



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

MKP ANALÝZA NOSIČE ROTAČNÍ HLAVY VRTNÉ VĚŽE A NÁVRH NA JEHO ÚPRAVU

FEM ANALYSIS OF CARRIAGE FOR TOP DRIVE SYSTEM OF DRILLING RIG AND ITS MODIFICATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jiří Plachý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Milan Klapka, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

| | |
|-------------------|--------------------------------------|
| Ústav: | Ústav konstruování |
| Student: | Bc. Jiří Plachý |
| Studijní program: | Strojní inženýrství |
| Studijní obor: | Konstrukční inženýrství |
| Vedoucí práce: | doc. Ing. Milan Klapka, Ph.D. |
| Akademický rok: | 2017/18 |

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

MKP analýza nosiče rotační hlavy vrtné věže a návrh na jeho úpravu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při intenzivních vrtných operacích dochází na nosiči rotační hlavy vrtné soupravy k iniciaci a šíření únavových trhlin, které se koncentrují v tepelně ovlivněné oblasti svařovaných žeber. K výskytu trhlin dochází opakovaně i po jejich odstranění a je proto třeba nalézt vhodné dlouhodobé řešení, které vzniku trhlin zabrání.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Projekt: vývojová zakázka (HS)

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem práce je návrh konstrukčních úprav nosiče rotační hlavy vrtné soupravy, které povedou k zamezení výskytu poškození nosiče. Pro nalezení vhodných konstrukčních úprav je třeba analyzovat příčiny vzniku poškození a následně verifikovat navržené úpravy pomocí MKP s využitím informací o reálném zatížení nosiče.

Dílčí cíle diplomové práce:

- definice zatížení a okrajových podmínek,
- sestavení MKP modelu originální součásti,
- identifikace příčiny vzniku poškození,
- vypracování návrhu na úpravu nosiče,
- ověření návrhu MKP analýzou.

Požadované výstupy: publikace, průvodní zpráva, návrhový výkres.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2018.pdf

Seznam doporučené literatury:

LYONS, W. C., PLISGA, G. J., LORENZ, M. D. Standard Handbook of Petroleum and Natural Gas Engineering. 3rd ed. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2016. 1815 s. ISBN: 978-0-12-383846-9

ASHCHEULOV, A. V., SHESTOPALOV, A. A., LOBACHEV, A. A. Analysis of Dynamic Load Capacity of the Top Drive of Drilling Rigs. Chemical and Petroleum Engineering. 2016, vol. 52, issue 3-4, s. 167-173. DOI: 10.1007/s10556-016-0169-6

NURUZZAMAN, M. Finite Element Modeling of Welded Joints Using Effective Notch Stress Approach. Winnipeg, 2016. 90 s. Diploma Thesis. University of Manitoba. Department of Mechanical Engineering

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Uvedená diplomová práce se zabývá MKP analýzou a optimalizací nosiče rotační hlavy vrtné soupravy Bentec 350 AC a je vedena jako vývojová zakázka pro společnost MND Drilling & Services a.s. Při intenzivních vrtných operacích dochází na nosiči k opakovanému výskytu únavových trhlin podél hran svařovaných žeber v tepelně ovlivněné oblasti svaru.

Cílem této práce je návrh konstrukčních úprav nosiče, které povedou k zamezení výskytu poškození. Realizace těchto úprav je závislá na správné definici okrajových podmínek a zátěžných stavů, analýze příčin vzniku poškození nosiče a na následné verifikaci navržených úprav pomocí metody konečných prvků.

KLÍČOVÁ SLOVA

Těžba ropy a zemního plynu, vrtná věž, posuvná rotační hlava, nosič (posuvná konstrukce), MKP analýza, únavové poškození

ABSTRACT

This diploma thesis deals with FEM analysis and optimization of carriage for top drive system of drilling rig Bentec 350 AC and it is defined as a development contract for company MND Drilling & Services a.s. Intensive drilling leads to damages and repeated occurrence of fatigue cracks on carriage especially along edges of welded ribs in their heat-affected zone.

The aim of this thesis is to draft construction improvements of carriage which leads to elimination of damages. Realization of this modifications depends on correct definition of boundary conditions, analysis of damage occurrence as well as verification of carriage drafts with finite element method.

KEY WORDS

Crude oil and gas production, drilling rig, Top Drive system, carriage, FEM analysis, fatigue damage

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PLACHÝ, J. *MKP analýza nosiče rotační hlavy vrtné věže a návrh na jeho úpravu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 92 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Milan Klapka, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu práce doc. Ing. Milanu Klapkovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při realizaci této diplomové práce. Dále děkuji Ing. Jiřímu Dvořáčkovi, Ph.D. za úvodní korekce rešeršní části i výkresové dokumentace a Ing. Davidu Nečasovi, Ph.D. za věcné rady v oblasti MKP. Děkuji také Ing. Richardu Kožíkovi ze společnosti MND Drilling & Services a.s. za konzultace a rychlé uvedení do problematiky řešeného zařízení.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně za použití zdrojů uvedených v seznamu literatury a pod vedením doc. Ing. Milana Klapky, Ph.D.

V Brně, dne 18. 5. 2018

.....

Bc. Jiří Plachý

OBSAH

| | |
|--|-----------|
| 1 Úvod..... | 13 |
| 2 Přehled současného stavu poznání..... | 14 |
| 2.1 Těžební technika..... | 14 |
| 2.1.1 Princip vrtné věže | 14 |
| 2.1.2 Vrtné kolony a vrtací nástroje | 15 |
| 2.1.3 Nárazový a rotační vrtací proces | 17 |
| 2.1.4 Pracovní postup systému Top Drive..... | 19 |
| 2.2 Analogie závad odpovídajících souprav..... | 20 |
| 2.3 Zkoumaná vrtná věž Bentec 350 AC..... | 21 |
| 2.3.1 Technická specifikace vrtné věže | 22 |
| 2.3.2 Rotační hlava Top Drive | 22 |
| 2.3.3 Posuvná nosná konstrukce (nosič)..... | 25 |
| 2.3.4 Defektoskopické záznamy | 28 |
| 2.3.5 Zhodnocení trhlin | 29 |
| 2.3.6 Vliv svařování na mechanické vlastnosti | 30 |
| 2.3.7 Tepelné zpracování po svaření | 30 |
| 2.4 Analýza součástí pomocí MKP | 31 |
| 3 Analýza problému a cíl práce..... | 33 |
| 3.1 Analýza problému..... | 33 |
| 3.2 Cíl diplomové práce | 33 |
| 4 Koncepční řešení..... | 34 |
| 4.1 Vyhodnocení získaných údajů krouticího momentu | 34 |
| 4.2 Digitalizace geometrie nosiče..... | 37 |
| 4.3 Materiálové vlastnosti modelu | 38 |
| 4.3.1 Multilineární řešení úlohy | 39 |
| 4.3.2 Parametry únavové životnosti | 40 |
| 4.4 Okrajové podmínky modelu | 41 |
| 4.5 Síť konečných prvků | 45 |
| 4.6 Analýza nosiče..... | 48 |
| 4.6.1 Statická analýza s časově proměnnou zátěží | 48 |
| 4.6.2 Statická analýza nárazového stavu | 49 |
| 4.6.3 Únavová analýza nárazového stavu..... | 53 |
| 4.6.4 Vliv způsobu svařování žeber | 55 |
| 4.6.5 Modální analýza | 56 |
| 4.6.6 Shrnutí dosažených výsledků | 57 |
| 4.6.7 Stanovená kritéria hodnocení konceptů..... | 57 |
| 4.6.8 Koncepce dílčích úprav nosiče | 57 |
| 5 Konstrukční řešení | 62 |
| 5.1 Vyhodnocení dílčích konceptů | 62 |
| 5.1.1 Zhodnocení vlivu tepelného zpracování..... | 62 |
| 5.1.2 Zhodnocení změny materiálu žeber..... | 63 |
| 5.1.3 Zhodnocení duplikace žeber | 63 |
| 5.1.4 Zhodnocení úprav tvarování profilu žeber | 64 |
| 5.1.5 Shrnutí dosažených výsledků | 66 |
| 5.2 Iterační úpravy nosiče..... | 66 |
| 5.2.1 Korekce profilu žeber | 66 |

