



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Studie proveditelnosti minirypadla Bobcat
E15**

Feasibility study of Bobcat E15 excavator

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2018

Jakub HNÁTEK

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301T047 Dopravní letadlová a transportní technika
Vedoucí práce: prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
Odborný konzultant: Ing. Tomáš Kujan

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hnátek** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **395183**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Studie proveditelnosti minirypadla E15

Název diplomové práce anglicky:

Feasibility Study of Bobcat E15 Excavator

Pokyny pro vypracování:

Práce bude obsahovat porovnání hlavních parametrů, které jsou cílem práce s konkurencí (hmotnost, výška, mezera pro nastupování do stroje, výška podvozku), analýzu stroje E17 včetně rozkladu do konstrukčních celků. Studie proveditelnosti minirypadla E15 bude obsahovat problematiku snížení celkové výšky stroje, jeho hmotnosti a zvětšení vzdálenosti mezi pásem a horní otočnou částí oproti stroji E 17.

Konstrukční část práce bude řešit návrh nosného plechového rámu a podvozku. Na tyto nosné části budou upevněna všechna potřebná zařízení. Výstupem bude zjednodušený model rámu s funkčními komponenty, podvozkem a výložníkem.

Seznam doporučené literatury:

Švec, V.: Části a mechanismy strojů ? spoje a části spojovací.
Švec, V.: Části a mechanismy strojů - mechanické převody.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

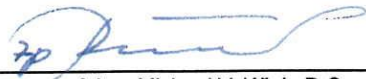
Datum zadání diplomové práce: **09.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: **14.06.2018**

Platnost zadání diplomové práce:


prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce


prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

17.4.2018
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího prof. Ing. Vojtěcha Dynybyla, Ph.D.

Dále prohlašuji, že veškeré podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

.....

podpis

Bc. Jakub Hnátek

Děkuji prof. Ing. Vojtěchu Dynybylovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování diplomové práce. Dále bych rád poděkoval firmě Doosan Bobcat CZ za umožnění zpracování této práce.

Anotační list

Jméno autora:	Jakub HNÁTEK
Název DP:	<i>Studie proveditelnosti minirypadla Bobcat E15</i>
Anglický název:	Feasibility study of Bobcat E15 excavator
Rok:	2018
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí DP:	prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Tomáš Kujan
Bibliografické údaje:	počet stran 95 počet obrázků 67 počet tabulek 14 počet příloh 2
Klíčová slova:	Rypadlo, transportní hmotnost, parametry rypadla, nosný rám, rozložení komponent, návrh nosného rámu, šroubové pole.
Keywords:	Excavator, transport mass, parameters of the excavator, upperstructure, component layout, design of upperstructure, screw field.

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá návrhem minirypadla Bobcat E15 jako modifikace minirypadla Bobcat E17. Návrh spočívá v rozkladu rypadla E17 na konstrukční celky, rozložení funkčních komponent stroje, identifikaci prvků pro snížení hmotnosti, návrhu nového nosného rámu a úpravě podvozku. Další součástí je analýza nosného rámu pomocí metody konečných prvků a výpočet šroubového pole. Výstupem je zjednodušený 3D model rypadla E15.

Abstract:

This diploma thesis deals with the design of Bobcat E15 mini excavator by modification of the Bobcat E17 mini excavator. Design is based on decomposition of E17 excavator into base structural groups, layout of internal components, identification of the elements for weight reduction, design of new upperstructure and the modification of undercarriage. Another part is finite element analysis of new upperstructure, calculation of the screw field and simplified 3D model of E15 excavator.

Obsah

Seznam použitých symbolů.....	1
1. Úvod.....	4
2. Teoretická část	8
2.1 Kontejner 1C dle ISO 668.....	9
2.2 Rešerše dostupných strojů	9
2.2.1 Bobcat E17	10
2.2.2 Bobcat E16.....	10
2.2.3 Bobcat E14.....	10
2.2.4 Kubota KX016 – 4	11
2.2.5 CAT 301.7D (pevný podvozek)	11
2.2.6 Komatsu PC14R – 3.....	11
2.2.7 JCB 8014.....	11
2.2.8 JCB 8016.....	11
3. Cíle práce	12
4. Analytická část	12
4.1 Stručný popis minirypadla	13
4.2 Rozklad na konstrukční celky a hmotnostní studie	15
4.3 Prvky rámu a kabiny	17
4.3.1 Spalovací motor	17
4.3.2 Hydraulické čerpadlo	17
4.3.3 Mechanické ovládání rypadla	18
4.3.4 Palivová nádrž.....	19
4.3.5 Hydraulický otočový motor	20
4.3.6 Nádrž hydraulického oleje	21
4.3.7 Hydraulický rozvaděč a pojezdové motory	22
4.3.8 Nosný rám	23
4.3.9 Protizávaží.....	24
4.3.10 Kostra prostoru operátora - Bonnet	25
4.3.11 Elektrický svazek a baterie	25
4.3.12 Hydraulické komponenty v rámu rypadla	25
4.3.13 Hydraulické ovládání rypadla	26
4.3.14 Podlaha prostoru operátora.....	26
4.3.15 Výfuková soustava	26
4.3.16 Ofset výložníku	27
4.3.17 Pravé kryty	28
4.3.18 Levé kryty	28
4.3.19 Chlazení	28
4.3.20 Izolace	29
4.3.21 Zadní servisní dveře	29
4.3.22 Standartní sedačka	29
4.3.23 Ocelová střešní konstrukce	30

4.3.24	Mechanické klíčové zapalování.....	31
4.4	Podvozek.....	31
4.4.1	Komponenty podvozku.....	31
4.4.2	Podvozek - střed.....	32
4.4.3	Levý a pravý vodič pásů.....	33
4.4.4	Standartní radlička.....	33
4.5	Podkop.....	34
4.5.1	Výložník s krátkou násadou.....	34
4.5.2	Hydraulické komponenty výložníku a násady.....	34
4.5.3	Světlo výložníku.....	35
4.6	Určení hlavních rozměrů a parametrů stroje E15.....	35
4.6.1	Určení výšky stroje E15.....	35
4.6.2	Určení hmotnosti stroje E15.....	38
4.7	Rozložení komponent.....	38
4.8	Model prostoru a rozložení komponent.....	40
4.8.1	Rozložení komponent E17.....	42
4.8.2	Rozložení komponent – Varianta 1.....	45
4.8.3	Rozložení komponent – Varianta 2.....	48
4.8.4	Rozložení komponent – Varianta 3.....	50
4.8.5	Výběr nejvhodnější varianty rozložení komponent.....	52
4.9	Konstrukce nového nosného rámu rypadla.....	53
4.9.1	Popis základních prvků rámu rypadla E17.....	53
4.9.2	Návrh nosného rámu stroje E15 – varianta 1.....	55
4.9.3	Návrh nosného rámu stroje E15 – varianta 2.....	57
4.9.4	Shrnutí a porovnání návrhu nového rámu.....	58
4.10	Úprava a snížení hmotnosti a výšky podvozku stroje E17.....	58
4.11	Úprava protizávaží.....	60
4.12	Výsledné parametry zjednodušeného modelu stroje E15.....	60
5.	Pevnostní kontrola rámu a výpočet šroubového pole ložiska.....	61
5.1	Pevnostní kontrola rámu pomocí MKP.....	61
5.1.1	Zatížení a okrajové podmínky.....	63
5.1.2	Výsledky.....	65
5.2	Výpočet šroubového pole ložiska v rámu stroje.....	69
5.2.1	Kontrola kompaktnosti spoje.....	71
5.2.2	Pevnostní kontrola šroubů.....	73
6.	Zjednodušený 3D model stroje E15.....	77
7.	Závěr.....	81
	Literatura.....	82
	Seznam obrázků.....	83
	Seznam tabulek.....	86

Seznam příloh	87
----------------------------	-----------

Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	název
C	[mm]	šířka rypadla, zatažený podvozek
CL	[mm]	šířka rypadla, roztažený podvozek
D	[mm]	délka kontejneru
d1	[mm]	vnější průměr šroubu
d2	[mm]	průměr stoupání závitu
d3	[mm]	průměr jádra šroubu
E	[N/mm ²]	Youngův modul pružnosti v tahu
e	[mm]	kolmá vzdálenost ve směru osy y síly V_z a těžiště C
F	[N]	maximální síla
F_i	[N]	velikost vnějších sil působících na šroub v i – té řadě
F_1	[N]	síla působící na šroub v první řadě
H	[mm]	celková výška rypadla
h	[mm]	kolmá vzdálenost ve směru osy y síly V_x a těžiště C
h_{mot}	[mm]	výška otočového motoru
I	[A]	elektrický proud
J_x^*	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose x
J_y^*	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose y
k	[-]	bezpečnost
l	[mm]	délka šroubu
M_k	[N.mm]	krouticí moment
M_x	[N.mm]	moment k ose x
M_y	[N.mm]	moment k ose y
m	[kg]	hmotnost
m_{dif}	[kg]	hmotnostní rozdíl
m_{ref}	[kg]	ideální hmotnost rypadla E15
m_{trans}	[kg]	transportní hmotnost
n	[-]	počet šroubů
P	[mm]	rozteč
p_{M_x}	[MPa]	tlak vyvolaný momentem M_x
p_{M_xE}	[MPa]	tlak vyvolaný momentem M_x v bodě E

ρ_{MxF}	[MPa]	tlak vyvolaný momentem M_X v bodě F
ρ_{My}	[MPa]	tlak vyvolaný momentem M_Y
ρ_{MyA}	[MPa]	tlak vyvolaný momentem M_Y v bodě A
ρ_{MyB}	[MPa]	tlak vyvolaný momentem M_Y v bodě B
ρ_{max}	[MPa]	maximální hodnota tlaku
ρ_{min}	[MPa]	minimální hodnota tlaku
ρ_D	[MPa]	dovolený tlak
ρ_V	[MPa]	tlak vyvolaný vnější silou V_Z
ρ_0	[MPa]	tlak vyvolaný montážním předpětím šroubů
Q_0	[N]	montážní předpětí šroubu
S	[mm ²]	průřez šroubu
S^*	[mm ²]	dosedací plocha
\check{S}	[mm]	šířka kontejneru
U	[V]	napětí
u_i	[-]	počet šroubů v i – té řadě
V	[mm]	výška kontejneru
V	[mm]	kolmá vzdálenost ve směru osy x síly V_Z a těžiště C
V_{in}	[mm]	vnitřní výška kontejneru
V_X	[N]	směr síly V ve směru osy x
V_Z	[N]	směr síly V ve směru osy z
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
X	[N]	výška boku rypadla
x_A a x_B	[mm]	vzdálenost okrajů kroužku ložiska od osy y
x_i	[mm]	vzdálenost i – té řady šroubů od těžiště
Y	[mm]	výška podvozku rypadla
Z	[mm]	vzdálenost mezi pásem a rámem rypadla
γ	[°]	úhel stoupání závitu
ε	[-]	poměrná deformace
σ_F	[N/mm ²]	maximální napětí
σ_i	[MPa]	napětí ve šroubu v i – té řadě
σ_{kt}	[MPa]	mez kluzu
σ_{Mi}	[MPa]	tahové napětí šroubu
σ_V	[MPa]	tahové napětí vyvolané vnější silou V_Z
σ_{red}	[N/mm ²]	redukováné napětí

τ	[N/mm ²]	smykové napětí
φ'	[°]	třecí úhel závitu
Δl	[mm]	prodloužení

1. Úvod

Pásová hydraulická rypadla, hojně užívaná ve stavebnictví všeho druhu, se nejčastěji dělí dle způsobu použití podle hmotnostní kategorie, do které spadají. Tato práce bude dále pojednávat o hydraulických rypadlech typu minirypadlo.

Minirypadla jsou stavební stroje používané při malých stavebních pracích, většinou v městské zástavbě při hloubení rýh, výkopů a malých zemních pracích. Výhodou jsou malé rozměry, slušný výkon a množství přídavných zařízení. Při pracovním nasazení dokáže minirypadlo nahradit výkon několika pracovníků. Většina strojů této kategorie je konstruována na pásovém podvozku a pro lepší stabilitu jsou stroje vybaveny přední radlicí. U některých typů je možné hydraulicky měnit šířku rozchodu podvozku. [1]

Minirypadla se standartně rozdělují dle nosnosti a to od 800 až 5 500 kg. Většina výrobců minirypadel, vyrábí stroje o hmotnostních třídách rozdělených v Tab. 1.

Tab. 1 Hmotnostní řazení stavebních strojů

Hmotnostní kategorie	Stručný popis pracovních výkonů a použití	
0,8 ÷ 1 t	Malé výkopové a bourací práce, do hloubky max. 1,8 m práce uvnitř budov	Obr. 1
1 ÷ 2 t	Malé výkopové a bourací práce, do hloubky max. 2,4 m	Obr. 2
2 ÷ 3 t	Výkopové a bourací práce do hloubky max. 2,6 m	Obr. 3
3 ÷ 4 t	Velké výkopové a bourací práce do hloubky max. 3,2 m	Obr. 4
4 ÷ 5,5 t	Velké výkopové a bourací práce do hloubky max. 3,95 m	Obr. 5



Obr. 1 Minirypadlo 1t



Obr. 2 Minirypadlo 2t



Obr. 3 Minirypadlo 2,5t



Obr. 4 Minirypadlo 3,5t



Obr. 5 Minirypadlo 5,5t [3]

Mezi těmito typy hmotností existuje celá řada mezistupňů, určená specifickými požadavky na typ práce, místo použití a dopravu.

Tato práce se bude zabývat studii proveditelnosti na konstrukci minirypadla o hmotností kategorii 1,5 tuny, žádaná zejména ve Velké Británii. V této hmotnostní kategorii není na trhu obsaženo větší množství strojů, z důvodu specifického požadavku na hmotnost, jež při velikosti stroje značně znesnadňuje použití většího odlévaného protizávaží, což má za následek snížení zvedacích a stabilitních parametrů stroje. Z tohoto důvodu se v této kategorii na trhu nalézají spíše rypadla o hmotnosti kolem 1,7 tuny, kde tato hmotnost nabízí relativně jednoduché konstrukční řešení s použitím dostatečně velkého protizávaží k plnému využití hydraulického výkonu s ohledem na stabilitu stroje.

Úkolem této práce bude rešerše výrobců minirypadel v požadované hmotnostní kategorii, zmapování současně vyráběného stroje Bobcat E17, na jehož platformě by měl nový stroj E15 být založen, hmotnostní studie a použitelnost současně vyráběných konstrukčních celků a komponent. Požadované hmotnosti bude dosaženo úpravou nebo vytvořením nového nosného rámu stroje, protizávaží a podvozku.

Dalším úkolem bude snížení výšky stroje pro parkování rypadla na staveništi ve standartním kontejneru 1C dle ISO 668, zvýšení mezery mezi podvozkem a rámem stroje, pro pohodlnější nástup do rypadla při zataženém podvozku.

V další části této práce bude proveden výpočet šroubového pole otočového ložiska stroje, porovnání s konkurenčními stroji, rozmístění funkčních prvků stroje v novém rámu, výpočet rámu metodou konečných prvků a 3D model sestavených nosných komponent minirypadla.

2. Teoretická část

Cílem této kapitoly je zmapování na trhu dostupných strojů v požadované hmotnostní kategorii s uvedením zvedacích parametrů a stability dle normy ISO 6016.

Norma ISO 6016 určuje konfiguraci minirypadla pro určení provozní hmotnosti jako stroj v základním provedení s ocelovou střešní konstrukcí, základní lžící šířky 400 milimetrů, základní násadou výložníku, krátkou radličkou, základní sedačkou, hmotnost provozních kapalin při plném naplnění nádrží, hmotnost operátora 75 kg a bez jakýchkoliv volitelných přídavných zařízení.

Cílová hmotnost 1 480 kg bude definována jako transportní hmotnost opět vycházející z normy ISO 6016, která je definována jako provozní hmotnost, avšak bez hmotnosti lžice a operátora.

Požadavkem na zpracování této práce je zachování určitých částí stroje použitých v současné době ve výrobě, které budou dále popsány v analytické části práce.

Rypadlo Bobcat E15, kterým se tato práce bude zabývat bude vycházet ze současně vyráběného rypadla E17 se kterým bude sdílet co největší množství funkčních komponent a starého modelu E14, který poslouží jako podklad pro odlehčení a snížení celkové výšky, a bude s těmito stroji sdílet mnoho vlastností, které budou rozvedeny v dalších kapitolách této práce. Bude se jednat o CTS rypadlo s hydraulicky rozšiřovatelným podvozkem, mechanickým ovládním a dvojrychlostními pojezdovými motory.

Označení CTS znamená Conventional Tail Swing, což vyjadřuje jeden z konstrukčních parametrů rypadla kdy, při rotaci kolem centrální osy, kabina a rám přesahují šíři a délku pásů.

2.1 Kontejner 1C dle ISO 668

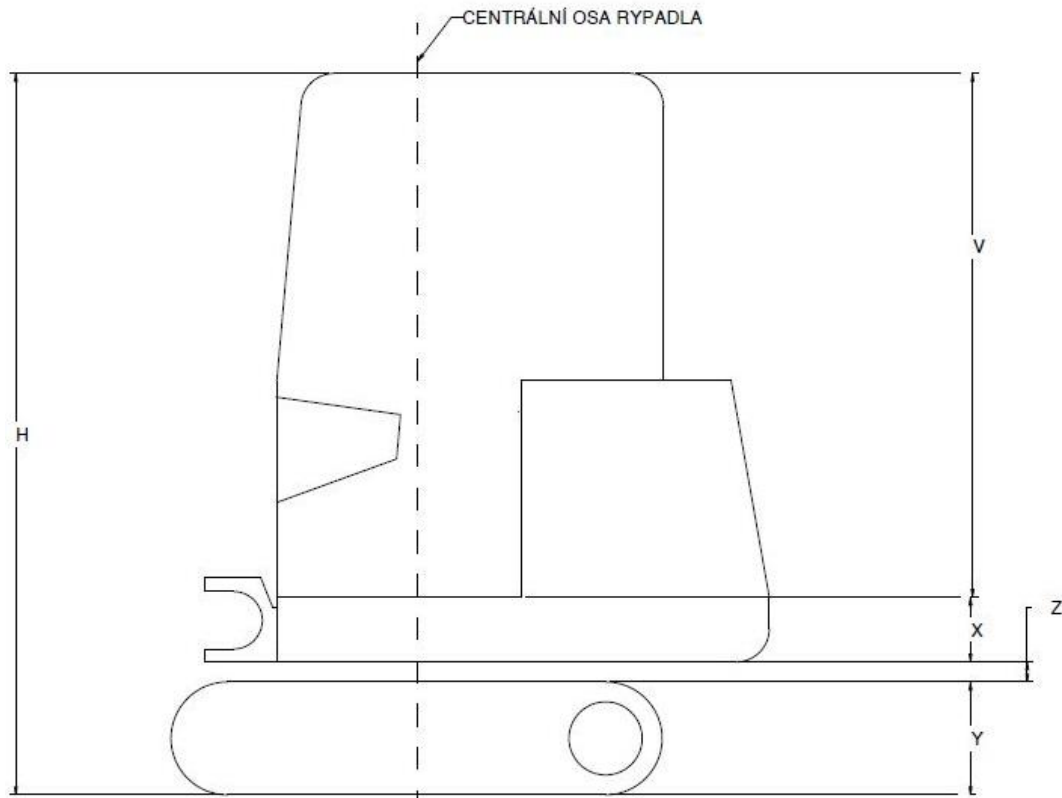
Jedná se o standardní kontejner řady 1, s normovanými vnějšími rozměry $D \times V \times Š = 6\ 058 \times 2\ 438 \times 2\ 438$ mm. Dle normy ISO 668 je vnitřní výška kontejneru $V_{in} = 2\ 197$ mm.

2.2 Rešerše dostupných strojů

V této kapitole budou porovnány jednotlivé parametry na trhu dostupných strojů ve hmotnostní kategorii 1,5 t. Jednotlivé stroje nebudou detailněji popisovány z důvodu podobné funkce a složení hlavních konstrukčních celků všech zde popsaných rypadel. Podrobnější popis a funkce minirypadla bude popsána v analytické části práce.

U všech strojů budou porovnávány parametry stroje jako celková výška H a hmotnost m . Parametry výšky dílčích částí stroje jako výška podvozku Y , mezera mezi podvozkem a rámem stroje Z a výška boku stroje X dle Obr. 6 budou uvedeny pro stroje firmy Bobcat a pro stroj Kubota z důvodu nedostatku informací od výrobců dalších rypadel.

Schéma stroje bude součástí 3D modelu stroje a bude sloužit jako kostra pro model stroje E15.



Obr. 6 Základní průmět s výškovými rozměry

2.2.1 Bobcat E17

- Transportní hmotnost $m_{\text{trans}} = 1\,594$ kg.
- Výška stroje $H = 2\,299$ mm.
- Výška podvozku $Y = 375$ mm.
- Výška mezery $Z = 44$ mm.
- Výška boku stroje $X = 302,5$ mm.

2.2.2 Bobcat E16

- Transportní hmotnost $m_{\text{trans}} = 1\,538$ kg.
- Výška stroje $H = 2\,170,8$ mm.
- Výška podvozku $Y = 356,3$ mm.
- Výška mezery $Z = 62$ mm.
- Výška boku stroje $X = 226$ mm.

2.2.3 Bobcat E14

- Transportní hmotnost $m_{\text{trans}} = 1\,336$ kg.
- Výška stroje $H = 2\,157,3$ mm.

- Výška podvozku $Y = 354,8$ mm.
- Výška mezery $Z = 66$ mm.
- Výška boku stroje $X = 216$ mm.

2.2.4 Kubota KX016 – 4

- Transportní hmotnost $m_{\text{trans}} = 1\,455$ kg.
- Výška stroje $H = 2\,350$ mm.
- Výška podvozku $Y = 340$ mm.
- Výška mezery $Z = 78$ mm.
- Výška boku stroje $X = 290$ mm.

2.2.5 CAT 301.7D (pevný podvozek)

- Transportní hmotnost $m_{\text{trans}} = 1\,500$ kg.
- Výška stroje $H = 2\,290$ mm.

2.2.6 Komatsu PC14R – 3

- Transportní hmotnost $m_{\text{trans}} = 1\,496$ kg.
- Výška stroje $H = 2\,320$ mm.

2.2.7 JCB 8014

- Transportní hmotnost $m_{\text{trans}} = 1\,524$ kg.
- Výška stroje $H = 2\,318$ mm.

2.2.8 JCB 8016

- Transportní hmotnost $m_{\text{trans}} = 1\,547$ kg.
- Výška stroj $H = 2\,318$ mm.

Souhrn rozměrů jednotlivých strojů je pro zjednodušení uveden v Tab. 2.

Tab. 2 Základní výškové rozměry vybraných strojů

	m [kg]	H [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]
E17	1 594	2 299	375	44	307
E16	1 538	2 171,0	356,3	62	226
E14	1 336	2157,0	355	66	216
KX016-4	1 455	2 355	340	78	290

3. Cíle práce

Cílem této práce je vytvoření koncepčního návrhu minirýpadla Bobcat E15 o transportní hmotnosti 1480 ± 20 kg, úpravou stávajícího stroje E17 a starého modelu E14.

Požadované hmotnosti bude dosaženo úpravou, popřípadě vytvořením nového rámu a podvozku stroje.

Dalším úkolem je úprava celkové výšky stroje pro parkování v kontejneru 1C, výšky mezery mezi pásem a rámem stroje pro snadnější nástup operátora do rýpadla při zataženém podvozku a rozmístění funkčních komponent v rámu.

Výsledný rám a podvozek bude analyzován pomocí MKP pro kontrolu maximálního přípustného napětí dle zatížení a okrajových podmínek Bobcat a výpočet šroubového pole v rámu stroje pro připevnění otočového ložiska.

Požadavkem na zpracování této práce je zachování maximálního možného počtu stávajících komponent pro snížení složitosti vývoje stroje a nákladů na výrobu.

4. Analytická část

V této části práce bude minirýpadlo Bobcat E17 rozebráno na jednotlivé konstrukční celky s hmotnostní analýzou a provedeny konstrukční úpravy k dosažení cílů této práce.

4.1 Stručný popis minirypadla

Mezi jednotlivými výrobci se na trhu nalézají velké množství rypadel, které se mezi sebou liší v zásadě pouze svými pracovními výkony a designem. Funkční prvky jednotlivých strojů jsou podobné a liší se pouze v detailech.

Minirypadla jsou poháněna spalovacím motorem (někdy se můžeme setkat i s hybridním pohonem), který roztáčí axiální pístové nebo zubové čerpadlo. Čerpadlo poskytuje tlakový olej, který pohání všechna funkční ústrojí rypadla. Tlak z čerpadla je přiveden nejprve do hydraulické kostky, kde se dále dělí a následně do hydraulického rozvaděče, kde je poté olej do jednotlivých hydraulických okruhů distribuován pomocí manuálního, hydraulicky nebo elektricky ovládaného šoupátkového rozvaděče. Každé rypadlo je vybaveno hydromotorem a ložiskem umístěným mezi rámem a podvozkem stroje sloužící k otáčení rámu a kabiny stroje kolem centrální osy.

Tento hydromotor nazýváme otočovým motorem. Zpravidla se jedná o pístový axiální hydromotor s planetovou převodovkou a hydraulickou brzdou, sloužící k automatickému zastavení otáčení vrchní části stroje kolem centrální osy stroje při vypnutém motoru.

Podvozek minirypadla může mít pevnou nebo hydraulicky rozšířitelnou šířku, což umožňuje větší všestrannost stroje. V podvozku jsou dále uloženy pojezdové motory, sloužící k přenosu kroutícího momentu na pásy pomocí hnacího kola, které je součástí obou pojezdových motorů. Další součástí podvozku je radlička, sloužící k nahrnování materiálu, ale především jako opěrný bod zvyšující stabilitu stroje při práci. Radlička je ovládána jedním hydraulickým válcem.

Další hlavní součástí minirypadla je podkop, který je ovládán zpravidla čtyřmi hydraulickými válci: pohyb výložníku, pohyb násady, pohyb pracovního nástroje a pohyb podkopu do stran.

Minirypadla mohou být vybavena buď uzavřenou kabinou nebo otevřenou střešní konstrukcí. Obě tyto varianty slouží spolu s rámem jako ochranná struktura operátora stroje například při pádu nebo překlopení stroje a musí splňovat test ROPS (Roll Over Protective Structure) daný normou ISO 3471, který je předepsán pro všechny stavební stroje.

Rypadla jsou dále vybavena jedním až dvěma přídatnými hydraulickými okruhy pro pracovní nástroje. Vnější části stroje jsou vyobrazeny na Obr. 7 a Obr. 8. Popis

jednotlivých částí minirypadla včetně funkčních komponent je obsažen v kapitole 4.2.



Obr. 7 Vnější celky stroje 1



Obr. 8 Vnější celky stroje 2

4.2 Rozklad na konstrukční celky a hmotnostní studie

Jednotlivé konstrukční celky s příslušnou hmotností jsou uvedeny v Tab. 3. Celky stroje E14 jsou uvedeny pro porovnání a referenci při tvorbě stroje E15.

Tab. 3 Rozdělení na konstrukční celky

	Název konstrukčního celku	m [kg] E14	m [kg] E17
Prvky rámu a kabiny	Spalovací motor	74,52	75,85
	Hydraulické čerpadlo	17,48	15,01
	Mechanické ovládání rypadla	13,67	16,97
	Palivová nádrž	9,21	3,91
	Hydraulický otočový motor	18	22
	Nádrž hydraulického oleje	8,06	9,31
	Hydraulický rozvaděč a pojezdové motory	56,71	98,77
	Nosný rám	170,3	225
	Protizávaží	×	54,25
	Kostra prostoru operátora	33,49	41,88
	Elektrický svazek a baterie	24,87	17,14
	Hydraulické komponenty v rámu rypadla	1,78	3,09
	Hydraulické ovládání rypadla	4,9	4,47
	Podlaha prostoru operátora	5,49	13,25
	Výfuková soustava	8,16	6,77
	Ofset výložníku	55,57	57,69
	Pravé kryty	0,32	9,74
	Levé kryty	×	5,31
	Chlazení	13,67	9,07
	Izolace	2	1,8
	Zadní servisní dveře	52,04	37,5
	Standartní sedačka	17,92	19,59
	Ocelová střešní konstrukce	59,3	56,7
Mechanické klíčové zapalování	0,69	0,16	
Podvozek	Komponenty podvozku	204,11	218,47
	Podvozek - střed	57	86,42
	Levý vodič pásů	44	64,84
	Pravý vodič pásů	44	64,84
	Standartní (krátká) radlička	67,18	80,12
Podkop	Výložník se standartní (krátkou) násadou	97,91	97,91
	Hydraulické komponenty výložníku a násady	42,74	42,74
	Světlo výložníku	1,21	1,21
Ostatní	Odhadnutá hmotnost svarů	30	25
	Hmotnost spojovacích prvků	64,82	70,23
	Hmotnost kapalin (nafta, hydraulický olej)	35,1	37,3
Hmotnost celkem		1336,22	1594,31

Výsledné hmotnosti odpovídají hmotnostem odečteným ze specifikací strojů E14 a E17 uvedených v kapitole 2.2.

