

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh úpravy vybraného příslušenství zemních strojů

Modification Proposal of Selected Accessories of  
Earthmoving Machinery

Student:

Mgr. Martin Vylíčil, DiS.

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **Mgr. Martin Vylíčil, DiS**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Návrh úpravy vybraného příslušenství zemních strojů**  
**Modification Proposal of Selected Accessories of Earthmoving Machinery**

### Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujte rešerši dané problematiky. Navrhněte úpravy vybraného příslušenství pro zemní stroje (drapáky a rozrušovací stroje). Proveďte potřebné pevnostní a napětíové analýzy součástí a ověřte jejich kompatibilitu a smontovatelnost. Pro navržené konstrukční řešení zpracujte výkresovou a technickou dokumentaci v požadovaném rozsahu. Bližší specifikace provozních, manipulačních a dalších parametrů určí zadavatel této práce – DAVON, s.r.o.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.  
JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
LEINVERT, J. - ŘASA, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, Praha, 1999. ISBN 80-7183-164-6  
KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře - části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TUO, Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32s

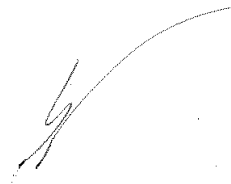
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014  
Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....*B. B. 15*.....

*Martin Vylíčil*  
.....  
Martin Vylíčil

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Martin Vylíčil

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kroužky 778, Chvalčov, 76 872

## Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiří Friesovi, Ph.D. za odborné rady a čas věnovaný užitečným konzultacím. Dále děkuji váženým pánům Ing. Augustinovi Rottenbergovi a Ing. Pavlu Vaškovi za jejich cenné rady týkající se praktické části této práce, dále také panu Zbyškovi Bednarzovi a Bc. Jakubu Bednarzovi za jejich podporu při analýze MKP a za jejich laskavé provázení po celou dobu bakalářského studia.

## **Anotace bakalářské práce**

VYLÍČIL, M. *Návrh úpravy vybraného příslušenství zemních strojů*. Ostrava VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2015, 42s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Tato bakalářská práce se zabývá tématem bouracích strojů a úpravou jednoho z jejich komponentů. Jedná se o bourací stroje používané v těžebním průmyslu pro rozbíjení velkých kusů kamene v násypce drtiče. Cílem práce je navrhnout úpravu výložníku jednoho z nich a také poskytnout celkový přehled stávající globální nabídky těchto strojů. Práce obsahuje postup technického návrhu, ke kterému teoretická část práce připojuje kontext. Práce je cenná tím, že aplikuje obecný technický postup návrhu na konkrétní oblast a s touto oblastí čtenáře seznamuje.

## **Anotace bakalářské práce**

VYLÍČIL, M. *Modification Proposal of Selected Accessories of Earthmoving Machinery*. Ostrava VŠB – Technical University Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2015, 42 pages. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

This bachelor thesis is focusing on the topic of Rock Breaker Boom Systems and modification of one of its components. These systems are used in the mining industry for crushing oversized stones in the mouth of the gyratory crushers that are processing broken stones. The aim of the bachelor thesis is to design modification of the boom arm and to provide the overall review of the global sector of rock breaker machines. Hence the content of the thesis is not only about design but also about the context. The value of this bachelor thesis is in application of general engineering knowledge in particular sector and the chance for reader to get familiar with the sector.

## Obsah

<b>Anotace bakalářské práce .....</b>	<b>6</b>
<b>Obsah .....</b>	<b>7</b>
<b>Seznam zkratk .....</b>	<b>8</b>
<b>Úvod .....</b>	<b>9</b>
<b>1 Bourací stroje – vymezení tématu práce .....</b>	<b>10</b>
<b>2 Současná globální nabídka bouracích strojů .....</b>	<b>12</b>
2.1 Metodologie sběru dat.....	12
2.2 Základní rozdělení získaných dat.....	13
2.3 Parametr hmotnosti kladiva bouracích strojů .....	14
2.4 Geometrické parametry bouracích strojů.....	16
2.5 Závěry analýzy stávající nabídky bouracích strojů .....	19
<b>3 Zadání konstrukčního návrhu.....</b>	<b>20</b>
3.1 Popis výchozí situace .....	20
3.2 Způsob prodloužení modelu.....	21
3.3 Charakteristika návrhu .....	22
<b>4 Statické uvolnění soustavy .....</b>	<b>24</b>
4.2 Pevnostní výpočet pro nejvyšší statické namáhání soustavy .....	26
4.3 Kontrola čepů.....	27
4.4 Výpočet min. síly ve válcích při maximálním statickém zatížení soustavy .....	34
<b>5 MKP – metoda konečných prvků .....</b>	<b>36</b>
<b>Závěr .....</b>	<b>40</b>
<b>Zdroje.....</b>	<b>41</b>
<b>Přílohy.....</b>	<b>42</b>

## Seznam zkratek

$a, b, c, e, f, h, i, j$	Vzdálenosti	[mm]
$F_v$	Síla hydraulického válce	[N]
$F_x$	Síla v ose X	[N]
$F_y$	Síla v ose Y	[N]
G	Tíha komponentů	[N]
g	Gravitační zrychlení	[ms <sup>-2</sup> ]
k	Bezpečnost	[-]
m	Hmotnost	[kg]
$M_{omax}$	Maximální ohybový moment	[Nm]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]
$R_x$	Reakční síla v ose X	[N]
$R_y$	Reakční síla v ose Y	[N]
v,z,n	Vzdálenosti vidlice komponentů ke středu čepu	[mm]
d	Průměr čepu	[mm]
$p_c$	Tlak na čep	[MPa]
$p_D$	Dovolený tlak	[MPa]
p	Pracovní hydraulický tlak	[MPa]
$\sigma_{dov}$	Dovolené napětí	[MPa]
$\sigma_{v,4,3}$	Ohybové napětí čepů	[MPa]
$\tau$	Napětí ve smyku	[MPa]
$\tau_d$	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]



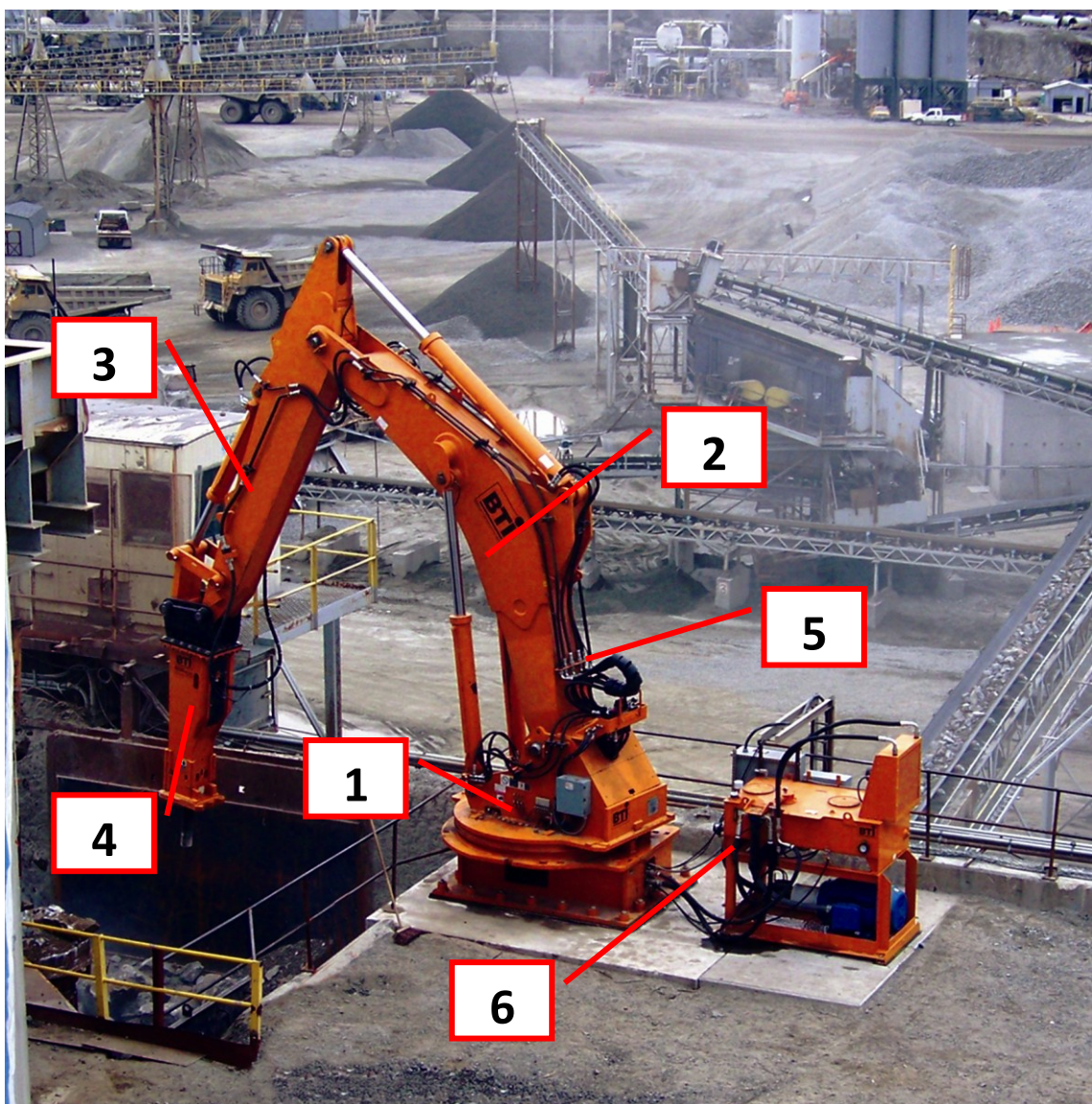
## Úvod

Tématem této práce jsou bourací stroje, které se používají v těžebním průmyslu k rozrušování rozměrných kusů vytěžené horniny. Stroje jsou stabilně instalovány u násypky drtiče kamene a obsluha s jejich pomocí rozbíjí kusy nadměrné velikosti, které drtič nedokáže pojmout. Nasazení těchto strojů zvyšuje efektivitu drtiče, protože umožňuje rychlé a bezpečné rozbití nadměrného kusu a tím snižuje čas odstávky drtiče. Před hromadným zaváděním těchto strojů v těžebním průmyslu bylo nutné nadměrné kusy rozbíjet ručně pomocí pneumatických kladiv. Tato činnost byla zdlouhavá a pro obsluhu nebezpečná. Pokrok v oblasti hydraulických kladiv po r. 1993 [1] umožnil osadit kladivo na výložníkový systém a kameny v drtiči s jejich pomocí rychle a bezpečně rozbíjet. Dnešní globální nabídka těchto strojů je velice pestrá. Nabízené stroje se liší svou velikostí i typem konstrukce. V zemích s aktuálním rozmachem stavebního průmyslu (např. Čína) je vysoký zájem také o kamenivo. Místní těžební průmysl v rámci zefektivňování výroby poptává stále větší bourací stroje, aktuálně s horizontálním dosahem nad 20 m. Dodavatelé těchto strojů proto vyvíjejí systémy se stále větším dosahem, často se jedná o úpravy již vytvořených menších řad těchto strojů. Tím se dostáváme k cílům této práce.

Praktickým cílem práce je provést čtenáře postupem návrhu konstrukčního řešení prodloužení stávajícího výložníku délky 9,3 m bouracího stroje firmy DAVON s.r.o. o 1,3m, tzn. popsat způsob prodloužení, vysvětlit parametry modifikace nového modelu, nový model staticky uvolnit, spočítat reakce a pevnostně zkontrolovat výložník i jeho čepy. Jedná se o kroky, které každý konstruktér musí při návrhu učinit. Proto se jedná o cíl adekvátní vzhledem ke znalostem studenta 3. ročníku fakulty strojní. Další cíl práce je teoretický, kde záměrem je seznámit čtenáře s aktuálním vývojem v oblasti konstrukce bouracích strojů prostřednictvím předložení výsledků systematické rešerše globální nabídky těchto strojů. Výsledky jsou zařazeny do teoretické části práce a umožní získat aktuální přehled v oboru. Význam práce spočívá v jasném vymezení poměrně úzkého tématu (specializace na dílčí oblast bouracích strojů) a jeho komplexním zpracování.

## 1 Bourací stroje – vymezení tématu práce

Tématem této práce je rozbíjecí zařízení a jeho úprava. Existuje mnoho druhů těchto strojů, ale většina zařízení se obvykle skládá ze základny (1), výložníku (2), násady (3), pracovní nástroje (hydraulické kladivo) (4), hydraulického rozvodu (5) a agregátu (6). Pohyblivost stroje je zajištěna pomocí tří hydraulických válců. Obrázek č. 1 ukazuje typický stroj instalovaný na místě, kde je nejčastěji používán – u násypky do drtiče vytěžené horniny.



Obrázek 1 Příklad typického bouracího stroje vč. jeho instalace

Rozmach těchto strojů je spojen s pokrokem ve spolehlivosti hydraulických kladiv. Leaderem trhu je společnost Atlas Copco, která sice již v r. 1966 patentovala první hydraulické kladivo, ale žádoucí výkon i spolehlivost přinesly až kladiva z r. 1993 osazená do pouzdra z jednoho kusu zaručující vysokou pevnost a těsnost hydraulického mechanismu [1]. Samotný výložníkový systém (ramena stroje) a jejich konstrukce jsou známy podstatně déle a využívají se u různých strojů pro zemní práce např. u lopatkových rypadel a nakladačů [2]. Spojení výložníkových systémů a bouracích kladiv v těžebním průmyslu je však relativně nové (25 let) a kromě webových stránek a prospektů samotných výrobců lze ucelené informace získat jen obtížně. Česká odborná literatura končí popisem strojů v r. 1995 [2], tedy ještě před rozmachem tohoto řešení, odborné články v databázi EBSCO sice nabízí dostatek relevantních článků, ale jejich zaměření je velmi úzké např. na problematiku hydraulických rázů nebo problematiku plynů využívaných v bouracích kladivech kombinované konstrukce. Spolehlivým zdrojem v oblasti obecných informací jsou bakalářské a magisterské práce dostupné online na serveru theses.cz. Nejčastěji se zaměřují na využití těchto strojů v praxi. Kompletní přehled relevantních prací poskytuje obsahová rešerše, která tvoří přílohu č. 1 této práce. Teoretická část začínající následující kapitolou práce tak stojí především na analýze globální nabídky světových výrobců těchto zařízení.

