŇ, 6 PLANETOVÉ PŘEVODY, 7 PLANETOVÝ PŘEVOD PRO ZPĚTNÝ CHOD (U KOLEJOVÝCH VOZIDEL NEVYUŽIT), 8 TLUMIČ TORZNÍCH KMITŮ, 9 TEPELNÝ VÝMĚNÍK, 10 SPOJKA PRO 4. PŘEVODOVÝ STUPEŇ [9]	9
OBRÁZEK 7 - SCHÉMA HYDROSTATICKEHO PŘENOSU VÝKONU [10].....	9
OBRÁZEK 8 - REGULAČNÍ AXIÁLNÍ PÍSTOVÝ HYDROGENERÁTOR [11]	10
OBRÁZEK 9 - SCHÉMA ELEKTRICKÉHO PŘENOSU VÝKONU [12].....	10
OBRÁZEK 10 - HYDROMOTOR MHP 20 2C DISTRIBUTION [13]	13
OBRÁZEK 11 - ŘEZ HYDROGENERÁTOREM P90-250 [14].....	14
OBRÁZEK 12 - SKICA NAVRHOVANÉHO VOZIDLA	17
OBRÁZEK 13 - SEZNAM POLOŽEK SVAŘENCE	18
OBRÁZEK 14 - 3D MODEL RÁMU ULOŽENÍ MOTORU.....	18
OBRÁZEK 15 - VÝKRES RÁMU ULOŽENÍ MOTORU	19
OBRÁZEK 16 - UPEVŇOVACÍ DESKA RÁMU	19
OBRÁZEK 17 - UPEVŇOVACÍ DESKA SILENTBLOKU	20
OBRÁZEK 18 - SVISLÝ NOSNÍK MOTORU	20
OBRÁZEK 19 - IDEALIZOVANÁ SOUČÁST	21
OBRÁZEK 20 - ZASÍŤOVANÝ MODEL	21
OBRÁZEK 21 - GRAFICKÉ ZOBRAZENÍ UZLOVÝCH NAPĚTÍ	22
OBRÁZEK 22 - DETAILNÍ POHLED NA UZLOVÁ NAPĚTÍ V MÍSTECH SVARŮ	23
OBRÁZEK 23 - BODOVÉ PORUCHY UZLOVÝCH NAPĚTÍ	23