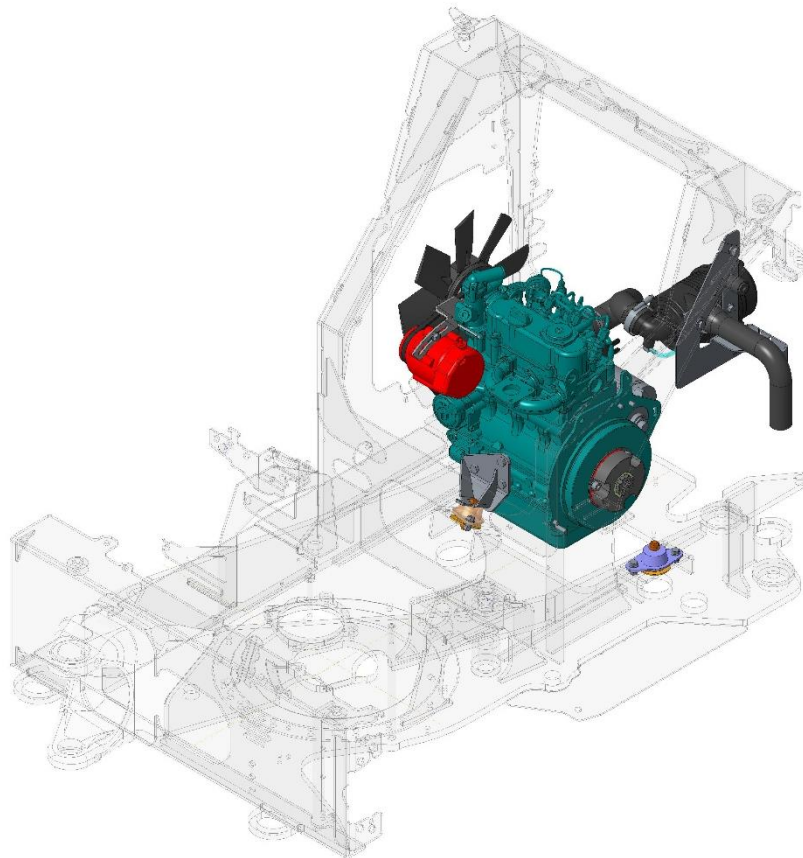
4.3 Prvky rámu a kabiny

4.3.1 Spalovací motor

Spalovací motor na Obr. 9 je hlavní pohonnou jednotkou celého rypadla. Motor je přes spojku spojen s hydraulickým čerpadlem, které roztáčí a generuje tlak a průtok hydraulického oleje. Operátor může z kabiny řídit otáčky motoru a tím upravit průtok čerpadla dle potřeb úkonu.

Jedná se o vznětový spalovací motor Kubota D722, vodou chlazený tří válcový motor o objemu 719cc a výkonu 10,4 kW při 3600 otáčkách za minutu.

Součástí skupiny spalovacího motoru je elektrický startér, alternátor a vzduchový filtr.

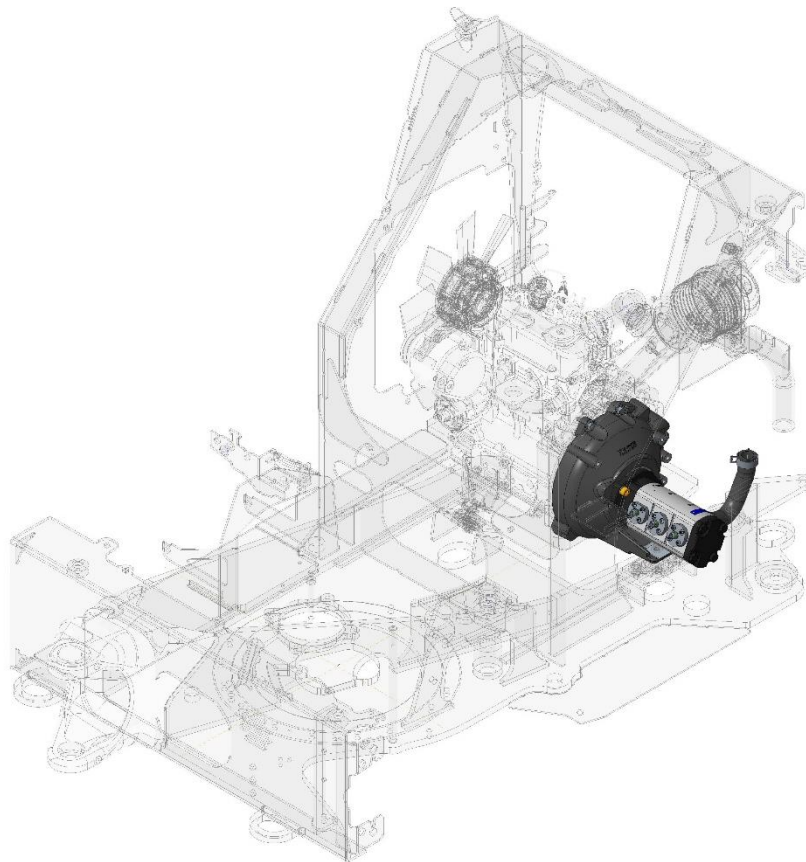


Obr. 9 Spalovací motor Kubota D722

4.3.2 Hydraulické čerpadlo

Hydraulické čerpadlo stroje na Obr. 10 slouží jako zdroj tlakového oleje pro pohon všech pohyblivých součástí rypadla. Jedná se buďto o zubové nebo axiální

pístové čerpadlo. Čerpadlo použité na stroji E17 je zubové a má tři výstupy tlakového oleje.



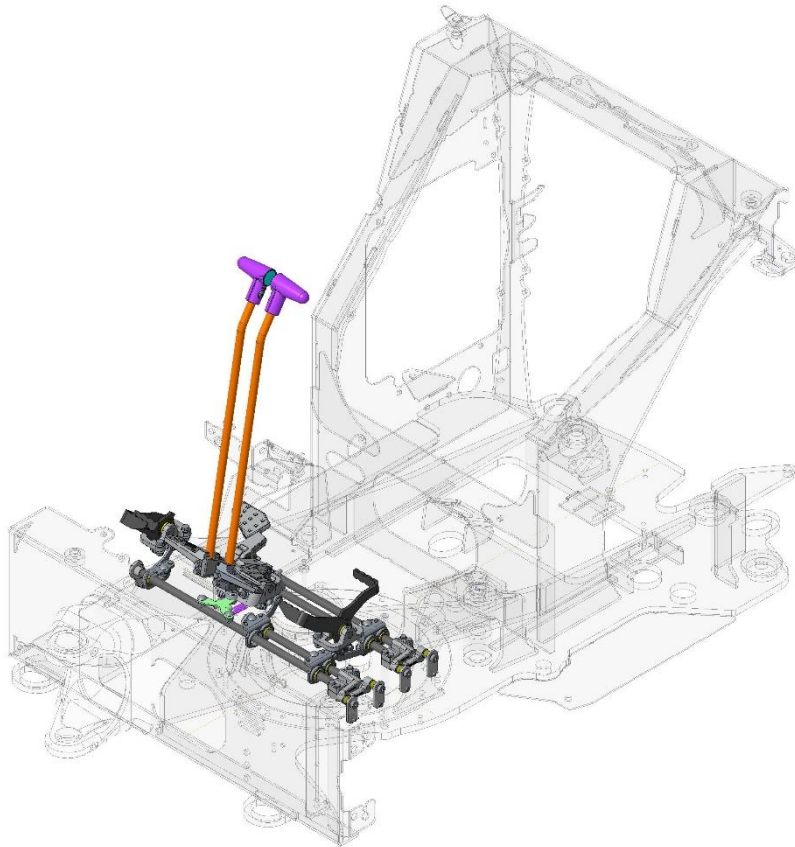
Obr. 10 Hydraulické čerpadlo

4.3.3 Mechanické ovládání rypadla

Mechanické ovládání na Obr. 11 se skládá ze dvou ovládacích pák zakončenými pedály a dvou samostatných pedálů.

Páky slouží pro ovládání pohybu pojezdové ústrojí, zatímco dva samostatné pedály slouží k ovládání offsetu výložníku a přídatného hydraulického okruhu určeného například pro pracovní nástroj.

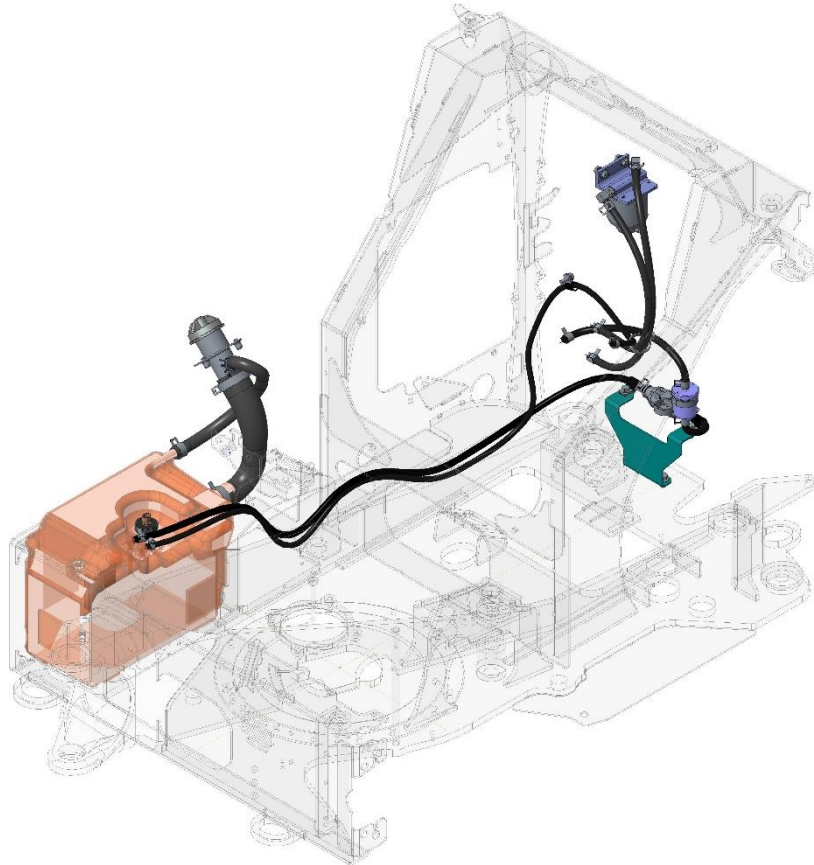
Mechanické ovládání se skládá z klikového mechanismu a soustavy hřídelů, jež převádí pohyb pedálu/páky na posuvný pohyb ovládající šoupátka rozvaděče.



Obr. 11 Mechanické ovládání

4.3.4 Palivová nádrž

Soustava palivové nádrže z polyethylenu o objemu 19,7 l je vyobrazena na Obr. 12.

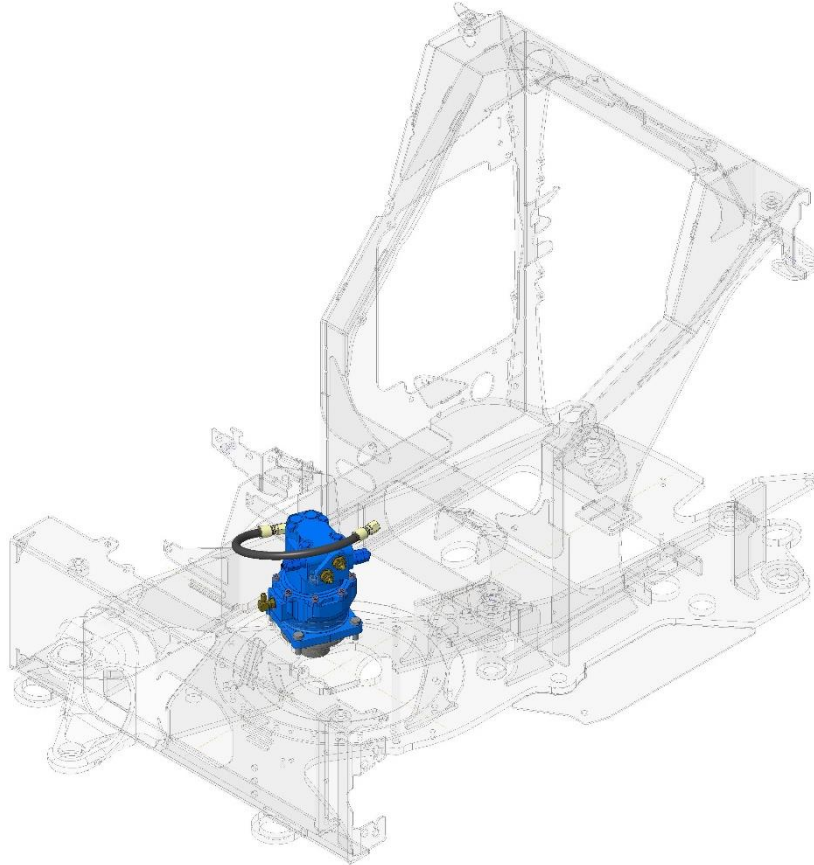


Obr. 12 Soustava palivové nádrže

4.3.5 Hydraulický otočový motor

Otočový motor na Obr. 13, slouží k otáčení vrchní části rypadla kolem centrální osy stroje. Jedná se o vertikálně uložený axiální pístový hydromotor s planetovou převodovkou s převodovým poměrem 1/10 a hydraulickou brzdou, jenž je pro tento typ stroje legislativně povinná, aby nedošlo k samovolnému otáčení vrchní části stroje například při transportu.

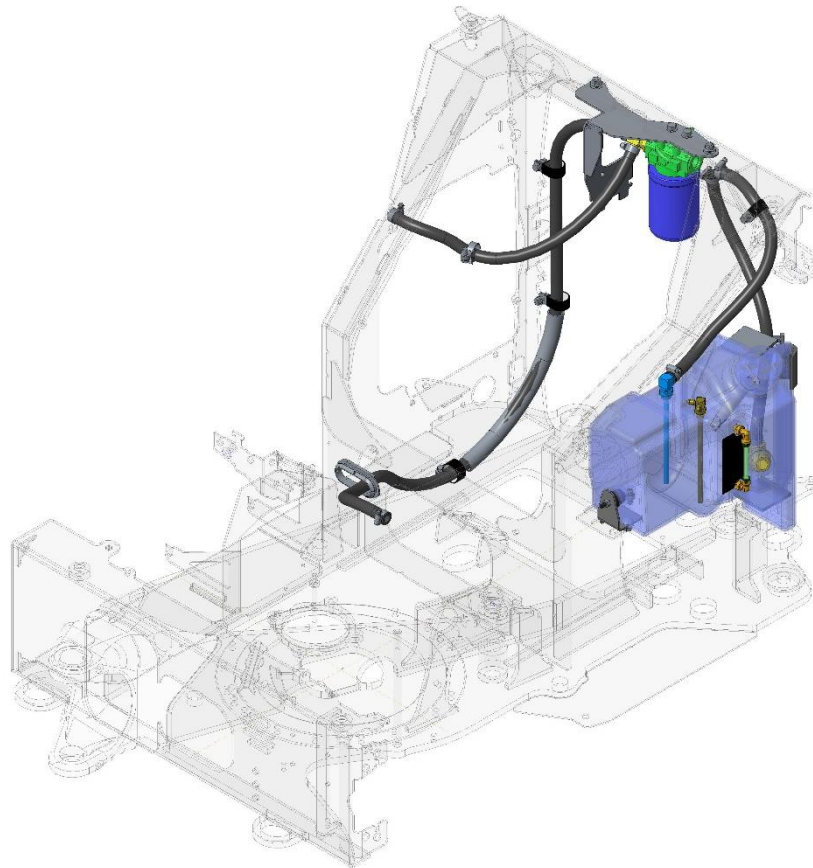
Otočový motor má na výstupním hřídeli ozubený pastorek pro přenos kroutícího momentu na otočové ložisko stroje umístěné mezi podvozkem a rámem stroje.



Obr. 13 Otočový motor

4.3.6 Nádrž hydraulického oleje

Soustava nádrže hydraulického oleje z polymeru o objemu 14,3 l je vyobrazena na Obr. 14.



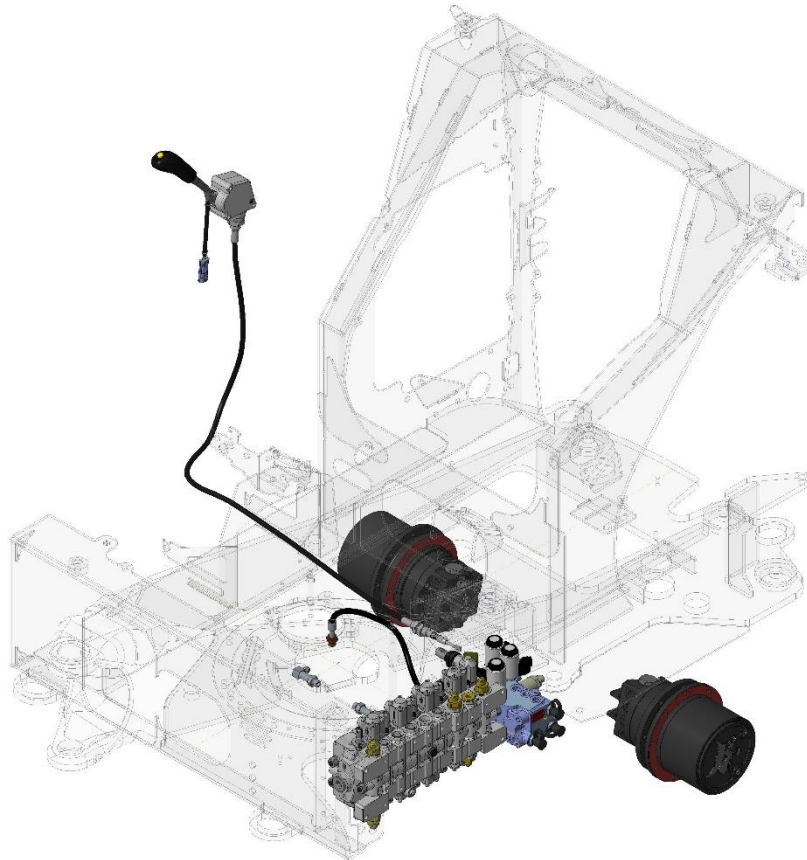
Obr. 14 Soustava nádrže hydraulického oleje

4.3.7 Hydraulický rozvaděč a pojezdové motory

Skupina se skládá ze sekčního šoupátkového rozvaděče umožňující jak mechanické, tak elektrické nebo hydraulické ovládání šoupátek. Rozvaděč slouží k distribuci tlakového oleje pro pohon celého rypadla.

Pojezdové motory slouží jako pohonná jednotka pro pohyb rypadla. Jedná se o rotační zubové hydromotory ve dvourychlostním provedení.

Dále na Obr. 15 můžeme vidět hydraulickou kostku sloužící k rozvedení tří tlakových výstupů čerpadla do více větví.



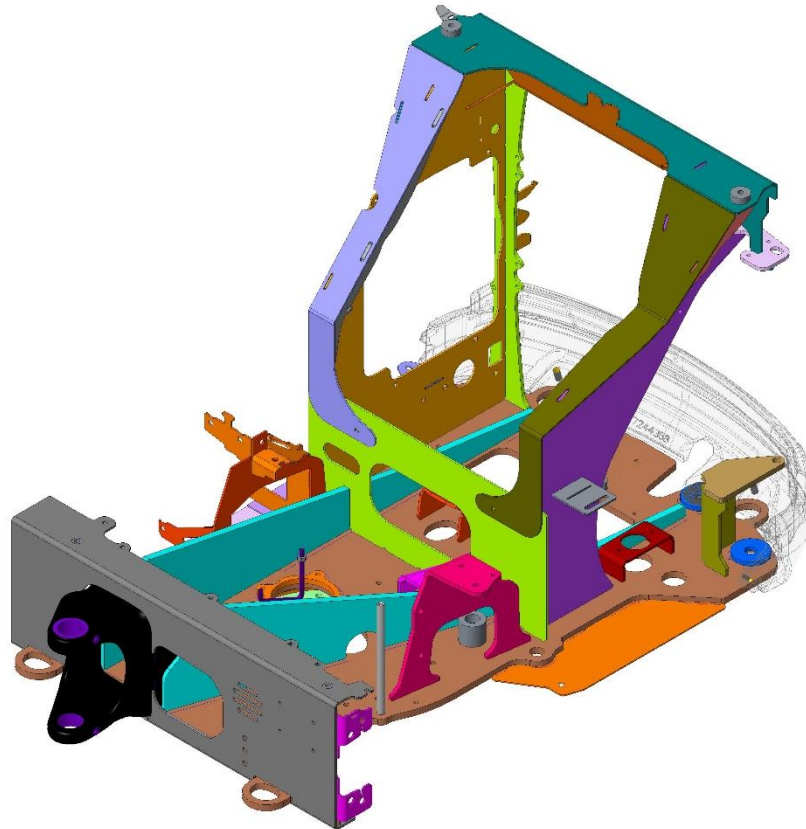
Obr. 15 Hydraulický rozvaděč a pojezdové motory

4.3.8 Nosný rám

Svařovaný nosný rám na Obr. 16, slouží jako hlavní nosná struktura stroje a pro upevnění vnitřních komponent stroje. V přední části rámu je tzv. „nos“, sloužící k upevnění odlitku, zajišťujícím spojení rámu a výložníku rypadla a k otáčení výložníku do stran (viz. kapitola 4.3.16).

Dalším prvkem je ROPS konstrukce, spojující rám se střešní konstrukcí, popřípadě kabinou, jež spolu tvoří celek ochranné struktury operátora rypadla.

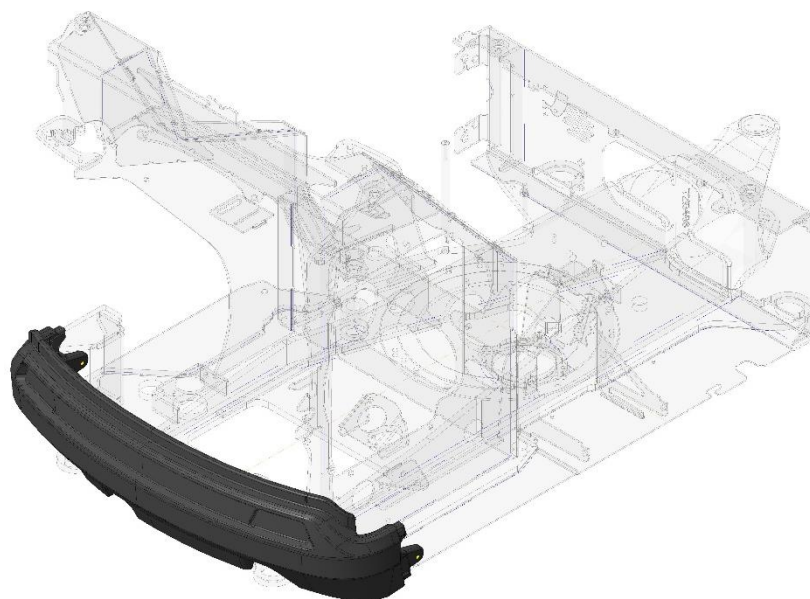
Podrobnější popis nosného rámu je v kapitole 4.9.1.



Obr. 16 Nosný rám

4.3.9 Protizávaží

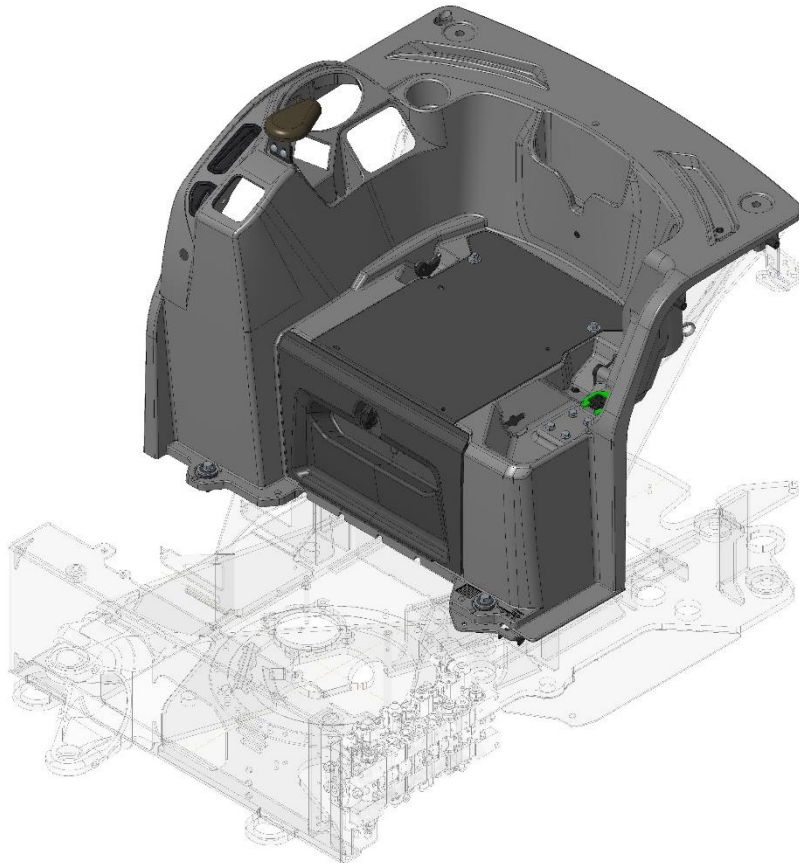
Protizávaží na Obr. 17 slouží k vyvození momentu vzhledem k centrální ose stroje, který působí ve směru proti smyslu momentu tvořeného na podkopu stroje a zvyšuje stabilitu stroje.



Obr. 17 Protizávaží

4.3.10 Kostra prostoru operátora - Bonnet

Kompozitní dílec, tvořící vnitřní prostor operátora, vyobrazený na Obr. 18. Díl má v sobě zakomponované ocelové vměstky pro připevnění k rámu, připevnění vnitřních komponent stroje, sedačky, palubních ukazatelů a pákových křížových ovladačů.



Obr. 18 Bonnet

4.3.11 Elektrický svazek a baterie

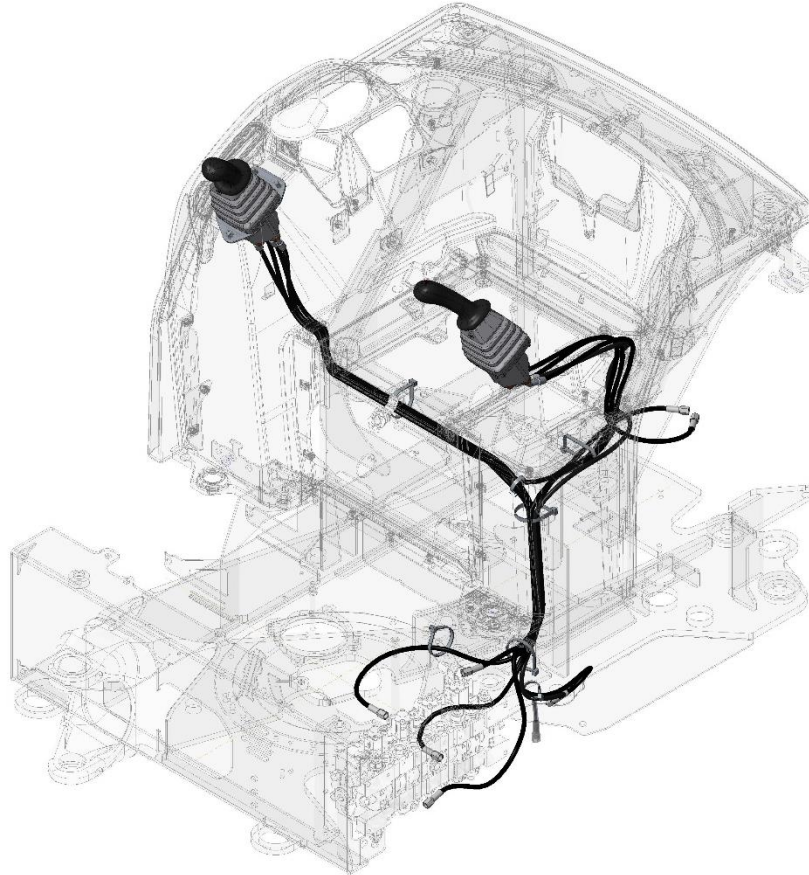
Elektrický svazek s autobaterií ($U = 12 \text{ V}$, $I = 480 \text{ A}$ při -18 °C) sloužící k nastartování stroje. Součástí je i mechanická pojistka sloužící pro mechanické přerušení toku elektrického proudu například při nehodě.