Úkol pro praktickou část této práce spočívá ve zdokumentování úpravy strojní součásti – výložníku bouracího stroje. Výhodou tohoto zadání je, že není třeba součást navrhovat od začátku, ale lze využít postupů uplatněných u stávajícího modelu. Jedná se zejména o způsob uchycení čepů a jejich ochranu, tloušťky jednotlivých komponentů a způsob jejich spojení do skříňové konstrukce nebo volbu poloměru zakřivení celého výložníku i míst pro připojení hydraulických válců. Tyto parametry byly v novém návrhu převzaty z původního modelu. Dále však bylo nutné postupovat již jako při návrhu, tedy celou soustavu s výložníkem staticky uvolnit, zkontrolovat konstrukci z hlediska účinků vnitřních sil v důsledku statického zatížení, kontrolovat čepy na ohyb, otláčení a stříh a zkontrolovat síly v hydraulických válcích. Tyto kroky jsou součástí praktické části této práce.

## 2 Současná globální nabídka bouracích strojů

Tato kapitola poskytuje přehled o aktuální nabídce bouracích strojů pro těžební průmysl na globálním trhu. Čtenář se seznámí se stávající světovou produkcí a základními charakteristikami bouracích strojů. Cílem kapitoly je nejen popsat základní technické parametry těchto strojů, ale především ukázat, jak je to či ono řešení světově rozšířené. Čtenář bude na základě informací z této kapitoly schopen posoudit, pod jakou oblast v rámci globálního trhu, lze úkol z praktické části této práce zařadit (prodloužení výložníku bouracího stroje) a porovnat parametry tohoto výložníku s obdobnými konstrukcemi od jiných světových výrobců.

### 2.1 Metodologie sběru dat

Informace o globální nabídce byly získávány metodou vyhledávání klíčových slovních spojení na internetovém vyhledávači Google. Výsledky byly systematicky zaznamenány v tabulce, která je přílohou č. 2 této práce.

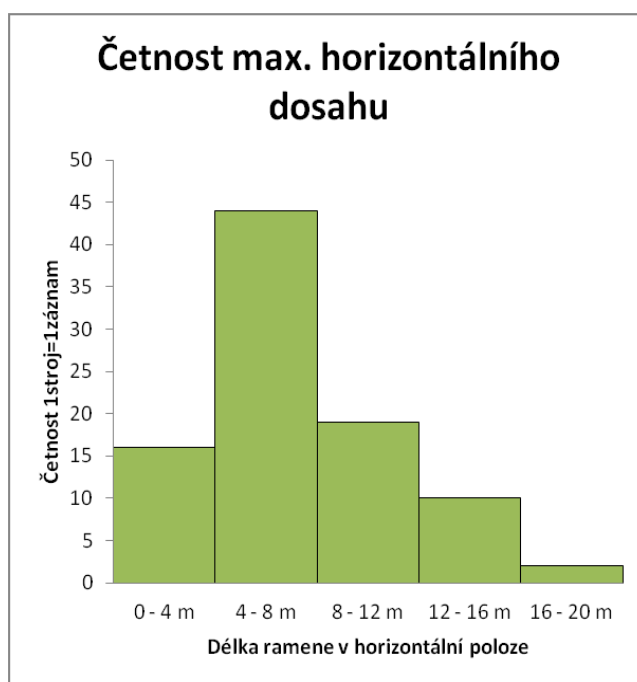
Klíčová slova při analýze nabídky jsou v češtině „*bourací stroje*“ příp. „*rozbíjecí stroje*“ nebo obecněji „*výložníkové systémy*.“ V angličtině bylo nalezení klíčových slov problematictější, protože termíny používané na anglických verzích stránek českých výrobců jsou nepřesné, např. pojem „*rock breaker boom system*“ na webu společnosti DAVON globální výrobci v této podobě používají zřídka, místo toho jsou tyto stroje označovány jako „*Static pedestal boom systems*“ nejčastěji jako „*pedestal boom system*“ nebo „*pedestal boom breaker*.“

Rozbíjecí stroje jsou na webech firem nabízeny podle hmotnostních tříd od lehkých, přes střední a těžké až po supertěžké, (anglicky: *light, medium and heavy duty*, nebo *extreme*). Autor při sběru dat vždy za každou třídu vybral 2 stroje první a poslední. Tímto úsporným způsobem bylo zabezpečeno maximální pokrytí a nebylo nutné zaznamenávat každý stroj v nabídce. Záznamy každého stroje byly umístěny do tabulky, která tvoří přílohu č. 2. Zaznamenávané veličiny byly tyto: hmotnost ramen, dosah ramen v horizontální poloze s kladivem otočeným kolmo k zemi, maximální hmotnost kladiva, tvar výložníku, umístění hydraulického válce mezi výložníkem a násadou, typ základny stroje s ohledem na rozsah natáčení ve stupních. Tyto parametry byly zvoleny pro svou dostupnost a vypovídající schopnost, kterou podávají o jednotlivém zařízení. Parametry, které naopak nebyly

zaznamenávány, byly např. průtok oleje či tlak v hydraulickém zařízení, protože tyto souvisí s využitým hydraulickým agregátem, který lze variantně zvolit ke každému zařízení zvlášť.

## 2.2 Základní rozdělení získaných dat

Celkem se podařilo získat 91 záznamů. Data byla rozdělena do pěti intervalů podle kritéria horizontálního dosahu rozbíjecího stroje, který se pohybuje od 1 do 20 m. Tento parametr je z hlediska využití i konstrukce naprosto zásadní neboť umožňuje zjistit, zda dané zařízení je schopno obsloužit příslušný drtič a jakou by mělo mít geometrickou podobu. Parametr horizontálního dosahu počítá s kladivem skloněným kolmo k zemi. V této poloze dochází k největšímu namáhání celého stroje, vyžadující pro délky nad 4 m robustnější a dražší konstrukční řešení. Délka je tak funkcí celkové ceny zařízení. Tento parametr rozdělení je proto vhodný pro výchozí členění dat výzkumného souboru. Výsledky rozložení četnosti horizontálních délek ramen rozbíjecích strojů na světových trzích

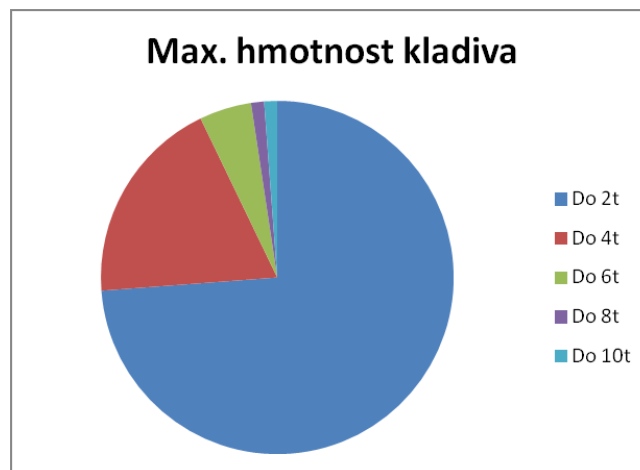


**Obrázek 2 Histogram četnosti délky ramene bouracích strojů**

zobrazuje histogram (obr. 2). Rozložení dat je blízké normálnímu rozložení – Gaussově křivce a napovídá, že rešerše pokryla globální nabídku rozbíjecích zařízení, a dále že s daty lze kvantitativně pracovat. Nejvíce frekventovanými zařízeními (48,5%) jsou rozbíjecí stroje od 4 do 8 m délky výložníku v horizontální poloze. Stroje do 4 m zaujímají 17,5% celkové nabídky, stroje od 8 do 12m délky zaujímají 20% nabídky. Větší stroje tedy od 12 do 16 zaujímají 10% globální nabídky, nad 16m jde pouze o 2%.

### 2.3 Parametr hmotnosti kladiva bouracích strojů

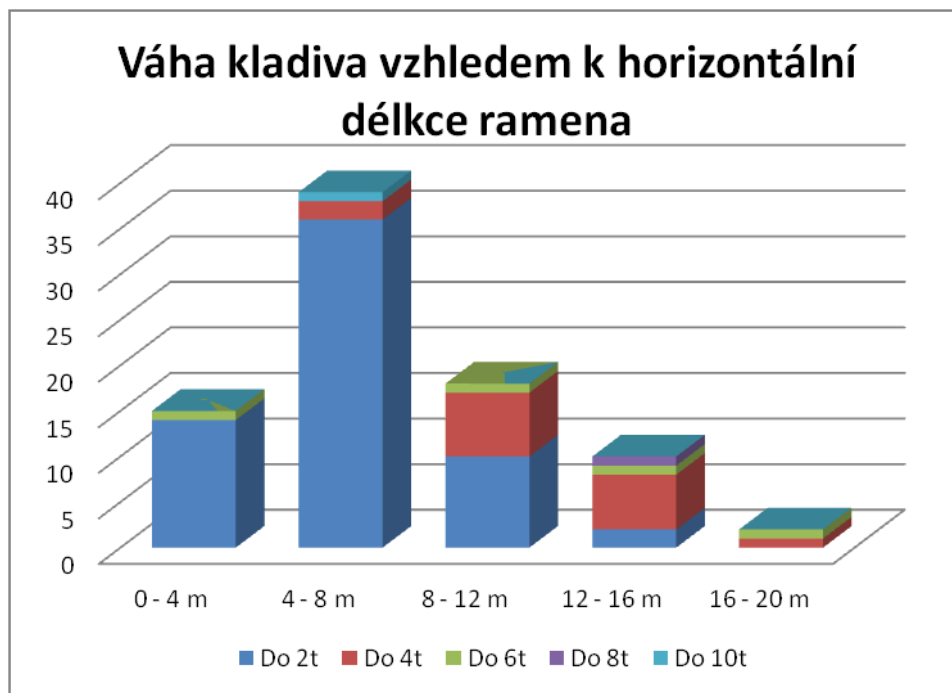
Dalším významným parametrem rozbíjecích strojů je maximální možná hmotnost hydraulického kladiva, které je pracovním nástrojem stroje. Dnešní globální produkce nabízí hydraulická kladiva od 55 do 10 000 Kg. Kladiva s nízkou hmotností jsou užívána v dolech, instalována na minibagrech či na pojízdných drtících strojích, kladiva s hmotností nad 8t jsou určena pro velmi těžké pásové zemní stroje pro účely demoliční nebo těžební (tam kde není možná těžba kamene odstřelem).



**Obrázek 3 Maximální hmotnost kladiva nabízených výložníkových systémů**

V oblasti rozbíjecích strojů umístěných u násypky drtičů kamene, jsou používána kladiva menší. Ze 74% jsou výložníkové systémy těchto strojů konstruovány pro kladiva o hmotnosti do 2t, 19% produkce má nastaven hmotnostní limit v oblasti od 2 do 4t. Přestože hmotnost kladiva nevypovídá zcela o jeho schopnosti rozrušovat materiál, lze logicky usoudit, že může být jeho funkcí, tj. vyšší hmotnost = vyšší schopnost rozrušovat materiál. Pravděpodobným důvodem pro většinové nasazení kladiv do 2t u statických rozbíjecích strojů umístěných u násypky drtiče je ten, že schopnosti velkých kladiv (nad 4t) zde nejsou potřeba, neboť materiál je již rozrušen předchozím odstřelem. Graficky jsou maximální hmotnosti kladiv zobrazeny na obr. 2 a 3. Z obr. 3 je patrná závislost délky ramena v horizontální poloze a maximální hmotnosti užitého kladiva. S rostoucí délkou se zvyšuje možnost nasazení kladiv s větší hmotností.

Hmotnost stroje rapidně roste s jeho délkou. Průměrné hodnoty pro jednotlivé intervaly jsou shrnuty v tabulce č. 1.



**Obrázek 3 – Četnost hmotností kladiva vzhledem k horizontálnímu dosahu celé soustavy**

**Tabulka 1 – hmotnost bouracích strojů**

Třídy rozsahy	Průměrná hmotnost stroje bez kladiva
<b>0 - 4 m</b>	02 t
<b>4 - 8 m</b>	4,5 t
<b>8 - 12 m</b>	14 t
<b>12 - 16 m</b>	23 t
<b>16 - 20 m</b>	36 t

## 2.4 Geometrické parametry bouracích strojů

Další parametry nabízených rozbíjecích strojů na globálním trhu jsou geometrické. Návštěva webových stránek výrobců poskytuje značnou pestrost konstrukčních řešení, které se liší v těchto parametrech: základna stroje umožňující dosah ramene do 180° a nad 180° (a); rovný, nebo lomený výložník (b) a umístění hydraulického válce násady na výložníku na hoře nebo dole (c). Tyto varianty ilustrují následující obrázky č. 4 a 5. Výsledky nelze brát za plně spolehlivé, protože geometrické řešení rozbíjecího stroje nebylo při sběru dat vždy jednoznačné. Ne vždy byla u specifikace přítomna ilustrace či nebylo jisté, zda ilustrace odpovídá specifikaci v katalogu.