12. Seznam příloh

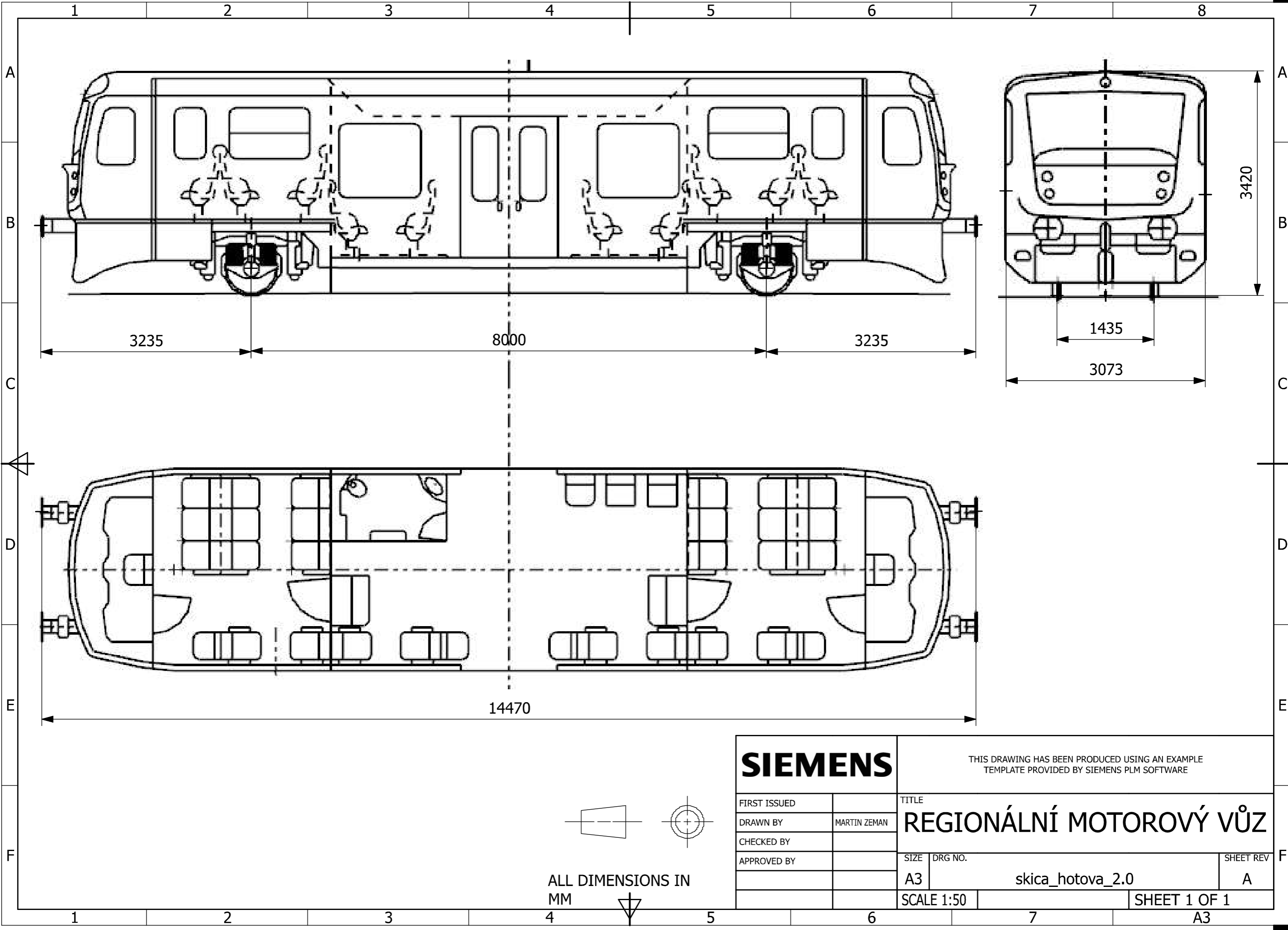
Příloha 1 – Skica motorového vozu

Příloha 2 – Výkres sestavy rámu

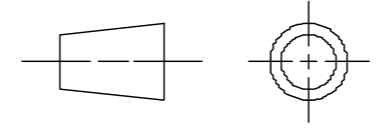
Příloha 3 – Výrobní výkres upevňovací desky rámu