4.3.12 Hydraulické komponenty v rámu rypadla

Soustava hydraulických hadic a trubek v rámu stroje.

4.3.13 Hydraulické ovládání rypadla

Ovládání výložníku a násady rypadla pomocí hydraulických pákových křížových ovladačů (joysticků) je vyobrazeno na Obr. 19.



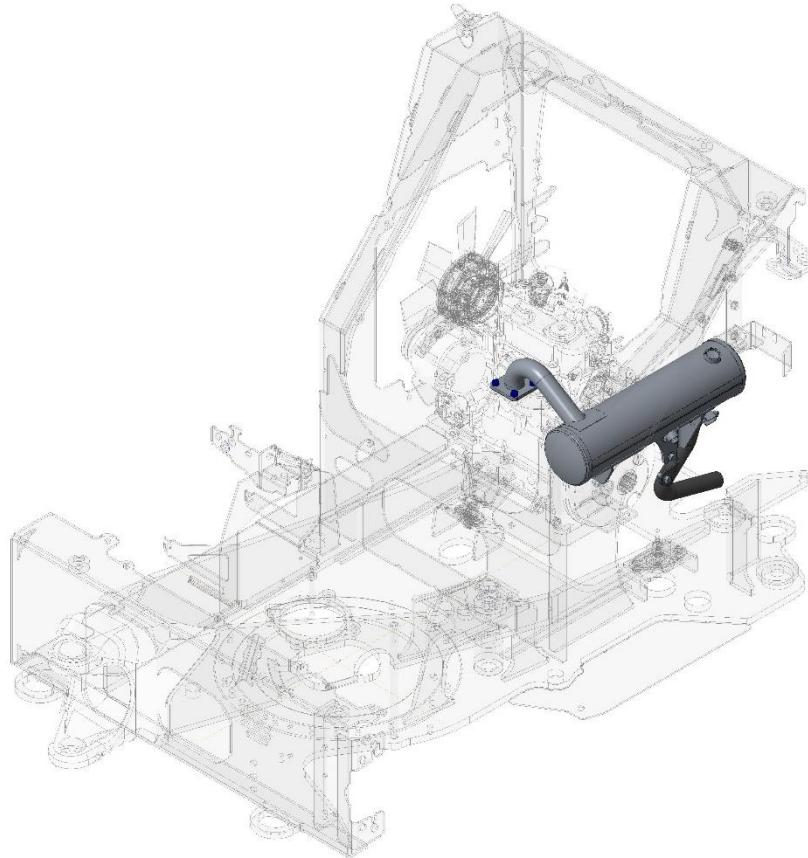
Obr. 19 Křížové ovladače

4.3.14 Podlaha prostoru operátora

Ocelová odnímatelná podlaha stroje zakrytá gumovou rohoží.

4.3.15 Výfuková soustava

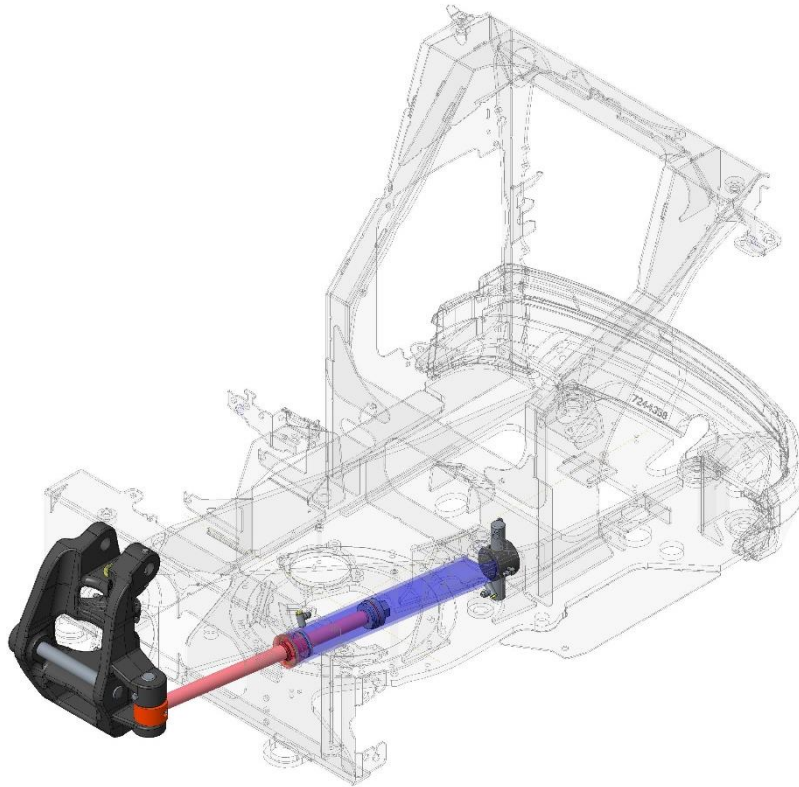
Výfuková soustava vyobrazená na Obr. 20 stroje zajišťující odvod spalin ze spalovacího motoru.



Obr. 20 Výfuková soustava

4.3.16 Ofset výložníku

Skupina na Obr. 21 se skládá z odlitku sloužícímu ke spojení rámu rypadla s výložníkem stroje a hydraulického válce upnutým čepem v rámu stroje a na boku odlitku pro naklápění podkopy do stran.



Obr. 21 Ofset Výložníku

4.3.17 Právě kryty

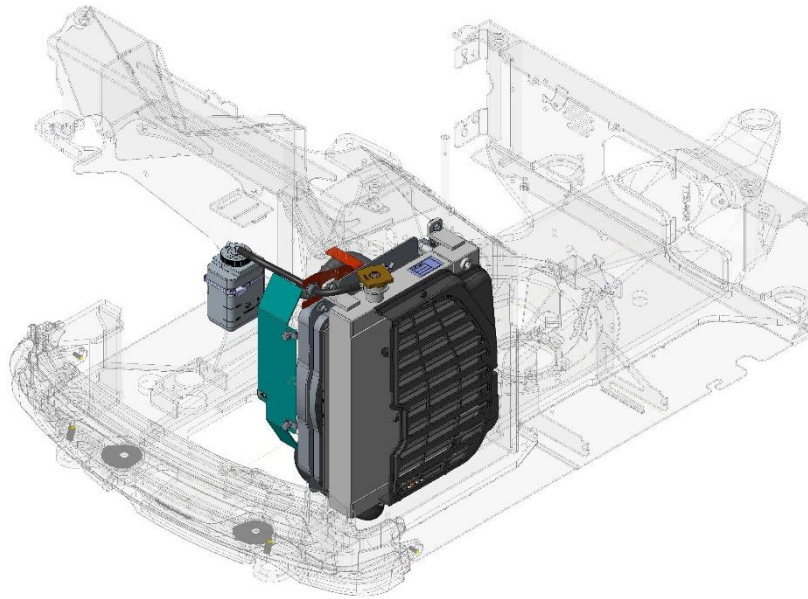
Lisovaný dílec z ocelového plechu. Slouží jako servisní dvířka pro baterii a pojistku.

4.3.18 Levé kryty

Lisovaný dílec z ocelového plechu s výřezem pro kontrolu výšky hladiny hydraulického oleje v nádrži.

4.3.19 Chlazení

Skupina chlazení na Obr. 22 se skládá z deskového výměníku pro chlazení spalovacího motoru rypadla. Výměník je ochlazován proudem vzduchu generovaným lopatkovým kolem, které je přes řemenový převod poháněno výstupním hřídelem spalovacího motoru.



Obr. 22 Chlazení

4.3.20 Izolace

Zvuková a tepelná izolace stroje, sloužící k ochraně operátora stroje před zvýšeným hlukem a teplotami od spalovacího motoru při provozu stroje.

4.3.21 Zadní servisní dveře

Díl z lisovaného ocelového plechu. Slouží jako přístup k zadní části rypadla pro kontrolu motorového prostoru, výměnu filtrů apod.

4.3.22 Standartní sedačka

Standartní sedačka operátora rypadla vyobrazená na Obr. 23 s určeným bodem SIP (Seat Index Point). Poloha tohoto bodu je určena výrobcem sedačky a je důležitý pro určení ergonomie ovládání rypadla a pohodlí operátora při práci.

Další možností je nadstandartní odpružená nebo zkrácená sedačka.

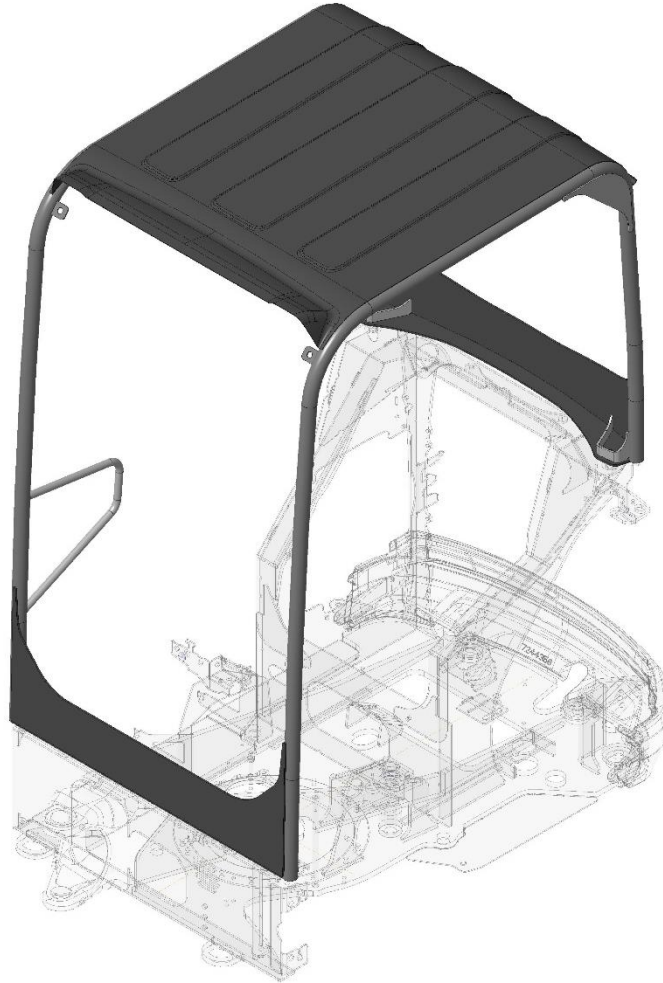


Obr. 23 Sedačka operátora

4.3.23 Ocelová střešní konstrukce

Ocelová střešní konstrukce na Obr. 24 slouží jako ochrana před sluncem, ale zejména jako ochrana operátora při překlopení nebo pádu stroje. Střešní konstrukce má platný test ROPS.

Alternativou ke střešní konstrukci je plně uzavřená kabina.



Obr. 24 Ocelová střešní konstrukce

4.3.24 Mechanické klíčové zapalování

Mechanické klíčové zapalování ke startu spalovacího motoru rypadla.

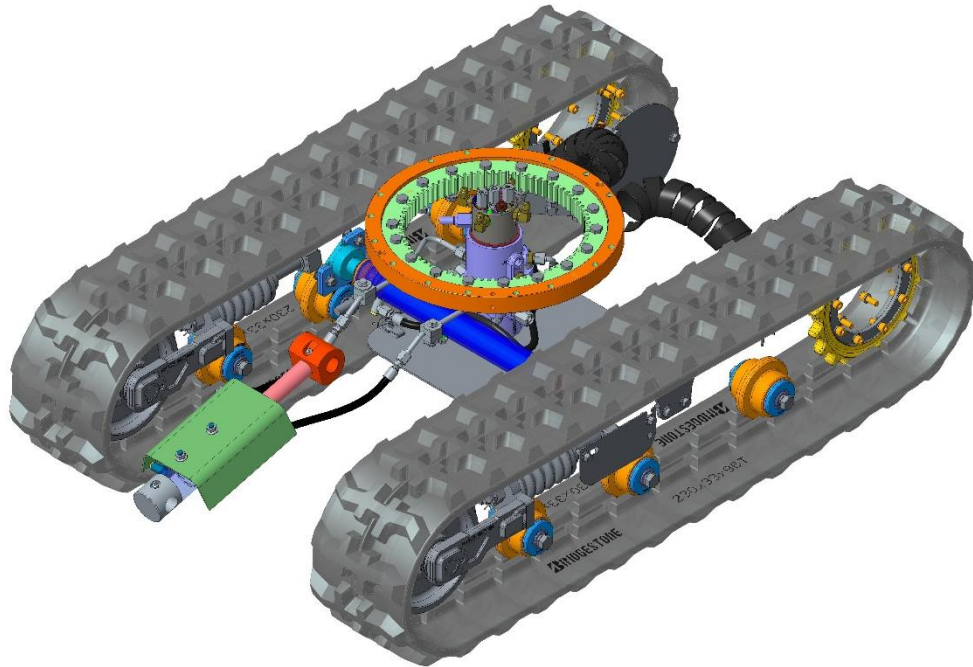
Další možností je nadstandardní bezklíčové zapalování.

4.4 Podvozek

4.4.1 Komponenty podvozku

Funkční a hydraulické komponenty podvozku jsou vyobrazeny na Obr. 25. Do této skupiny patří například otočové ložisko, hydraulický válec sloužící k roztažení podvozku, hydraulický válec radličky, napínací kola pro pásy, gumové rolny pásů, gumové pásy s ocelovými vměstky a „swivel“ – díl sloužící k přenosu tlakového oleje ke komponentům podvozku a zároveň umožňující volné otáčení vrchní části stroje kolem centrální osy.

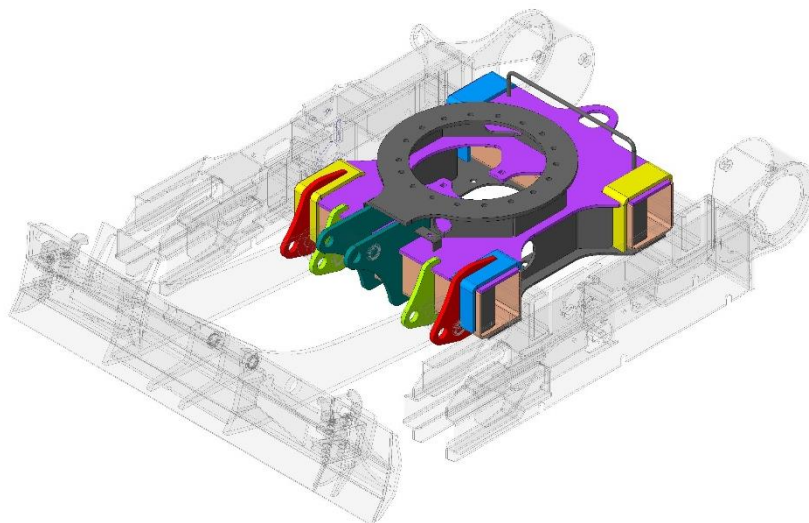
Otočové ložisko může být s vnitřním nebo vnějším ozubením a je v záběru s pastorkem otočového motoru, čímž dochází k otáčení vrchní části stroje kolem centrální osy. Střed ložiska je umístěn v centrální ose stroje.



Obr. 25 Komponenty podvozku

4.4.2 Podvozek - střed

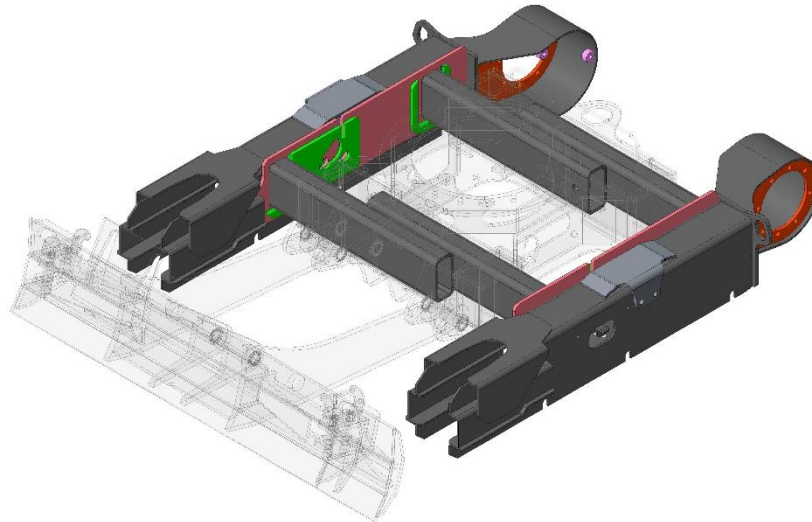
Ocelový svařenec vyobrazený na Obr. 26, s věncem pro upevnění otočového ložiska. Středová část podvozku má na boku otvory pro vodiče pásů sloužící k nastavení šířky podvozku pomocí příčně umístěného hydraulického válce. Ve střední části podvozku je také upevněn hydraulický prvek „swivel“.



Obr. 26 Středová část podvozku

4.4.3 Levý a pravý vodič pásů

Levý a pravý vodič pásů na Obr. 27 slouží k upevnění pojezdových motorů s hnacím kolem, napínacího kola a rolen pásů. Levý a pravý vodič jsou spolu zrcadlově shodné.

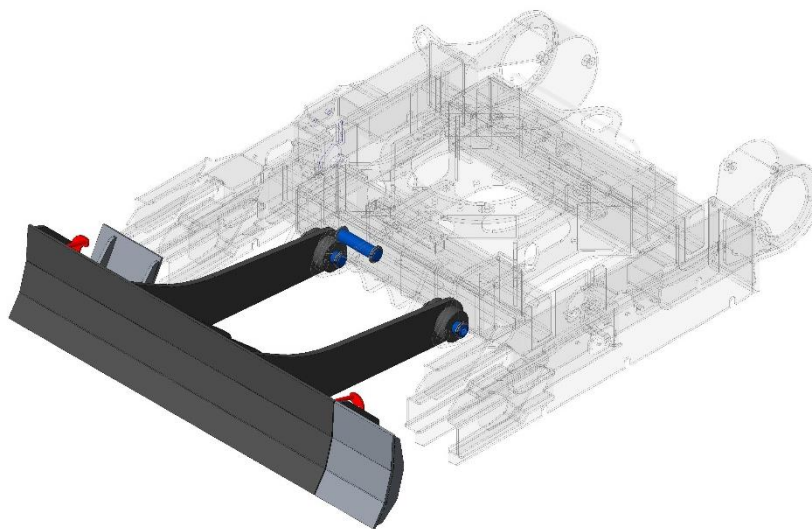


Obr. 27 Levý a pravý vodič pásů

4.4.4 Standartní radlička

Radlička vyobrazená na Obr. 28, slouží k nahnování nakopaného materiálu nebo jako další opěrný bod rypadla pro zvýšení stability.

Další možností je nadstandartní dlouhá radlička.



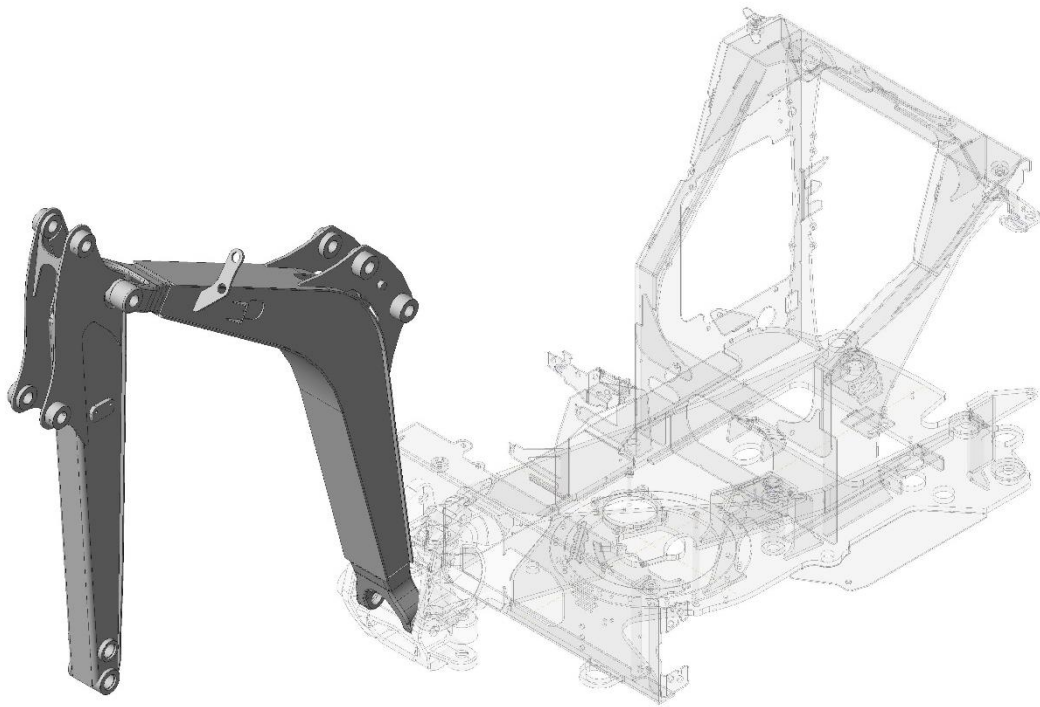
Obr. 28 Radlička

4.5 Podkop

4.5.1 Výložník s krátkou násadou

Svařovaný výložník s krátkou násadou je vyobrazen na Obr. 29. Hlavní pracovní orgán rypadla. Umožňuje připojení několika pracovních nástrojů (lžíce, kladivo, vrták) a až dva přidavné hydraulické okruhy.

Další možností je nadstandartní dlouhá násada, s delším dosahem.

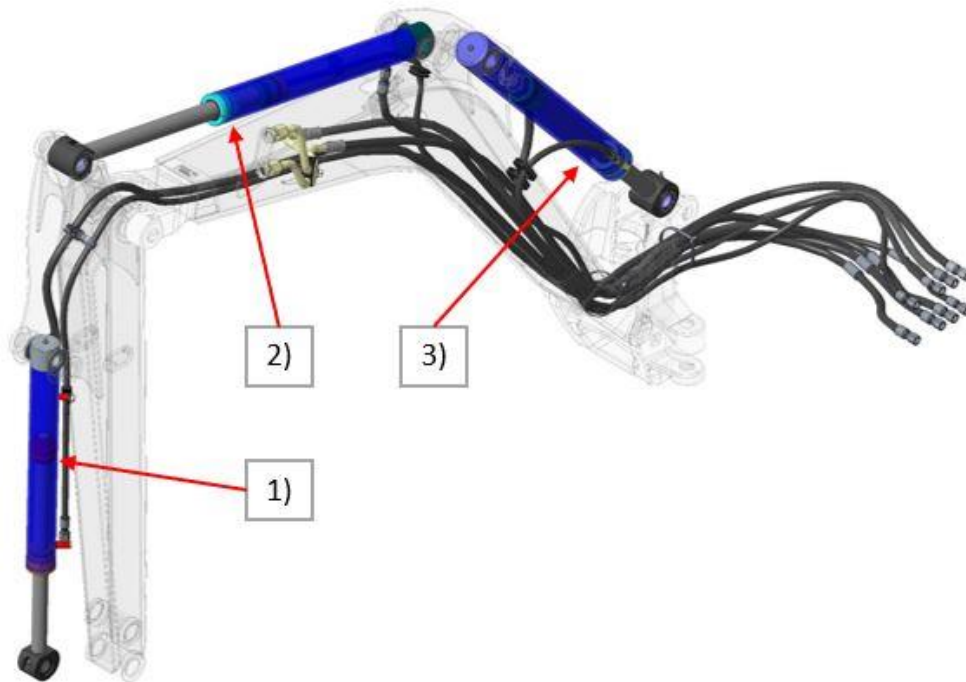


Obr. 29 Výložník s krátkou násadou

4.5.2 Hydraulické komponenty výložníku a násady

Skupina na Obr. 30, se skládá ze tří hydraulických válců, každý ovládající jednu část podkopu: pracovní nástroj (1), násadu (2) a výložník (3).

Hydraulické válce jsou řízeny mechanicky nebo elektricky.



Obr. 30 Hydraulické komponenty výložníku a násady

4.5.3 Světlo výložníku

Světlo výložníku sloužící pro osvětlení místa vykonávané práce.

4.6 Určení hlavních rozměrů a parametrů stroje E15

Úkolem této práce je studie proveditelnosti minirypadla Bobcat E15, které bude svou konstrukcí vycházet ze současně vyráběného stroje E17. Hlavními změnami oproti stroji E17 je snížení výšky stroje tak, aby mohl pohodlně zaparkovat v kontejneru typu 1C dle ISO 668, zvýšení mezery mezi pásem a rámem stroje pro usnadněný nástup do stroje při zataženém podvozku a snížení hmotnosti stroje na hmotnost kolem 1,5t při zachování co největšího možného počtu funkčních komponent ze stroje E17.

4.6.1 Určení výšky stroje E15

Při určení celkové a dílčích výšek stroje E15 budeme vycházet z Obr. 32 níže.

Uvážením vnitřní výšky kontejneru 1C z odstavce 2.1 a výšky stroje E14, jež byl svými parametry velmi blízko parametrům požadovaným u stroje E15, byla určena maximální výška stroje na $H = 2\,170$ mm.

Rozměr V určuje výšku střešní konstrukce/kabiny. Jedním z požadavků na zpracování je použití střešní konstrukce/kabiny ze stroje E17 z důvodu platného testu ROPS a výše zmíněného požadavku na použití maximálního možného počtu prvků ze stroje E17.

Rozměr Z byl zvolen vzhledem k výšce pracovní boty na $Z = 80$ mm, avšak s uvážením dalších rozměrů stroje X a Y byl tento rozměr snížen na $Z = 60$ mm. Dostatečný prostor pro nohu obutou v pracovních botách bude získán lokální konstrukční úpravou v místě nástupu do stroje.

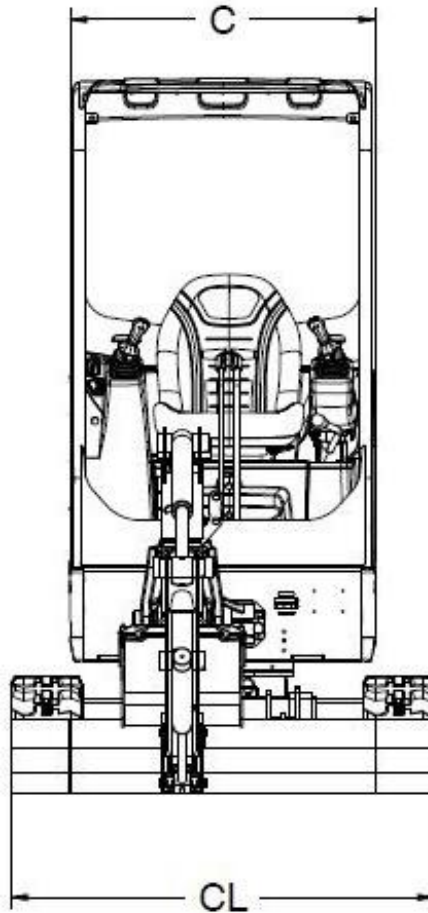
Rozměr Y byl snížen oproti stroji E17 na $Y = 340$ mm. Tento rozměr se řídí především velikostí pojezdových motorů umístěných v zadní části podvozku stroje. Rozměr Y byl zvolen s ohledem na možnost použití menších pojezdových motorů, čímž je umožněno snížení podvozku oproti stroji E17.

Rozměr $X = 195$ mm, byl dopočítán z ostatních stanovených rozměrů (H, V, Z, Y). Tento rozměr nám udává prostor pro uložení funkčních komponent stroje, výšku rámu a byl nejvariabilnějším rozměrem stroje.