Obrázek 4

Fotografie č. 4 ukazuje stroj společnosti DAVON na otočné základně umožňující dosah nad 180°, výložník je lomený a válec násady je umístěn na břichu výložníku. Naproti tomu druhý stroj (fotografie č. 5) je umístěn na základně umožňující natočení jen do 180°, výložník není zalomen a hydraulický válec násady je umístěn na temeni výložníku. Oba obrázky dobře ilustrují všechny varianty, které ale výrobci libovolně kombinují.

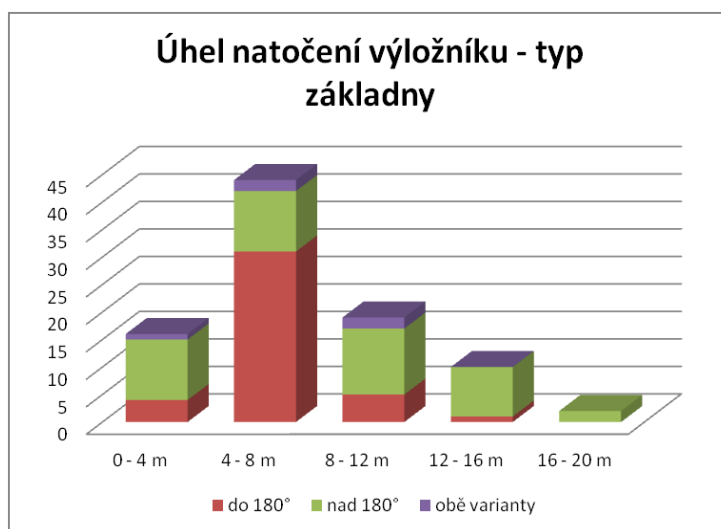


Obrázek 5



### 2.4.1 Typy základny bouracích strojů

Následující graf ilustruje četnost jednotlivých řešení vzhledem ke zvoleným intervalům maximální délky ramene v horizontální poloze. Výrobci jsou schopni vyrobit oba typy základny. V 50% je nabízena otočná základna s dosahem na 180° a v 45% základna s dosahem do 180°. U zbylých 5% nabízí výrobce oboje řešení. Obrázek č. 6 vykresluje, že základny do 180° jsou nejčastěji využívány u menších strojů délky ramene od 4 do 8 m v horizontální poloze. Univerzálnější, ale dražší otočná základna převažuje u všech ostatních rozsahů. Nabízí se různé hypotézy, proč tomu tak je. Možné vysvětlení pro volbu základny s rozsahem do 180° pro délky 4-8 m je jejich nasazení ve stísněných prostorech násypky drtiče. Tyto základny mohou být uchyceny také na vertikální konstrukci viz opět fotografie č. 5. Otočná základna vyžaduje větší prostor, kterého se zde nedostává. Jednou z možností je přístavba vertikálního nosníku vedle drtiče, na jehož vrcholku je základna založena. Toto řešení si lze prohlédnout např. na webu společnosti TECMAN.

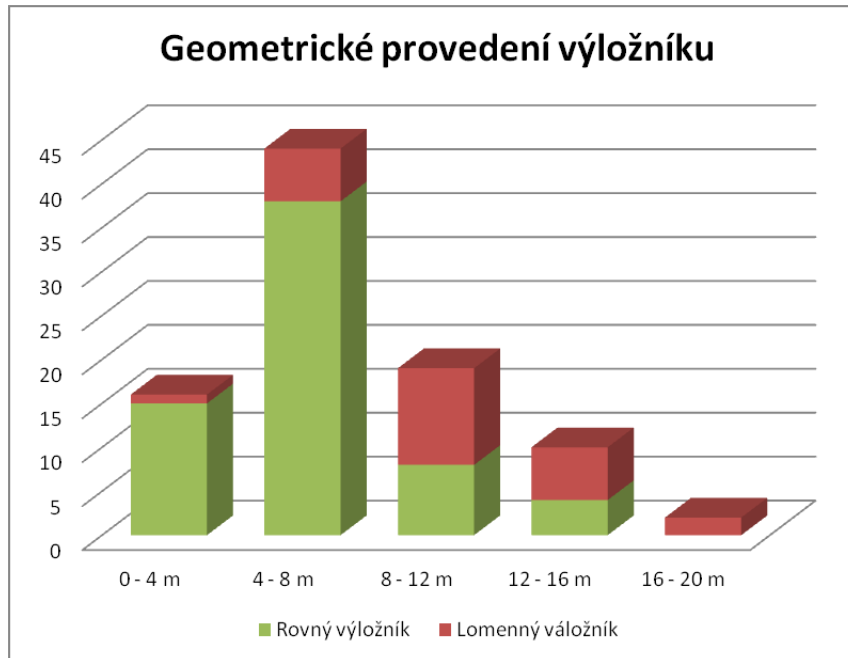


Obrázek 6

### 2.4.2 Tvar výložníků bouracích strojů

Dalším sledovaným geometrickým parametrem bylo zalomení výložníku. Zalomení výložníku umožňuje zvýšit jeho hloubkový dosah. Globální nabídka však v 71% případech předkládá výložníky rovné a pouze necelých 30% výložníků je lomených. Následující graf na obrázku č. 7 doplňuje kontext k tomuto rozložení tím, že data opět promítá na intervaly podle délky stroje v horizontální poloze. Zde je vidět, že 58% rovných výložníků je použito pro ramena do 8 m délky. Dále je patrné, že s rostoucí délkou stroje, jeho hmotností

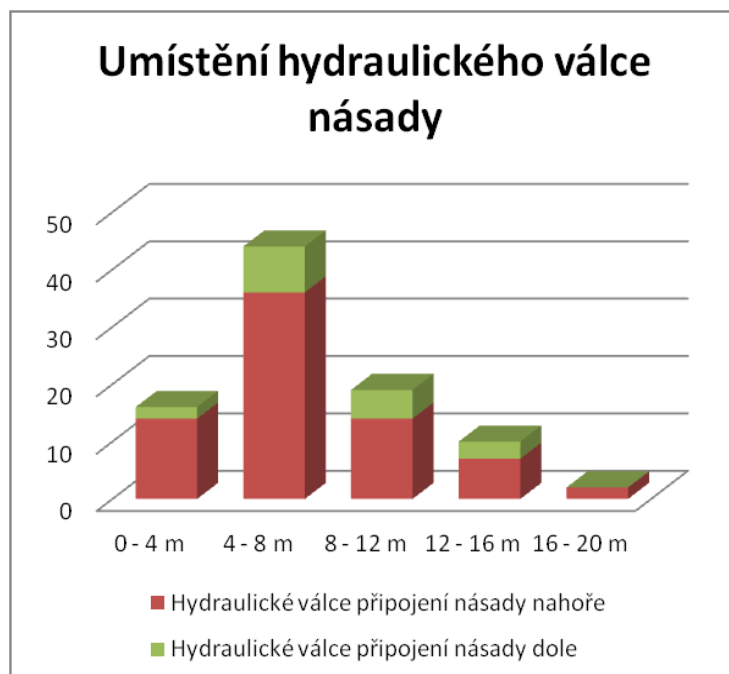
a hmotností hydraulického kladiva se zvyšuje využití lomeného výložníku. Tento jev má své pravděpodobné vysvětlení v nasazení těchto strojů při těžbě kamene ve velkých lomech.



Obrázek 7

### 2.4.3 Umístění hydraulických válců na bouracích strojích

Posledním geometrickým parametrem řešerše bylo umístění hydraulického válce mezi výložníkem a násadou. Na rozdíl od bagrů, kde je válec umístěn vždy na horní straně výložníku a připojuje násadu skrze páku, při sběru dat se autor setkal s četnými případy, kdy u rozbíjecích systémů tomu bylo naopak, tedy hydraulický válec umístěný ve spod, na



Obrázek 8

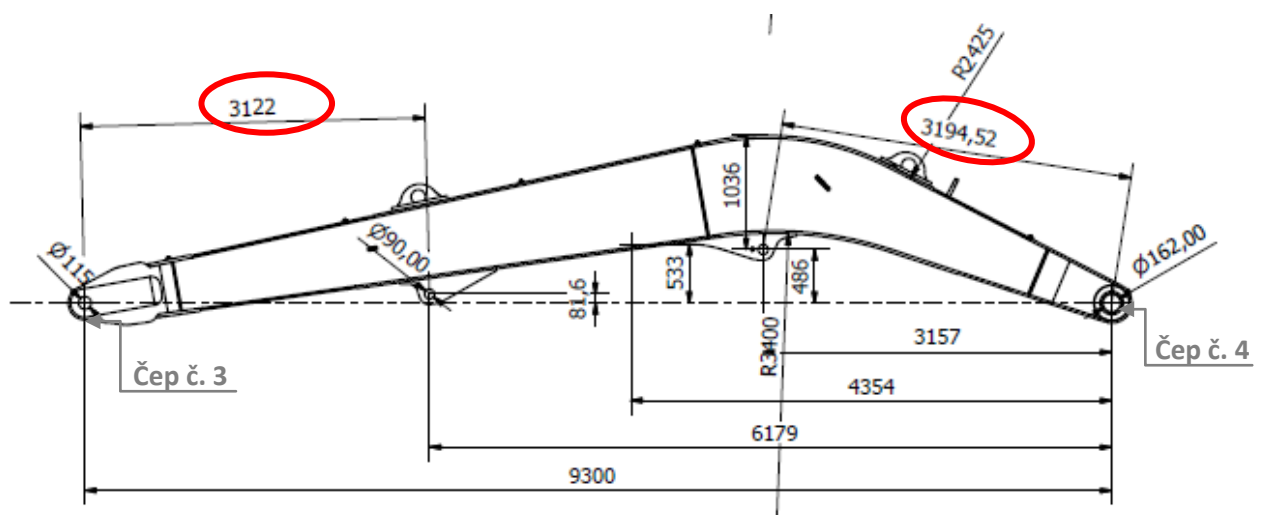
břichu výložníku. Graf na obrázku č. 8 proto poskytuje přehled, jaké konstrukční řešení volili světoví výrobci. Jednoznačně převažuje řešení umístění hydraulického válce nahoře (80%) produkce. Nedá se vysledovat souvislost mezi délkou stroje a tímto konstrukčním řešením.

## **2.5 Závěry analýzy stávající nabídky bouracích strojů**

Předložená rešerše globální nabídky rozbíjecích strojů přinesla následující závěry: a) prakticky polovinu nabídky (48,5%) tvoří stroje s horizontálním dosahem 4-8m; b) Čím je dosah větší, tím se zvyšuje hmotnost stroje a dovolená maximální váha pracovního nástroje – hydraulického kladiva c) S rostoucí délkou souvisí také volba zalomení výložníku. Větší stroje mají výložník ve více než 60% případů zalomen; d) Bez ohledu na velikost stroje, nejčastěji (74% případů) stroje operují s kladivy do 2t. e) Nabídka základen do i nad 180° je vyrovnaná a její výběr pravděpodobně souvisí s podmínkami na místě nasazení stroje.

### 3 Zadání konstrukčního návrhu

Cílem praktické části této práce je popsat vybrané kroky návrhu konstrukčního řešení prodloužení stávajícího výložníku bouracího stroje firmy DAVON a.s. Návrh vychází ze stávajícího modelu výložníku těžké řady RK6 č. 6145 délky 9,3 m, který měl být prodloužen o 1,3 m na celkových 10,6 m (délka tětivy mezi okrajovými čepy výložníku viz obr. 9). Kromě konečné délky bylo nutné, aby návrh zachoval konstantní délky roztečných vzdáleností úponů pro hydraulické válce od koncových nábojů pro čepy (zvýrazněno na obrázku), protože prodloužený výložník má být osazen stejnými válci délky 2250 mm (3700 mm v tahu) jako původní model. Z ekonomických důvodů bylo dále méně zásadním kritériem, aby bylo možné alespoň část profilů z předcházející řady využít také u prodlouženého modelu.



Obrázek 9 Základní rozměry výchozího modelu

#### 3.1 Popis výchozí situace

Výložníky těžké řady jsou lomené, skříňové konstrukce. Ta je složená ze stojin (ocelové profily v ose Y), pásnic (ocelové profily v ose X) a žeber zpevňující konstrukci převážně v ose Y. Profily jsou k sobě spojeny nejčastěji koutovým svárem. Rovinné sváry profilů v ose Y i v ose X se vzájemně na rozích konstrukce nepotkávají z důvodů vyšší pevnosti výložníku. Výložník je na obou koncích osazen náboji na čepy. Spojení výložníku s hydraulickými válci zajišťují přípony navařené na pásnice nacházející se na spodní části

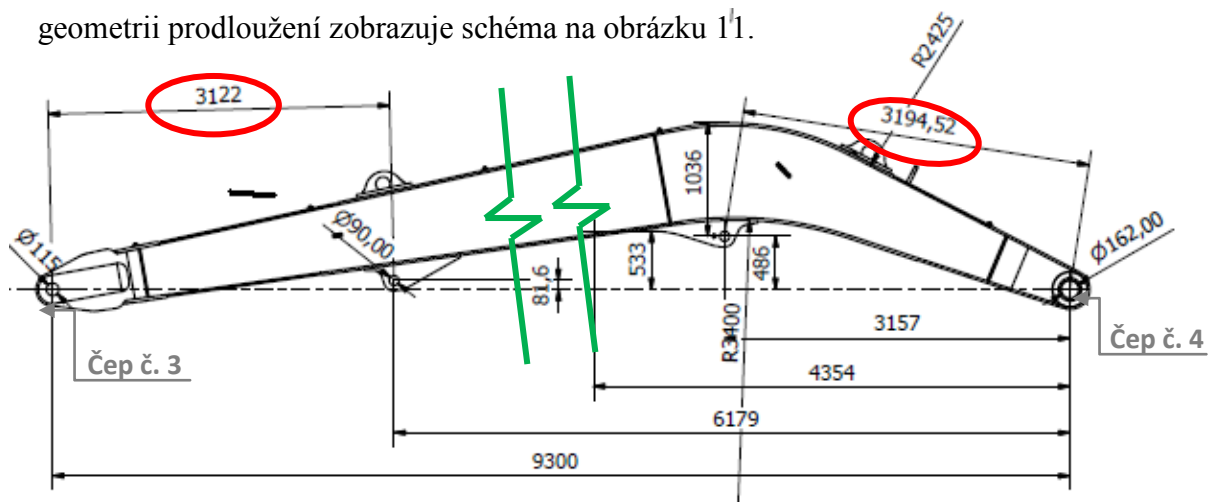
„břichu“ - výložníku. Oka na „hřbetu“ výložníku slouží pouze k přepravě. Všechny profily výložníku jsou vyrobeny z oceli ČSN 11 523. Jedná se o „nelegovanou konstrukční jemnozrnnou jakostní ocel vhodnou ke svařování. Mostní a jiné svařované konstrukce, ohýbané profily, svařované konstrukce z dutých profilů a součásti strojů, automobilů, motocyklů a jízdních kol. Součásti tepelných energetických zařízení a součásti tlakových nádob vyrobených z tyčí.“ [3]. Základní tloušťky profilů shrnuje tabulka č. 2.