Příloha 4 – Výrobní výkres upevňovací desky silentbloku

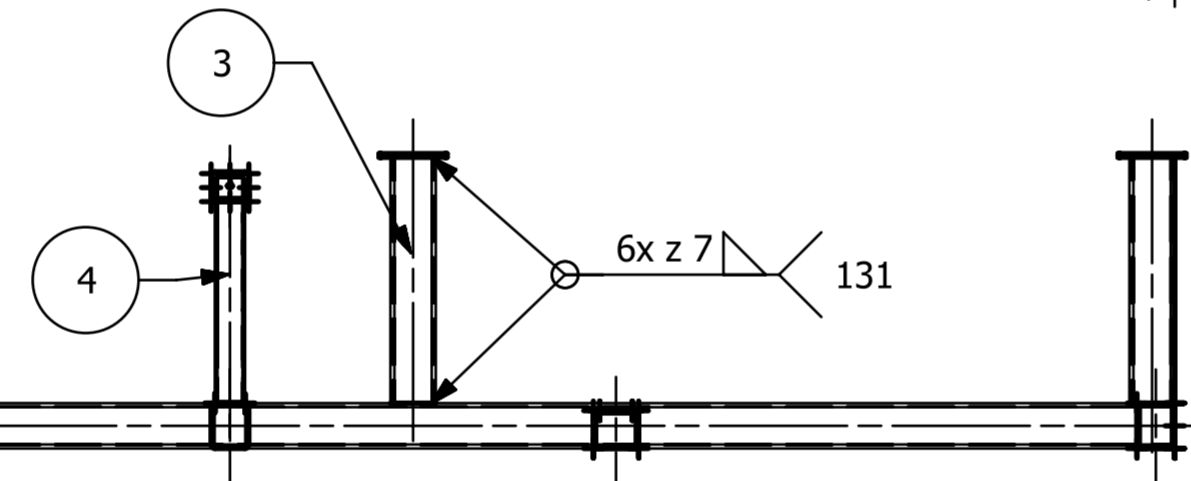