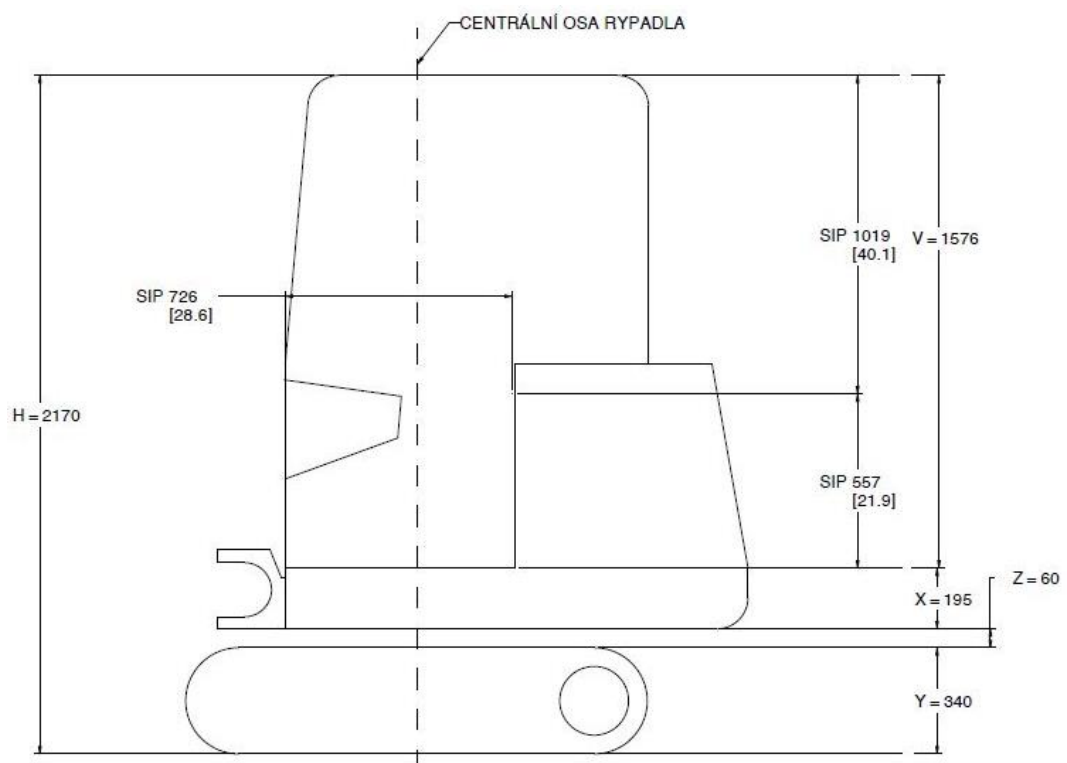
Na Obr. 32 je dále určena poloha bodu SIP (Seat Index Point), tak aby jeho vzdálenosti od podlahy, přední části a střechy stroje byly shodné se strojem E17. Poloha tohoto bodu udává přesné umístění sedačky a ovládacích prvků rypadla.

Šířka a délka stroje se oproti stroji E17 nezmění a stejně tak pozice centrální osy stroje. Šířka stroje $C = 980$ mm při zataženém podvozku. Maximální šířka stroje při roztaženém podvozku $CL = 1\ 360$ mm. Tyto rozměry jsou znázorněny na Obr. 31.

Délka stroje je dána délkou podvozku, pozicí otočového ložiska, pozicí a délkou rámu rypadla. Vzhledem k tomu že tyto rozměry budou shodné se strojem E17 není nutné změnu délky stroje uvažovat.



Obr. 31 Přední pohled na stroj E17



Obr. 32 Hlavní rozměry stroje E15

Obr. 32 bude použit jako kostra stroje pro vytvoření 3D modelu stroje.

4.6.2 Určení hmotnosti stroje E15

Ideální hmotnost stroje byla určena zpětnou vazbou od zákazníků marketingovým oddělením společnosti.

Tato hmotnost byla určena jako $m_{ref} = 1\,480$ kg, což odpovídá snížení hmotnosti stroje E17 o 114 kg.

Ze zadání požadavků na stroj E15 dostaneme předpoklad, že snížení hmotnosti může být provedeno pouze pomocí snížení hmotnosti rámu, protizávaží a podvozku stroje. Kombinací požadavků na změnu výšky stroje a snížení hmotnosti dostaneme následující předpoklady:

- Změna rozložení komponent v rámu stroje.
- Konstrukce nového rámu stroje.
- Úprava výšky a odlehčení podvozku stroje E17.

Shrnutí všech výškových rozměrů a hmotností pro vybrané stroje je pro zjednodušení zobrazeno v Tab. 4.

Tab. 4 Shrnutí hlavních parametrů

	m [kg]	H [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	V [mm]
E17	1 594	2 299	375	44	307	1 576
E14	1 336	2 157	355	66	216	1 526,3
KX016-4	1 455	2 355	340	78	290	1 647
E15	1 480	2 170	340	60	195	1 576

4.7 Rozložení komponent

3D schéma rozložení funkčních komponent je prvním krokem pro konstrukci rámu, neboť nosný rám stroje je třeba přizpůsobit rozložení těchto komponent a jejich upevnění v rámu.

Některé komponenty mají svojí velikostí nebo funkcí pevně dané místo v modelovém prostotu rámu: Pozice spalovacího motoru bude u stroje E15 shodná

se strojem E17, chlazení, hydraulické čerpadlo a odvod spalin z motoru, jež mají na spalovací motor přímou návaznost.

Druhá skupina komponent je prostorově variabilní svojí funkcí, popřípadě svými rozměry ve sníženém prostoru rámu.

Třetí skupinou jsou vnější celky stroje, které musejí být zachovány, jako například ocelová střešní konstrukce. Pro zjednodušení jsou tyto skupiny srovnány v Tab. 5 s jednoduchým popisem.

Tab. 5 Rozdělení funkčních komponent

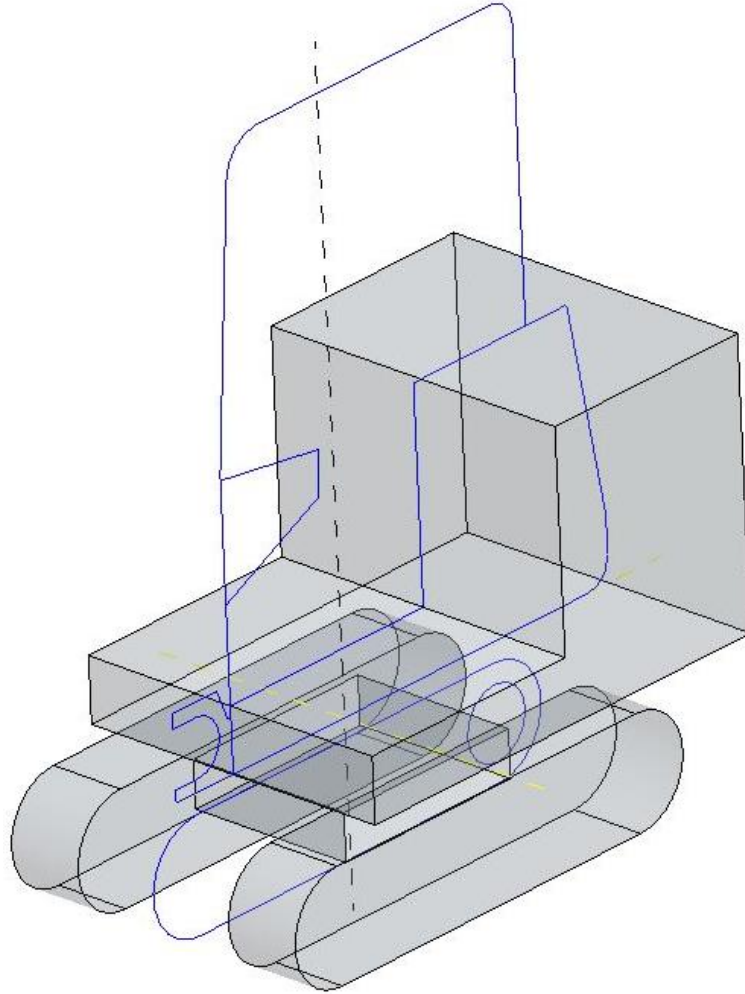
Spalovací motor	Pevně daná pozice v prostoru rámu stroje.
Výfuková soustava	Pevně dané pozicí motoru.
Chlazení	Pevně dané pozicí motoru.
Otočové ložisko	Pevně dané vnějšími rozměry stroje. Vychází ze stroje E17.
Sedačka	Pevně daná pozice polohou SIP bodu v prostoru rámu stroje.
Hydraulické čerpadlo	Pevně dané pozicí motoru.
Ofsetový válec	Pevně dané pozicí výložníku a odlitku spojujícím rám stroje s výložníkem
Ovládací páky	Pevně dané pozicí bodu SIP. Shodné se strojem E17.
Swivel	Pevně daná pozice v centrální ose stroje.
Bonnet	Pevně daná pozice polohou sedačky.
Křížové ovladače	Pevně daná pozice polohou bonnetu a sedačky.
Palubní ukazatele	Pevně dané pozicí bonnetu.
Otočový motor	Variabilní pozice, omezení výškou motoru, motor musí být v záběru s otočovým ložiskem.
Autobaterie	Variabilní pozice v prostoru rámu stroje.

Hydraulický rozvaděč	Variabilní pozice v prostoru rámu stroje. Omezeno velikostí rozvaděče, prostor pro připojení hadic.
Hydraulická kostka	Variabilní pozice v prostoru rámu.
Palivový filtr	Variabilní pozice v prostoru rámu.
Vzduchový filtr	Variabilní pozice v prostoru rámu.
Palivová nádrž	Variabilní pozice v prostoru rámu. Omezeno funkčností a velikostí pro zachování objemu.
Hydraulická nádrž	Variabilní pozice v prostoru rámu. Omezeno funkčností a velikostí pro zachování objemu.
Ocelová střešní konstrukce	Celek musí být zachován beze změny.
Podkop	Celek musí být zachován beze změny.
Radlička	Celek musí být zachován beze změny.

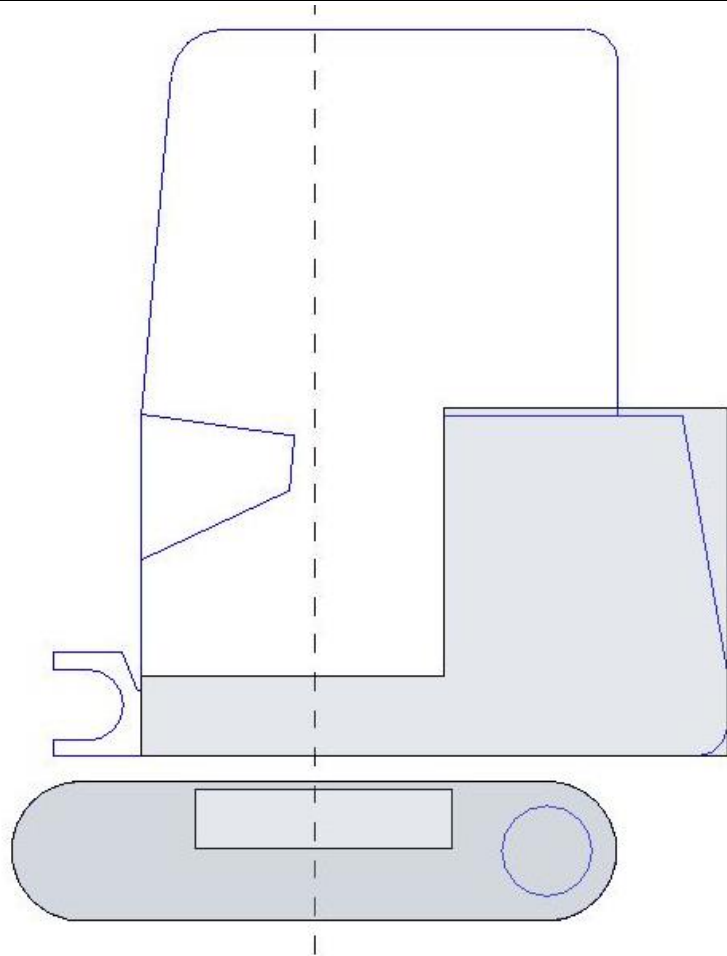
4.8 Model prostoru a rozložení komponent

Modelový prostor pro rozložení funkčních komponent vychází ze schématu na Obr. 32. Šířka stroje E15 a podvozku, včetně šířky po roztažení podvozku, bude totožná s šířkou stroje E17.

Modelový prostor pro uložení funkčních komponent stroje je vyobrazen na Obr. 33 a Obr. 34.



Obr. 33 ISO pohled na modelový prostor stroje E15



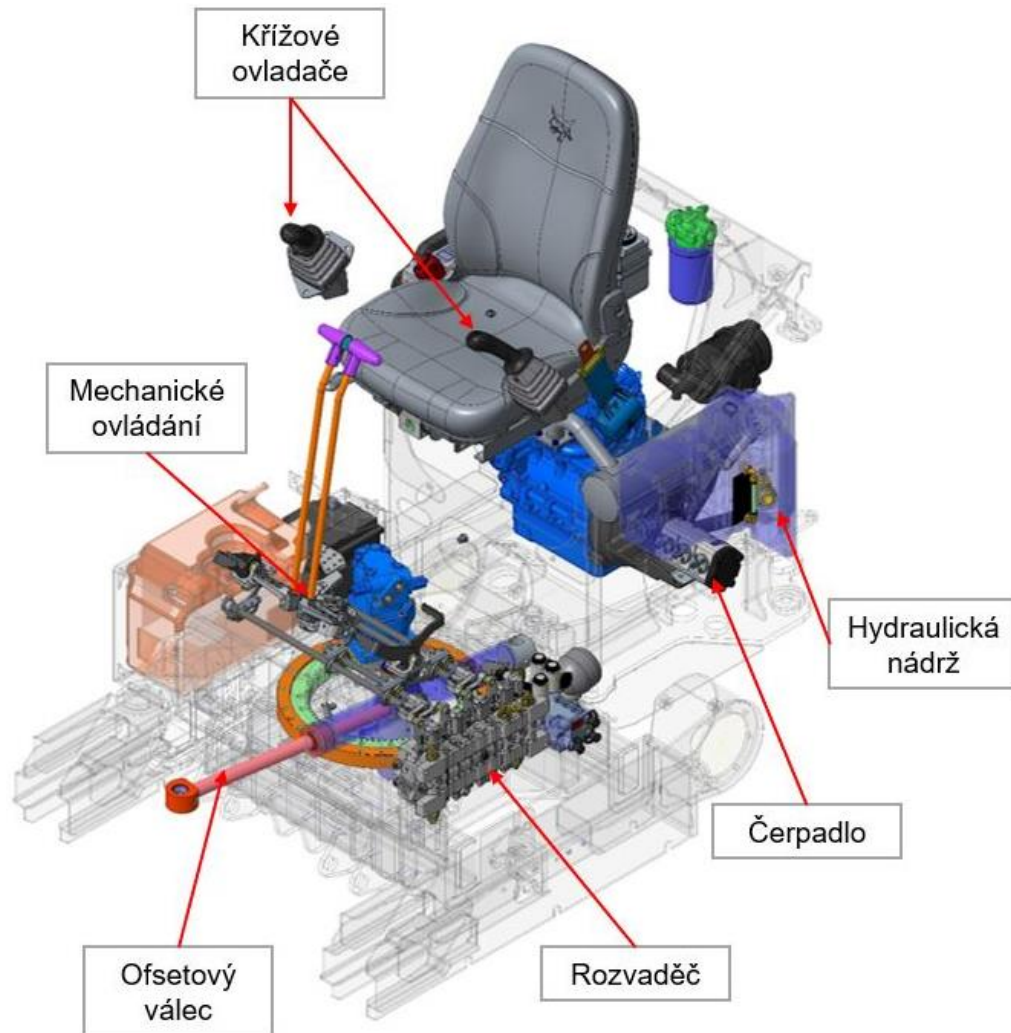
Obr. 34 Levý pohled na modelový prostor stroje E15

V této práci budou představeny tři varianty rozložení funkčních komponent pro stroj E15 a rozložení těchto komponent pro stroj E17 jako referenční model. Rozložení některých komponent se bude řídit podle Tab. 5.

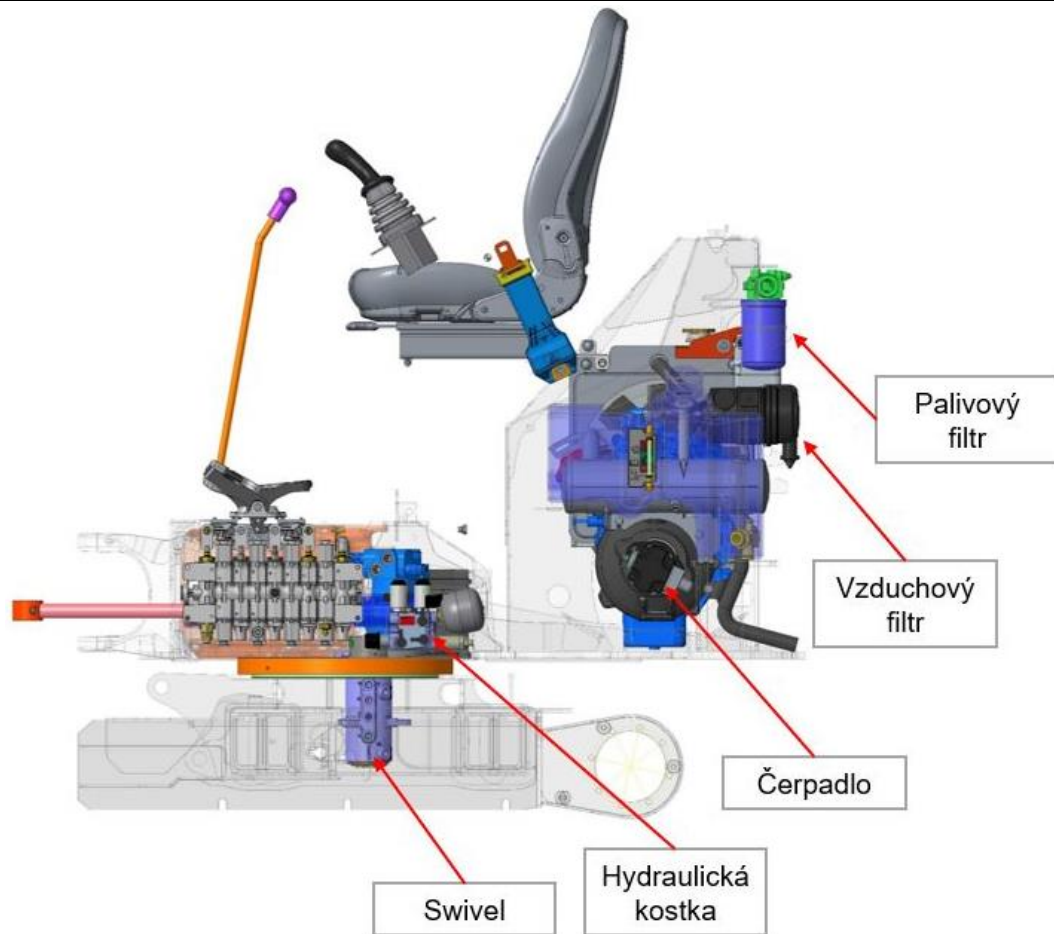
4.8.1 Rozložení komponent E17

Rozložení komponent stroje E17 na Obr. 35, Obr. 36 a Obr. 37 je zde uvedeno pro referenci a k popisu umístění jednotlivých funkčních prvků v rámu rypadla. Jednotlivé funkční prvky jsou podrobněji popsány v kapitole 4.3, a zde bude uveden pouze popis jejich rozmístění. Tento popis nebude v následujících kapitolách obsažen z důvodu použití shodných funkčních prvků pro rypadlo E15 se strojem E17.

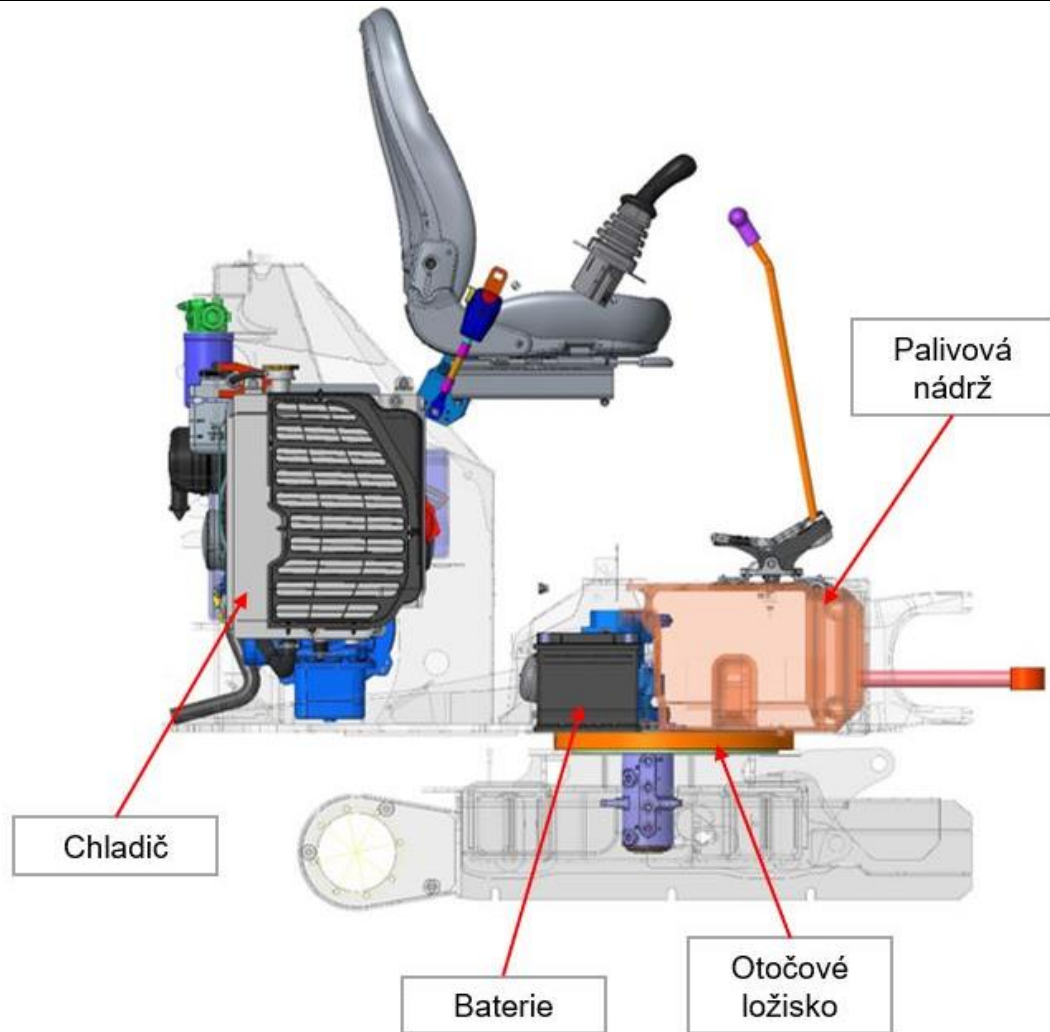
Pro všechny následující varianty rozložení funkčních komponent platí, že hydraulická nádrž je vyobrazena průhledně modře a palivová nádrž průhledně oranžově.



Obr. 35 Rozložení komponent rypadla E17 (pohled 1)



Obr. 36 Rozložení komponent rypadla E17 (pohled 2)



Obr. 37 Rozložení komponent rypadla E17 (pohled 3)

4.8.2 Rozložení komponent – Varianta 1

První varianta má mnoho společného se strojem E17. Pozice spalovacího motoru je shodná, avšak motor je v prostoru posazen níže dle požadavků na rozměry stroje.

Hlavní změnou je posunutí otočového motoru dále od centrální osy stroje z důvodu snížení výšky podlahy této varianty. Otočový motor, jež je v rámu stroje ukotven na výšce musel být posunut pod bonnet, z důvodu výšky motoru $h_{\text{mot}} = 206$ mm při výšce podlahy $X = 195$ mm. Tento problém je názorně uveden na Obr. 39.

Posunutím motoru vyplynulo použití otočového ložiska s vnějším ozubením pro splnění funkčnosti rypadla na rozdíl od stroje E17, kde je použito ložisko s vnitřním ozubením.

Další změnou je uložení hydraulického rozváděče v horizontální poloze. Rozvaděč je zhruba na stejném místě jako u stroje E17.

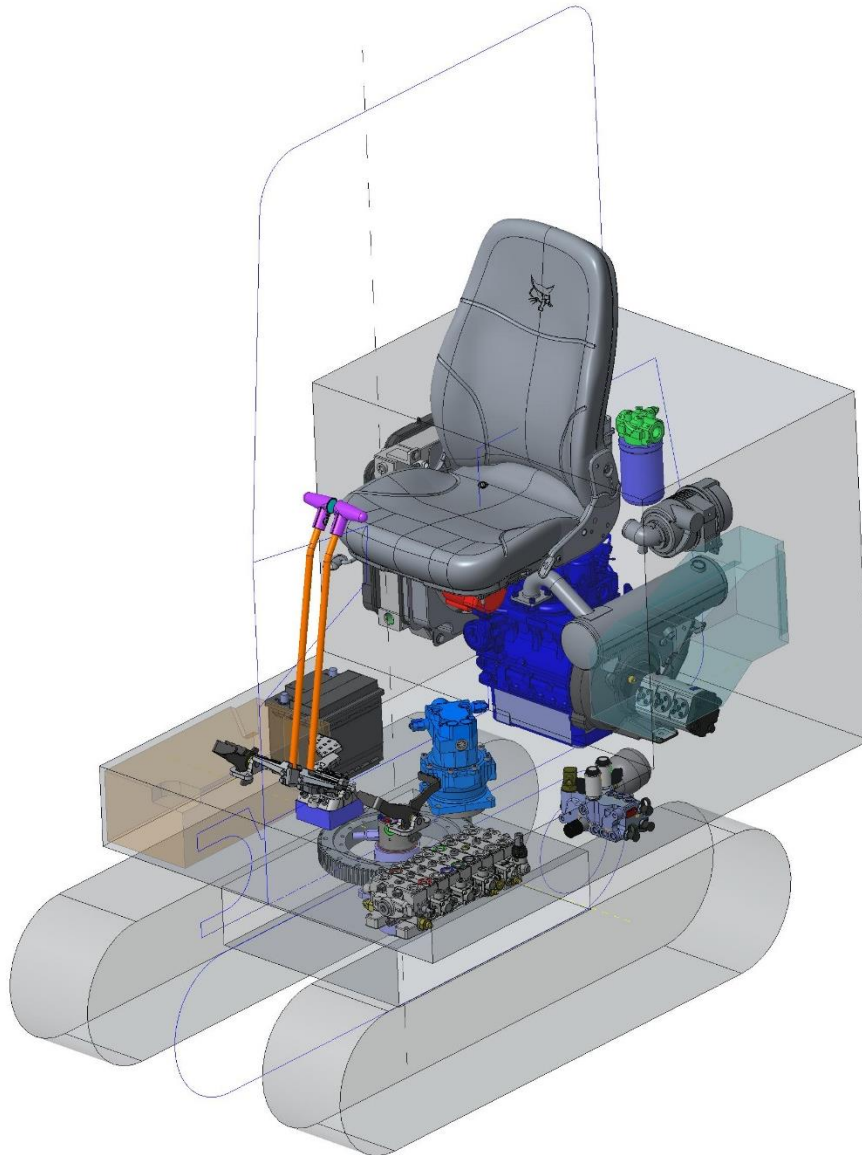
Byla provedena změna geometrie hydraulické i palivové nádrže se zachováním funkčního a výrobitelného tvaru a zachování požadovaného objemu obou nádrží. Nádrže nejsou detailně modelovány, neboť jejich přesný tvar není předmětem této práce.

Dále došlo k mírnému posunutí pozice palivového a vzduchového filtru z důvodu snížení výšky stroje.

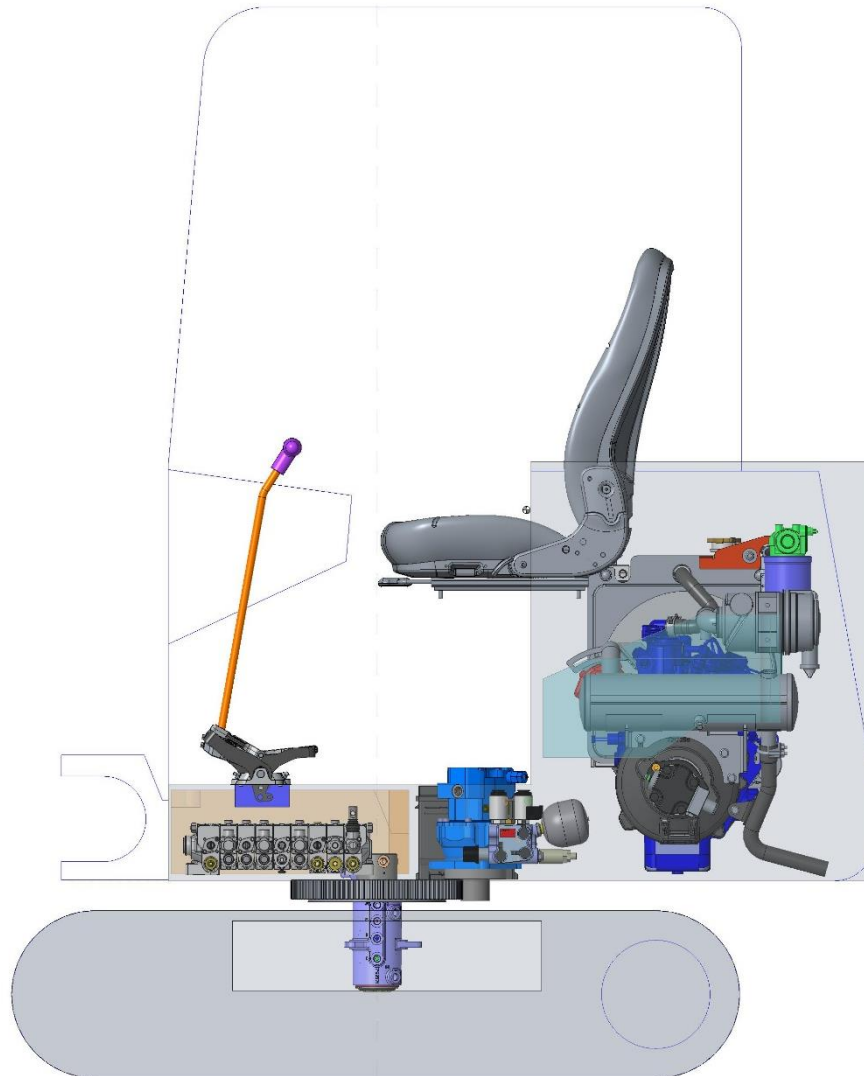
Posledním rozdílem je použití hydraulického ovládání ovládacích pák namísto mechanického, což je dáno zmenšením rozměru X. Hydraulické ovládání je na rozdíl od mechanického méně prostorově náročné, neboť se skládá z malé skříně obsahující ventily ovládané šoupátky. Tlak je pomocí hadic dopravován přímo do rozvaděče.