| | |
|--|-----------|
| 5.2.2 Úprava velikosti svaru | 67 |
| 5.2.3 Úprava nosného plechu a čtvercového profilu | 68 |
| 5.2.4 Úprava přilehlých dílů nosiče | 68 |
| 5.3 Finální návrh nosiče..... | 71 |
| 5.4 Ověření finálního návrhu nosiče..... | 72 |
| 5.4.1 Statická analýza nárazového stavu | 72 |
| 5.4.2 Únavová analýza nárazového stavu | 75 |
| 5.4.3 Modální analýza..... | 77 |
| 5.4.4 Shrnutí dosažených výsledků..... | 78 |
| 6 Diskuze..... | 79 |
| 6.1 Požadavky na výrobu nosiče..... | 80 |
| 6.2 Další doporučení | 80 |
| 7 Závěr | 81 |
| 8 Seznam použitých zdrojů | 82 |
| 9 Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin..... | 85 |
| 10 Seznam obrázků a grafů..... | 87 |
| 11 Seznam tabulek | 89 |
| 12 Seznam příloh..... | 90 |

1 ÚVOD

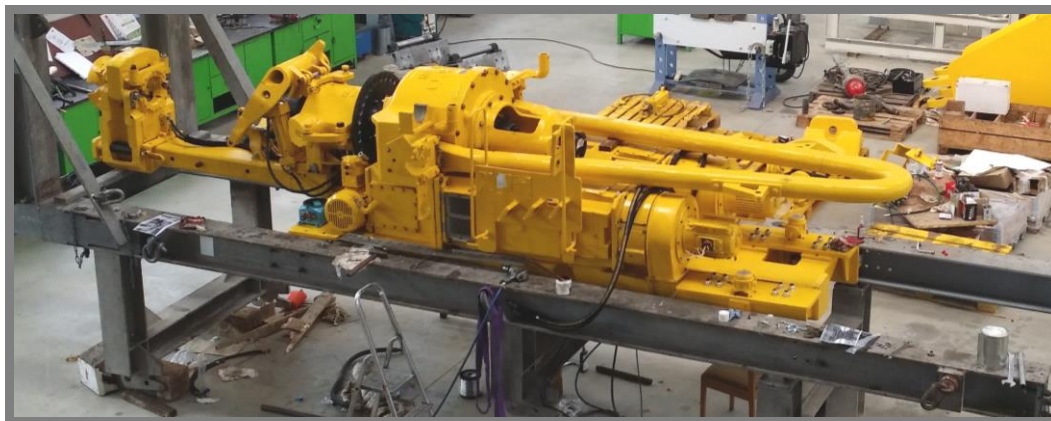
Předmětem této práce je vývojová zakázka pro společnost MND Drilling & Services a.s., kde je aktuálně řešen problém s pozemní vrtnou věží Bentec 350 AC. Konkrétně se jedná o její hlavní posuvnou konstrukci (nosič), která nese mimo jiné samotnou rotační hlavu, tzv. systém Top Drive, a která je zároveň schopna posuvu po celé výšce věže pomocí oboustranných kolejnic [1]. Právě na spodní části tohoto nosiče dochází při intenzivních vrtných operacích k výskytu trhlin v přechodové oblasti svarů a žeber respektive nosných plechů. K problému dochází opakovaně i po odstranění závad.

Poslední revize součásti byla provedena v r. 2014 [2], přičemž byly odhaleny již zmíněné trhliny, a to převážně v místech podél svařovaných žeber – tedy v teplotně ovlivněné zóně vzniklé při svařování. Poškozená součást byla podrobena defektoskopii, nicméně se příčina vzniku trhlin dále nezkoumala. Došlo k výměně, vybroušení a svaření kritických dílů a navrácení součásti do provozu. V současnosti se tento jev opakuje znovu, a to na stejných místech [1].

Opětovný výskyt trhlin může být ovlivněn hned několika faktory. Zejména je nutné brát v potaz, že celý nosič je výrazně namáhán krutem od rotační hlavy. Dále zde mohou vstupovat případné vibrace nebo i vliv prostředí, ve kterém se vrtá. Zkoumaná součást, respektive celá vrtná souprava, je současně stále udržována v aktivním provozu [1].

Cíl práce primárně spočívá v návržení konstrukčních úprav nosiče, které povedou k zamezení výskytu poškození. Realizaci úprav předchází analýza a vyhodnocení příčin vzniku poškození a následná verifikace úprav pomocí MKP s využitím poznatků o reálném namáhání nosiče a jeho zátěžných stavech.

Pro konstrukci 3D modelu a výkresové dokumentace je využit program Autodesk Inventor 2017. K MKP analýze zkoumané součásti dále ANSYS Workbench 17.2.



Obr. 1.1 Demontáž rotační hlavy TDS-11SA vrtné věže Bentec 350 AC [1]

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

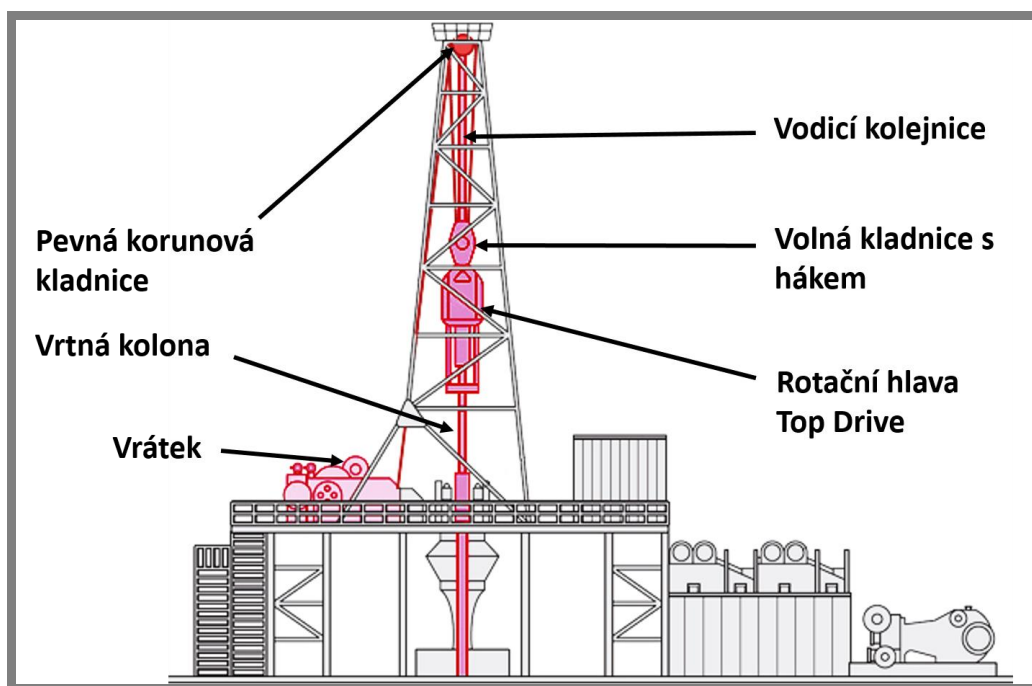
Stávající kapitola vysvětluje obecná fakta, nezbytná k pochopení daného tématu. Týká se rozboru vrtací techniky, současně využívaných vrtných souprav a dále volně přechází k charakterizaci stávající problematiky a nástinu řešení. Kapitulu uzavírá využití MKP analýzy k průzkumu a predikci působících vlivů na části vrtné věže.