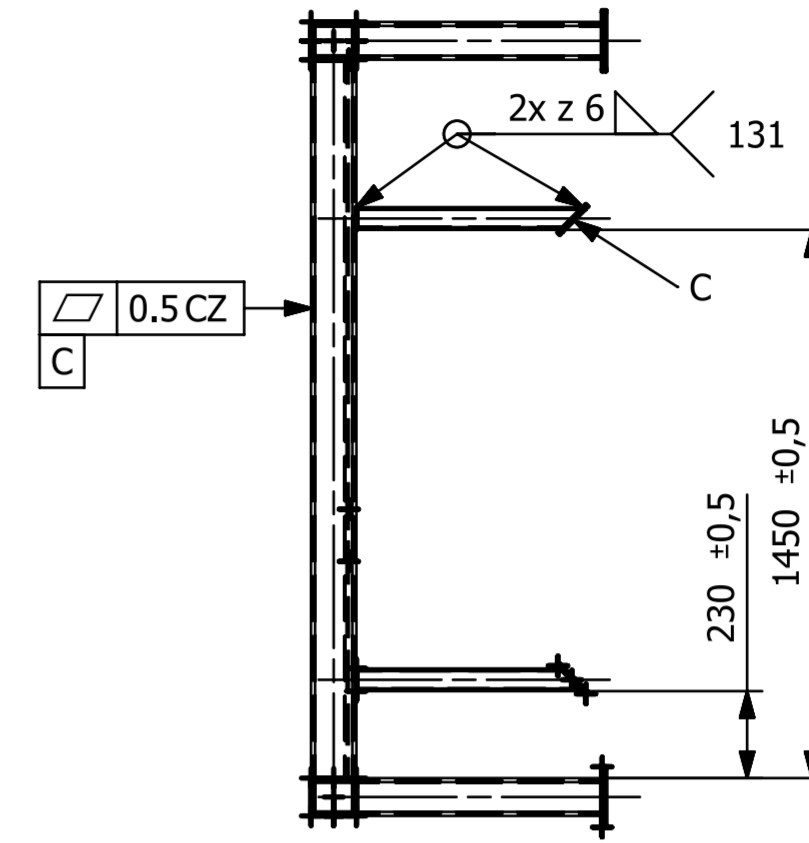
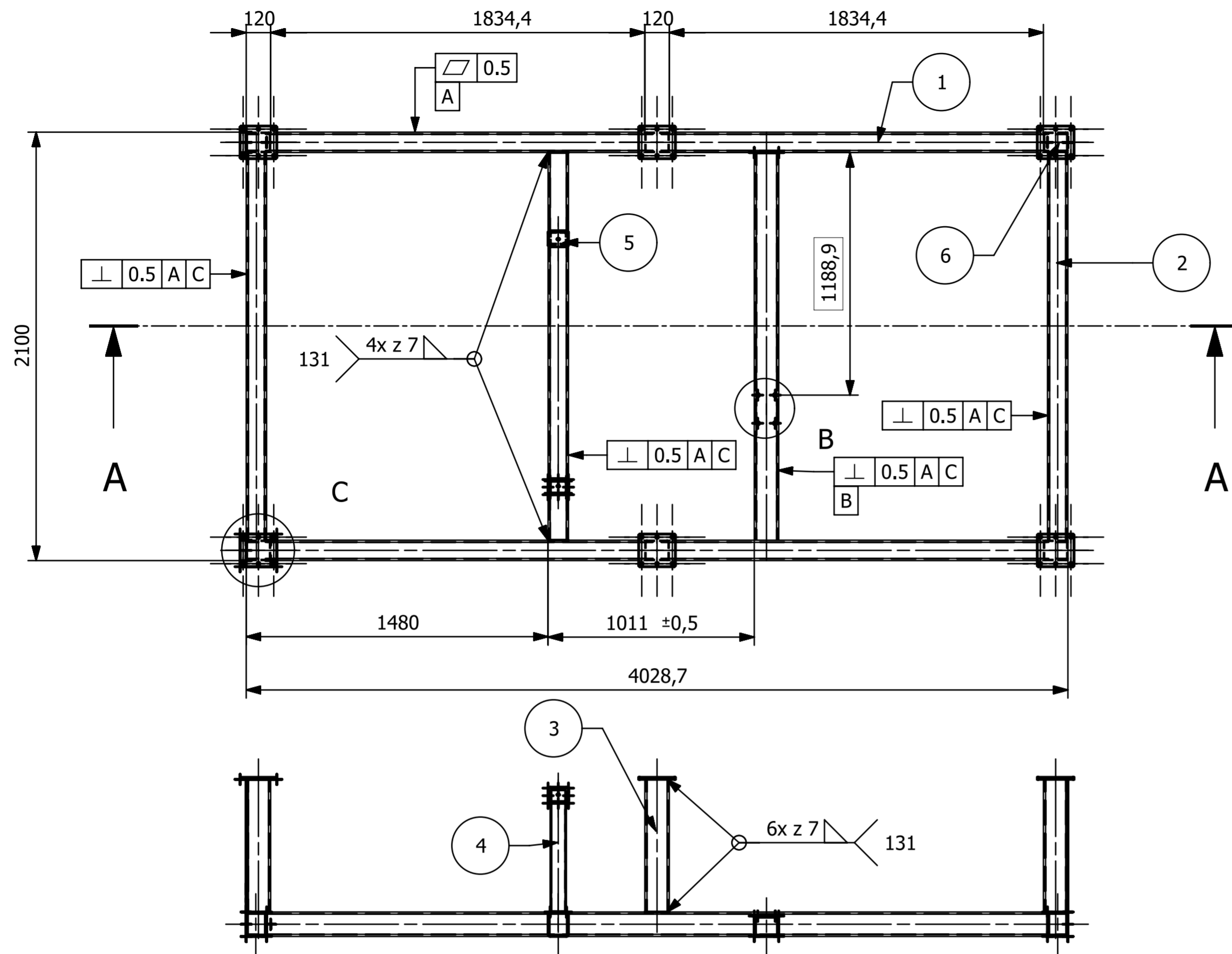
Příloha 5 – Výrobní výkres svislého nosníku motoru