Tato varianta je svojí skladbou velmi vhodná z důvodu blízké shody umístění komponent se strojem E17 a dobré vzájemné návaznosti komponent na sebe, i přes změnu otočového ložiska.

Rozložení komponent je názorně vidět na Obr. 38 a Obr. 39. Další obrázky se zbývajícími pohledy včetně vyobrazení varianty s bonnetem a střešní konstrukcí jsou přiloženy viz Příloha 1.



Obr. 38 ISO pohled, varianta 1



Obr. 39 Levý pohled, Varianta 1

4.8.3 Rozložení komponent – Varianta 2

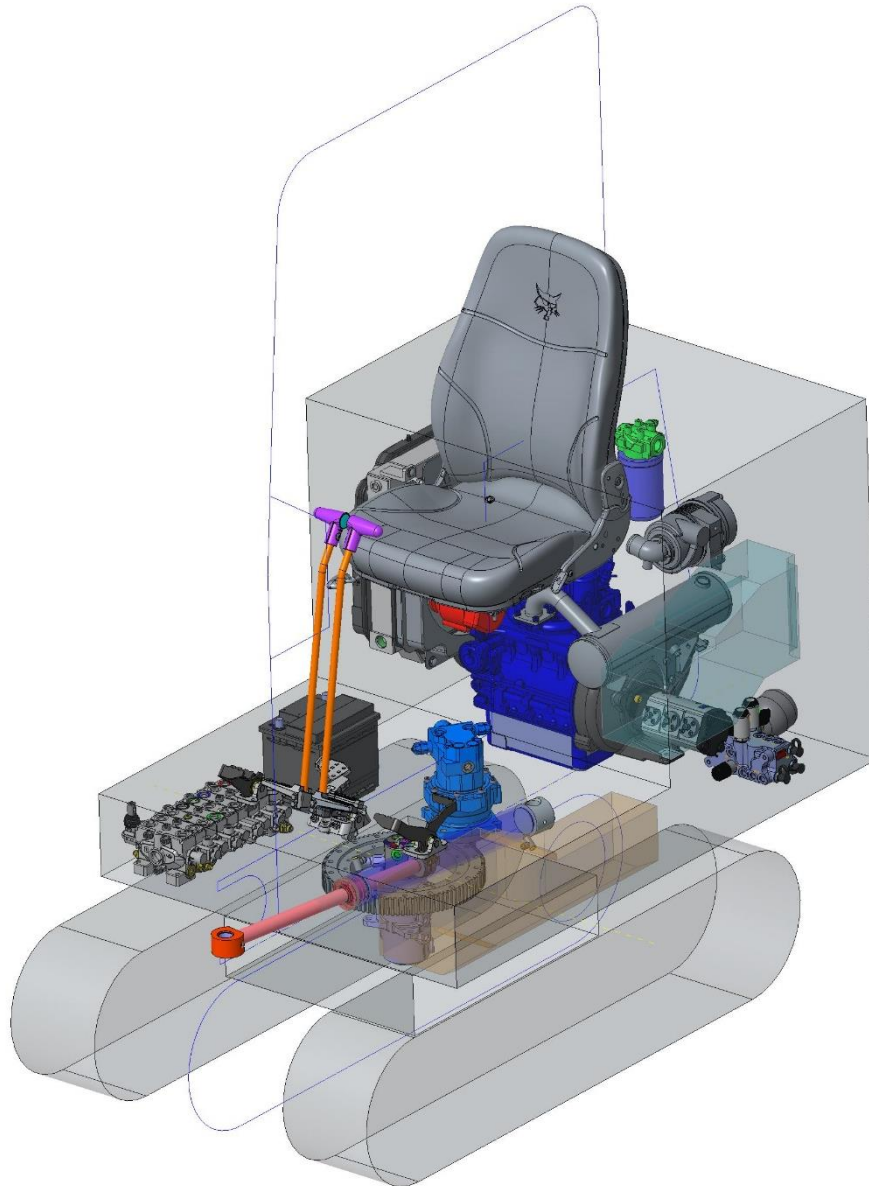
Druhá varianta je v mnoha ohledech shodná s variantou 1.

Hlavním rozdílem je záměna pozice rozvaděče s palivovou nádrží v prostoru rámu stroje. Dalším rozdílem je posunutí hydraulické kostky do zadní části stroje z důvodu protažení palivové nádrže.

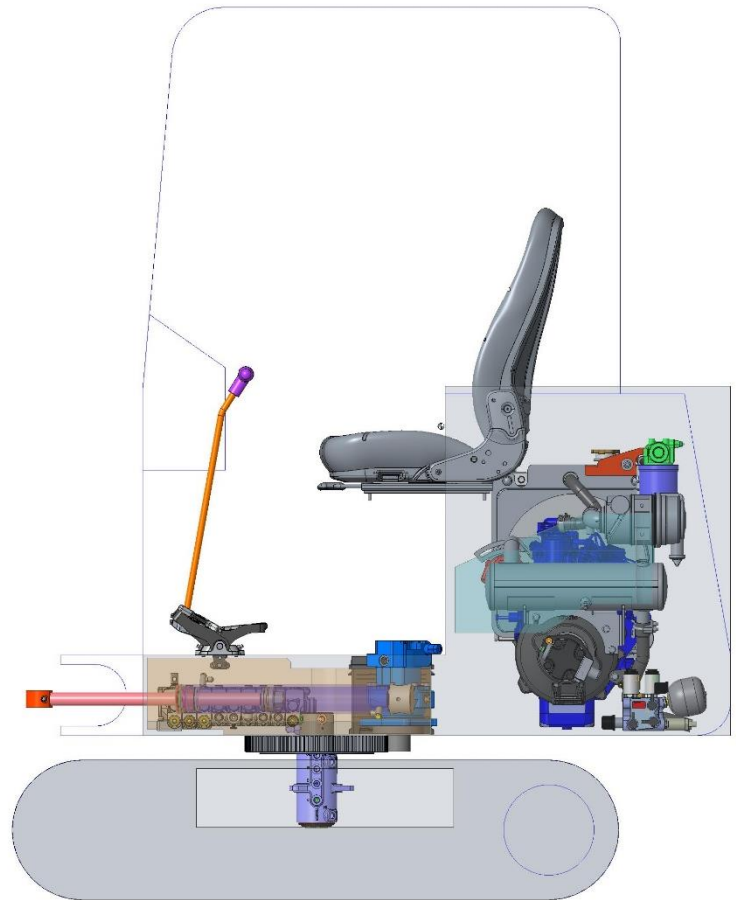
Tato varianta je není doporučena, a to zejména pro složité trasování hadic mezi čerpadlem, hydraulickou kostkou a rozvaděčem, kde vznikne nutnost trasovat hadice z hydraulické kostky diagonálně přes celý prostor rámu stroje do rozvaděče a následně do jednotlivých komponent rypadla. U varianty 1 je tento problém vyřešen umístěním čerpadla, hydraulické kostky a rozvaděče v jedné linii.

Dalším problémem je nedostatek prostoru kolem rozvaděče pro připojení hadic a solenoidů (při uvažování geometrie rámu).

Rozložení komponent je názorně vidět na Obr. 40 a Obr. 41. Další obrázky se zbývajících pohledy včetně vyobrazení varianty s bonnetem a střešní konstrukcí jsou přiloženy viz Příloha 1.



Obr. 40 ISO pohled, varianta 2



Obr. 41 Levý pohled, varianta 2

4.8.4 Rozložení komponent – Varianta 3

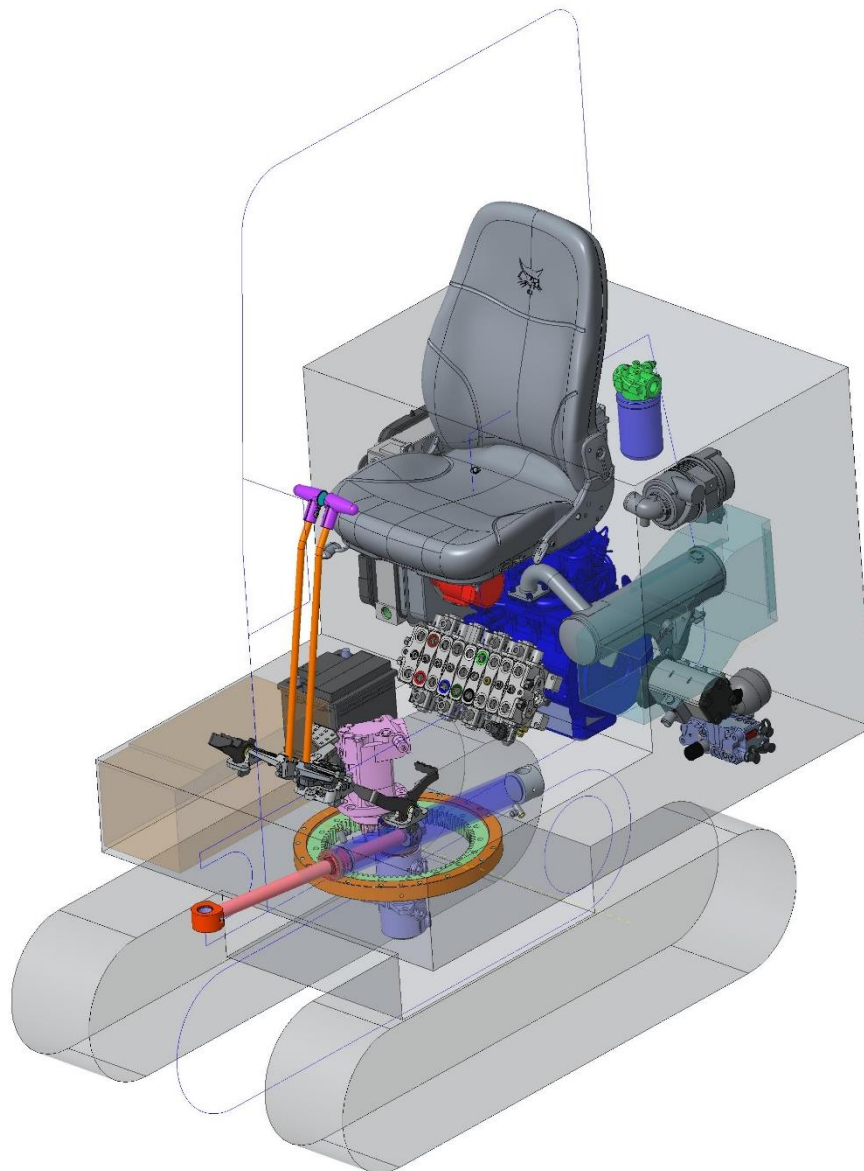
Tato varianta vznikla jako doplnění předchozích dvou variant.

Hlavním rozdílem je zvětšení rozměru X rámu stroje snížením výšky střešní konstrukce o 50 mm, použitím otočového motoru ze stroje E14 a posunutím hydraulického rozvaděče pod bonnet (viz obrázek schématu s bonnetem v příloze – Varianta 3). Tato varianta umožňuje použití otočového ložiska s vnitřním ozubením. Toto umístění rozvaděče není vhodné z důvodu nutnosti odstranění střešní konstrukce, popřípadě kabiny, a bonnetu při servisu rozvaděče. Další nevýhodou je nutnost umístění nakloпенého rozvaděče na konzoli připevněné k základnímu plechu struktury rámu. Trasování hydraulických hadic není ideální, zejména kvůli nakloпенému rozvaděči.

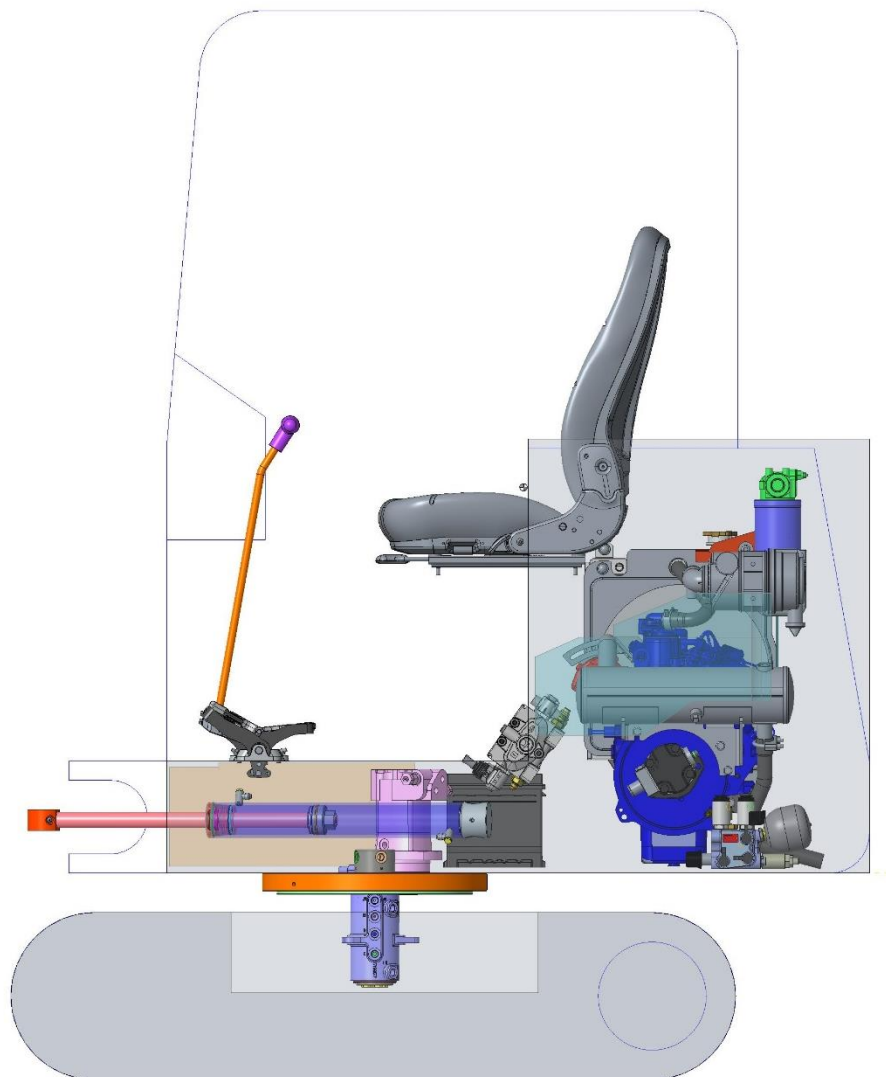
Otočový motor ze stroje E14 má menší výšku ($h_{\text{mot}} = 184 \text{ mm}$), avšak neobsahuje legislativou požadovanou hydraulickou brzdu otáčení. Tento problém je zde řešen mechanickou cestou. Motor zde byl použit pro referenci jako podklad pro

prozkoumání možností rozložení komponent jako je tomu u stroje E17 a vyžaduje poptávku, zda je možné otočový motor s hydraulickou brzdou a podobnou výškou zakoupit.

Rozložení komponent je názorně vidět na Obr. 42 a Obr. 43. Další obrázky se zbývajících pohledy včetně vyobrazení varianty s bonnetem a zkrácenou střešní konstrukcí jsou přiloženy viz Příloha 1.



Obr. 42 ISO pohled, varianta 3



Obr. 43 Levý pohled, varianta 3

4.8.5 Výběr nejvhodnější varianty rozložení komponent

V této části práce bude vybrána nejvhodnější varianta rozložení funkčních komponent v prostoru rámu stroje jak z konstrukčního hlediska, servisu a dle požadavků vyplývajících ze zadání práce.

Varianta rozložení komponent číslo 3 vznikla jako doplňující a požadavkem na snížení ocelové střešní konstrukce/kabiny nesplňuje zadání práce. Dále problém se servisem rozvaděče je z hlediska posunutí návrhu za hranice studie na tolik závažný, že neumožňuje reálné zpracování návrhu. Posledním nedostatkem je nedostatek informací ohledně existence otočového motoru s potřebnými parametry.

Varianta číslo 2 je svým zpracováním možná, avšak nevhodná z důvodu složitého trasování hadic a nedostatkem místa kolem hydraulického rozvaděče v rámu stroje.

Varianta číslo 1 byla zvolena jako nejvhodnější z hlediska podobnosti s rypadlem E17 a reálným vyřešením problémů se zástavbou funkčních komponent ve sníženém prostoru rámu rypadla a bude použita pro návrh konstrukce nosného rámu minirypadla Bobcat E15.

4.9 Konstrukce nového nosného rámu rypadla

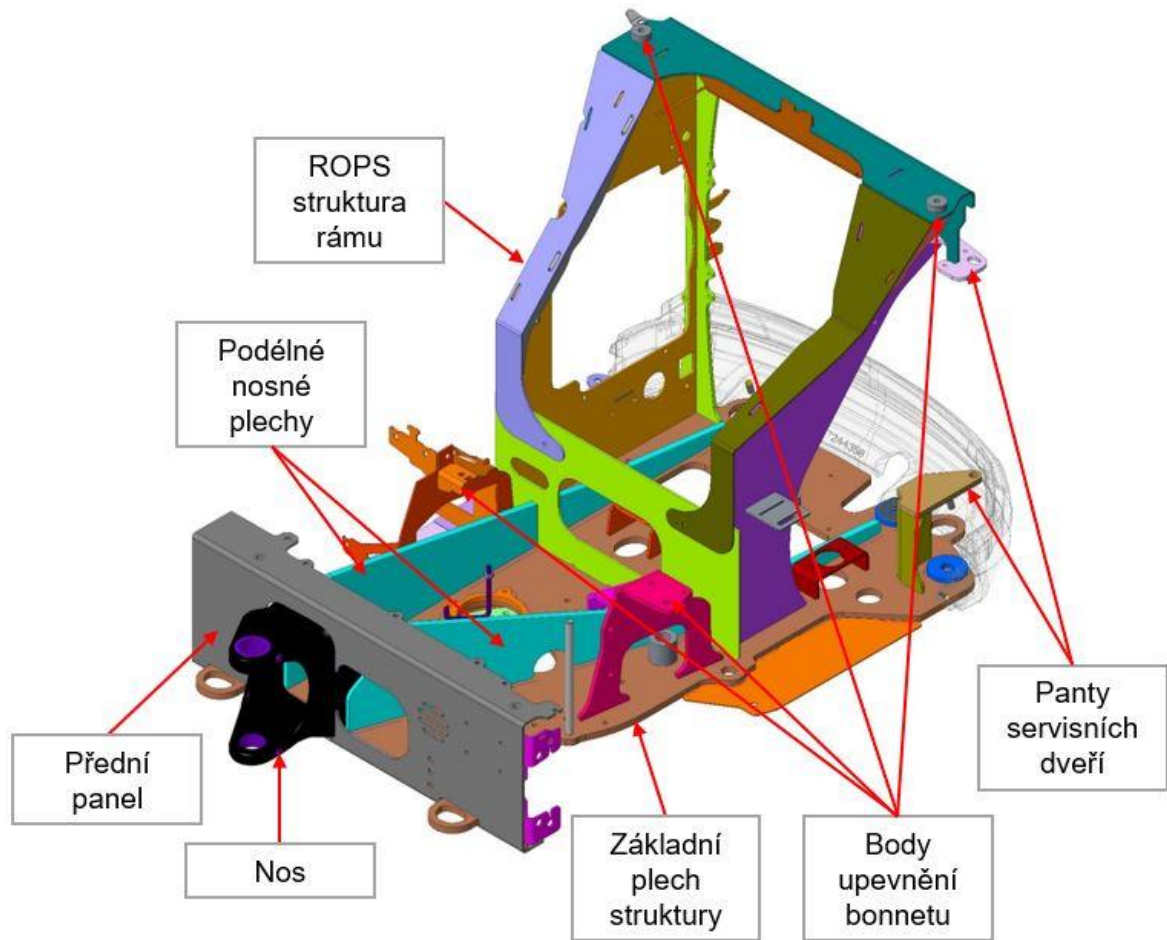
Nosný rám se svou konstrukcí odvíjí od rozložení funkčních komponent v rámu stroje a zatížením kladeným na rypadlo při práci.

Základní zatížení kladené na rám se dá specifikovat jako ohybové, vytvářené podkopem stroje při práci, kdy podkop je v jedné ose s rámem stroje a zatížení krutem při pohybu výložníku do stran pomocí ofsetového válce.

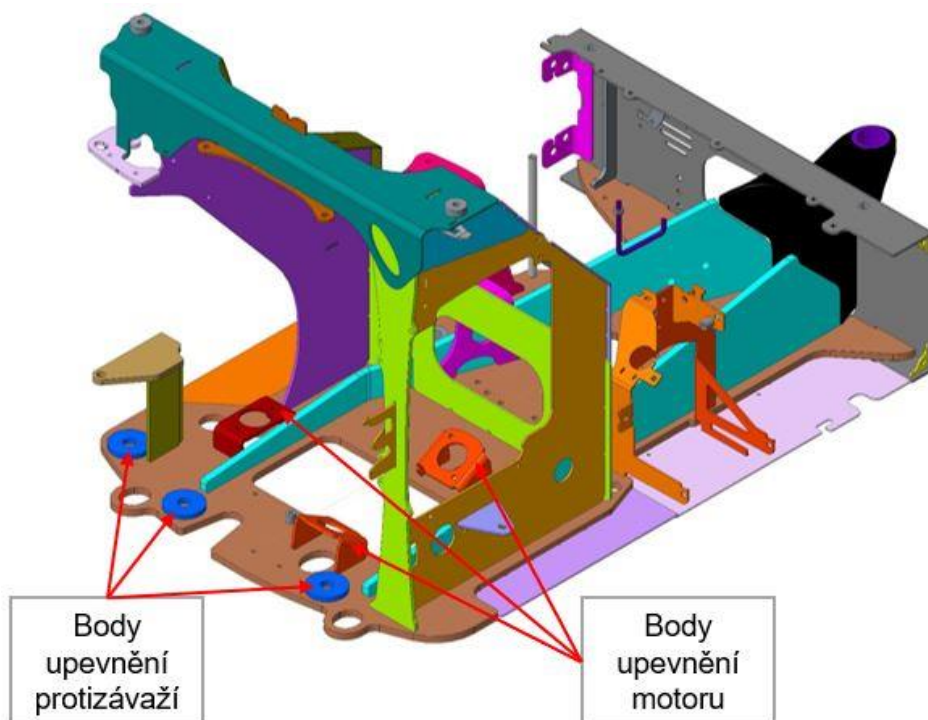
Toto zatížení bude podrobněji definováno v kapitole 5.1 pojednávající o pevnostní kontrole rámu.

4.9.1 Popis základních prvků rámu rypadla E17

Nosný rám rypadla E17 uvedený na Obr. 44 a Obr. 45 byl popsán již v kapitole 4.3.8. Tato kapitola se věnuje pouze popisu hlavních konstrukčních celků nosného rámu.



Obr. 44 Nosný rám s popisem hlavních prvků (pohled 1)



Obr. 45 Nosný rám s popisem hlavních prvků (pohled 2)

4.9.2 Návrh nosného rámu stroje E15 – varianta 1

Návrh nosného rámu pro rypadlo E15 se svojí geometrií podobá rámu stroje E17, avšak požadavek na snížení a odlehčení nosného rámu si vyžádá přidání nových nosných prvků.

Základní plech struktury rámu stroje E15 je navržen z plechu tloušťky 12 mm oproti stroji E17, kde je použit plech tloušťky 15 mm, a následně vyřezán do potřebného tvaru. Základní plech není sám o sobě nijak zvlášť namáhán a slouží k přenosu napětí na nosné prvky struktury. Základní plech obsahuje zakomponovaná oka pro odtah stroje. Vyřezání základního plechu přineslo velmi důležitou úsporu hmotnosti v celku návrhu rámu.

Podélné nosné plechy sloužící k zachycení zatížení rámu na ohyb a na krut jsou oproti rámu stroje E17 sníženy (dáno rozměrem X viz. Obr. 32) a navrženy s tloušťkou 12 mm oproti stroji E17 kde jsou podélné plechy tloušťky 15 mm. Podélné plechy mají na boku výřezy pro trasování hadic. Kombinace snížení výšky a tloušťky podélných nosných plechů přineslo další významné ušetření hmotnosti rámu.

Geometrie ROPS struktury sloužící k upevnění bonnetu, chladiče, hydraulické nádrže, filtrů pantu zadních servisních dveří a řady dalších menších prvků stroje zůstala zachována z důvodu kompaktnosti stávající struktury a požadavku na co největší shodu obou strojů. Tato geometrie je svým tvarem dobře známá a umožňuje snadnou instalaci vnitřních komponent na výrobní lince. Rozdíl mezi ROPS strukturou stroje E15 a E17 je tedy pouze snížení této konstrukce.

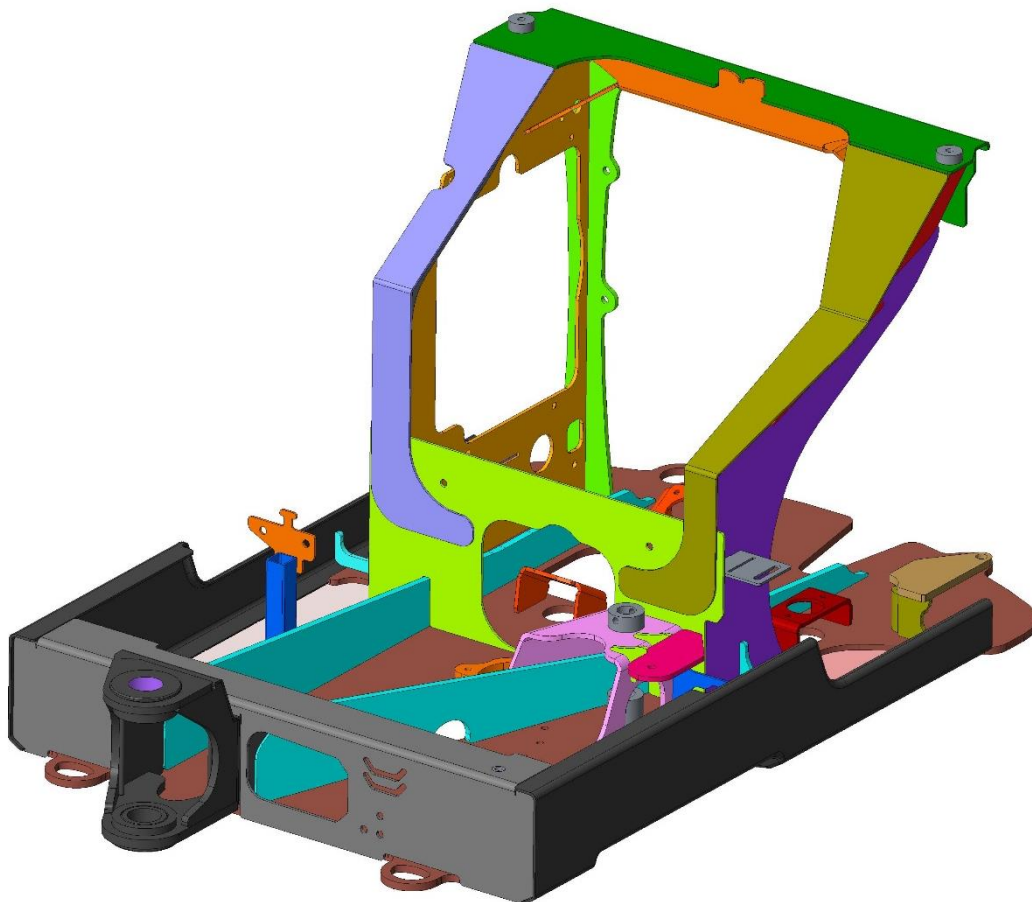
Nos rámu je v tomto návrhu modelován jako svařenec z plechů oproti stroji E17, kde je nos tvořen jedním odlitkem a následně přivařen k základnímu plechu struktury a podélným nosným plechům. Důvodem je časová náročnost na modelaci odlitku, vyžadující několik iterací konstrukce pro výsledný návrh. Svařovaný dílec umožní dobré pevnostní parametry, snadnou úpravu návrhu při poměrně malém hmotnostním rozdílu mezi odlitkem a svařencem. Tento postup je obvyklý při návrhu prototypu odlévaných dílů právě z důvodu časové náročnosti na návrh modelu a výrobu.