2.1 Těžební technika

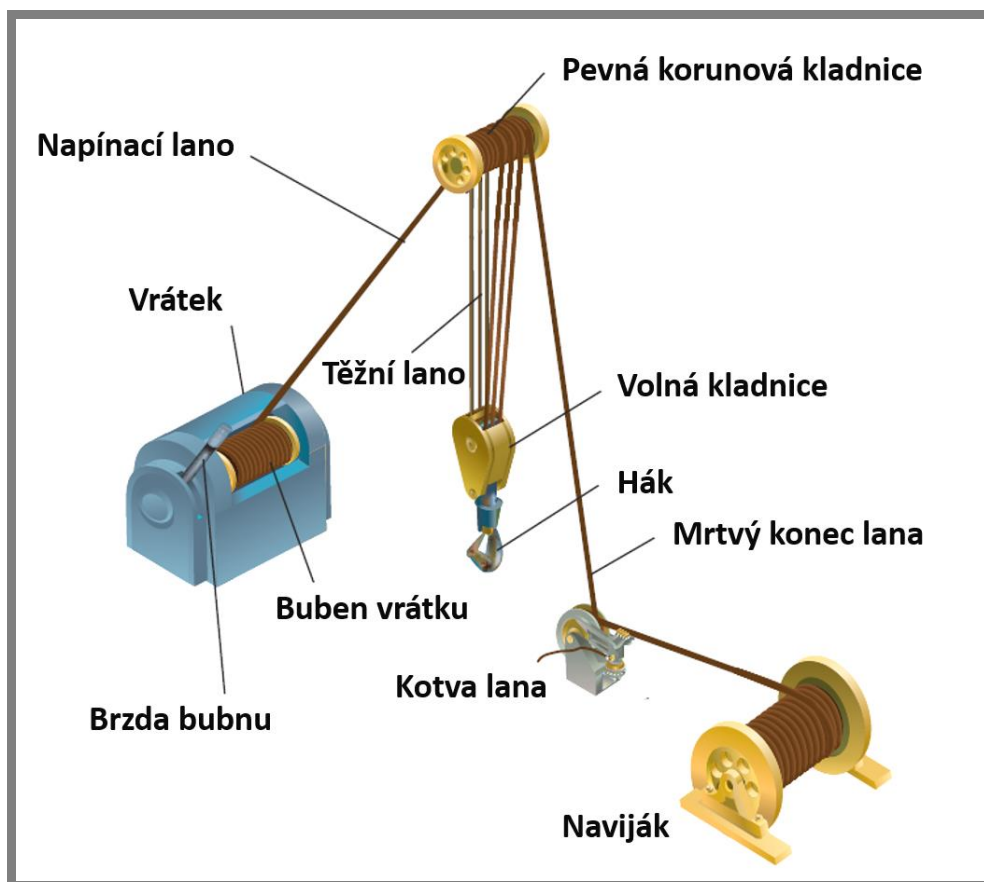
Těžební respektive vrtací techniku reprezentují vrtné soupravy mající nejčastěji charakter vrtných věží. Využívají se převážně v primárních a sekundárních způsobech těžby. Těžební věže lze dělit na pozemní a mořské (ropné plošiny) [3]. Dále se člení na jednoúčelové (využívající za provozu pouze jednu vrtnou technologii) a víceúčelové (využívají za chodu více technologií) [4]. Vzhledem k tématu práce je tato podkapitola zaměřena na principy a provedení pozemní vrtné věže.

2.1.1 Princip vrtné věže

Vrtné věže obecně pracují na principu rotace vrtného nástroje na konci vrtné kolony, která je kontinuálně zapouštěna do země. Většinou se skládají ze samotného nosného stožáru, který nese korunovou i volnou kladnici s lanem, případně vedení pro vertikální posuv nosiče s rotační hlavou. Vrtnou kolonu tak nese buď přímo hák, nebo rotační hlava (jak tomu bývá u novějších systémů). Věž také disponuje vrtným vrátkem, který plní funkci navijáku lana [4]. Základní prvky vrtné věže jsou představeny na obr. 2.1 a 2.2. Vrtná věž bývá konstruována buď jako statická s třínohým nebo čtyřnohým nosným stožárem, nebo jako mobilní pojízdná jednotka se sklápěcím nebo teleskopickým stožárem. Mobilní jednotky mají nespornou výhodu v jednoduché montáži a flexibilitě, oproti statickým jednotkám jsou však výrazně limitovány výkonem, stabilitou, nosností a tím i hloubkou vrtu [5].



Obr. 2.1 Základní komponenty vrtné věže [5]



Obr. 2.2 Detail systému kladkostroje [5]

Další konstrukční změny přímo reflektují způsob, jakým dochází k vrtnému procesu. Tyto procesy jsou dvojího druhu – nárazové a rotační [6] (viz kapitola 2.1.5).

K pohonu vrtných věží se převážně používají spalovací motory nebo snadno regulovatelné elektromotory. Druh pohonu do jisté míry závisí na prostředí, ve kterém se vrty uskutečňují. [6]

2.1.2 Vrtné kolony a vrtací nástroje

Vrtná kolona představuje soustavu vrtacího potrubí nebo jednotlivě ukotvených segmentů, která propojuje vrtnou soupravu s nástrojem. Kolona se zpravidla skládá ze tří částí – převodové (připojení kolony k soupravě), prodlužovací (spojky a vrtací potrubí) a pracovní (vedení a přitlačování nástroje). Účelem vrtacího potrubí je přenášet mechanickou energii od soupravy k nástroji a vést vrtný výplach na čelo vrtu, což zajišťuje nejen chlazení nástroje, ale zároveň i odplavení odvrtného materiálu [7]. Příklad provedení a skladování vrtných segmentů je na obr. 2.3.

Potrubí musí být velmi lehké, ale současně dostatečně dimenzované na vysoké namáhání v tahu, tlaku a především krutu [8]. Při vrtání zároveň dochází k přenosu vibrací. Četnost vibrací lze do jisté míry omezovat počtem řezných elementů na vrtacím nástroji. Periodické vrtání přes kameny nebo velmi tvrdou horninu může způsobovat rázy a pulzace síly působící na nástroj [9].

Vlivem vrtného procesu se od nástroje přenášejí zmíněné momenty, rázy a vibrace celou vrtnou kolonou až k vrtací hlavě a jejím závěsům, které jsou tímto namáhané a více náchylné k poškození. Dalšími iniciátory vibrací v této oblasti mohou být elektromotory nebo výplachová čerpadla [9]. Jednotlivé prvky věže tak podléhají platné normě API 4F, která specifikuje požadavky na konstrukci dílčích součástí a jejich zacházení v případě poruchy [10]. Na většině moderních věží je možné přímo sledovat a vyhodnocovat průběhy momentů, tlaků a stavu otáček vrtné kolony [7].



Obr. 2.3 Ilustrační obrázek vrtných segmentů [21]

K namáhání vrtného potrubí nebo dílčích segmentů nedochází jen při vrtání, ale také při manipulaci a zakládání, kde dochází zejména k deformaci příčného průřezu. K zajištění bezpečnosti a dlouhodobé výdrže potrubí je nutné dbát na jejich správné skladování v zásobnících [8]. Rozměry potrubí jsou standardizované. Nejčastěji se používají o délce 8,23 – 9,14 m a manipulačním průměru 73 – 508 mm. Rozměr manipulačního průměru závisí na rozměrech a limitech ukládacích ramen [6].