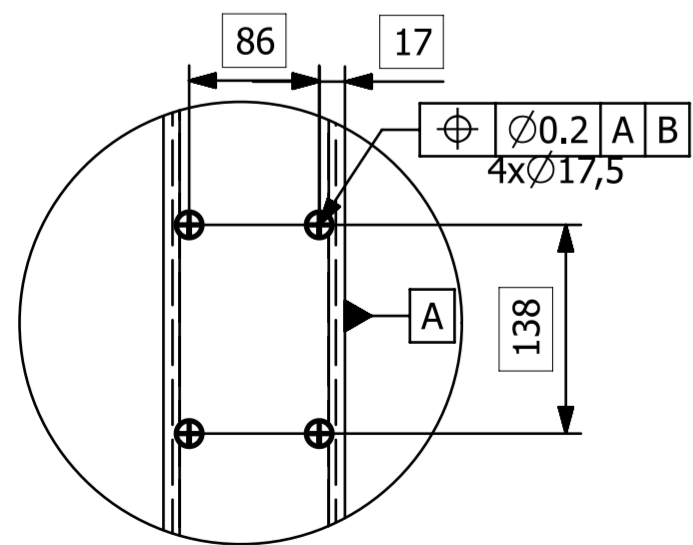
ALL DIMENSIONS IN
MM



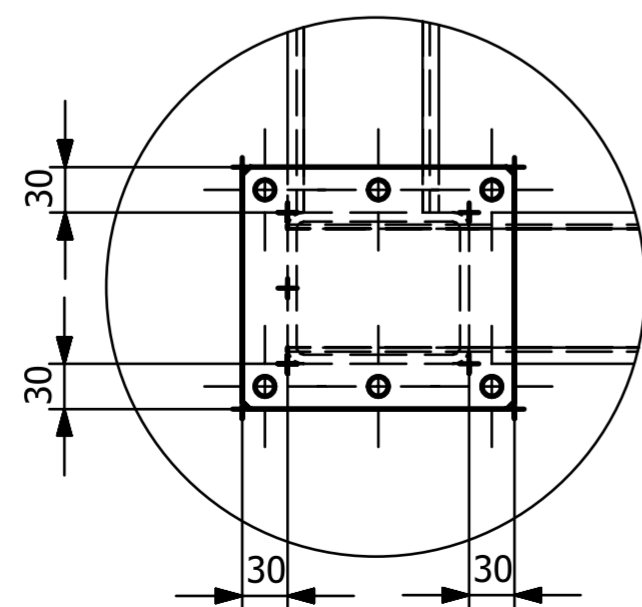
SIEMENS		THIS DRAWING HAS BEEN PRODUCED USING AN EXAMPLE TEMPLATE PROVIDED BY SIEMENS PLM SOFTWARE		
FIRST ISSUED		TITLE		
DRAWN BY	MARTIN ZEMAN	REGIONÁLNÍ MOTOROVÝ VŮZ		
CHECKED BY		SIZE	DRG NO.	SHEET REV
APPROVED BY		A3	skica_hotova_2.0	A
		SCALE 1:50	SHEET 1 OF 1	