Další úspora hmotnosti byla provedena změnou spodních přípojných bodů bonnetu k rámu stroje.

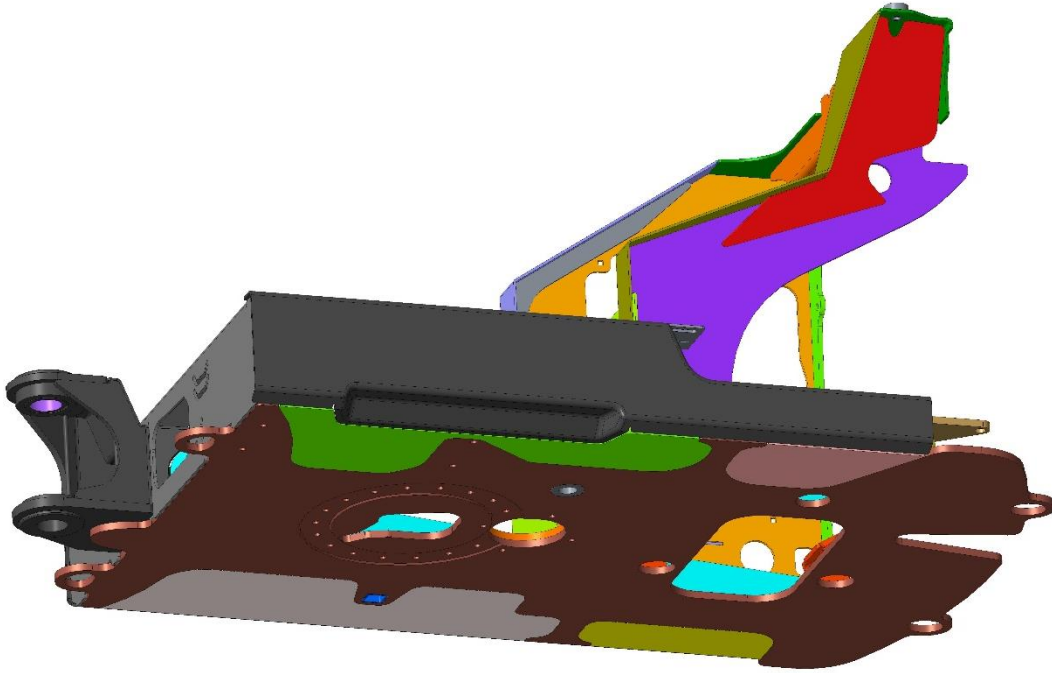
Největším rozdílem je užití strukturálních bočních plechů, které mají v tomto návrhu nosnou funkci. Boční plechy u stroje E17 nemají nosnou funkci a slouží pouze k zakrytí prostoru rámu stroje. Boční plechy v návrhu rámu stroje E15 jsou navrženy jako lisované plechy tloušťky 6 mm a jsou přivařeny přímo k čelnímu plechu a základnímu plechu struktury rámu. Použití strukturálních bočních plechů umožní rozložení napětí na podélné plechy rámu v ohybu a krutu.

Tento návrh zobrazený na Obr. 46, by měl zajistit stejnou nebo vyšší tuhost rámu při snížené celkové hmotnosti. Požadavek ze zadání na zvýšení mezery mezi podvozkem a rámem stroje byl z části splněn zvolením výšky hlavních prvků stroje a dokončen v návrhu rámu, kde levý boční plech rámu obsahuje prolis umožňující svojí geometrií snadný nástup do stroje při zataženém podvozku. Prolis v levém bočním plechu je dobře patrný na Obr. 47. Lisované boční plechy by měly svojí geometrií umožnit výrobu v dané podobě, popřípadě s minimálními úpravami.

Další obrázky této varianty viz Příloha 1.



Obr. 46 Nosný rám, varianta 1

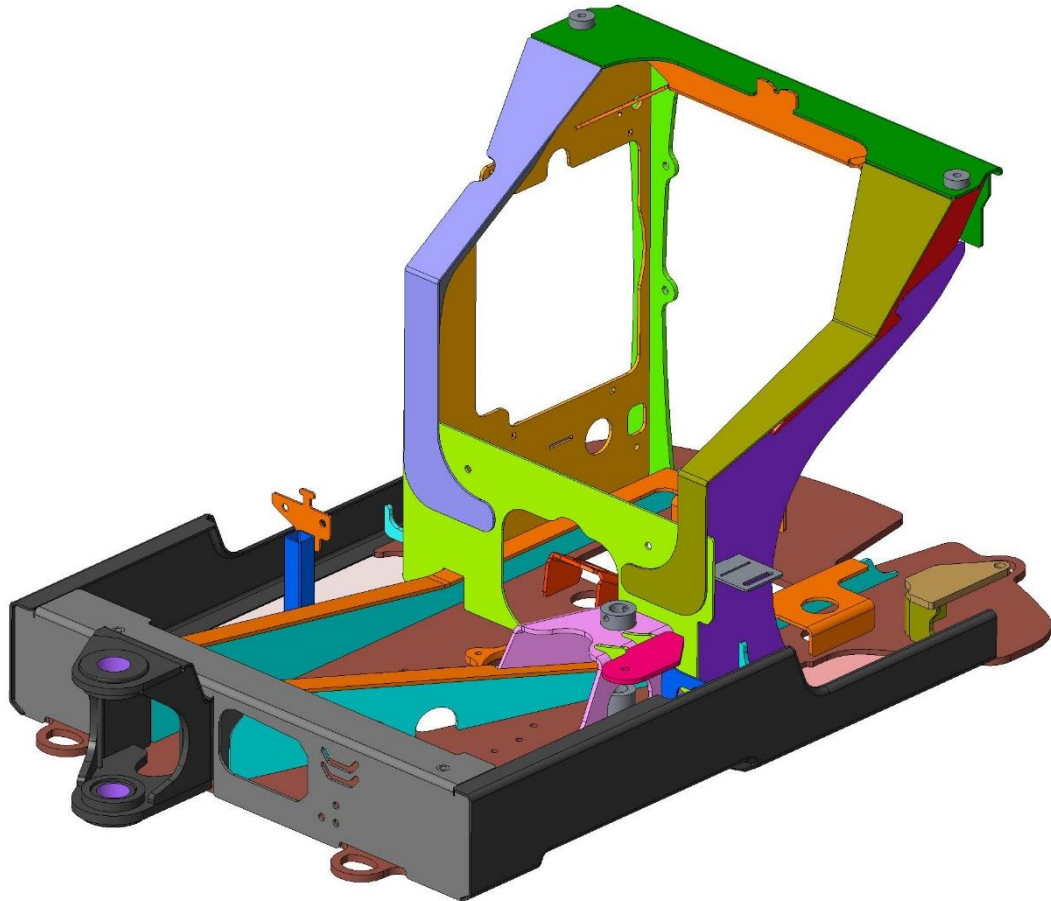


Obr. 47 Nosný rám, varianta 1 – detail

4.9.3 Návrh nosného rámu stroje E15 – varianta 2

Druhá varianta nosného rámu vychází z předchozího návrhu nosného rámu. Rozdílem je použití podélných nosných plechů tloušťky 6 mm s navařeným plechem stejné tloušťky na vrchní části podélného plechu, které spolu se základním plechem struktury tvoří I – profil. Navařený plech také slouží pro připevnění motoru k rámu stroje, kde nahrazuje dva ze tří přípojných bodů spalovacího motoru. Tato změna je dobře viditelná na Obr. 48.

Tato varianta by měla zajistit stejnou tuhost jako předchozí návrh, při větší úspoře hmotnosti.



Obr. 48 Nosný rám, varianta 2

4.9.4 Shrnutí a porovnání návrhu nového rámu

Výsledné hmotnosti navržených rámu jsou porovnány v Tab. 6. Hmotnost nosného rámu stroje E17 slouží jako referenční a parametr m_{dif} slouží ke znázornění rozdílu hmotností.

Tab. 6 Srovnání hmotností jednotlivých rámu

	E17	E14	E15_1	E15_2
m [kg]	225	170	195	190
m_{dif} [kg]	0	55	30	35

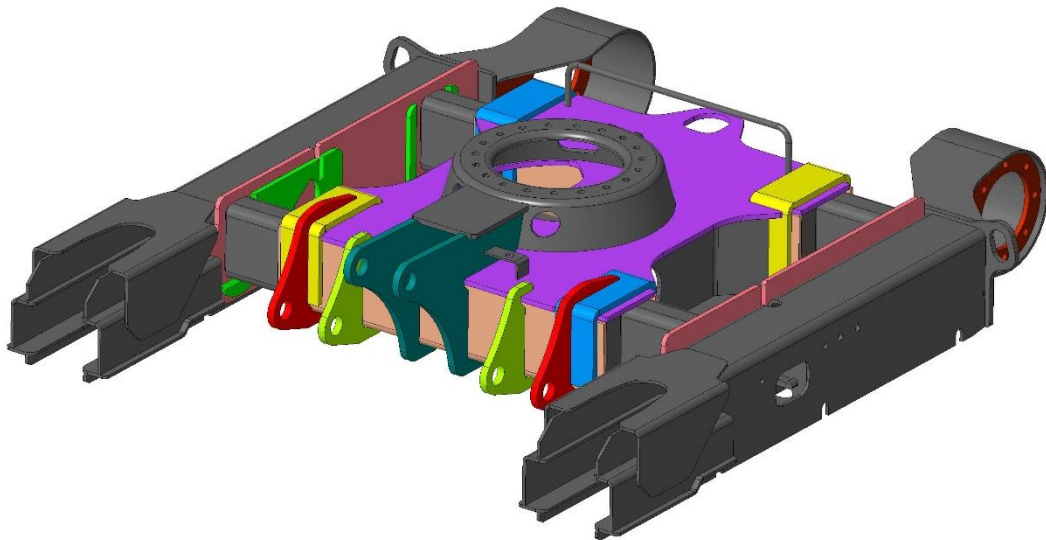
4.10 Úprava a snížení hmotnosti a výšky podvozku stroje E17

Podvozek pro návrh stroje vychází z podvozku rypadla E17. Podvozek byl snížen o 35 mm, a to snížením levého a pravého vodiče pásů. Výška středu podvozku byla zachována, a to z důvodu umístění prvku „swivel“ a příčně uloženého hydraulického

válce, sloužícímu k roztažení podvozku do stran. Tato úprava si vyžádá nové pojezdové motory, hnací kolo, napínací kolo, pojezdové rolny a pásy. Návrh těchto součástí není předmětem této práce.

Snížení hmotnosti bylo provedeno snížením vodičů pásů a úpravou plechů ve svařenci středové části podvozku. Napěťová analýza podvozku není předmětem této práce z důvodu předdimenzovaného podvozku stroje E17, ze kterého tento návrh vychází a z požadavku na detailnější zpracování nosného rámu. Úprava podvozku je provedena odhadem ze znalosti geometrie podvozku rypadla E14.

Hlavním rozdílem upraveného podvozku je použití lisovaného věnce pro připevnění otočového ložiska k podvozku namísto několika svařovaných plechů, jako je tomu u podvozku stroje E17. Upravený podvozek je vyobrazen na Obr. 49 a porovnání hmotností mezi podvozkem stroje E14 a E17 v Tab. 7.



Obr. 49 Podvozek stroje E15

Tab. 7 Srovnání hmotností jednotlivých podvozků

	E17	E14	E15
Podvozek, střed m [kg]	86	57	70
Podvozek, vodiče pásů m [kg]	2*64	2*44	2*54
m_{dif} [kg]	0	69	36

4.11 Úprava protizávaží

Odlévané protizávaží o hmotnosti $m = 54$ kg, použité na stroji E17, bylo nahrazeno výliskem z plechu o tloušťce stěny 6 mm. Přesný model výlisku protizávaží není předmětem této práce z důvodu složitého tvaru výlisku na podobnost vnějšího tvaru s odlévaným protizávažím rypadla E17. Hmotnost tohoto lisovaného protizávaží byla odhadnuta na $m = 20$ kg.

Snížená hmotnost protizávaží bude mít vliv na celkovou stabilitu stroje, avšak k výpočtu a porovnání stabilit mezi stroji E17 a E15 je zapotřebí detailní model rozmístění funkčních prvků (jednotlivé celky musí obsahovat všechny hmotné prvky, tj. hadice, fitinky apod.). Z důvodu tvorby zjednodušeného 3D modelu rypadla E15 není výpočet stability stroje předmětem této práce.

4.12 Výsledné parametry zjednodušeného modelu stroje E15

Výsledné parametry stroje E15 vychází z úprav dílčích prvků nosného rámu, podvozku a prvků obsažených v tab. Pro určení výsledné hmotnosti stroje byl použit rám uvedený v této práci jako varianta 1 z důvodu větší podobnosti s rámem stroje E17. Nosný rám označený jako varianta 2 není preferován, a to zejména z důvodu složitosti svařování podélných nosných plechů a komplikací na přesnost umístění kotvicích bodů pro upevnění spalovacího motoru v rámu stroje, které jsou u této součástí podélných nosných plechů.

Výsledná úspora hmotnosti stroje E15 je uvedena v Tab. 8.

Tab. 8 Srovnání celkové hmotnosti stroje E17 a E15

	E17	E15
Nosný rám m [kg]	225	195
Podvozek m [kg]	214	178
Protizávaží m [kg]	54	20
Σ [kg]	493	393
m_{dif} [kg]	100	

Hmotnost funkčních prvků je podobná pro rypadlo E17 a E15, tudíž pro porovnání změny hmotnosti slouží pouze rozdíl hmotností rámu, protizávaží a podvozku.

Výsledná úspora hmotnosti dílčích prvků je snížení hmotnosti rypadla E17 o 100 kg, což udává transportní hmotnost rypadla E15 $m_{\text{trans}} = 1\,494$ kg.

Tato výsledná hmotnost je v toleranci výsledné transportní hmotnosti stanovené v kapitole 4.6.2 a vyhovuje zadání této práce.

Hmotnost komponent podvozku byla převzata ze stroje E17, avšak snížením podvozku dojde ke zmenšení prvků podvozku (pásky, napínací kolo, rolny, pojezdové motory apod.) a tím ke snížení hmotnosti. Jelikož tyto prvky pro snížený podvozek rypadla E15 nebyly v této práci modelovány, není s tímto snížením hmotnosti v této práci nijak uvažováno.

Další možná úspora hmotnosti je větším vyřezáním základního plechu struktury rámu.

5. Pevnostní kontrola rámu a výpočet šroubového pole ložiska

V této kapitole bude vytvořen model pro výpočet rámu stroje E17 a pro obě navržené varianty nosného rámu metodou konečných prvků (dále jen MKP), s popisem zatížení a uložení.

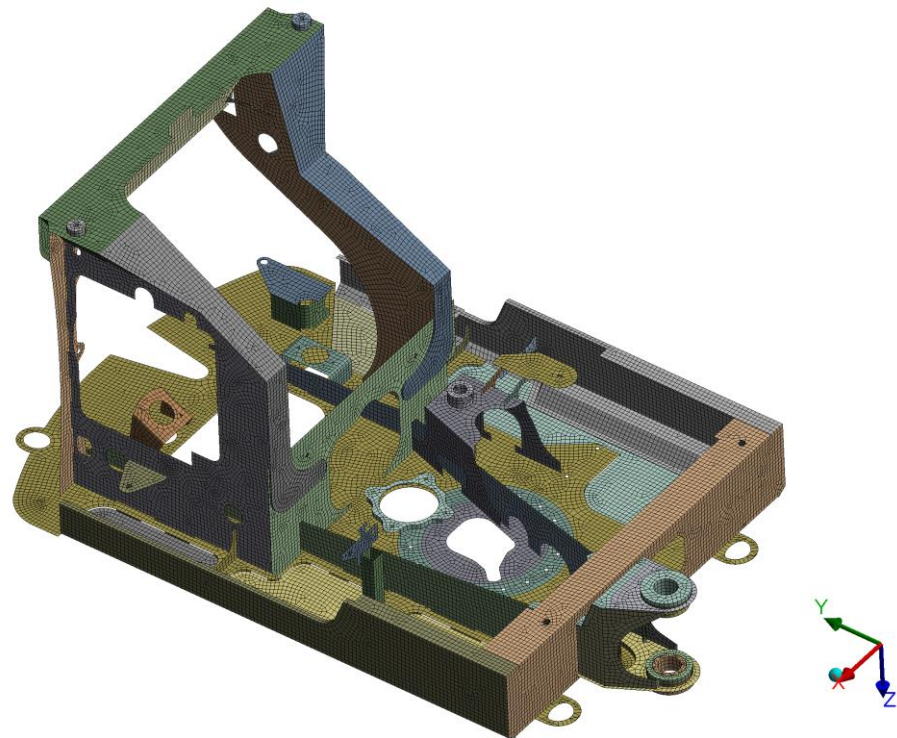
Dále bude proveden výpočet šroubového pole otočového ložiska stroje pro stejné zatížení jako pro výpočet nosného rámu metodou MKP.

5.1 Pevnostní kontrola rámu pomocí MKP

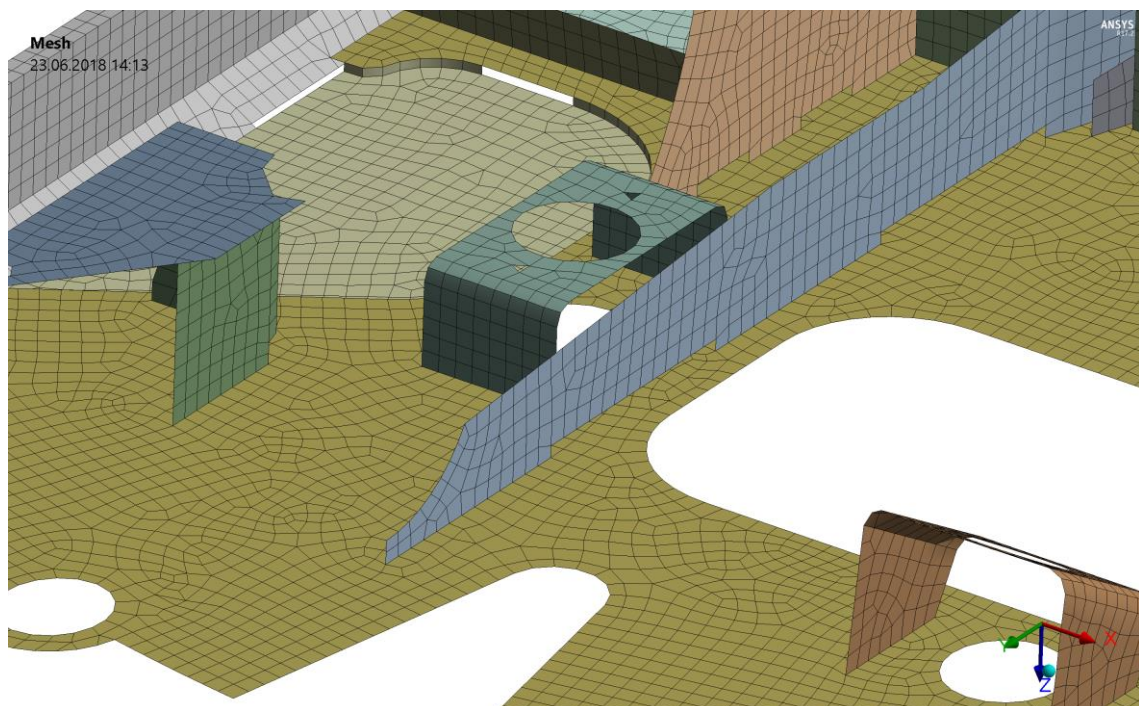
Byl vytvořen konečněprvkový model nosného rámu struktury stroje v programu ANSYS 17.2, a to pro nosný rám stroje E17 a oba nosné rámy navržené v této práci s velikostí elementů sítě 10 mm. Sít' je tvořena z velké většiny kvadratickými prvky. Na Obr. 50 je zobrazena sít' pro model E15_1.

Jednotlivé plechy jsou napojeny na síti (viz Obr. 51 a Obr. 52), což představuje svarový spoj těchto plechů. Tímto způsobem jsou modelovány svary plechů, jež jsou reprezentovány skořepinovými prvky. Spojení součástí vymodelované pomocí skořepinového prvku se součástí reprezentovanou objemovými prvky, byla použita funkce programu *Connection – Contact – Bonded*, která nahrazuje svary v těchto místech. Součásti spojeny pomocí šroubového spoje, byla použita k reprezentaci tohoto spoje funkce *Connection – Beam*.

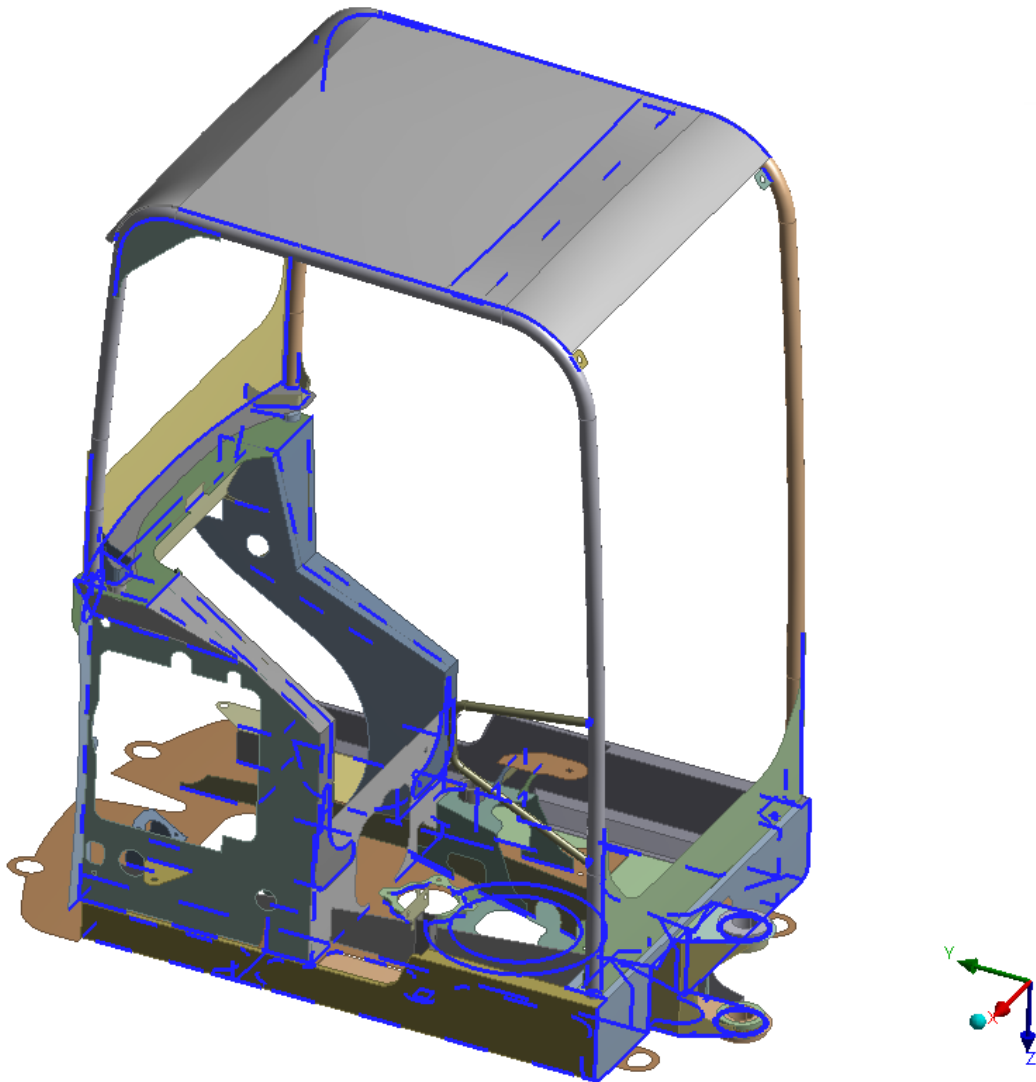
Mesh
23.06.2018 14:11



Obr. 50 Síť MKP modelu



Obr. 51 Detail sítě a napojení plechů



Obr. 52 Modelované svary nosného rámu

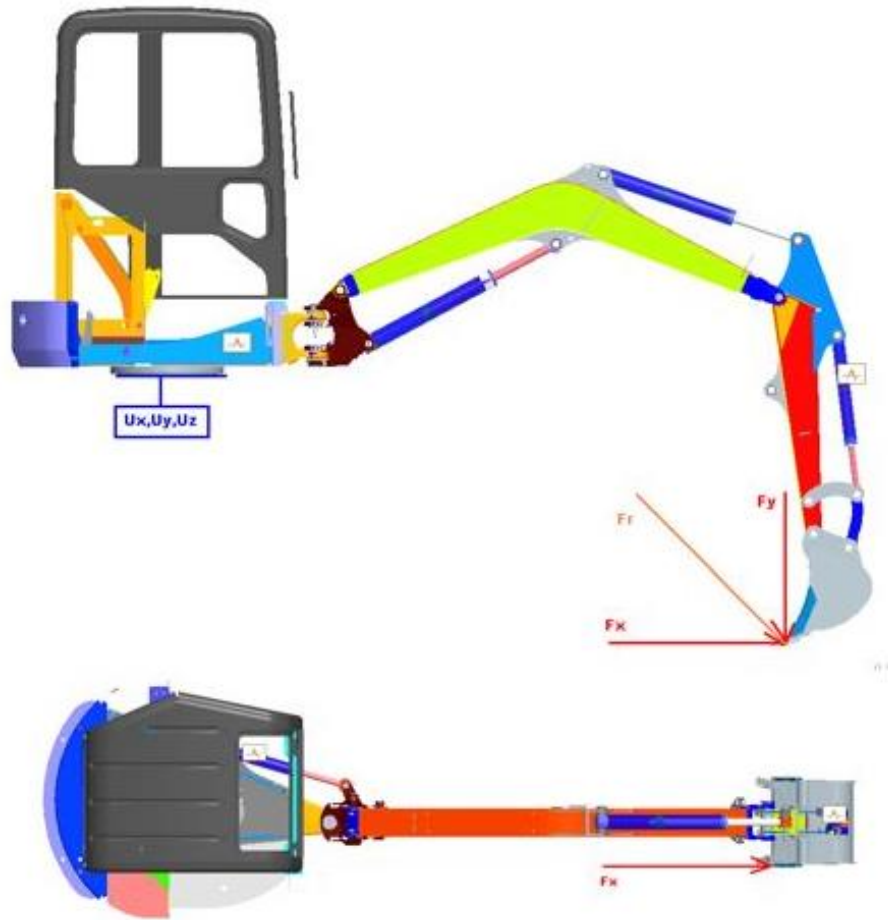
5.1.1 Zatížení a okrajové podmínky

Byl volen jeden ze základních zátěžných stavů, jež se pro pevnostní analýzy těchto strojů běžně aplikují, a to kopací mód, kdy je pracovní rameno (podkop) rypadla v základní pracovní poloze. Zatížení je dáno interními předpisy firmy Doosan Bobcat pro stroj E17, viz Obr. 53 a Obr. 54. Velikost jednotlivých sil ve směru x a y jsou uvedeny v Tab. 9.

Uchycení nosného rámu rypadla k ložisku bylo reprezentováno pevnou vazbou aplikovanou na otvory pro šrouby základního plechu struktury stroje, viz Obr. 55.