Použití jednotlivých druhů vrtných nástrojů je převážně definováno specifickým vrtacím procesem a technologií. Používají se tak plnoprofilová valivá, listová nebo diamantová dláta, případně vrtné korunky (viz obr. 2.4) [6].



Obr. 2.4 Diamantové vrtné hlavice [6]

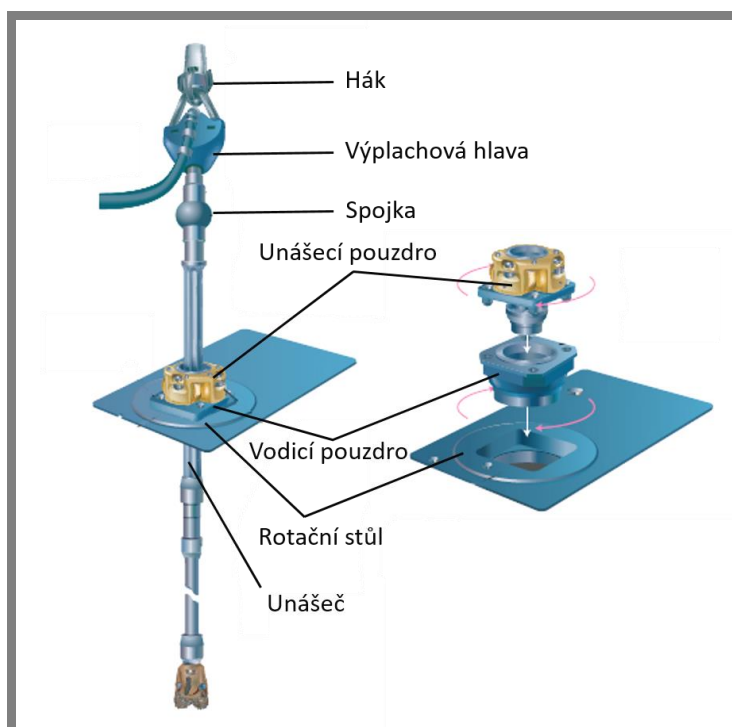
2.1.3 Nárazový a rotační vrtací proces

Nárazový způsob vrtání je proces využívající rotačně-příklepový pohyb, který spočívá v rotaci vrtacího kladiva za současného buzení jeho rázů [6]. Dle použitého média se tato kladiva dále dělí na pneumatická a hydraulická. Obě kategorie lze využít pro hluboké vrty s tvrdým podložím, nicméně hydraulické zařízení má výhodu ve větším výkonu a menším opotřebení nástroje. Nachází tak přednostní uplatnění u velmi tvrdých a abrazivních hornin [4].

Rotační způsob vrtání je také velmi častým procesem, který je využíván u těžebních věží. Jeho princip spočívá v rotaci nástroje za současného působení stálého přítlaku. Velmi rozšířené jsou převážně věže využívající koncept rotačních stolů nebo posuvně rotačních hlav a jejich interakce s vrtnou kolonou [5].

Využití rotačního stolu a unášedky

Rotačním stolem se rozumí ta část vrtné plošiny, která se nachází těsně nad vrtem, přičemž pohyb vrtacího potrubí, respektive celé vrtné kolony, je ve svislém směru zcela volný [12]. Náhon je převážně kardanový. Rotační stůl přenáší krouticí moment na vrtnou kolonu prostřednictvím čtyřhranných vložek a unášedky, nicméně musí být též dostatečně dimenzován, aby dokázal nést celou váhu kolony [5]. Z toho důvodu jeho konstrukce obsahuje jak mohutné axiální ložisko, tak i řadu radiálních vodících ložisek pracujících v uzavřené olejové lázni. Rotační stoly se využívají pouze při svislém vrtání [6]. Konstrukce zařízení je na obr. 2.5.



Obr. 2.5 Systém rotačního stolu a unášedky [5]

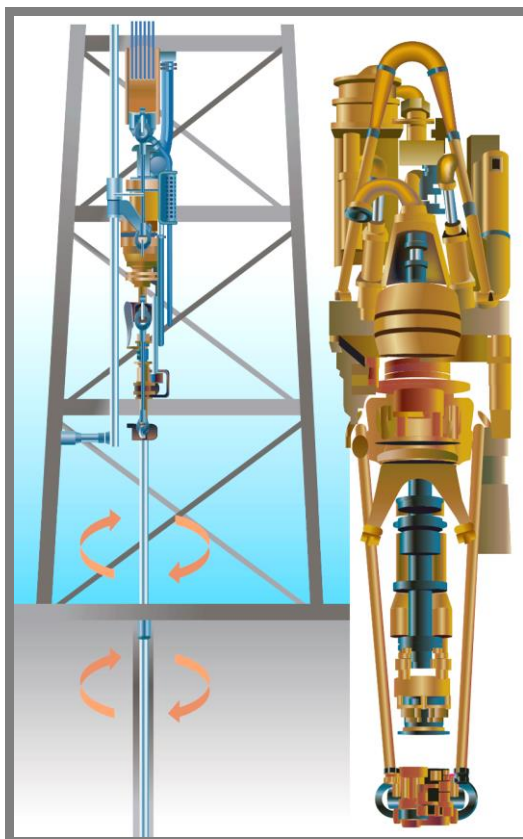
V současnosti je tento systém vrtání masivně nahrazován novější technologií využívající posuvně-rotačního systému Top Drive (viz obr. 2.6) [12].

Využití posuvné rotační hlavy Top Drive

Systém s rotační hlavou představuje novou technologii vrtání, při které dochází nejen k rotačnímu pohybu, ale zároveň i posuvu celé vrtné kolony, která je tímto k hlavě přímo uchycena. Díky pevnému uchycení je celá soustava schopna vrtat nejen svisle, ale i v mírném sklonu, a to zejména s pomocí tzv. nuceného podávání náradí do vrtu [13].

Vrtné soupravy s rotační hlavou mívají hned dvojí provedení. Prvním je rotační hlava průchozí, kde vrtná kolona prochází napřímo vřeteníkem. Druhým provedením je rotační hlava nástavná, která se na vrtnou kolonu nasazuje shora a je v přímém kontaktu s vrtným potrubím. Pro klasické plnoprofilové vrtání se v současnosti přednostně využívá nástavného typu posuvné rotační hlavy (tzv. Top Drive), jelikož je technologicky vyspělejší a jednodušší než systém s rotačním stolem. Nespornou výhodou je také jeho univerzálnost, výkonost, rychlost a bezpečnost [6].

Zařízení Top Drive (viz obr. 2.6) dokáže zacházet s různými druhy vrtného potrubí a zároveň účinně regulovat otáčky a přítlak na nástroj. K rotační hlavě je také přidružen pohon s převodovkou a dále podávací ramena, která jsou schopna manipulace a správného ustavení vrtacího potrubí do zařízení [7]. Vrtné potrubí bývá především segmentové, uložené ve vertikálním zásobníku, což umožňuje využívat mnohem kratší tyče. Jednotlivé segmenty potrubí se vůči sobě šroubují a zajišťují [8].