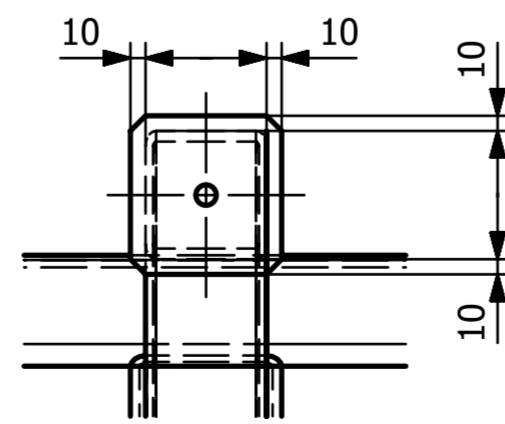
SECTION A-A



DETAIL B
SCALE 1:5



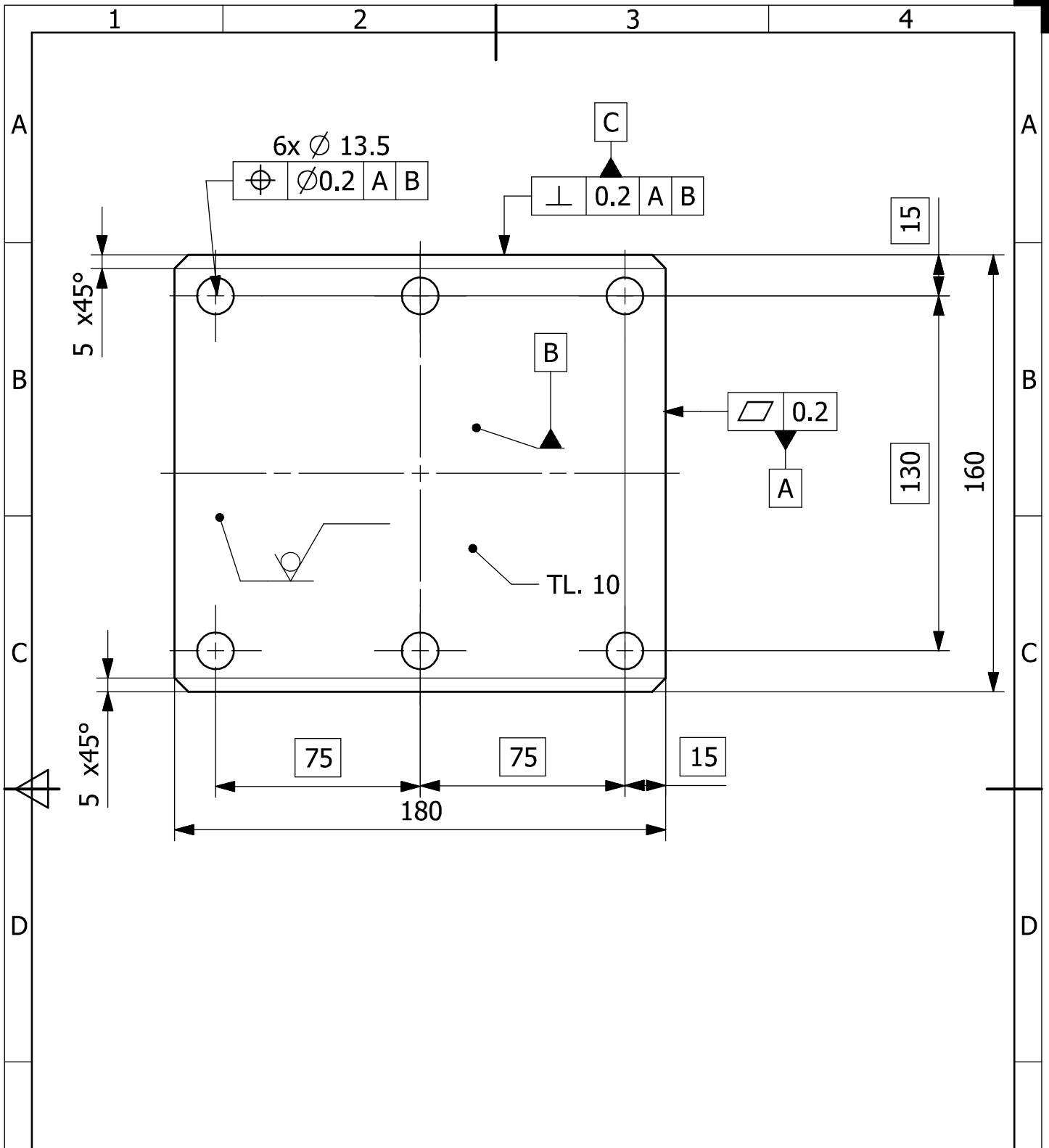
DETAIL C
SCALE 1:5



WIEW C
SCALE 1:5

ČÍSLO POLOŽKY	NÁZEV	ČÍSLO VÝKRESU	POČET
1	TR 4HR 120 x 100 x 6 - 4029 ČSN 42 5720.00 - 11 353.0		2
2	TR 4HR 120 x 100 x 6 - 1900 ČSN 42 5720.00 - 11 353.0		4
3	TR 4HR 120 x 100 x 6 - 650 ČSN 42 5720.00 - 11 353.0		6
4	SVISLÝ NOSNÍK MOTORU	190413/04	2
5	UPEVŇOVACÍ DESKA SILENTBLOKU	190413/03	2
6	UPEVŇOVACÍ DESKA RÁMU	190413/02	6

Měřítko	1:20	Hmotnost (kg)		Projitání		Formát	A2
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	MARTIN ZEMAN	Název RÁM ULOŽENÍ MOTORU				
	Datum	13.4.2019					
	Schválil		Číslo dokumentu 190413/01				
 KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum		Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY				
	Druh dokumentu	VÝKRES SESTAVY					
						List	1 z 1