**Tabulka 2: Tloušťky profilů skříňové konstrukce původního modelu 9,3m**

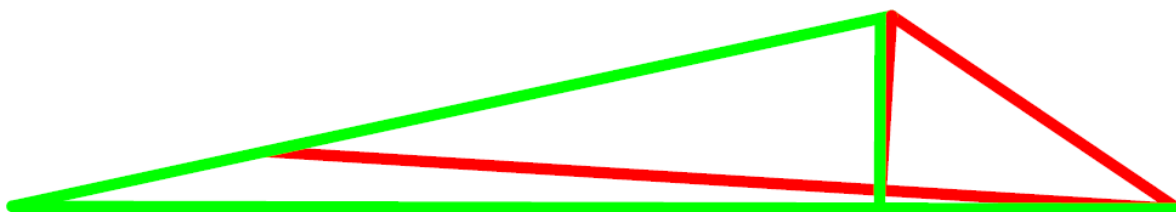
Popis prvku	Tloušťka
Pásnice spodní	25 mm
Pásnice horní	20 mm
Stojiny	20 mm
Žebra	10 mm
Úpony na hydraulické válce	50 mm
Stojina spojená s dolním nábojem na čep	80 mm
Stojina spojená s horním nábojem na čep	60 mm

### 3.2 Způsob prodloužení modelu

Návrh prodlouženého výložníku koncepčně vychází z původního modelu. Jelikož zadání ukládalo významnou změnu pouze jednoho rozměru výložníku ze tří možných, byla hned zpočátku vyloučena metoda poměrového prodloužení všech částí původního modelu ve všech směrech. Výložník dále nebylo možné prodloužit v oblasti mezi koncovými čepy a oky pro uchycení hydraulických válců (červeně zvýrazněno). Proto byl proveden řez ve středové části výložníku a prodloužení provedeno zde viz obrázek č. 10 . Celkovou geometrii prodloužení zobrazuje schéma na obrázku 11.



**Obrázek 10: řez modelem - místo prodloužení**

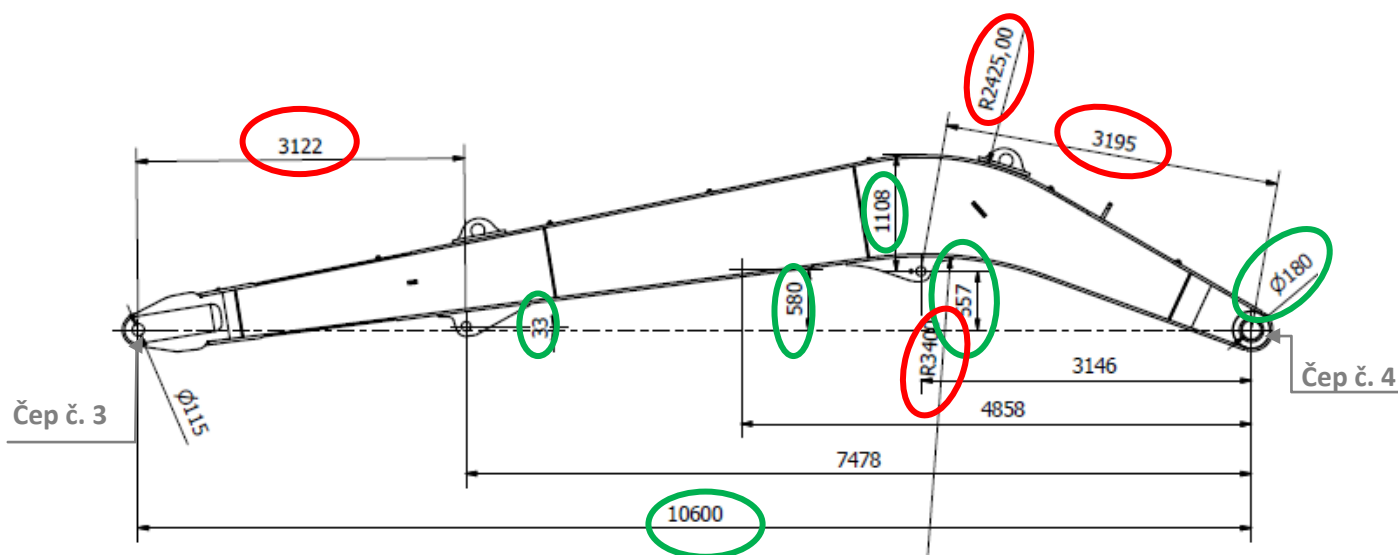


**Obrázek 11: Zjednodušené schéma prodloužení výložníku; červeně: původní velikost; zeleně: nová geometrie**

Výhodou této varianty prodloužení je, že se téměř nemění rádius oblouku výložníku ani velikosti kruhové výseče oblouku výložníku. Mění se především celková výška výložníku z 1521 na 1665 mm a to o 144 mm. Při délce výložníku 10600 mm se jedná o zanedbatelné hodnoty z hlediska změny geometrie celého výložníku. Přesto nový návrh vyžaduje specifické úpravy související s pevností skříňové konstrukce (vyztužení více žebry a zvětšení průměru čepu č. 4). Podrobný popis návrhu obsahuje následující kapitola.

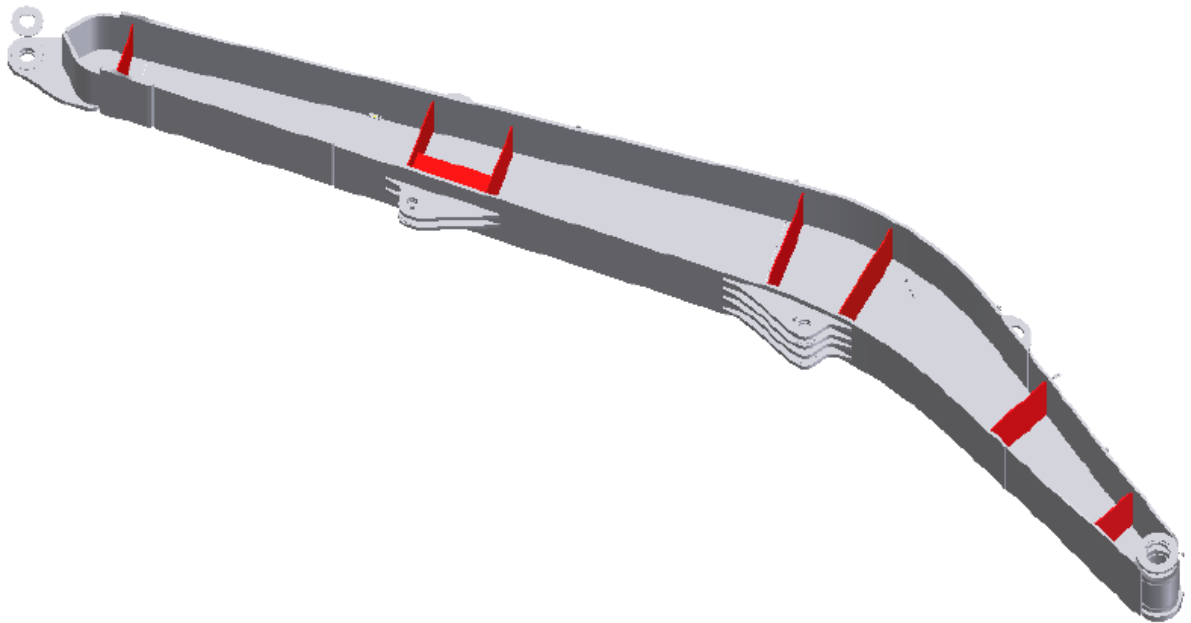
### 3.3 Charakteristika návrhu

Také prodloužená varianta je zhotovena z oceli ČSN 11 523, tloušťka jednotlivých komponentů skříňové konstrukce zůstává stejná, jako u předchozího modelu viz tab č. 2: Základní rozměry navrhnutého výložníku jsou zřejmé z obrázku č. 12, zeleně jsou zvýrazněny hodnoty, které se měnily. Změnila se pochopitelně délka výložníku, dále výška výložníku a velikost průměru čepu č. 4. (zeleně zvýrazněno). Červeně jsou zvýrazněny rozměry, které zůstaly konstantní (radiusy zaoblení výložníku, vzdálenosti mezi čepy).

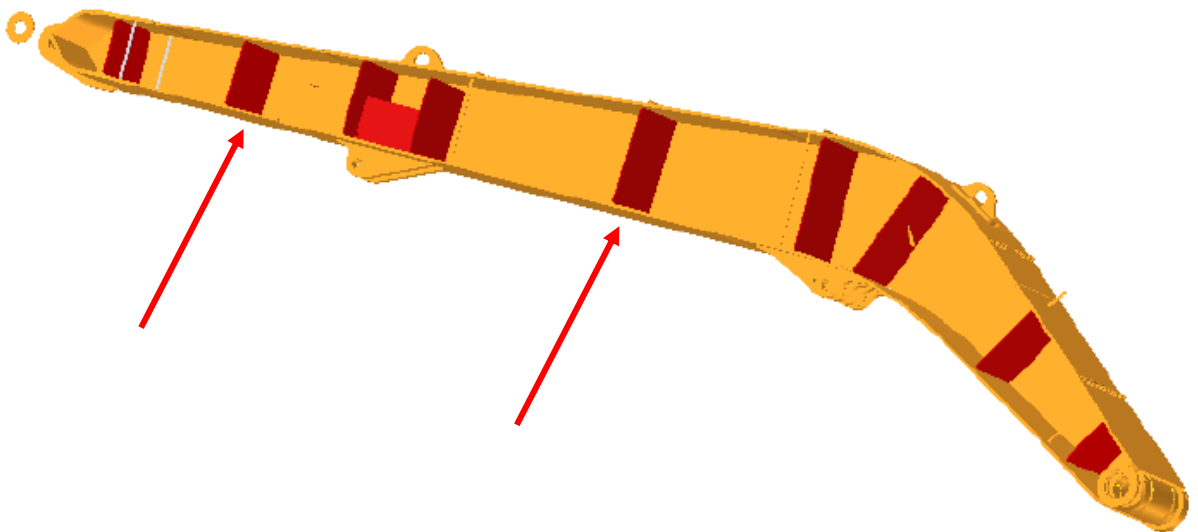


**Obrázek 12: Základní rozměry prodlouženého výložníku**

Dále byla konstrukce vyztužena 2 přídavnými žebry uvnitř výložníku navíc oproti původnímu modelu. Na obrázcích č. 13 a 14 jsou zvýrazněny žebra a jejich poloha. Přídavná žebra byla umístěna do části, kde fakticky došlo k prodloužení výložníku. Použití žeber snižuje účinky vnitřních sil na skříňovou konstrukci výložníku. Výpočet statických účinků na čep výložníku č. 4. byl důvodem pro zvětšení jeho průměru ze 160 na 180mm. Podrobnosti výpočtu jsou v následující kapitole statické uvolnění.