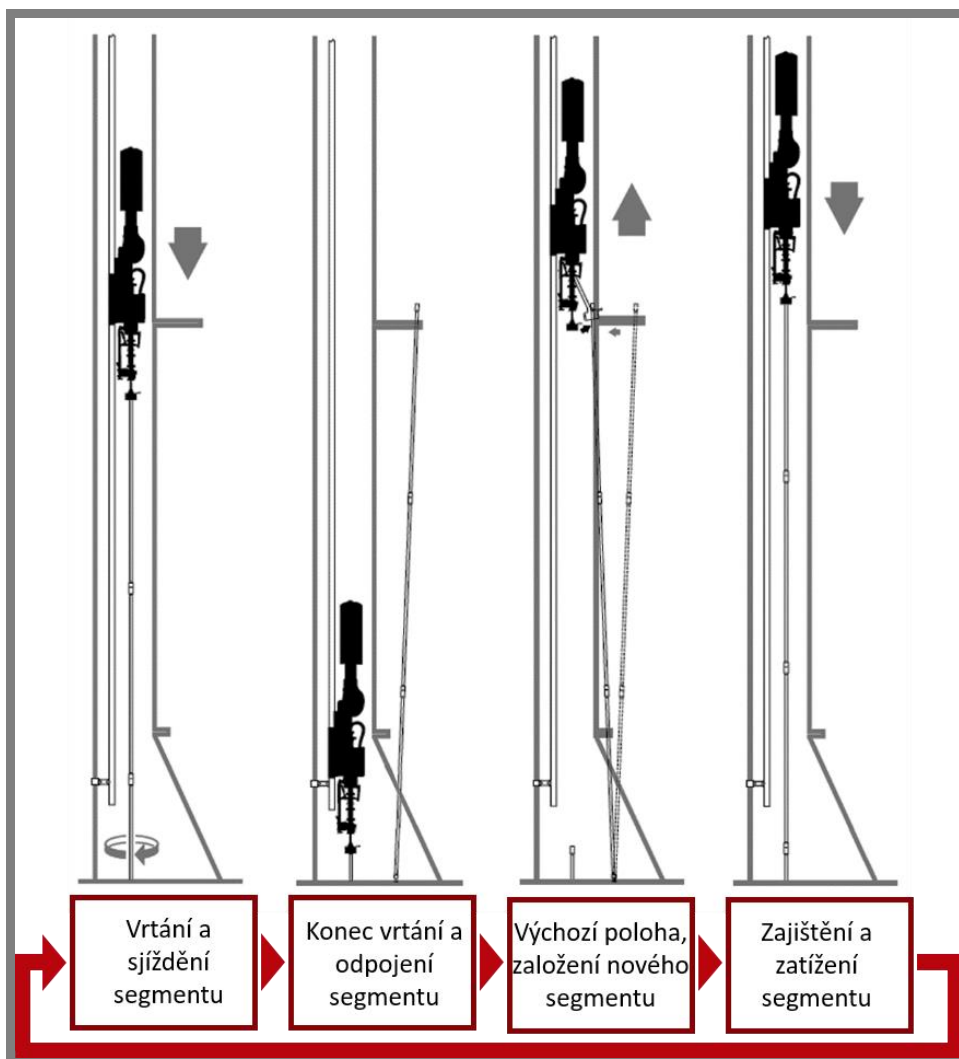
Obr. 2.6 Systém rotační hlavy Top Drive [5]

Sestava rotační hlavy a přidružených dílů bývá ustavena na posuvné konstrukci (nosiči). Této konstrukci je umožněn vertikální pohyb po celé výšce vrtné věže, a to v jednostranných nebo oboustranných kolejnicích [4].

2.1.4 Pracovní postup systému Top Drive

2.1.4

Posuvná rotační hlava se na začátku nachází ve své maximální výšce s ustaveným a zajištěným segmentem vrtné kolony. Během vrtání postupně dochází k přibližování se rotační hlavy k pracovní ploše vrtu. Po jejím dosažení se automaticky zastaví rotace kolony a cirkulace výplachu. Vrtná kolona je na ústí vrtu sevřena klíny a zároveň se pomocí manipulátoru odpojuje od rotační hlavy. Rotační hlava je poté vysunuta do stanovené (často maximální) výšky a její podávací čelisti ze zásobníku odeberou nový segment vrtacího potrubí. Nový segment je následně dopraven k ústí vrtu, kde se rotací upevní a zašroubuje do segmentu starého. Při šroubování spojů je využito automatických rezervních kleští, které zamezují pohybu vrtné kolony. Tím je zároveň zabráněno přenosu krouticího momentu na posuvný rám stroje. Po spojení segmentů se uvolňují klíny a sepíná výplachové čerpadlo – vrtání může pokračovat [6]. Celý tento proces je schematicky zakreslen na obr. 2.7.

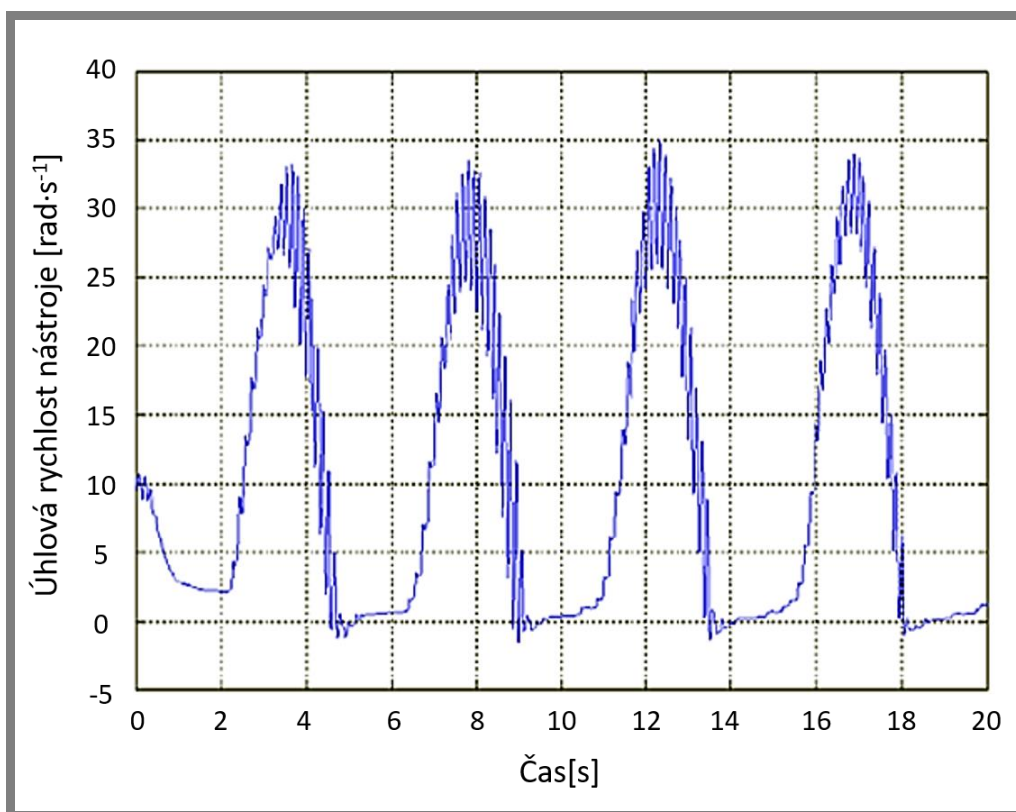


Obr. 2.7 Pracovní postup s technologií Top Drive [6]

2.2 Analogie závad odpovídajících souprav

Vzhledem k velmi omezeným informacím o shodném průběhu poškození nosiče u podobných vrtných věží odpovídající kategorie není možné jednoznačně vyvrátit ojedinělost řešené problematiky v této práci.