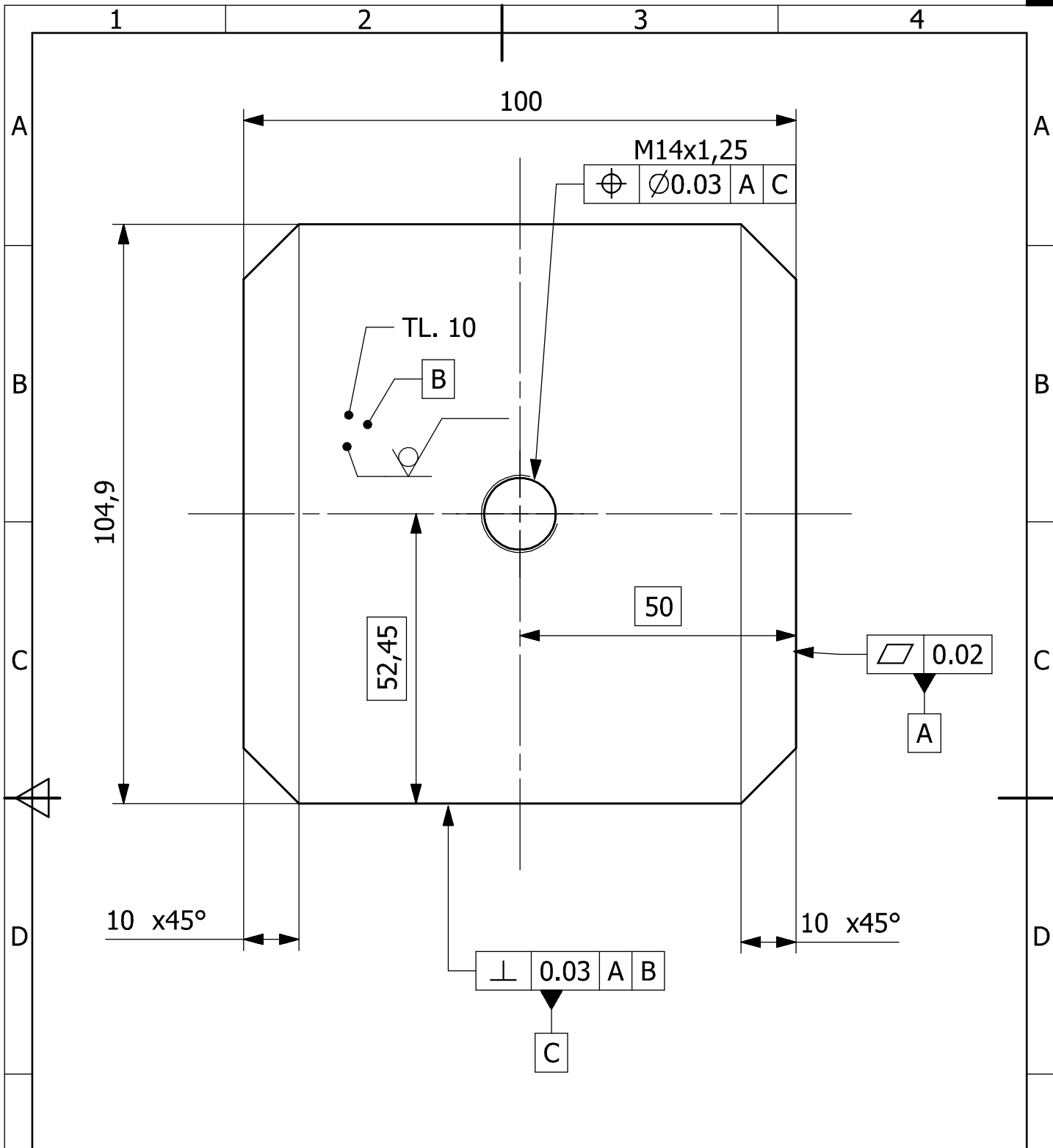


Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:2	Přesnost	ISO 2768 - mK
			Tolerování	ISO 8015
			Promitání	

Materiál - Polotovár **P10 - 180x160 ČSN 42 5310.11 - 11 375.0** Formát **A4**

<p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>	Kreslil	MARTIN ZEMAN
	Datum	13.4.2019
	Schválil	
	Datum	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Druh dokumentu	VÝROBNÍ VÝKRES