Tab. 9 Síly působící na lžici stroje

F_x [N]	16 990
F_y [N]	13 270



Obr. 53 Zatížení rypadla

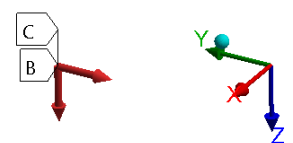
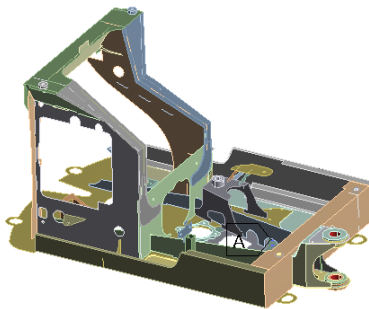
E: Static Structural

Zatizeni_silou_na_lzici_e15_1

Time: 1, s

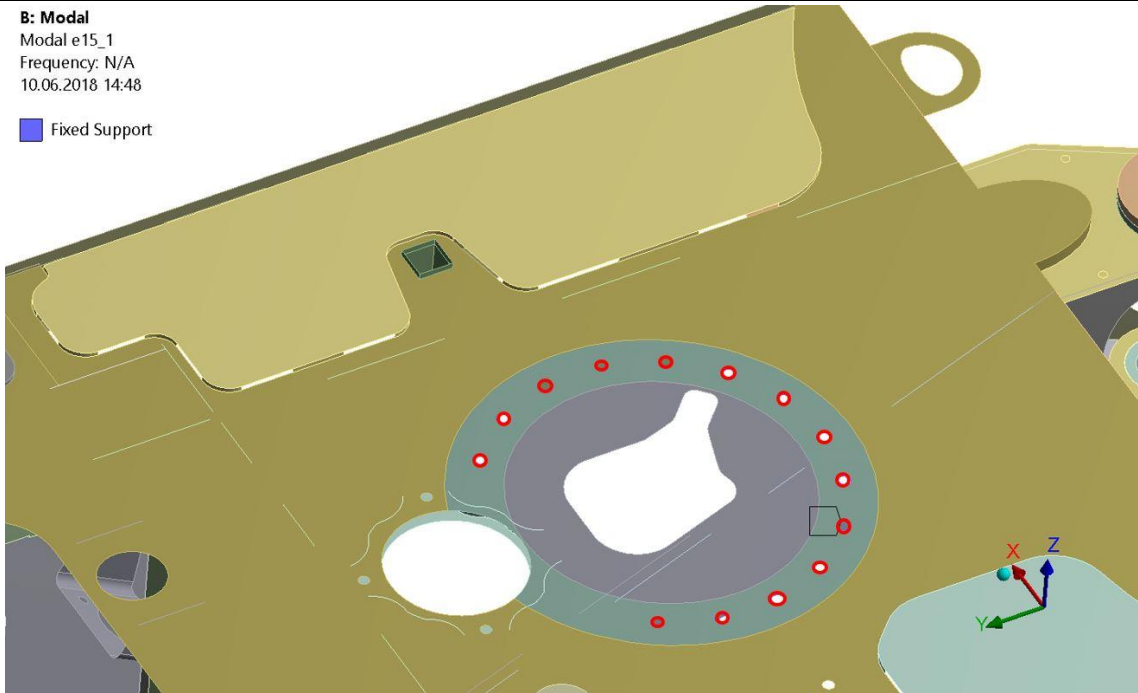
10.06.2018 15:32

- A** Fixed Support
- B** Remote Force: 13270 N
- C** Remote Force 2: 16990 N



Obr. 54 Zatížení rypadla v MKP modelu

B: Modal
 Modal e15_1
 Frequency: N/A
 10.06.2018 14:48
 Fixed Support



Obr. 55 Uložení nosného rámu

5.1.2 Výsledky

Pro všechny tři varianty nosného rámu byla provedena modální analýza, výsledné vlastní tvary 1 až 5 nosného rámu rypadla viz Příloha 2.

Napěťové mapy ekvivalentního napětí po aplikování zatížení pro obě navržené varianty nosného rámu stroje E15 a rámu stroje E17 jsou vyobrazeny na Obr. 56 až Obr. 61. Obrázky celkové deformace, napěťových map maximálního a minimálního napětí viz příloha 2.

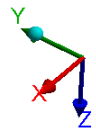
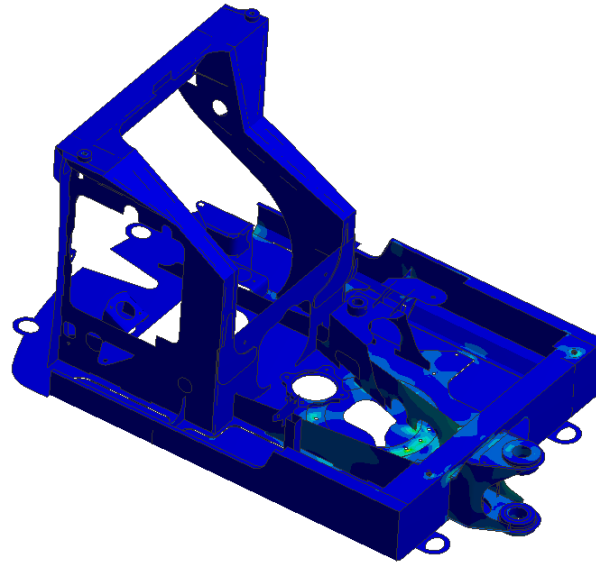
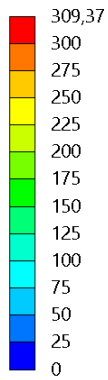
Škála napětí je volena dle materiálu (výrobce zaručená minimální hodnota meze kluzu 300 MPa). Zvýšené hodnoty napětí (červeně) jsou pro všechny tři varianty v místě uložení, a to pouze v jednotlivých uzlech. To může být způsobeno tím, že je zde struktura pevně uložena, a proto nepředpokládáme výrazné trvalé deformace stroje způsobené tímto zvýšeným napětím.

Detail oblasti vyšších hodnot napětí pro variantu E15_2 viz Obr. 62. Napětí je zde až 401,93MPa. Jedná se ale o malé množství elementů v místě svaření dvou plechů, a proto i zde nepředpokládáme, že dojde k trvalé deformaci.

Struktura vydrží dané namáhání a nedojde k žádným trvalým deformacím.

E: Static Structural

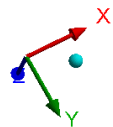
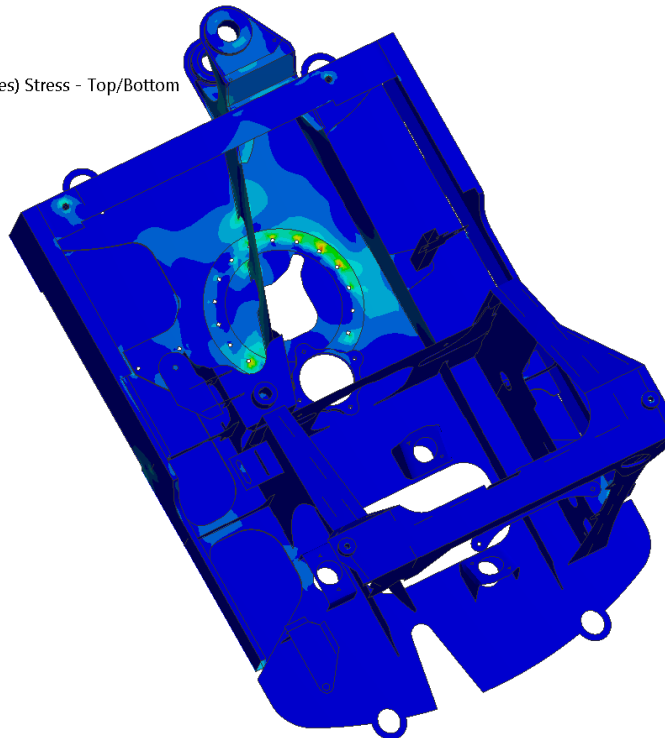
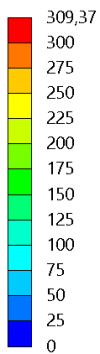
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1
Custom Obsolete
Max: 309,37
Min: 1,7066e-10
10.06.2018 15:41



Obr. 56 Ekvivalentní napětí E15_1 (pohled 1)

E: Static Structural

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1
Custom Obsolete
Max: 309,37
Min: 1,7066e-10
10.06.2018 15:38



Obr. 57 Ekvivalentní napětí E15_1 (pohled 2)

E: Static Structural_e15_2

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

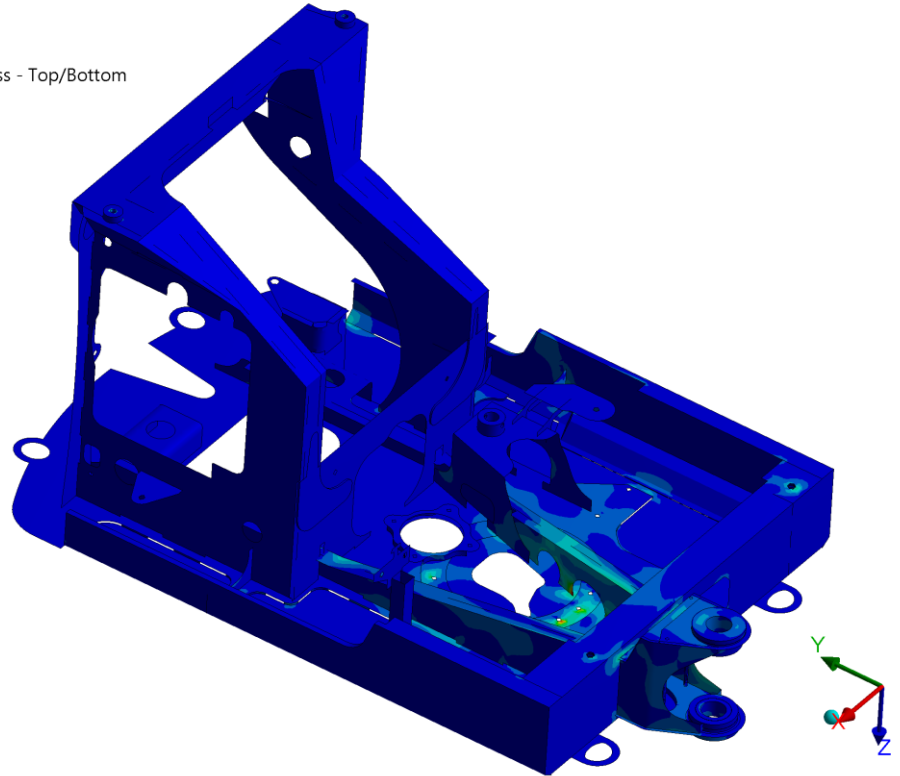
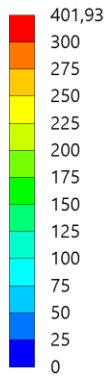
Unit: MPa

Time: 1

Max: 401,93

Min: 2,0669e-10

23.06.2018 12:53



Obr. 58 Ekvivalentní napětí E15_2 (pohled 1)

E: Static Structural_e15_2

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

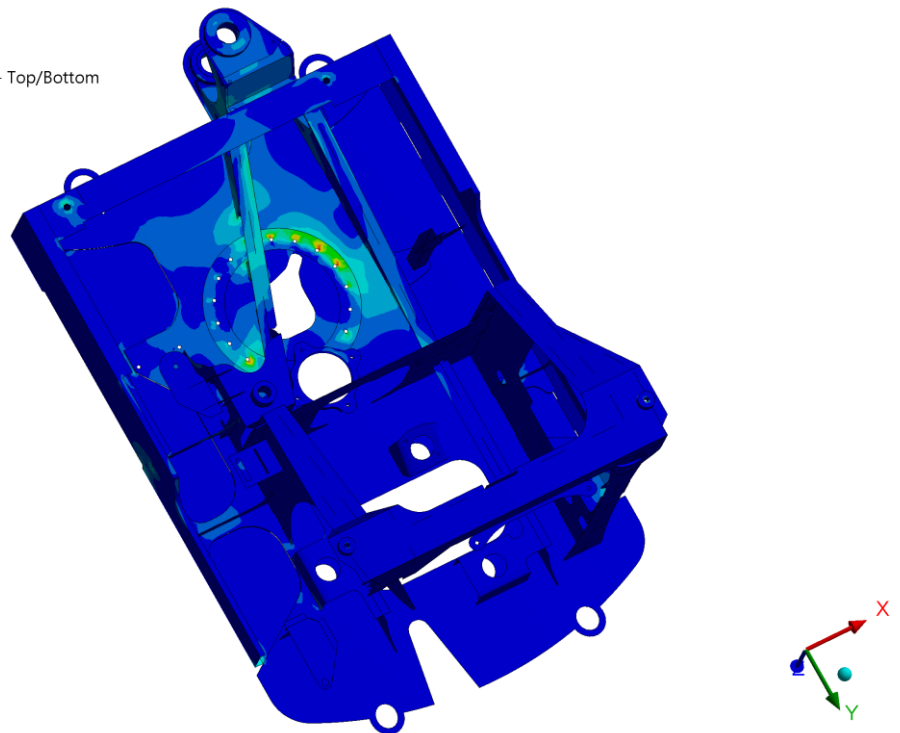
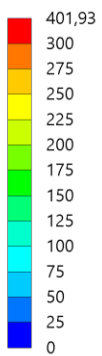
Unit: MPa

Time: 1

Max: 401,93

Min: 2,0669e-10

23.06.2018 12:51



Obr. 59 Ekvivalentní napětí E15_2 (pohled 2)

E: Static Structural_e_17

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

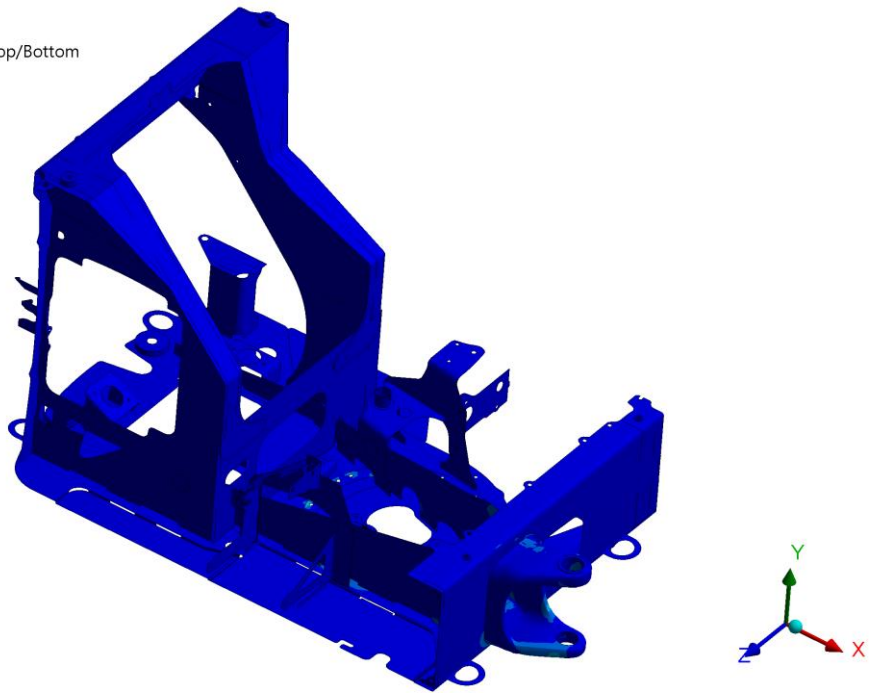
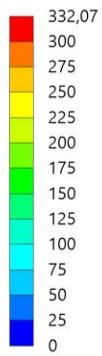
Unit: MPa

Time: 1

Max: 332,07

Min: 7,4926e-7

23.06.2018 15:22



Obr. 60 Ekvivalentní napětí E17 (pohled 1)

E: Static Structural_e_17

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

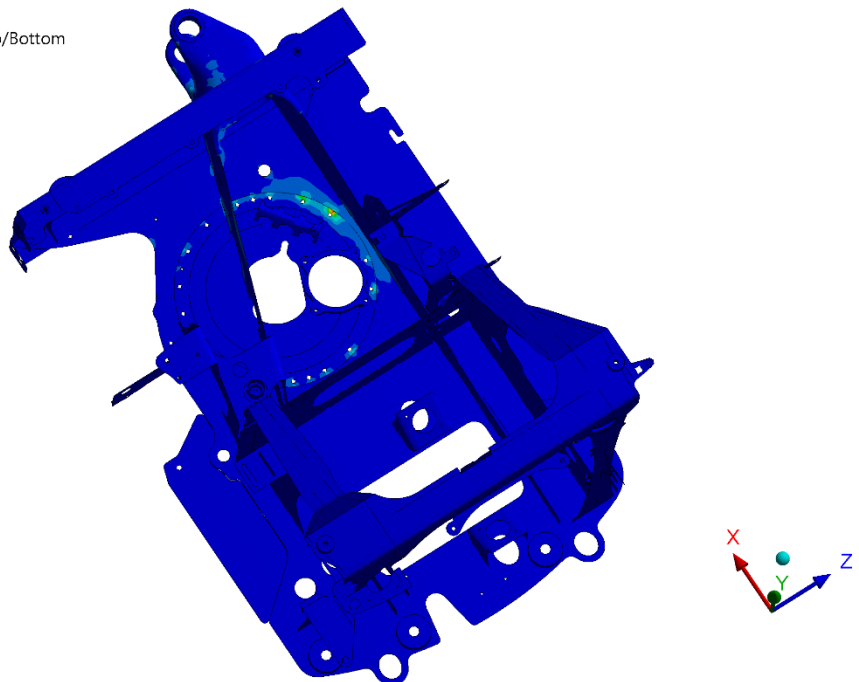
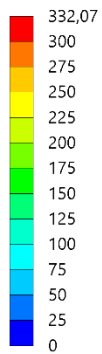
Unit: MPa

Time: 1

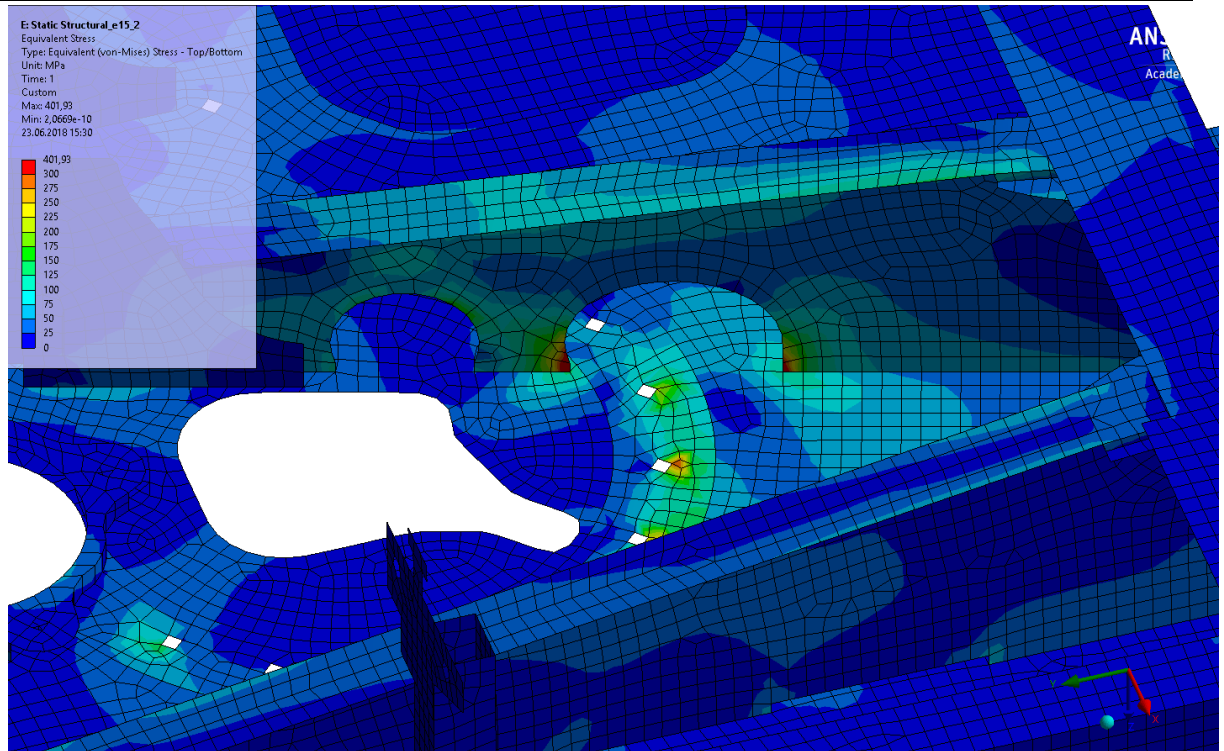
Max: 332,07

Min: 7,4926e-7

23.06.2018 15:24



Obr. 61 Ekvivalentní napětí E17 (pohled 2)



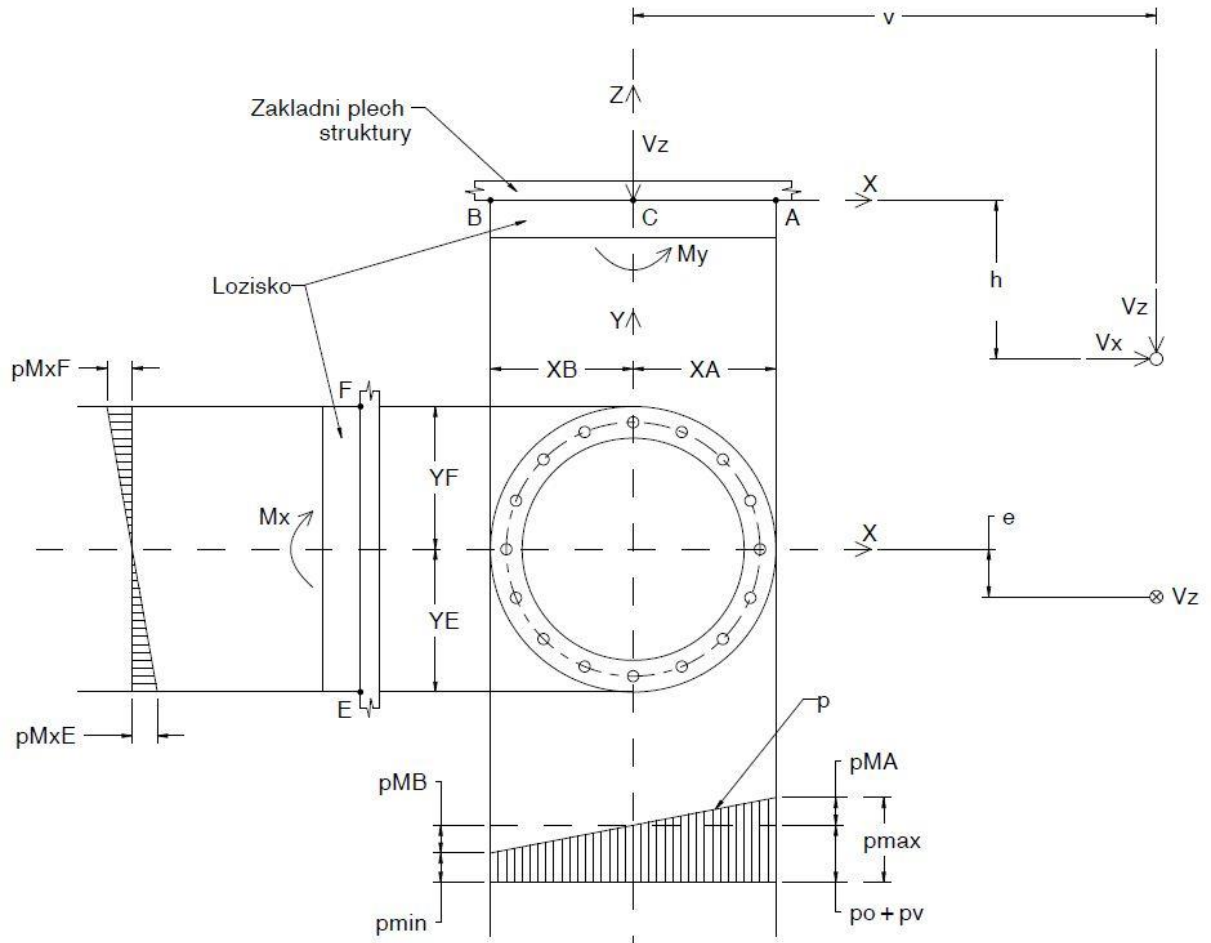
Obr. 62 Ekvivalentní napětí E15_2, detail

5.2 Výpočet šroubového pole ložiska v rámu stroje

V této bude řešeno spojení kroužku ložiska a základního plechu struktury rámu skupinou šroubů M12 pevnostní třídy 12.9. Metodika řešení se odkazuje na publikaci [2], aplikováno na náš konkrétní případ spojení.

Celkové řešení, které provedeme jako kontrolu předběžného návrhu, bude mít dvě části, a to:

- kontrola kompaktnosti spoje, sledující nebezpečí odlehnutí dosedací plochy S^*
- pevnostní kontrola šroubů



Obr. 63 Schéma šroubového spoje, tlakové rozložení

Na obrázku Obr. 64 výše, je znázorněno spojení kroužku ložiska a základního plechu struktury rámu, které je tvořeno šestnácti šrouby M12 pevnostní třídy 12.9 a pracovní délky 35,5 mm. Velikosti jednotlivých sil byly převzaty z kapitoly 5.1.1 a vzdálenosti od působíště síly ke středu ložiska byly odečteny z modelu. Při zanedbání malých nesymetrií, existuje podélná rovina symetrie, jejíž stopa je v ose x . V rovině rovnoběžné k rovině symetrie, která je od roviny symetrie vzdálená o vzdálenost e leží vnější zatížení – síla V o složkách V_x a V_z .

Předpokládáme, že je těleso dostatečně objemově tuhé, a tedy rovinná dosedací plocha S^* - styková plocha ložiska a základního plechu struktury rámu – zůstane rovinná i po zatížení. Těžištěm této plochy, bodem C , vedeme osu X , resp. Y a moment setrvačnosti plochy S^* k ose X , resp. Y označme jako J_x^* , resp. J_y^* .

Pro konkrétní zadání dle Obr. 63 definujme základní parametry spoje a zatížení v Tab. 10:

Tab. 10 Základní parametry šroubového spoje

S*	31644	[mm ²]	dosedací plocha
J_x*	417284973	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose x
J_y*	417284973	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu k ose y
n	16	[-]	počet šroubů
S	76,2	[mm ²]	průřez šroubu
Q₀	47215	[N]	montážní předpětí šroubu
x_A a x_B	175	[mm]	vzdálenosti okrajů kroužku ložiska od osy y
h	1494	[mm]	kolmá vzdálenost ve směru osy z síly V _x a těžiště C
v	2394	[mm]	kolmá vzdálenost ve směru osy x síly V _z a těžiště C
e	131	[mm]	kolmá vzdálenost ve směru osy y, síly V _z a těžiště C
V_x	16990	[N]	složka síly V ve směru osy x
V_z	13270	[N]	složka síly V ve směru osy z
σ_{kt}	1080	[MPa]	mez kluzu pro šroub pevnostní třídy 12.9

Sílu V, resp. její složky V_x a V_z, přeložíme do těžiště C, tam se projeví jako moment $M_x = V_z \cdot e$, přitlačná síla V_z a dvojice sil o momentu $M_y = V_x \cdot h - V_z \cdot v$, smyková síla V_x v dosedací ploše bude zachycena třením. Dále předpokládáme, že stykové plochy nejsou „dotykově“ absolutně tuhé, a že pod zatížením vykáží významné „mikro-natočení“ okolo osy Y při zachování jejich rovinnosti.

Moment M_x a M_y je dle vyjádření výše:

$$M_x = V_z \cdot e = 13270 \cdot 131 = 1738370 \text{ Nmm} \quad (1.)$$

$$\begin{aligned} M_y &= V_x \cdot h - V_z \cdot v = 16990 \cdot 1494 - 13270 \cdot 2394 \\ &= -6385320 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (2.)$$

5.2.1 Kontrola kompaktnosti spoje

Montážní utažení všech šroubů na příslušné Q₀ vyvodí ve stykové ploše rovnoměrný tlak p₀ dle rovnice (3). Síla V_z způsobí jeho zvýšení o hodnotu p_v dle rovnice (4). Momenty M_x a M_y vyvolají přímkově rozložené tlaky p_{Mx} a p_{My} dle rovnic (5) a (8) s okrajovými hodnotami dle rovnic (6); (7); (9) a (10).

$$p_0 = \frac{n \cdot Q_0}{S^*} \quad (3.)$$

$$p_V = \frac{V_Z}{S^*} \quad (4.)$$

$$p_{Mx} = -\frac{M_X}{J_X^*} y \quad (5.)$$

$$p_{MxE} = -\frac{M_X}{J_X^*} y_E \quad (6.)$$

$$p_{MxF} = -\frac{M_X}{J_X^*} y_F \quad (7.)$$

$$p_{My} = -\frac{M_Y}{J_Y^*} x \quad (8.)$$

$$p_{MyA} = -\frac{M_Y}{J_Y^*} x_A \quad (9.)$$

$$p_{MyB} = -\frac{M_Y}{J_Y^*} x_B \quad (10.)$$

Tlak p_{Mx} daný působením momentu M_x , viz Tab. 11, je v porovnání s tlaky od ostatních silových účinků zatížení malý. Rovněž sčítání působících tlaků by bylo velmi pracné a nepřineslo by významnou změnu ve výsledcích, a proto bude tlak p_{Mx} při výpočtu průběhu výsledného tlaku zanedbán.

Průběh výsledného tlaku $p = p_0 + p_V + p_{My}$ je schematicky nakreslen na Obr. 63. Při krajních stykových hranách lze očekávat extrémní hodnoty, pro které platí nerovnice (11) a (12).

$$p_{max} = p_0 + p_V + p_{MA} \leq p_D \quad (11.)$$

$$p_{min} = p_0 + p_V + p_{MB} \geq (1 \div 2) MPa \quad (12.)$$

V případě spoje těles z oceli je dovolený tlak $p_D \cong 0,8\sigma_{kt}$. Pro šrouby dané pevnostní třídy je dovolený tlak roven 864 MPa. Vztah pro p_{min} je podmínkou kompaktnosti. V Tab. 11 jsou uvedeny konkrétní hodnoty tlaků pro daný šroubový spoj.