Společným pojítkem typických vrtných věží je však jev zvaný Stick-Slip, který má za následek zvýšení přítlaku a zaseknutí vrtného nástroje vlivem tření o podloží během náročných vrtných procesů. Nastávají zde zejména harmonické vibrace a rázy [14]. Zaseknutí a uvolnění nástroje generuje tyto rázy, které vedou až k jeho postupné deformaci a mohou také negativně ovlivnit rotační hlavu jako celek. Minimalizace tohoto jevu je klíčová a většina současných firem na něj již dlouhodobě reaguje návrhem vlastních monitorovacích systémů či vývojem nových vrtných nástrojů [15]. Typický příklad vibrací nástroje při Stick-Slip efektu je vykreslen na obr. 2.8.



Obr. 2.8 Stick-Slip efekt vrtného nástroje [30]

Z kusých informací také plyne, že vrtné věže analogické s řešenou soupravou (např. National 1320 UE, AD-43, Bentec 450 AC) a podobným typem rotační hlavy vykazují vyšší tuhost a odolnost vůči působícímu namáhání, je-li jejich nosná konstrukce řešena jako uzavřená rámová se zajištěným vertikálním pohybem v oboustranných kolejnicích. Uzavřená rámová konstrukce nosiče se vyskytuje také u některých oceánských ropných plošin [16].

2.3 Zkoumaná vrtná věž Bentec 350 AC

Bentec 350 AC (viz obr. 2.9) je jedna ze stěžejních mechanizovaných vrtných věží ve vlastnictví MND, na které dochází k poškození a výskytu trhlin na nosiči. Tato vrtná souprava vznikla v roce 2008 jako odezva na technologický rozvoj i pokrok v Evropě [6]. O řízení celého vrtu, stejně tak jako o podávání a zakládání nových segmentových tyčí se stará plně automatizovaná posuvně rotační hlava Top Drive. V porovnání s jinými soupravami stejné kategorie, představuje vrtná souprava Bentec 350 AC výkonnější a bezpečnější provoz při dosažení vysoké hloubky vrtu (6 km). Souprava je také vybavena moderním systémem snímání a sběru dat za provozu a bezpečnostními prvky [2].



Obr. 2.9 Vrtná souprava Bentec 350 AC [1]

Na novějších vrtných věžích společnosti Bentec, k poškození nosiče vlivem intenzivního vrtného procesu nedochází. Tento fakt může být způsoben zejména tím, že nové věže pracují s nosičem a rotační hlavou, které si společnost Bentec přímo vyvíjí, zatímco řešená věž má klíčové součásti dovezené od externího dodavatele [2]. Nicméně s ohledem na rok výroby novějších souprav zatím není možné přesně stanovit, zda u nich v budoucnu k případným závadám dojde. U řešené vrtné věže se závady projeví během generální opravy v r. 2014, tedy teoreticky až po 6 letech od uvedení do provozu [1].

Záznamy o podobných závadách nosiče na jiných věžích s totožnou rotační hlavou TDS-11SA i nosičem nejsou dohledatelné.

2.3.1 Technická specifikace vrtné věže

Tab. 2.1 Specifikace vrtné věže [2]

| Vrtná věž | |
|----------------------------|----------------|
| Typ | MVL-770-143-25 |
| Celková výška vč. podstavy | 52,8 m |
| Výška věže | 43,8 m |
| Rozměry základny | 8,7 x 5,65 m |
| Nosnost na háku | 350 t |
| Zásobník vrtných tyčí | cca 6000 m |

Tab. 2.2 Specifikace podvěžové konstrukce [2]

| Podvěžová konstrukce | |
|-------------------------------|---------------|
| Typ | SB-770-450-30 |
| System | Box-on-Box |
| Výška pracovní plošiny | 9 m |
| Výška pod rotačním stolem | 7,4 m |
| Zatížení pažnicemi | 350 t |
| Zatížení odkládacího prostoru | 204 t |

Tab. 2.3 Specifikace hlavního vrátka [2]

| Hlavní vrátek | |
|----------------------------------|------------------|
| Typ | Bentec E-1500-AC |
| Výkon motoru | 1,150 kW |
| Maximální zatížení lana (D35 mm) | 389 kN |

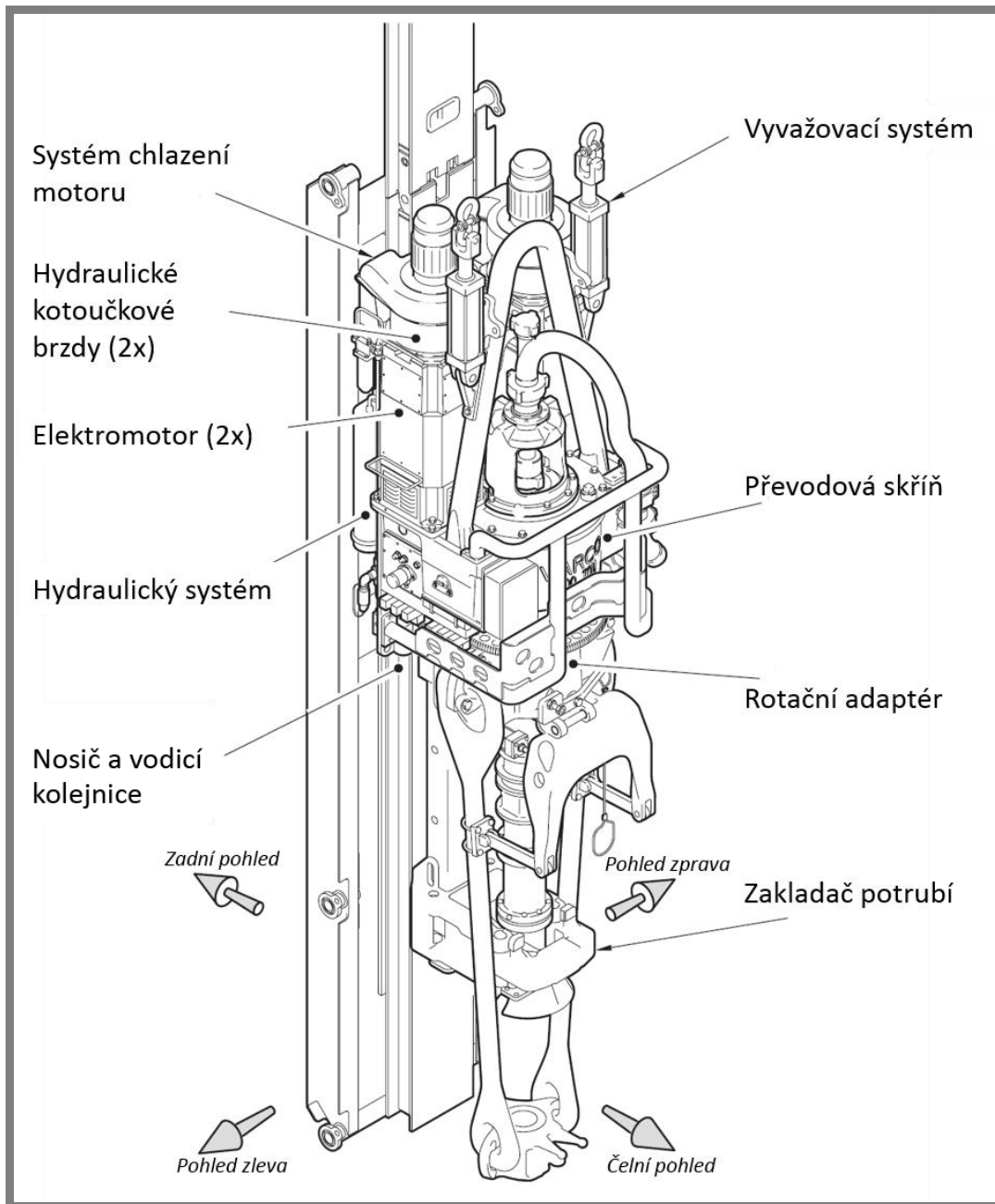
Tab. 2.4 Specifikace posuvné rotační hlavy [2]

| Top Drive | |
|--------------------------------|--------------|
| Výrobce a typ | NOV TDS-11SA |
| Zatížení | 453 t |
| Stálý výstupní krouticí moment | 50 kNm |
| Utahovací krouticí moment | 75 kNm |