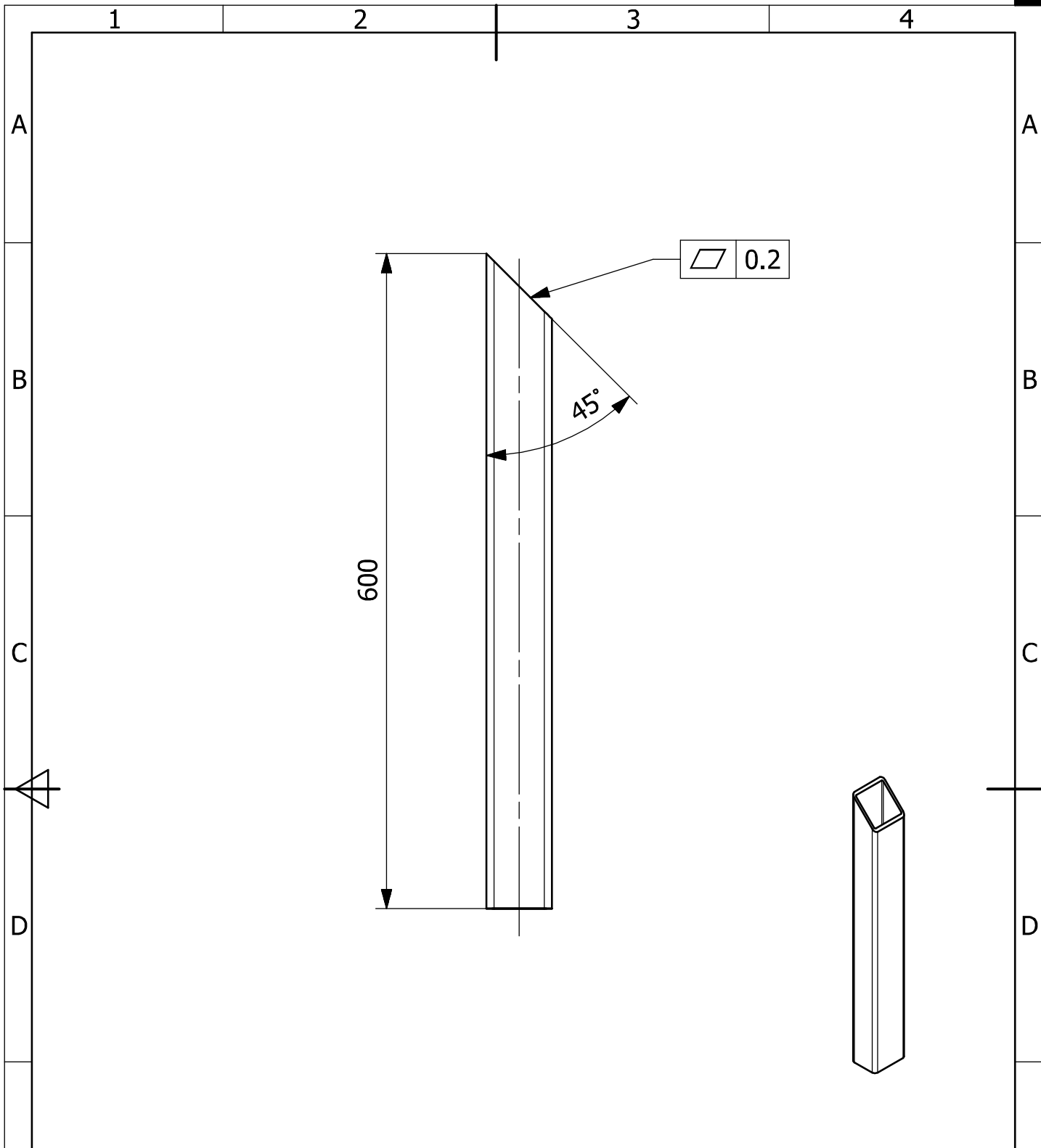
Název	UPEVNŮVACÍ DESKA RÁMU
Číslo dokumentu	190413/02



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítka 1:1 Hmotnost (kg)	Přesnost ISO 2768 - mK
			Tolerování ISO 8015
			Promítání

Materiál - Polotovár
P10 - 104,9x100 ČSN 42 5310.11 - 11 375.0
Formát **A4**

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Kreslil MARTIN ZEMAN	Název UPEVNŮVACÍ DESKA SILENTBLOKU	
	Datum 13.4.2019		Číslo dokumentu 190413/03
	Schválil	List Listů 297.0 x 210.0	
	Datum		
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES			



Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko	Přesnost
		1:5	ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg)	Tolerování
			ISO 8015
			Promítání

Materiál - Polotovár
 TR 4HR 80x60x5 - 600 ČSN 42 5720.00 - 11 353.0

Formát **A4**

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	MARTIN ZEMAN	Název SVISLÝ NOSNÍK MOTORU
	Datum	13.4.2019	
	KKS	Schválil	
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum		190413/04
	Druh dokumentu	VÝROBNÍ VÝKRES	List Listů 297.0 x 210.0