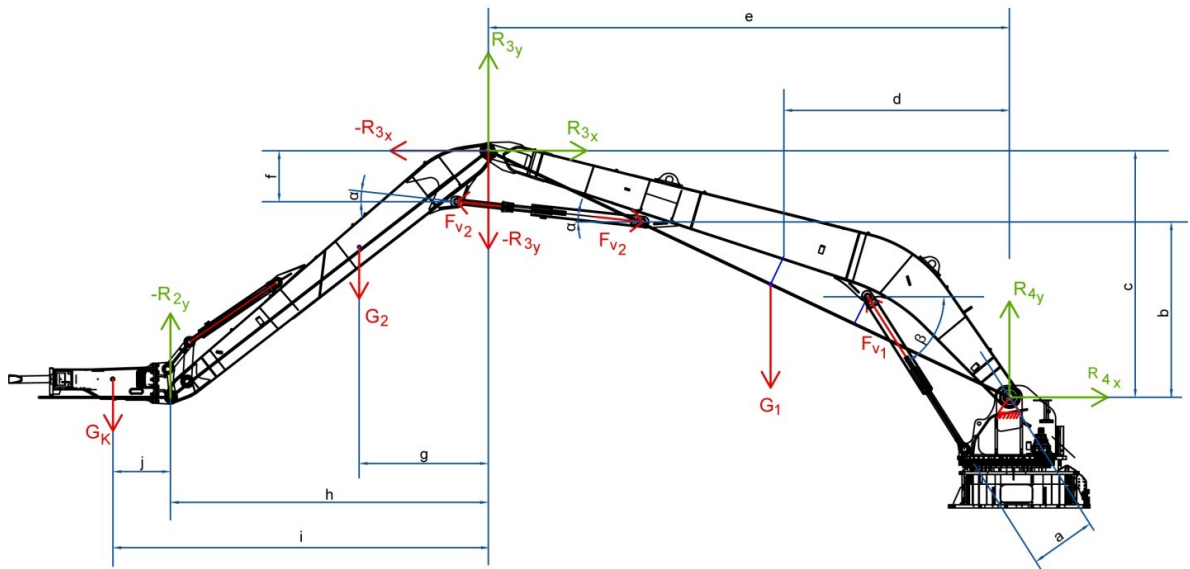
**Obrázek 13: Žebra výchozího výložníku 9,3m**



**Obrázek 14: Žebra prodlouženého výložníku 10,6**

## 4 Statické uvolnění soustavy

Cílem této kapitoly je prostřednictvím statického uvolnění určit reakce v čepích výložníku č. 3 a 4 v pozici, která předpokládá nejvyšší statické namáhání celé sestavy. Čepy poté budou kontrolovány na ohyb otláčení a střih. Statické uvolnění umožní dále výpočet minimální velikosti síl ve válcích pro toto namáhání. Získané hodnoty budou porovnány s parametry zadaných hydraulických válců.



Obrázek 35: Poloha sestavy s nejvyšším zatížením

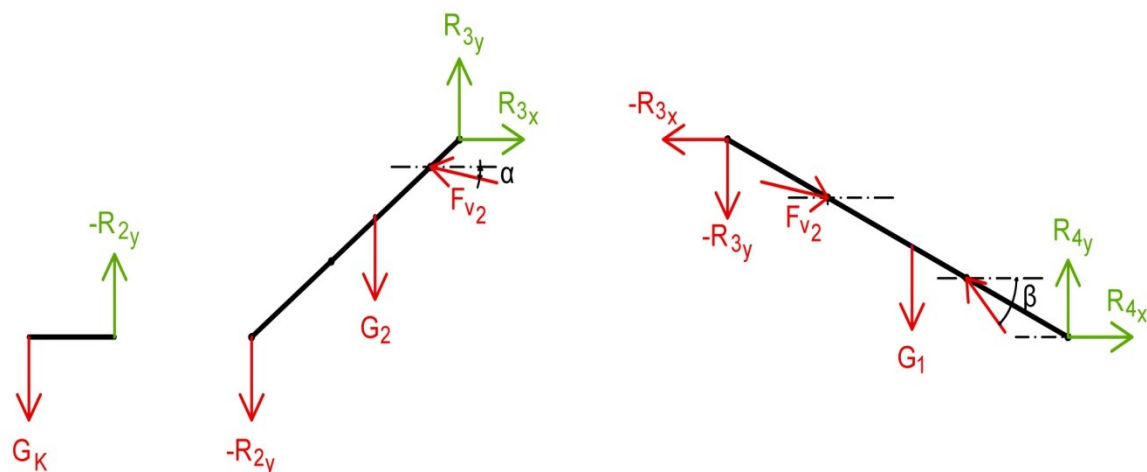
Obrázek č. 15 zobrazuje polohu celé sestavy při maximálním možném statickém namáhání. Kladlo je v daném souřadnicovém systému nejdále od čepu č. 4, který tvoří vazbu se základnou soustavy. Pro účely výpočtu nepočítám se silou ve válci ke kladivu, ale považuji kladlo za spojené pevnou vazbou k násadě.

### 4.1.1 Hodnoty

$a = 1\,264\text{ mm}$	$g = 2\,375\text{ mm}$	$F_{v1} = 1\,260\,000\text{ N}$
$b = 2\,600\text{ mm}$	$h = 5\,845\text{ mm}$	$F_{v2} = 630\,000\text{ N}$
$c = 4\,534\text{ mm}$	$i = 7\,091\text{ mm}$	$G_1 = 67\,227\text{ N}$
$d = 4\,145\text{ mm}$	$j = 265\text{ mm}$	$G_2 = 3\,3471\text{ N}$
$e = 9\,579\text{ mm}$	$\alpha = 11^\circ$	$G_K = 19\,620\text{ N}$
$f = 1\,099\text{ mm}$	$\beta = 49^\circ$	



Obrázek č. 16 představuje zjednodušený model celé sestavy při maximálním statickém zatížení a výchozí silové účinky.



Obrázek 16: Statické uvolnění částí soustavy

#### 4.1.2 Rovnice statického uvolnění kladiva

$$\sum F_{ix}: 0 \quad (1)$$

$$\sum F_{iy}: 0 = -G_k + R_{2y} \quad (2)$$

$$\sum M_{02}: 0 = -G_k \cdot j \quad (3)$$

#### 4.1.3 Rovnice statického uvolnění násady

$$\sum F_{ix}: 0 = -F_{v2} \cdot \cos \alpha + R_{3x} \quad (4)$$

$$\sum F_{iy}: 0 = -R_{2y} + G_2 + F_{v2} \cdot \sin \alpha + R_{3y} \quad (5)$$

$$\sum M_{03}: 0 = -R_{2y} \cdot h - G_2 \cdot g + F_{v2} \cdot f \quad (6)$$

#### 4.1.4 Rovnice statického uvolnění výložníku

$$\sum F_{ix}: 0 = -R_{3x} + F_{v2} \cdot \cos \alpha - F_{v1} \cdot \cos \beta + R_{4x} \quad (7)$$

$$\sum F_{iy}: 0 = -R_{3y} - F_{v2} \cdot \sin \alpha - G_1 + F_{v1} \cdot \sin \beta + R_{4y} \quad (8)$$

$$\sum M_{04}: 0 = -R_{3x} \cdot c - R_{3y} \cdot e + F_{v2} \cdot b - G_1 \cdot d + F_{v1} \cdot a \quad (9)$$

#### 4.2 Pevnostní výpočet pro nejvyšší statické namáhání soustavy

$$\sum M_{03}: 0 = -R_{2y} \cdot h - G_2 \cdot g + F_{v2} \cdot f$$

$$R_{2y} = \frac{G_2 \cdot g - F_{v2} \cdot f}{h} = \frac{33471 \cdot 2375 - 630000 \cdot 1099}{5845} = \mathbf{104\ 854\ N} \quad (10)$$

$$\sum F_{ix}: 0 = -F_{v2} \cdot \cos \alpha + R_{3x}$$

$$R_{3x} = F_{v2} \cdot \cos \alpha = 630000 \cdot \cos 11 = \mathbf{618\ 425\ N} \quad (11)$$

$$\sum F_{iy}: 0 = -R_{2y} + G_2 + F_{v2} \cdot \sin \alpha + R_{3y}$$

$$R_{3y} = R_{2y} + G_2 - F_{v2} \cdot \sin \alpha = 104854 + 33471 - 630000 \cdot \sin 11 = \mathbf{18\ 115\ N}$$

(12)

$$\sum F_{iy}: 0 = -R_{3y} - F_{v2} \cdot \sin \alpha - G_1 + F_{v1} \cdot \sin \beta + R_{4y}$$

$$R_{4y} = R_{3y} + F_{v2} \cdot \sin \alpha + G_1 - F_{v1} \cdot \sin \beta = 18115 + 630000 \cdot \sin 11 + 67227 - 1260000 \cdot \sin 49 = \mathbf{-745\ 382\ N}$$

(13)

$$\sum F_{ix}: 0 = -R_{3x} + F_{v2} \cdot \cos \alpha - F_{v1} \cdot \cos \beta + R_{4x}$$

$$R_{4x} = R_{3x} - F_{v2} \cdot \cos \alpha + F_{v1} \cdot \cos \beta = 618425 - 630000 \cdot \cos 11 + 1260000 \cdot \cos 49 = \mathbf{826\ 634\ N}$$

(14)

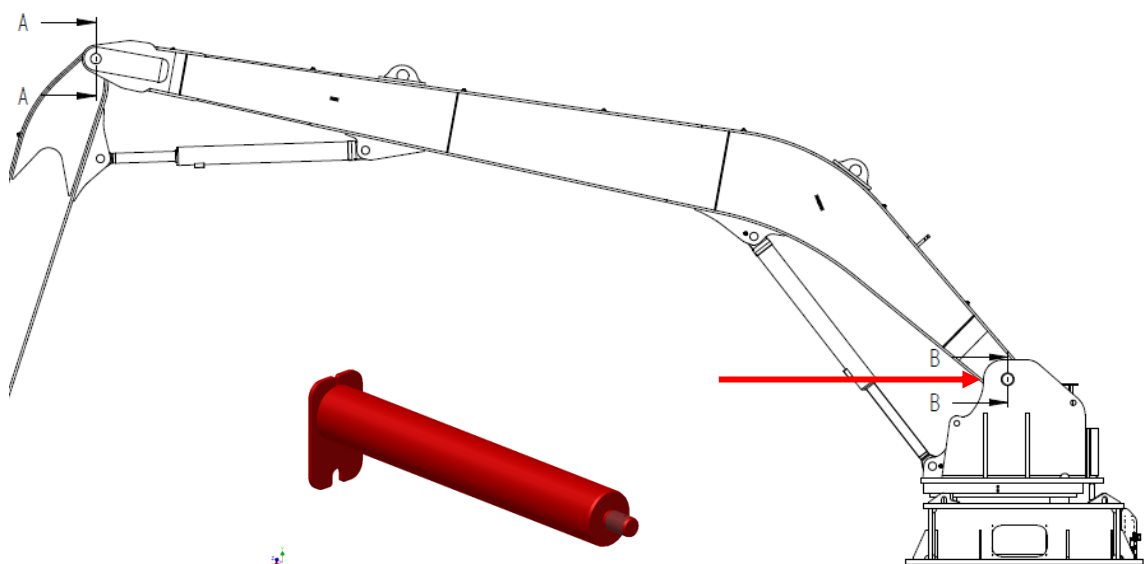
Nejvíce namáhaný čep je č. 4, tj. vazba mezi základnou a výložníkem. Předpoklad orientace silových účinků byl vhodný, záporná hodnota, tedy i opačná orientace vyšla pouze v reakci  $R_{4y}$ . Reakce  $R_{2y}$ , která při samostatném uvolnění kladiva je rovna hmotnosti a gravitačnímu zrychlení kladiva je při započítání do celé soustavy zvýšena o silové účinky válce  $F_{v2}$  na rameni násady.

### 4.3 Kontrola čepů

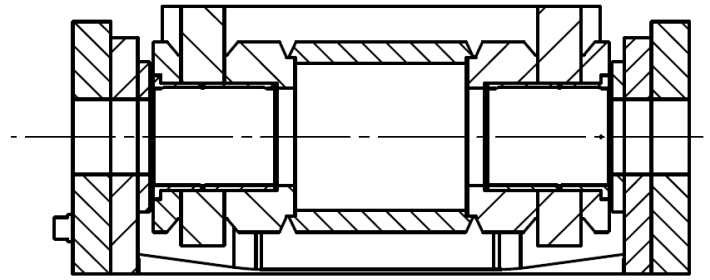
Statickým výpočtem byly určeny reakce v čepch výložníku  $R_{3x}$ ;  $R_{3y}$ ;  $R_{4x}$ ;  $R_{4y}$ . Maximální síly v čepch válců  $F_{v1}$ ;  $F_{v2}$  jsou dány parametry použitých hydraulických válců. Dále je třeba provést kontrolní výpočty v těchto čepch na ohyb, otláčení a střih. Tyto výpočty jsou přibližné, protože nezahrnují případný vrubový účinek na čepu (mazací drážka, otvor pro přívod maziva), které hodnoty napětí v čepu ještě zvyšují.

#### Čep č. 4, vazba mezi výložníkem a základnou

Tento čep je z oceli ČSN 15 142, a oproti původní sestavě RK 6155 byl zvětšen  $\varnothing$  o 20 mm na 180 mm. Umístění čepu ukazuje obrázek č. 17. Detailní řez místa pro čep ilustruje obrázek č. 18. Z řezu (B) je patrné, že čep je po celé délce chráněn přivařeným pouzdrem, které zabraňuje vniknutí nečistot do čepového spoje a zpevňuje celý spoj v axiálním směru.