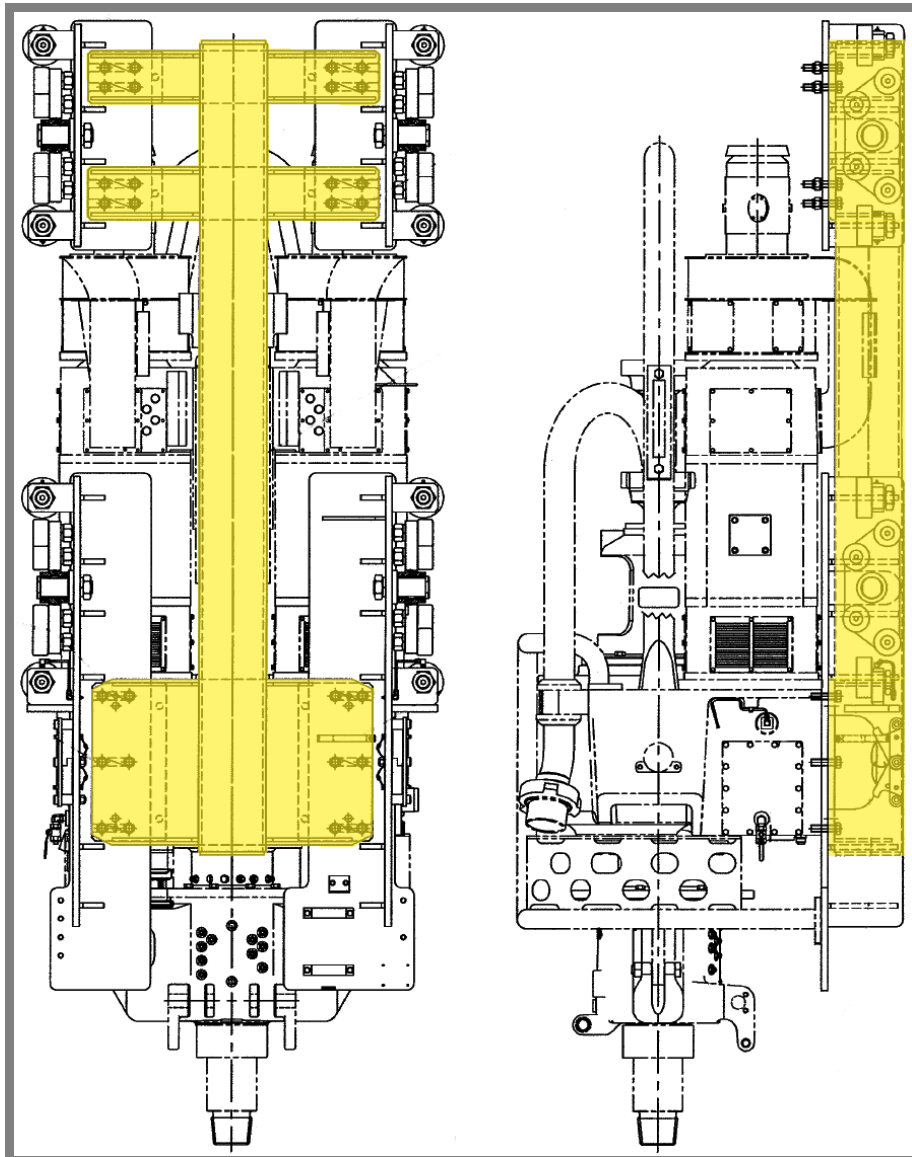
2.3.2 Rotační hlava Top Drive

Zmiňovaný typ rotační hlavy NOV TDS-11SA, použitý u řešené vrtné věže, je navržen pro maximální provozní krouticí momenty do 50 843 Nm při maximální rychlosti otáčení 228 min⁻¹. Maximální dotahovací moment nástrojů je omezen hodnotou 81 349 Nm. Generovaný výkon systému činí 800 HP (596 kW) a je schopen snášet zatížení do 453 t. Použitá převodovka je kuželocelní dvoustupňová s převodovým poměrem 10,5:1 [17].

Jedná se o nejrozšířenější a nejméně používaný typ rotační hlavy Top Drive [16]. Detailní zobrazení a popis celé sestavy je zobrazen na obr. 2.10, 2.11 a 2.12. Zejména obr. 2.11 zobrazuje ukotvení rotační hlavy na nosiči.



Obr. 2.10 Popis Rotační hlavy TDS-11SA [17]



Obr. 2.11 Ukotvení rotační hlavy na nosič [17]



Obr. 2.12 Demontáž nosiče z rotační hlavy [1]

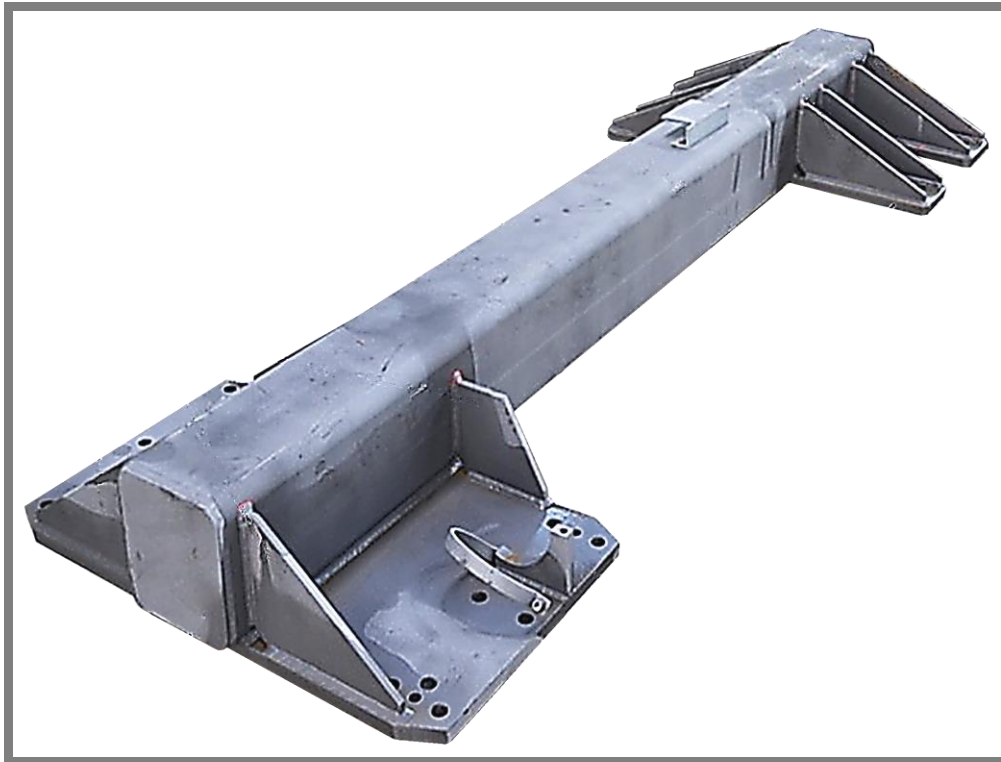
2.3.3 Posuvná nosná konstrukce (nosič)

Nosičem (viz obr. 2.13 a 2.14) je zde myšlen svařovaný rám, který nese rotační hlavu Top Drive spolu s převodovkou a upínacími rameny a je schopen vertikálního pohybu po celé výšce vrtné věže, přičemž k pohybu dochází v uzpůsobených oboustranných kolejnicích. Pohyb v kolejnicích je zajištěn rolnami [2]. Právě na této svařované součásti dochází vlivem dlouhodobých a intenzivních vrtných operací k poškození a výskytu trhlin, které svým charakterem odpovídají trhlinám únavovým. Tento druh poškození se koncentruje pouze na některé přechodové oblasti mezi svary a spodním nosným plechem respektive žebrovými výztuhami.