Tab. 11 Výsledné hodnoty tlaků šroubového spoje

p_0	23,87	[MPa]
p_V	0,42	
p_{Mx}	-0,004·y	
p_{MxE}	-0,729	
p_{MxF}	0,729	
p_{My}	0,015·x	
p_{MyA}	2,678	
p_{MyB}	-2,678	
p_{max}	26,97	
p_{min}	21,61	

Po dosazení do nerovnic (11) a (12) dostáváme následující:

$$p_{min} = 21,61 \text{ MPa} \geq (1 \div 2) \text{ MPa} \text{ a } p_{max} = 26,97 \text{ MPa} \leq p_D = 864 \text{ MPa}$$

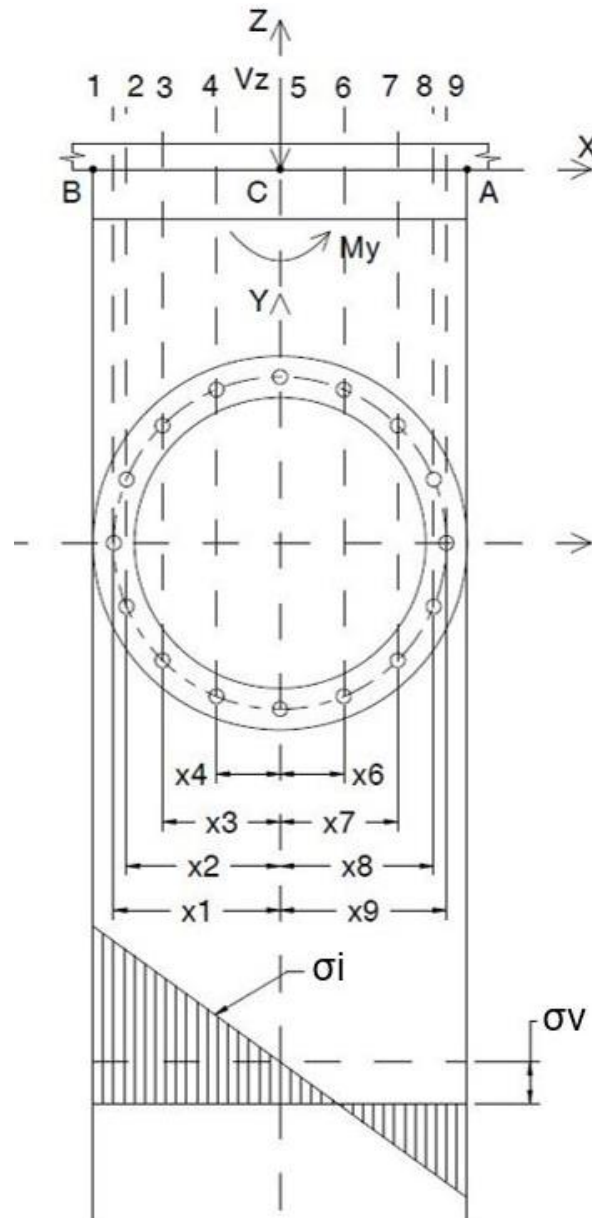
Dané nerovnice vyjadřující podmínky kompaktnosti spoje platí pro daný případ spojení ložiska a základního plechu struktury rámu, a tedy spoj je kompaktní.

5.2.2 Pevnostní kontrola šroubů

Z předchozích výpočtů při kontrole kompaktnosti spoje, kdy byla působící vnější síla v rovině rovnoběžné se střední rovinou symetrie stroje, bylo zjištěno, že moment výše značený jako M_x lze při výpočtu zanedbat při splnění dostatečné přesnosti výpočtu, a proto v následující kapitole, zabývající se pevnostní kontrolou šroubů, bude působící vnější zatížení aplikováno přímo v rovině symetrie stroje.

Pro pevnostní kontrolu šroubů je potřeba znát hodnotu vnějších sil F_i působící na šroub. Cesta vede přes řešení napjatosti „tyčovitého útvaru“, jehož příčným řezem jsou průřezy šroubů, a to od síly V_z a od momentu M_Y .

Je potřeba zavést souřadnice x_i jež vyjadřují vzdálenost i -té řady šroubů od těžiště ve směru osy X . Počet šroubů v i -té řadě pak označme u_i ($u_1=1$; $u_2=2$; ...). Vnější síla působící na šroub v i -té řadě pak bude F_i a napětí ve šroubu v i -té řadě σ_i . Více viz Obr. 64 a Tab. 12 níže.



Obr. 64 Schéma šroubového spoje, rozložení napětí

Tab. 12 Pozice šroubů

Řada	1	2	3	4	5	6	7	8	9
u_i [-]	1	2	2	2	2	2	2	2	1
x_i [mm]	158	146	111,75	60,5	0	60,5	111,75	146	158

Síla V_z vyvolá mikroposuv – translaci ve směru osy Z, všechny šrouby se prodlouží o stejné Δl , při stejné délce l doznají stejné měrné prodloužení $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ a při stejném materiálu – modulu E i stejné tahové napětí $\sigma_v = \varepsilon \cdot E$ – tj.:

$$\sigma_v = \frac{V_z}{n \cdot S} \quad (13.)$$

Moment M_Y vyvolá mikronatočení dosedací plochy okolo osy Y , šrouby v i -té řadě se prodlouží o Δl dle rovnice (14), doznají měrné prodloužení ε dle rovnice (15) a tahové napětí šroubu σ_{Mi} bude dle rovnice (16) (k , k' , k'' jsou jisté konstanty).

$$\Delta l_i = k \cdot x_i \quad (14.)$$

$$\varepsilon = k' \cdot x_i \quad (15.)$$

$$\sigma_{Mi} = k'' \cdot x_i \quad (16.)$$

Z momentové rovnice rovnováhy plyne (17), po vyjádření konstanty k'' a jejím uplatnění ve vztahu pro σ_{Mi} získáme vztah pro σ_{Mi} (rovnice (18)), kde J_S je moment setrvačnosti průřezů všech šroubů k ose Y .

$$M_Y = \sum u_i \cdot S \cdot \sigma_{Mi} \cdot x_i = k'' \sum u_i \cdot S \cdot x_i^2 \quad (17.)$$

$$\sigma_{Mi} = \frac{M_Y}{\sum u_i \cdot S \cdot x_i^2} \cdot x_i = \frac{M_Y}{J_S} \cdot x_i \quad (18.)$$

Celkové tahové napětí šroubu v i -té řadě σ_i je dáno vztahem (19) a jeho průběh je schematicky znázorněn na Obr. 64. Příslušné vnější síly pak plynou ze vztahu (20).

$$\sigma_i = \sigma_V + \sigma_{Mi} \quad (19.)$$

$$F_i = \sigma_i \cdot S = \frac{V_Z}{n} + \frac{M_Y \cdot x_i}{\sum u_i \cdot x_i^2} \quad (20.)$$

Po dosazení konkrétních hodnot do rovnic pro napětí a sílu uvedených výše dostáváme hodnoty a vztahy uvedené v Tab. 13 níže.

Tab. 13 Výsledné hodnoty napětí působících ve spoji

σ_V	10,877	[MPa]
σ_{Mi}	-0,419·x	
σ_i	10,877-0,419·x	
F_i	829,375-32·x _i	[N]

Jak je zřejmé z grafu na Obr. 64, nejvyšší tahové zatížení silou lze očekávat u šroubu v první řadě. Další pevnostní řešení bude provedeno pro tento šroub. Síla působící na šroub v první řadě je:

$$F_1 = 829,375 - 32 \cdot (-158) = 5879,2 \text{ N} \quad (21.)$$

Maximální síla F působící na šroub je dána vztahem (22), maximální napětí pak bude dle rovnice (23).

$$F = F_1 + Q_0 = 5879,2 + 47215 = 53112,2 \text{ N} \quad (22.)$$

$$\sigma_F = \frac{F}{S} = \frac{53\,112,2}{76,25} = 696,34 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (23.)$$

Geometrické charakteristiky zvoleného šroubu M12 jsou uvedeny v Tab. 14:

Tab. 14 Geometrické charakteristiky šroubu M12

d1	12	[mm]	vnější průměr
d2	10,863	[mm]	průměr stoupání
d3	9,853	[mm]	průměr jádra
P	1,75	[mm]	rozteč
γ	2,93	[°]	úhel stoupání závitu
φ'	8,5	[°]	třecí úhel závitu

Napětí v krutu při dosažení předpětí šroubu je dáno rovnicemi níže:

$$\tau = \frac{M_K}{W_{K3}} \quad (24.)$$

$$M_K = Q_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \quad (25.)$$

$$W_{K3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} \quad (26.)$$

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{Q_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{47215 \frac{10,863}{2} \operatorname{tg}(2,93^\circ + 8,5^\circ)}{\frac{\pi \cdot 9,853^3}{16}} \\ &= 276,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \end{aligned} \quad (27.)$$

Výpočet maximálního redukovaného napětí pro maximální provozní zatížení šroubu

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{dt}^2 + \alpha^2 \tau^2} \quad (28.)$$

Hypotéza τ_{max} , kde $\alpha = 2$

$$\sigma_{red} = \sqrt{696,34^2 + 4 \cdot 276,2^2} = 888,83 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (29.)$$

Hypotéza *HMH*, kde $\alpha = \sqrt{3}$

$$\sigma_{red} = \sqrt{696,34^2 + 3 \cdot 276,2^2} = 844,83 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (30.)$$

Výsledná bezpečnost pak bude dle rovnice níže:

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{1080}{888,83} = 1,215 > 1 \quad (31.)$$

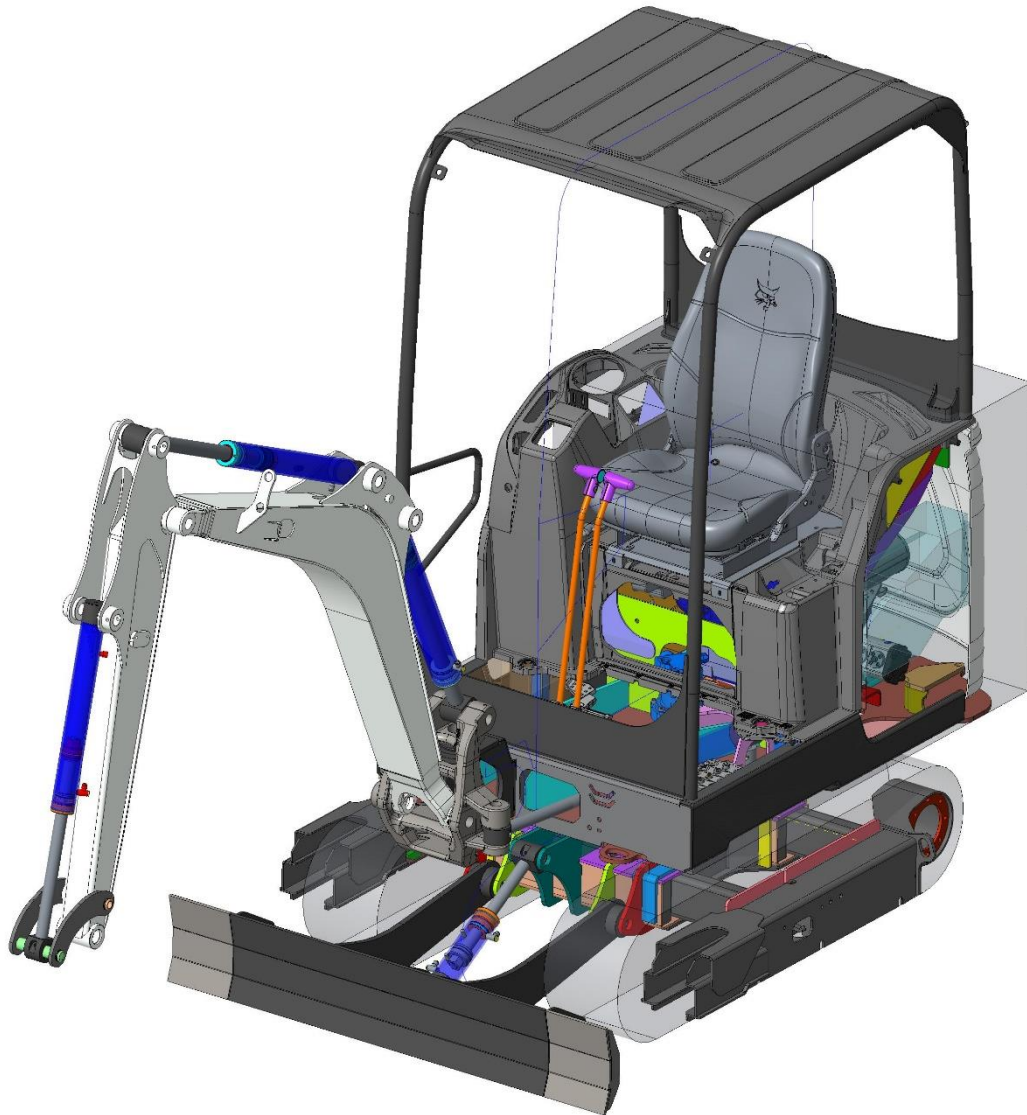
Při zjednodušování reálného modelu pro výpočet byl doplněn otvor v mezikruží pro otočový motor v základním plechu rámu a bylo uvažováno plné mezikruží.

Rovněž šrouby byly rozloženy pravidelně po $22,5^\circ$ na střední kružnici mezikruží. Reálně tedy nejvzdálenější šroub namáhaný tahem bude blíže ose y , síla na něj působící bude nižší, a lze tudíž předpokládat i vyšší hodnoty bezpečnosti. Namáhání šroubů by v konečném důsledku nemělo být v oblasti plastické deformace.

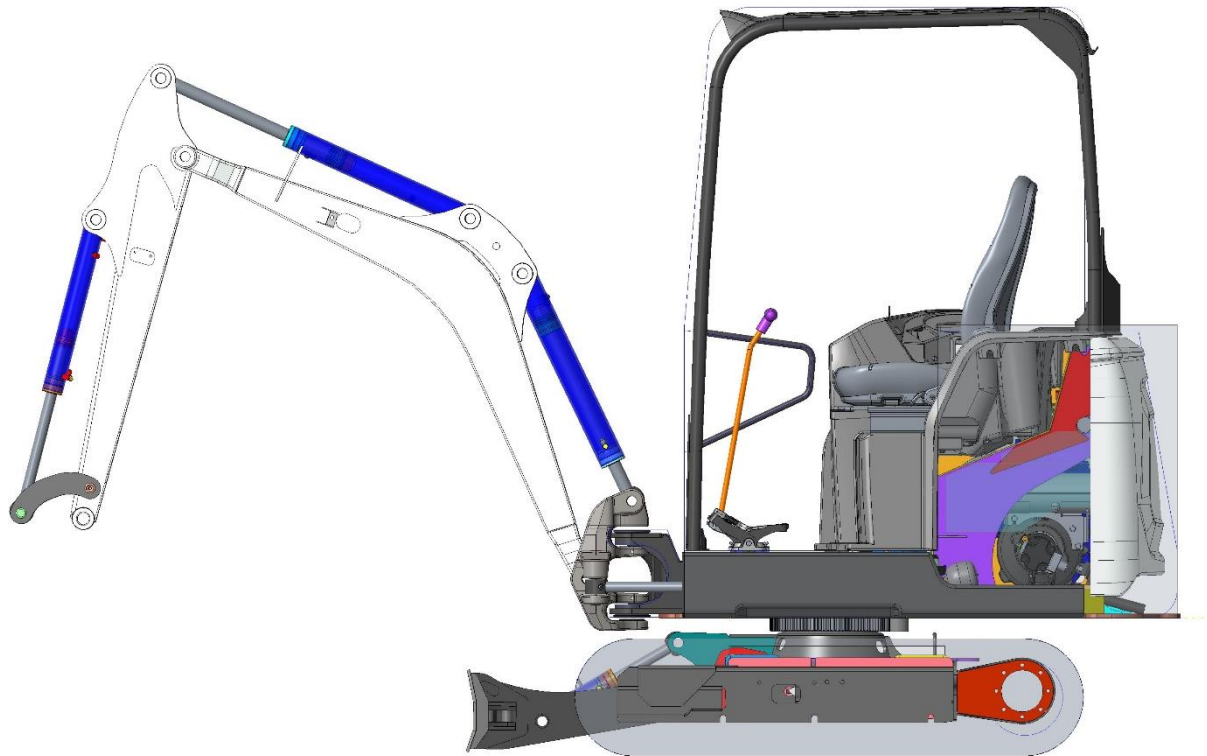
6. Zjednodušený 3D model stroje E15

Zjednodušený 3D model stroje E15 byl modelován v programu CREO parametrics 3.0. Výsledný model rypadla E15 obsahuje nosný rám E15_1, který byl vybrán jako nejvhodnější. Tento model je vyobrazen ve třech pohledech na Obr. 65, Obr. 66 a Obr. 67. Model neobsahuje prvky podvozku, jak bylo řečeno v kapitole 4.12, pravé a levé kryty, lisované protizávaží, přesně trasované hydraulické hadice a další drobné příslušenství.

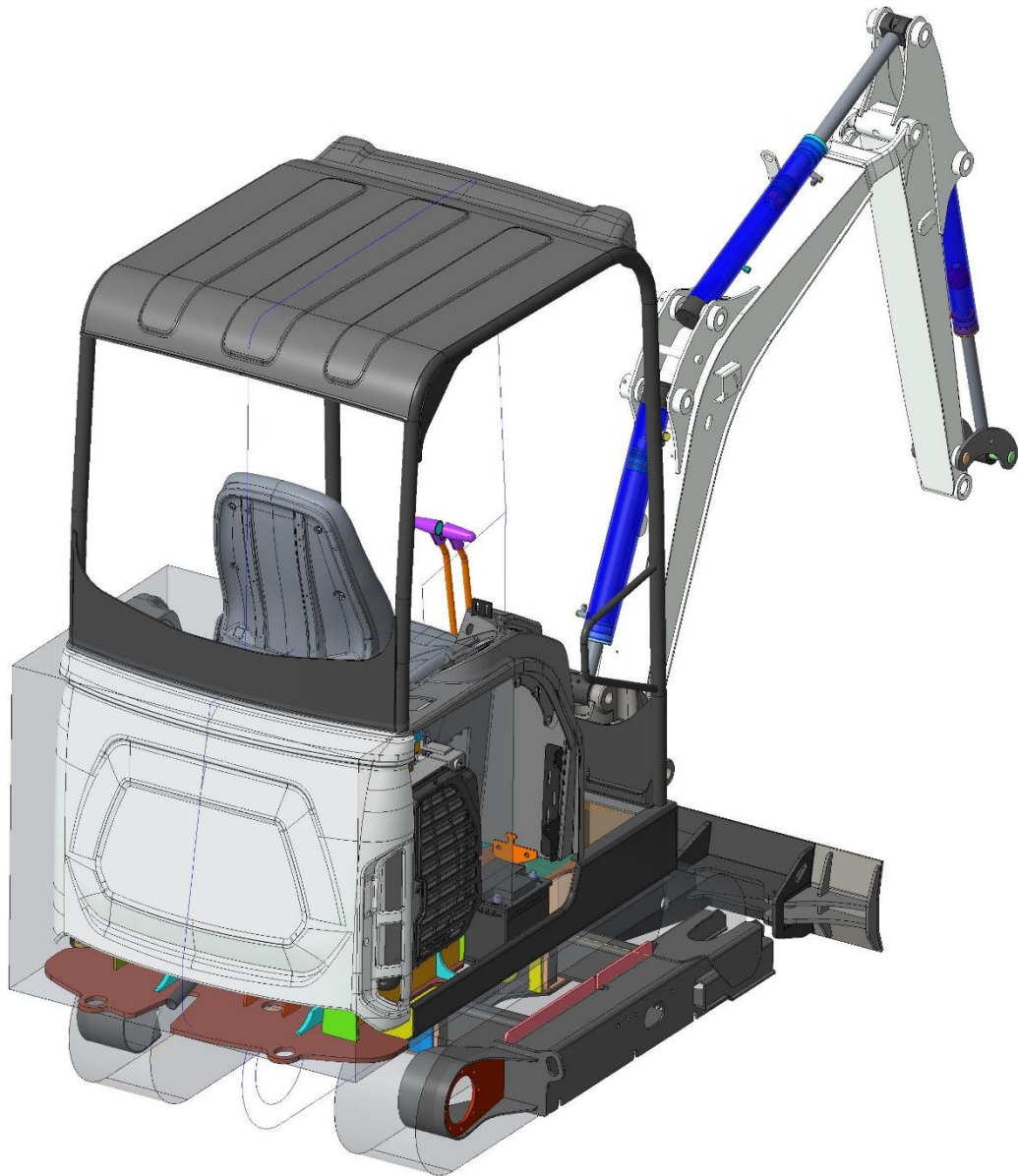
Další obrázky této varianty viz Příloha 1.



Obr. 65 ISO pohled na výsledný 3D model stroje E15



Obr. 66 Levý pohled na výsledný 3D model stroje E15



Obr. 67 ISO pohled na výsledný 3D model stroje E15

7. Závěr

Cílem této diplomové práce byla studie proveditelnosti minirypadla Bobcat E15, jež mělo dosahovat požadované hmotnosti 1,5 tuny při zachování jistých parametrů jako je použití co největšího možného množství již používaných funkčních a konstrukčních prvků stroje Bobcat E17 a snížení celkové výšky stroje, aby bylo možné stroj zaparkovat v kontejneru 1C.

Byl zmapován trh a popsány stroje této hmotnostní kategorie.

Výchozí minirypadlo E17 bylo rozebráno na konstrukční celky s hmotnostní analýzou a byly vytvořeny tři návrhy rozmístění funkčních prvků v modelovém prostoru nosného rámu rypadla E15. Varianta číslo 3 rozmístění funkčních prvků v modelovém prostoru rámu stroje nespĺnila požadavek na celkovou výšku stroje. Ze dvou zbývajících byla vybrána varianta číslo 1 jako vhodnější k zadání práce.

Pro vybrané rozmístění funkčních komponent byla navržena dvě konstrukční řešení nosného rámu rypadla. Ta byla označena jako E15_1 a E15_2.

Následně byla provedena pevnostní kontrola rámu pomocí metody konečných prvků, kde bylo ověřeno, že obě navržená konstrukční řešení nosného rámu vyhovují jednomu ze základních zátěžných stavů, jež se pro pevnostní analýzy těchto strojů běžně aplikují, a to kopacímu módu.

Následně byly provedeny základní analytické výpočty šroubového pole ložiska v rámu stroje, a to pro kontrolu kompaktnosti šroubového spoje a pro pevnostní kontrolu šroubů. Vybrané šrouby M12 pevnostní třídy 12.9 vyhověli jako spojovací díly ložiska a základního plechu struktury rámu shodnému namáhání, které bylo použito pro pevnostní kontrolu rámu pomocí MKP.

Výsledkem této diplomové práce je zjednodušený 3D model minirypadla E15, jež vyhovuje zadaným požadavkům.

Literatura

1. CHROMÍK, Róbert a Štefan KLEIN. *Strojní zařízení pro stavby: stavební mechanizace: pomocné konstrukce: eurokatalog stavebních výrobků*. Brno: Art-Projekt, 2003. Stavební tabulky. ISBN 80-239-0172-9.
2. ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
3. <https://www.machines4u.com.au/>: Bobcat E55 [online]. [cit. 2018-03-05]. Dostupné z: <https://www.machines4u.com.au/view/advert/BOBCAT-E55-Excavator-5-5T/379612/>

Seznam obrázků

Obr. 1 Minirypadlo 1t.....	5
Obr. 2 Minirypadlo 2t.....	5
Obr. 3 Minirypadlo 2,5t.....	6
Obr. 4 Minirypadlo 3,5t.....	6
Obr. 5 Minirypadlo 5,5t [3].....	7
Obr. 6 Základní průmět s výškovými rozměry	10
Obr. 7 Vnější celky stroje 1	14
Obr. 8 Vnější celky stroje 2	15
Obr. 9 Spalovací motor Kubota D722	17
Obr. 10 Hydraulické čerpadlo.....	18
Obr. 11 Mechanické ovládání.....	19
Obr. 12 Soustava palivové nádrže	20
Obr. 13 Otočový motor.....	21
Obr. 14 Soustava nádrže hydraulického oleje.....	22
Obr. 15 Hydraulický rozvaděč a pojezdové motory	23
Obr. 16 Nosný rám.....	24
Obr. 17 Protizávaží	24
Obr. 18 Bonnet.....	25
Obr. 19 Křížové ovladače.....	26
Obr. 20 Výfuková soustava	27
Obr. 21 Ofset Výložníku	28
Obr. 22 Chlazení	29
Obr. 23 Sedačka operátora.....	30
Obr. 24 Ocelová střešní konstrukce	31
Obr. 25 Komponenty podvozku.....	32
Obr. 26 Středová část podvozku	32
Obr. 27 Levý a pravý vodič pásů.....	33
Obr. 28 Radlička	33
Obr. 29 Výložník s krátkou násadou	34
Obr. 30 Hydraulické komponenty výložníku a násady.....	35
Obr. 31 Přední pohled na stroj E17	37
Obr. 32 Hlavní rozměry stroje E15	37

Obr. 33 ISO pohled na modelový prostor stroje E15.....	41
Obr. 34 Levý pohled na modelový prostor stroje E15	42
Obr. 35 Rozložení komponent rypadla E17 (pohled 1)	43
Obr. 36 Rozložení komponent rypadla E17 (pohled 2)	44
Obr. 37 Rozložení komponent rypadla E17 (pohled 3)	45
Obr. 38 ISO pohled, varianta 1.....	47
Obr. 39 Levý pohled, Varianta 1.....	48
Obr. 40 ISO pohled, varianta 2.....	49
Obr. 41 Levý pohled, varianta 2	50
Obr. 42 ISO pohled, varianta 3.....	51
Obr. 43 Levý pohled, varianta 3	52
Obr. 44 Nosný rám s popisem hlavních prvků (pohled 1)	54
Obr. 45 Nosný rám s popisem hlavních prvků (pohled 2)	54
Obr. 46 Nosný rám, varianta 1	56
Obr. 47 Nosný rám, varianta 1 – detail.....	57
Obr. 48 Nosný rám, varianta 2	58
Obr. 49 Podvozek stroje E15	59
Obr. 50 Síť MKP modelu	62
Obr. 51 Detail sítě a napojení plechů	62
Obr. 52 Modelované svary nosného rámu	63
Obr. 53 Zatížení rypadla	64
Obr. 54 Zatížení rypadla v MKP modelu	64
Obr. 55 Uložení nosného rámu	65
Obr. 56 Ekvivalentní napětí E15_1 (pohled 1)	66
Obr. 57 Ekvivalentní napětí E15_1 (pohled 2)	66
Obr. 58 Ekvivalentní napětí E15_2 (pohled 1)	67
Obr. 59 Ekvivalentní napětí E15_2 (pohled 2)	67
Obr. 60 Ekvivalentní napětí E17 (pohled 1)	68
Obr. 61 Ekvivalentní napětí E17 (pohled 2)	68
Obr. 62 Ekvivalentní napětí E15_2, detail	69
Obr. 63 Schéma šroubového spoje, tlakové rozložení	70
Obr. 64 Schéma šroubového spoje, rozložení napětí	74
Obr. 65 ISO pohled na výsledný 3D model stroje E15	78
Obr. 66 Levý pohled na výsledný 3D model stroje E15.....	79

Obr. 67 ISO pohled na výsledný 3D model stroje E15	80
--	----

Seznam tabulek

Tab. 1 Hmotnostní řazení stavebních strojů.....	4
Tab. 2 Základní výškové rozměry vybraných strojů	12
Tab. 3 Rozdělení na konstrukční celky	16
Tab. 4 Shrnutí hlavních parametrů.....	38
Tab. 5 Rozdělení funkčních komponent.....	39
Tab. 6 Srovnání hmotností jednotlivých rámců	58
Tab. 7 Srovnání hmotností jednotlivých podvozků	59
Tab. 8 Srovnání celkové hmotnosti stroje E17 a E15.....	60
Tab. 9 Síly působící na lžici stroje.....	63
Tab. 10 Základní parametry šroubového spoje	71
Tab. 11 Výsledné hodnoty tlaků šroubového spoje	73
Tab. 12 Pozice šroubů	74
Tab. 13 Výsledné hodnoty napětí působících ve spoji	75
Tab. 14 Geometrické charakteristiky šroubu M12	76

Seznam příloh

Příloha 1	Obrázky
Příloha 2	MKP

Pozn.: Přílohy jsou v tištěné i elektronické podobě, a to na CD umístěném na zadních deskách této práce. Na CD je rovněž umístěna elektronická verze této diplomové práce.