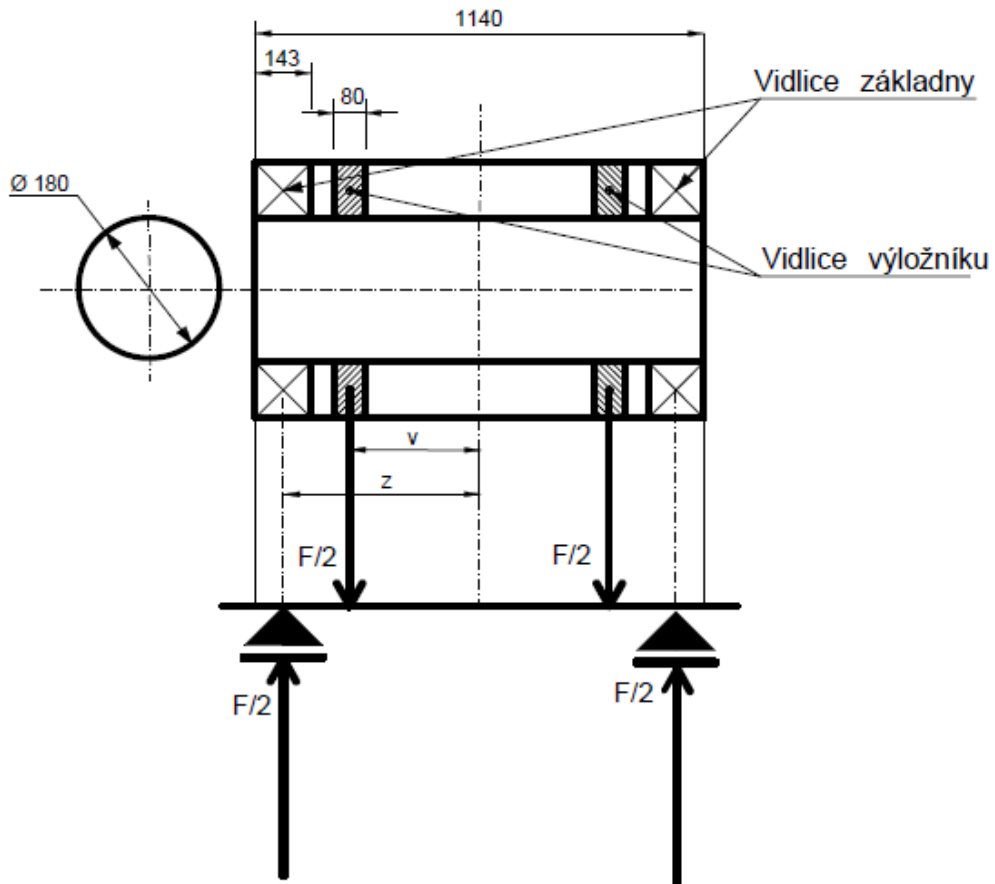


Obrázek 17: Detail umístění zkoumaného čepu



Obrázek 18: Řez lůžkem pro čep v bodě 4

Působíště sil na čep od vidlice základny a vidlice výložníku je rozkreslen na obrázku č. 19. Situace jde převést na model nosníku, na který působí síly v čepovém spoji. Výpočty ohybového momentu lze tak řešit se základními znalostmi statiky. Když spočtený moment vydělíme kvadratickým průřezem, získáme tlak v Mpa tj. síla 1N na 1 mm<sup>2</sup>.



Obrázek 19: Schéma uložení čepu č. 4

### Kontrola na ohyb

$$F = \sqrt{R_{4x}^2 + R_{4y}^2} = \sqrt{826\,634^2 + 745\,382^2} = 1\,113\,066 \text{ N} \quad (15)$$

$$M_{0max} = \frac{F}{2} \cdot (z - v) = \frac{1\,113\,066}{2} \cdot (500 - 330) = 94\,610\,693 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (16)$$

$$\sigma_4 = \frac{M_{0max}}{W_{04}} = \frac{94\,610\,693}{0,1 \cdot d^3} = \frac{94\,610\,693}{0,1 \cdot 180^3} = 162 \text{ MPa} \quad (17)$$

$$R_{\varepsilon 15\,142} = 539 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti pro tento typ konstrukcí  $k = 2$ .

$$\sigma_{dov\,15\,142} = \frac{R_{\varepsilon\,15\,142}}{k} = \frac{539}{2} = 265 \text{ MPa} \quad (18)$$

$\sigma_{dov\,15\,142} > \sigma_4 \rightarrow$  vyhovuje

### Kontrola na otláčení

$$P_4 = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F}{2}}{d \cdot 80} = \frac{556\,533}{180 \cdot 80} = 38,6 \text{ MPa} \quad (19)$$

$$P_D = 380 \text{ MPa [4]}$$

$P_{D\,15\,142} > P_4 \rightarrow$  vyhovuje

### Kontrola na střih

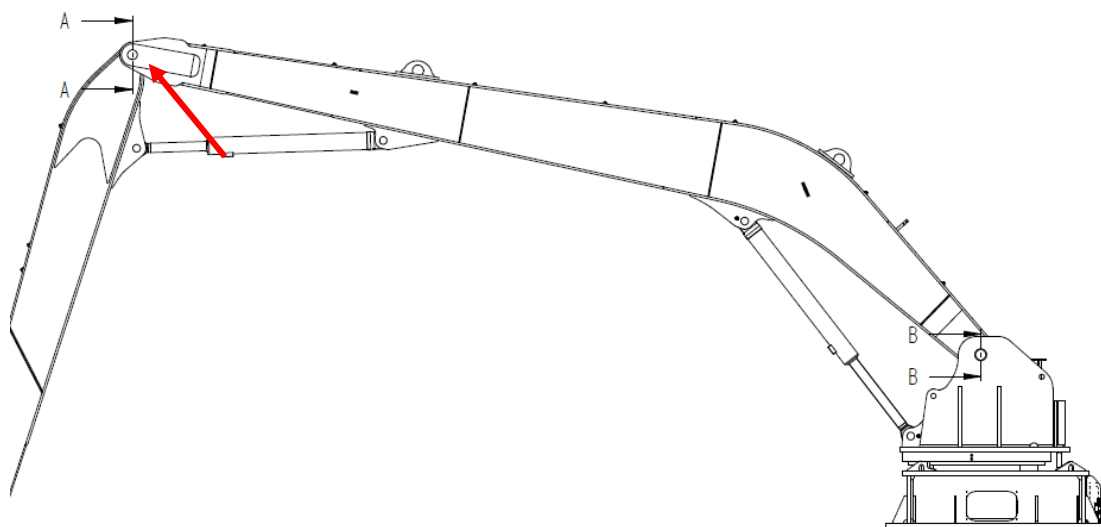
$$\tau_4 = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 1\,113\,066}{\pi \cdot 180^2} = 21,8 \text{ MPa} \quad (20)$$

$$\tau_D = 0,6 \cdot P_D = 0,6 \cdot 380 = 228 \text{ MPa} \quad (21)$$

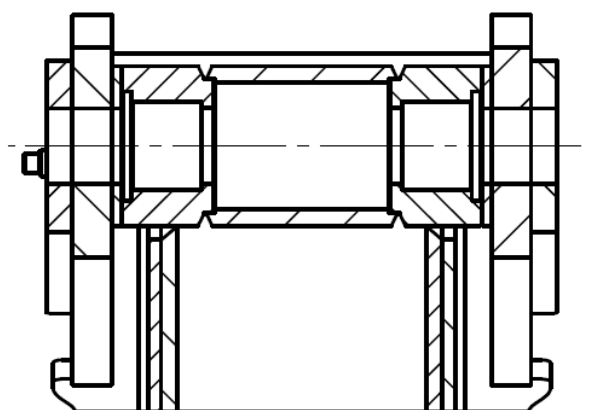
$\tau_{D\,15\,142} > \tau_4 \rightarrow$  vyhovuje

### Čep č. 3, vazba mezi výložníkem a násadou

Tyto čepy jsou z oceli ČSN 15 142, rozměry byly převzaty z původní sestavy RK 6155. Spoj stejně jako v místě č. 4 tvoří 2 vidlice propojené čepem. Umístění čepu ukazuje obrázek 20, řez místem pro čep pak obrázek č. 21. Stejně jak v místě 4 také zde je čep po celé délce chráněn navařeným pouzdrem přichyceným svárem k vnitřní straně vidlice násady.



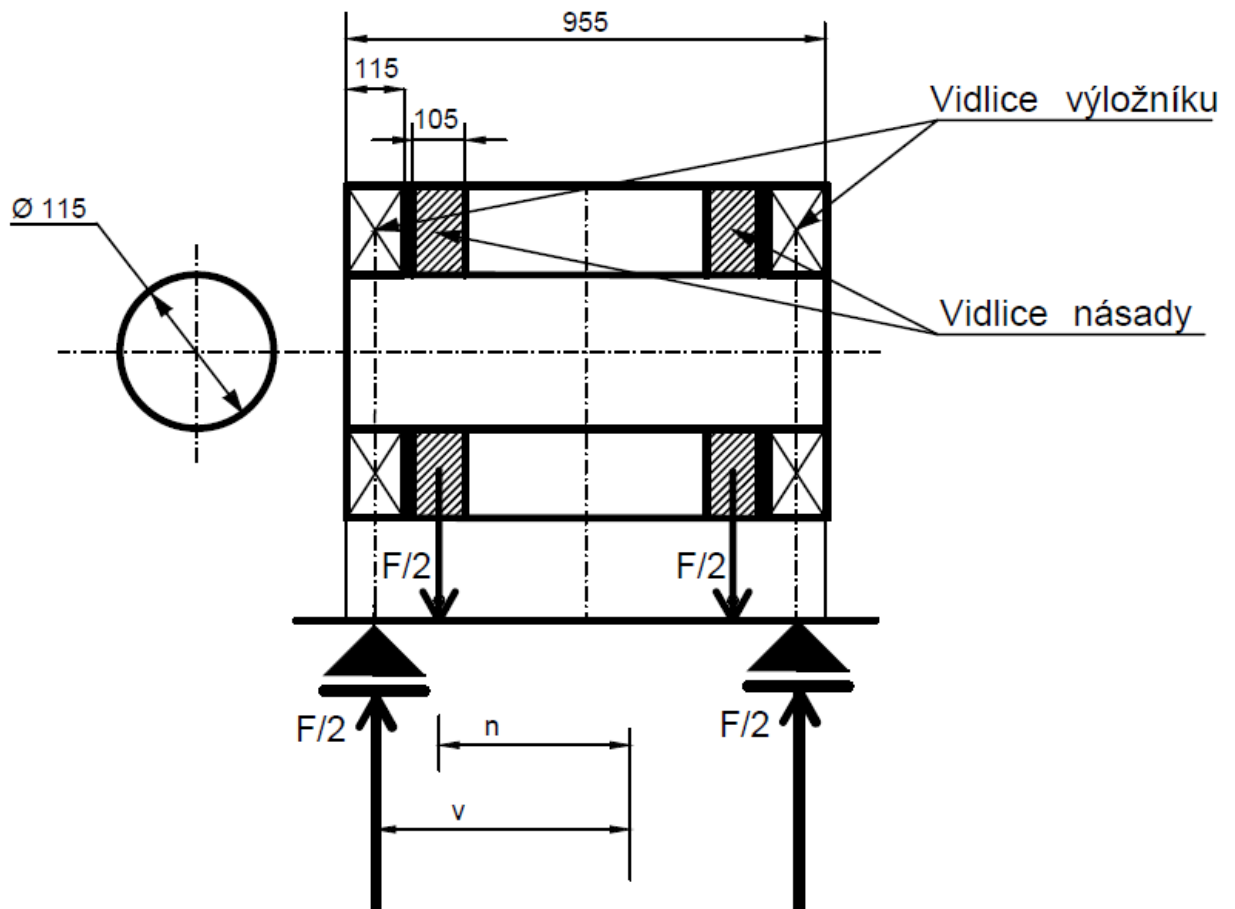
Obrázek 20: Umístění čepu



A-A

Obrázek 21 Detail umístění zkoumaného čepu

Také tento spoj a síly zde působící lze pro účely výpočtu nahradit nosníkem.



Obrázek 22: Schéma zatížení zkoumaného čepu

*Kontrola na ohyb*

$$F = \sqrt{R_{3x}^2 + R_{3y}^2} = \sqrt{618425^2 + 18115^2} = 618\,690\, \text{N} \quad (22)$$

$$M_{o_{max}} = \frac{F}{2} \cdot (v - n) = \frac{618\,690}{2} \cdot (332 - 205) = 39\,286\,815\, \text{N} \cdot \text{m} \quad (23)$$

$$\sigma_3 = \frac{M_{o_{max}}}{W_{04}} = \frac{39\,286\,815}{0,1 \cdot d^3} = \frac{39\,286\,815}{0,1 \cdot 115^3} = 258\, \text{MPa} \quad (24)$$

$$R_{\epsilon 15\,142} = 539\, \text{MPa}$$

Součinitel bezpečnosti pro tento typ konstrukcí  $k = 2$ .

$$\sigma_{dov\ 15\ 142} = \frac{R_{e\ 15\ 142}}{k} = \frac{530}{2} = 265\ MPa \quad (25)$$

$\sigma_{dov\ 15\ 142} > \sigma_3 \rightarrow$  vyhovuje

*Kontrola na otláčení*

$$P_3 = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F}{2}}{d \cdot 115} = \frac{\frac{618690}{2}}{117 \cdot 115} = 22,99\ MPa \quad (26)$$

$$P_D = 380\ MPa [4]$$

$P_{D\ 15\ 142} > P_3 \rightarrow$  vyhovuje

*Kontrola na stříh*

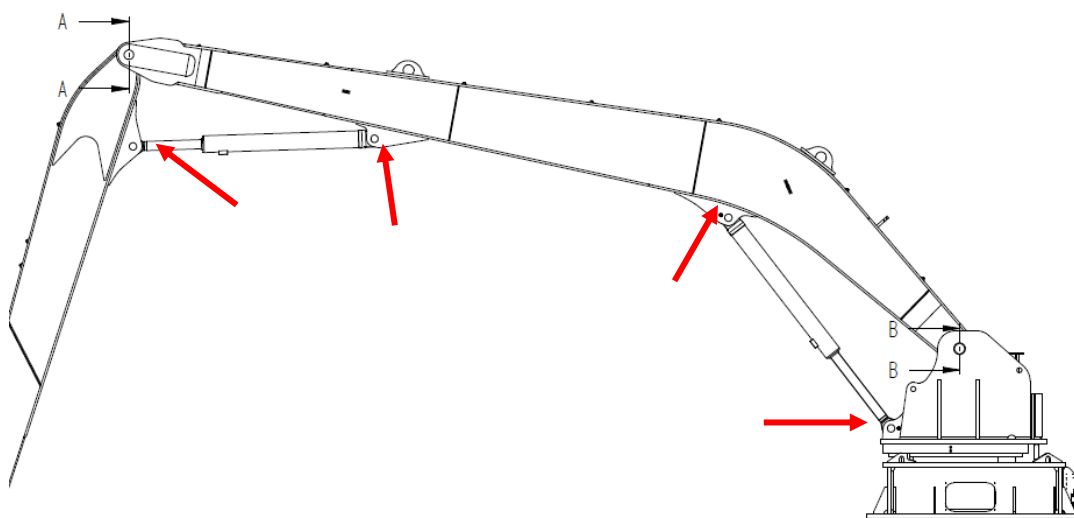
$$\tau_3 = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 618690}{\pi \cdot 117^2} = 28,78\ MPa \quad (27)$$

$$\tau_D = 0,6 \cdot P_D = 0,6 \cdot 380 = 228\ MPa \quad (28)$$

$\tau_{D\ 15\ 142} > \tau_3 \rightarrow$  vyhovuje

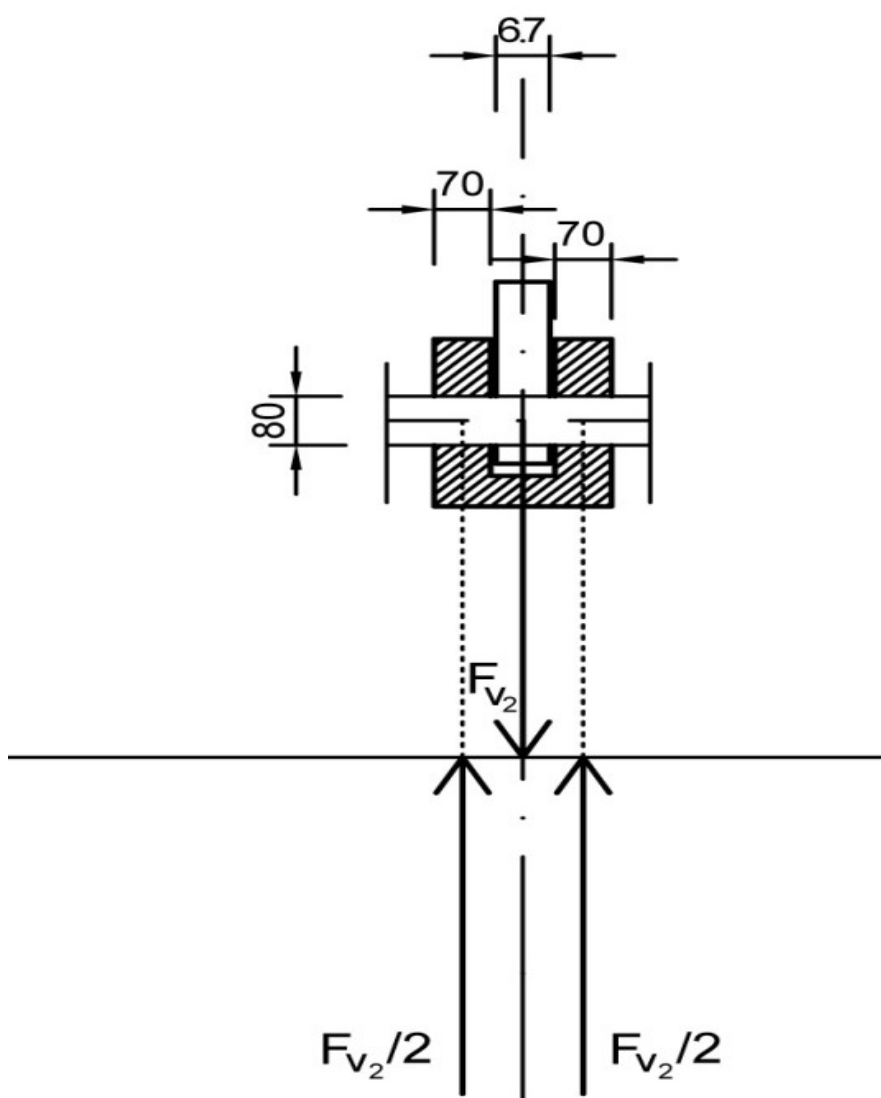
### Čepy připojující hydraulické válce k výložníku

Tyto čepy jsou z oceli ČSN 15 142, rozměry jsou převzaty z původní sestavy RK 6155.



**Obrázek 23 Umístění čepů pro vazby připojující hydraulické válce**





Obrázek 24: Schéma uložení zkoumaného čepu

*Kontrola na ohyb*

$$M_{ov} = \frac{F}{2} \cdot \left( \frac{a}{2} + \frac{b}{2} \right) - \frac{F}{2} \cdot \frac{b}{4} = \frac{F}{8} \cdot (2a + b) = \frac{630000}{8} \cdot (2 \cdot 70 + 67) =$$

$$\mathbf{16\ 301\ 250\ N \cdot m}$$

(29)

$$\sigma_{ov} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{16301250}{0,1 \cdot d^3} = \frac{16301250}{51200} = \mathbf{318\ MPa}$$

(30)

$$R_{s\ 15\ 142}\ \text{pro}\ \varnothing = 80 = 637\ MPa\ [4]$$

Součinitel bezpečnosti pro tento typ konstrukcí  $k = 2$ .

$$\sigma_{dov 15 142} = \frac{R_s}{2} = 318 \text{ MPa}$$

$\sigma_{dov 15 142} \geq \sigma_{ov} \rightarrow \text{vyhovuje}$

*Kontrola na otláčení*

$$P_v = \frac{F}{S} = \frac{630000}{67 \cdot 80} = 117,5 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$P_D = 410 \text{ MPa} [4]$$

$P_{D 15 142} > P_v \rightarrow \text{vyhovuje}$

*Kontrola na stříh*

$$\tau_v = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 630000}{\pi \cdot 80^2} = 125 \text{ MPa} \quad (32)$$

$$\tau_D = 0,6 \cdot P_D = 0,6 \cdot 410 = 246 \text{ MPa} \quad (33)$$

$\tau_{D 15 142} > \tau_v \rightarrow \text{vyhovuje}$

#### 4.4 Výpočet min. síly ve válcích při maximálním statickém zatížení soustavy

$$\sum M_{O3}: 0 = -R_{2y} \cdot h - G_2 \cdot g + F_{v2} \cdot f$$

$$F_{v2} = \frac{R_{2y} \cdot h + G_2 \cdot g}{f} = 176 574 \text{ N} \quad (34)$$

$$\sum F_{iy}: 0 = -R_{2y} + G_2 + F_{v2} \cdot \sin \alpha + R_{3y}$$

$$R_{3y} = R_{2y} + G_2 + F_{v2} \cdot \sin \alpha = 86 782 \text{ N} \quad (35)$$

$$\sum F_{ix}: 0 = -F_{v2} \cdot \cos \alpha + R_{3x}$$

$$R_{3x} = F_{v2} \cdot \cos \alpha = 173 329 \text{ N} \quad (36)$$

$$\sum M_{O4}: 0 = -R_{3x} \cdot c - R_{3y} \cdot e + F_{v2} \cdot b - G_1 \cdot d + F_{v1} \cdot a$$

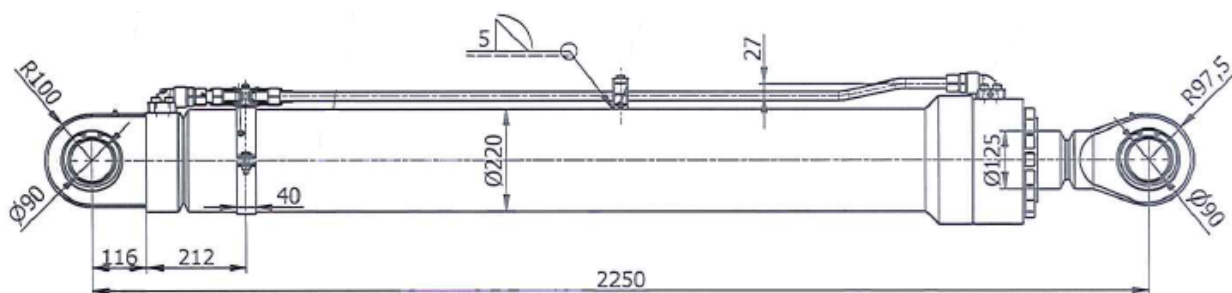
$$F_{v1} = \frac{R_{3x} \cdot c + R_{3y} \cdot e - F_{v2} \cdot b + G_1 \cdot d}{a} = 1\,136\,647\,N \quad (37)$$

Minimální potřebná síla ve válcích výložníku  $F_{v1}$  při maximálním zatížení sestavy je menší, než síla, kterou jsou schopny 2 hydraulické válce mezi základnou a výložníkem vyvinout.

$$1\,136\,647\,N < 1\,260\,000\,N.$$

Minimální potřebná síla ve válcích výložníku  $F_{v2}$  při maximálním zatížení sestavy je menší, než síla, kterou je schopen válec mezi výložníkem a násadou vyvinout

$$176\,574\,N < 630\,000\,N.$$



**Obrázek 25: Zadaný hydraulický válec výložníku**

Parametry zadaného hydraulického válce viz tabulka č. 3.

**Tabulka 3: Parametry zadaných hydraulických válců**

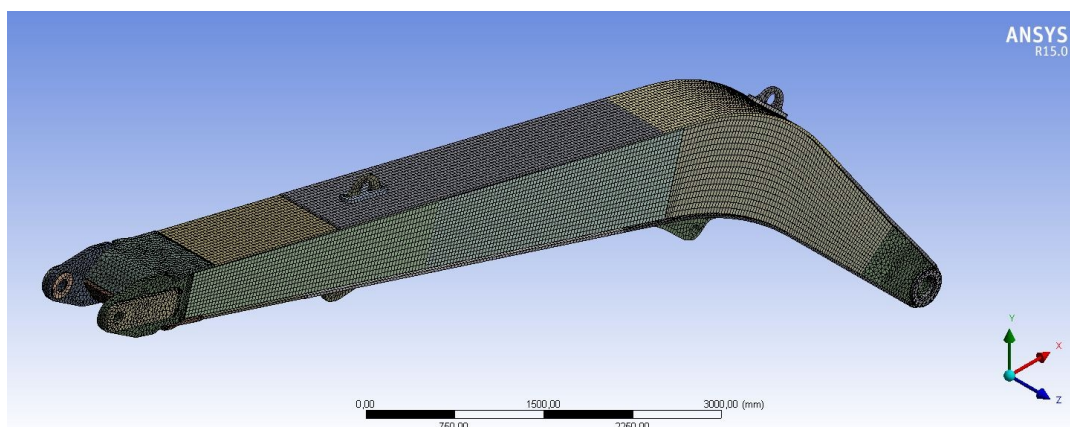
	Φ pístu [mm]	Φ pístnice [mm]	Tlak pod píst [bar]	Tlak nad píst [bar]	Síla výsuv [N]	Síla zásuv [N]
Válec výložníku	180	125	249	250	630 000	330 000
Válec násady	180	125	248	250	630 000	330 000
Válec kladiva	140	90	190	190	293 000	172 000

## 5 MKP – metoda konečných prvků

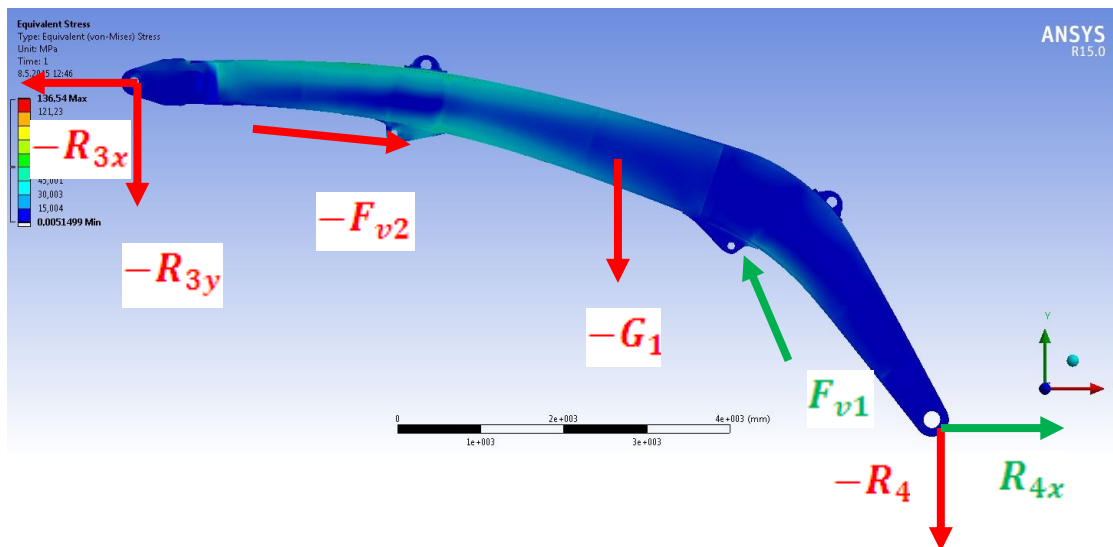
Tato kapitola obsahuje výsledky velikosti napětí a posuvu konstrukce výložníku v důsledku maximálního statického namáhání celé soustavy pomocí programu ANSYS WORKBENCH 15.0. metodou MKP. Jako vhodnou hypotézu byla použita Energetická teorie smykových napětí - von Mises (Huber, Mises, Hencky) HMH. Tato teorie nejlépe vyhovuje výsledkům zkoušek pro houževnaté materiály, jako je i zde užitá ocel ČSN 11 523. Okrajové podmínky zůstaly shodné s těmi aplikovanými v kapitole 4. Výložník je proveden v oceli 11 523, u které  $R_{e\ 11\ 523} = 333\ MPa$ , Youngův modul pružnosti  $E = 2,1 \cdot 10^5$  a Poissonova konstanta  $\mu = 0,3$ .

Nejprve byl model převeden na síť konečných prvků o optimální hustotě. Tím byla ze spojité úlohy vytvořena úloha diskrétní, která je matematicky řešitelná. Čím jemnější síť, tím přesnější výsledky a zároveň vyšší hodnoty (jemnější síť zmenšuje tuhost materiálu). Snahou bylo proto zvolit síť dostatečně jemnou, ale nikoliv příliš z důvodů času, který výpočet poté v programu trvá, jelikož bylo nutné výpočet opakovat a model upravovat.

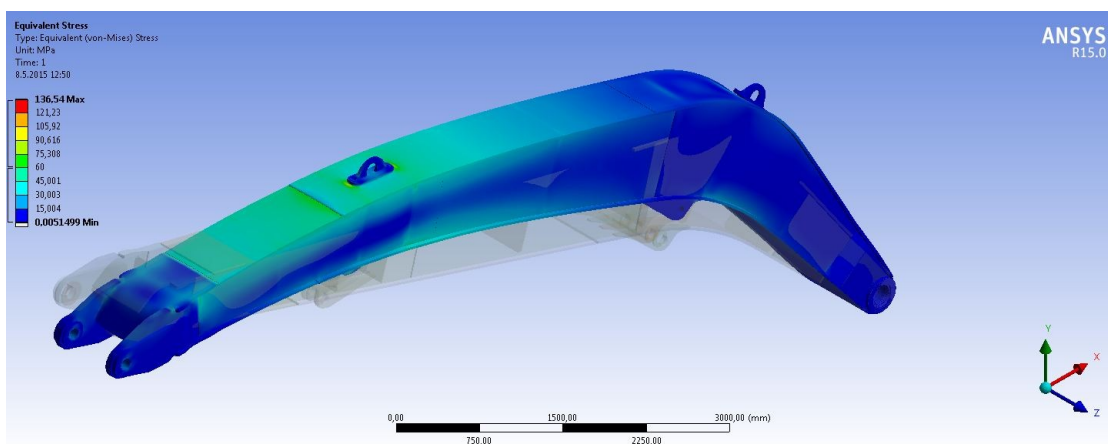
Obrázek č. 25 ukazuje transformaci modelu na síť konečného počtu prvků.



**Obrázek 25: Model jako síť konečného počtu prvků**



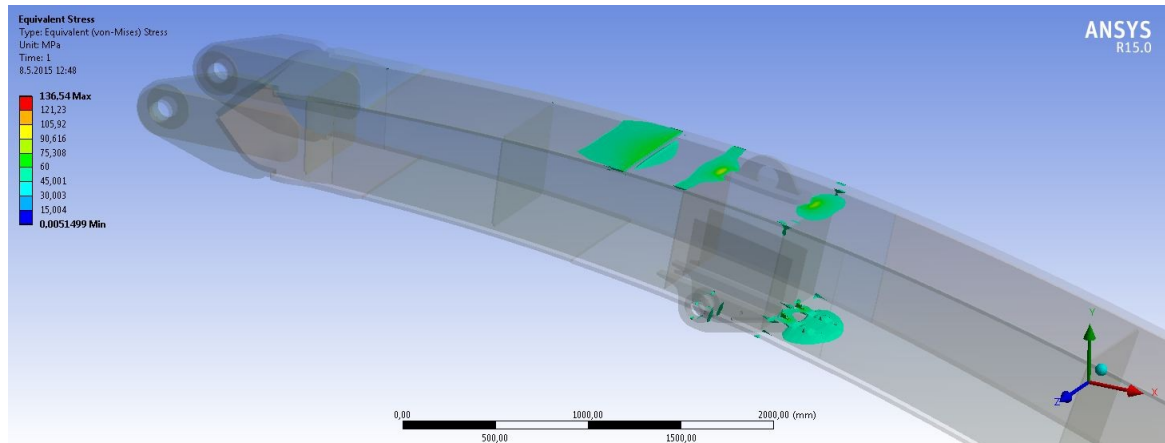
Obrázek 26: Zobrazení napětí podle hypotézy HMH na výložníku 10,6m se zakreslenými vnějšími silami



Obrázek 27 Napětí podle hypotézy HMH - detail

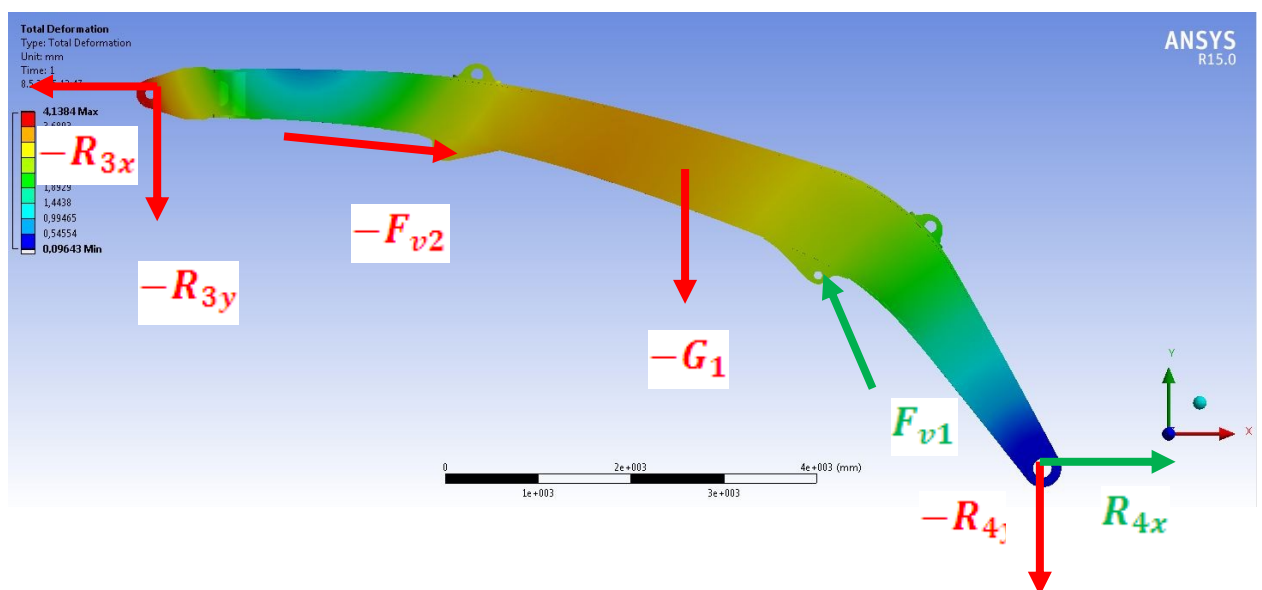
Obrázek č. 27 ukazuje detail místa s nejvyšším napětím a posuvem, které se nachází na horní pásnici blízko čepu č. 3. Napětí se koncentruje kolem hran a svárů a dosahuje maximální velikosti  $60 \text{ MPa}$ . Maximální napětí  $136 \text{ MPa}$  není v tomto rozlišení vůbec postřehnutelné. Nachází se místy na hranách konstrukce v oblasti okolo čepu č.3. Vzhledem k provedení samotného modelu, kde i spára velikosti  $1 \text{ mm}$  dovede významně ovlivnit koncentraci napětí, přičítám některá napětí spíše nedokonalostem modelu. Na

obrázku č. 28 lze kritická místa vidět v detailu. Na spodní pásnici jde o napětí způsobené hydraulickým válcem mezi násadou a výložníkem. Na horní části výložníku jsou napětí podél oblasti svárů.



Obrázek 25: Elementy s napětím 50 Mpa

Tuto kapitolu uzavírá obrázek č. 29 s vykreslením deformací konstrukce výložníku v důsledku statického namáhání. Největší posun (červená oblast) se nachází v okolí čepu č. 3 (až 3 mm posun), nejmenší deformace je oblastí od čepu č. 4 po ohyb výložníku.



Obrázek 26: Deformace výložníku v důsledku vnějšího zatížení

Kontrola výložníku v MKP potvrdila, že prodloužená konstrukce je schopna snést nejvyšší možné statické zatížení celé soustavy. Přidaná žebra v místě  $G_1$  navíc zajistila snížení posouvacích účinků statického zatížení v této středové části. Podobný efekt přineslo umístění žebro mezi čepem č. 3 a úponem pro válec, kde působí síla  $F_{v2}$ . Na výše uvedeném obrázku (č. 29) je jasně patrné modré pole (oblast s nižším posuvem) právě v místě umístění žebra.

## Závěr

Tématem této práce byly bourací stroje a úprava jednoho z komponentů (výložníku) těchto strojů od společnosti DAVON s.r.o. Z konstrukčního hlediska není prodloužení problematické. Skříňová konstrukce je dostatečně pevná i v délce *10 600 mm*, a použité hydraulické válce mají dostatek síly k manipulaci i přitlaku. Největší reakce způsobuje poloha, kdy se kladivo nachází nejdál od čepu č. 4, kterým je výložník připojen k základně. Pro tuto polohu byl také výložník kontrolován. Vzhledem k celkové velikosti výložníku, se nabízí otázka, jaká praktická omezení jsou s jeho velikostí spojena.

V kontextu současné globální nabídky je zřejmé, že prodloužení výložníku z *9 300 mm* na *10 600 mm* řadí tento komponent do malé skupiny těch největších zařízení, která jsou na trhu k dispozici. V této kategorii jsou výložníky vždy lomené, z důvodu lepšího dosahu zařízení pod úroveň základny (ke dnu násypky drtiče). Dále platí, že v této kategorii jsou násady velmi dlouhé, v tomto případě 7400mm. Pohyb je proto zajištěn hydraulickým válcem, který je mezi násadou a výložníkem umístěn vespod (vnitřní úhel) a nikoliv na „hřbetu“ výložníku, kde by mohl být k násadě připojen přes páku, jak je to obvyklé u menších strojů a především u exkavátorů. Hydraulický válec v této pozici nepotřebuje pro manipulaci s násadou vyvinout tolik síly, na druhou stranu toto řešení omezuje rozsah natočení násady zejména dovnitř, směrem k výložníku. Proto lze říci, že s prodlužováním jednotlivých částí bouracího stroje se snižuje jeho univerzálnost. Tato konfigurace neumožňuje efektivně využít jiný koncový nástroj mimo hydraulické kladivo, např. nakládací lžíci – dráhy pohybu stroje při vyzvedání materiálu z násypky jsou v důsledku délky výložníku a násady příliš dlouhé. Pokud bude poptávka po bouracích strojích trvat, stálo by za zvážení pokusit se zvýšit dosah stroje nikoliv prodlužováním výložníků či násad, ale tím, že bude možné základnu stroje posouvat po dráze (např. kolejové) v okolí násypky drtiče.



## Zdroje

[1] ALTASCOPECO [online]. © 2015, [cit. 2015-01-05]. Dostupné z:

<http://www.atlascopco.com/history/innovations/constructionanddemolition/>

[2] JEŘÁBEK, Karel, František HELEBRANT, Josef JURMAN a Věra VOŠTOVÁ. *Stroje pro zemní práce ; Silniční stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1995, 464 s. ISBN 80-7078-389-3.

[3] JKZ [online]. © 2015, [cit. 2015-01-05]. Dostupné z:

<http://www.jkz.cz/printpdf/produkty/konstrukcni-ocel-11-523>

[4] FÜRBAACHER, Ivan, Karel MACEK a Josef STEIDL. *Lexikon technických materiálů se zahraničními ekvivalenty*. Praha: Dashöfer, c1998-2006, 1 sv. (na volných listech). ISBN 80-86229-02-5.

## Zdroje řešerše globální nabídky

MACHBERT [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

[http://www.machbert.com.br/adm/FSOnline/FCKeditor/UserFiles/file/catalogo\\_mcquaid.pdf](http://www.machbert.com.br/adm/FSOnline/FCKeditor/UserFiles/file/catalogo_mcquaid.pdf)

TECMAN [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

<http://www.tecman.com/index-en#pedestal-boom-1>

McQuaid [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

<http://www.scavengersupplies.com.au/downloads/rock-breaker-boom/rock-breaker-boom-brochure.pdf>

TRAMAC [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

<http://www.tramac.com/ca/booms.php>

BTI Breaker Technology Inc. [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

<http://www.rockbreaker.com/equipment/rockbreakersystemsmain/boomlineup.html>

NPK [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

[http://www.npkce.com/merchant2/merchant.mvc?Screen=CTGY&Store\\_Code=NPKCE&Category\\_Code=PBsys](http://www.npkce.com/merchant2/merchant.mvc?Screen=CTGY&Store_Code=NPKCE&Category_Code=PBsys)

ALLIED construction products [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

<http://www.alliedcp.com/products/pedestal.asp>

ATLAS COPCO [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

<http://www.atlascopco.us/usus/products/demolition-equipment/1401243>

TRICONAX [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:

<http://triconax.com/products/pedestal-boom-systems/>

DAVON [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:  
<http://www.davoncompany.com/cz/produkty/rozbijeci-zarizeni>

BFBT [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z: <http://www.bfbt.cz/vyloznikove-systemy>

SANDVIK [online]. © 2015, [cit. 2015-3-10]. Dostupné z:  
<http://construction.sandvik.com/products/breaking-and-demolition-tools/breaker-booms/>

## **Přílohy**

- A – Rešerše problematiky bouracích strojů
- B – Tabulka s výsledky rešerše mezi výrobci bouracích strojů
- C – Výrobní výkres sestavy výložníku 10,6m (A1)
- D – Pomocný výkres s rozměry původního modelu (9,3) a prodlouženého (10,6)
- E – Kalkulace přítlaku kladiva sestavy s výložníkem 10,6