Obr. 2.13 Nosič rotační hlavy [1]

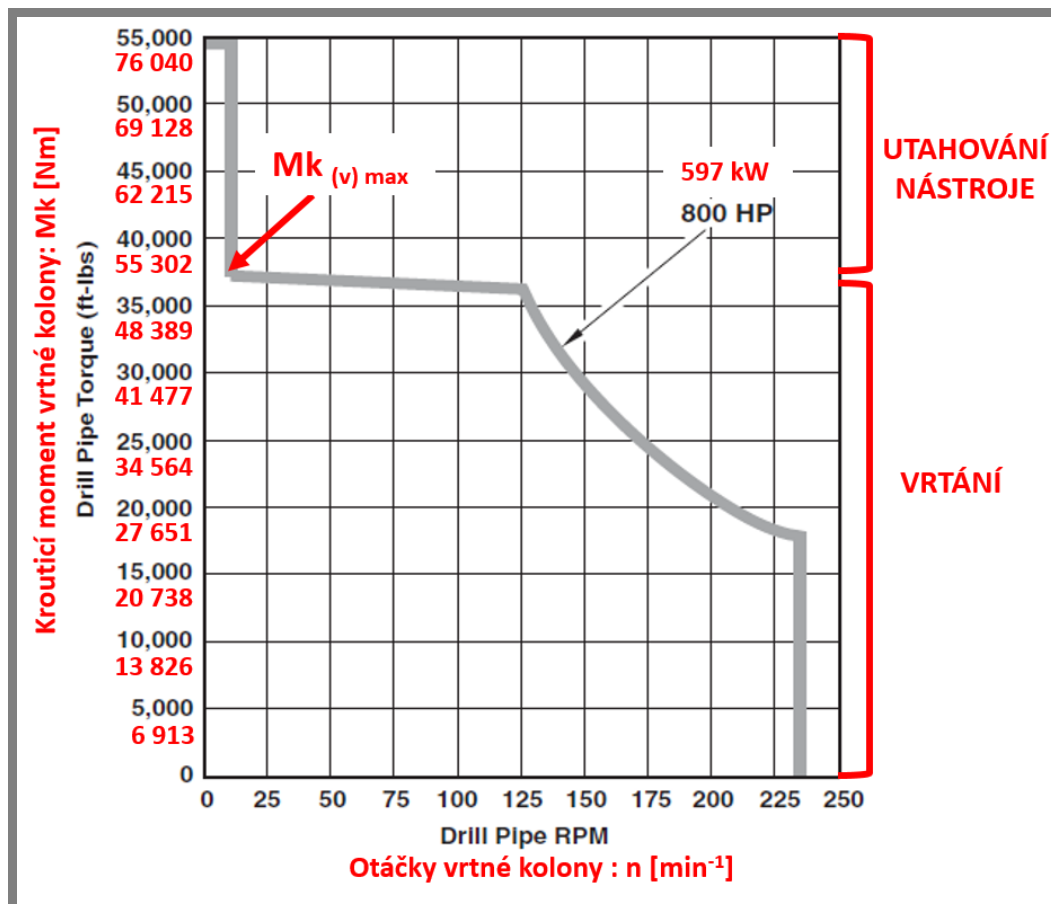
Nosič je složen ze středového čtvercového profilu o rozměrech 250x250 mm s tloušťkou stěny 12,5 mm a celkovou délkou 3 049 mm, jehož oba konce jsou zaslepeny. K tomuto profilu jsou následně z jedné strany přivařeny nosné plechy o tloušťce 26 mm a šířce 1 057 respektive 1 097 mm. Pro vyztužení konstrukce jsou zde navařena také plechová žebra o tloušťce 14 mm. Materiál profilu a nosných plechů je konstrukční ocel S355J2, zbylá žebra jsou vyrobena z oceli S235JRN [1].



Obr. 2.14 Nosič po revizi [1]

Konstrukce je navržena tak, aby dokázala unést kontinuální krouticí moment vrtného procesu do maximální hodnoty ($M_{k(v)max}$) 50,8 kNm za snížených otáček (viz výkonnostní křivka na obr. 2.15). Nicméně této hodnoty se zpravidla manuálně nedosahuje. Průběh krouticího momentu obsluha udržuje na průměrné hodnotě 3 kNm a výjimečně roste na 10 kNm. Hodnoty krouticího momentu nad $M_{k(v)max}$ již spadají pod oblast dotahování nástroje a na nosič se nepřenášejí, jelikož je jejich působení zachyceno systémem svěrných ramen [1].

Maximální otáčky vrtné kolony se při běžném vrtání drží na hodnotě 228 min^{-1} [1], což odpovídá frekvenci 3,8 Hz. Při intenzivních vrtných operacích otáčky klesají až na hodnotu 12 min^{-1} za současného zvyšování krouticího momentu až do jeho maxima. Vzhledem k malé strmosti růstu výkonnostní křivky lze otáčky rotační hlavy (respektive vrtné kolony) předpokládat v intervalu $12 - 125 \text{ min}^{-1}$, tedy frekvenci 0,2 – 2,1 Hz.



Obr. 2.15 Výkonnostní křivka pro 800 HP (597 kW) [17]

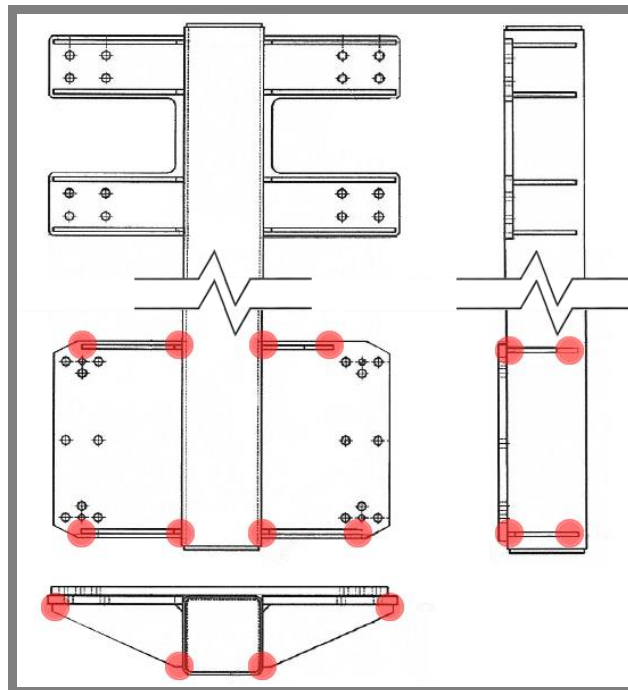
Kontinuální zatěžování stroje by tedy dle výrobce nemělo být kritické pro řešení nosič. Jiný případ ovšem nastává při nárazovém působení kroučícího momentu, ke kterému náhodně dochází zejména v případě vrtání do velmi pevného podloží. Tyto stavy se projevují při zvýšení přítlaku na vrtný nástroj a jeho následném zaseknutí. Dochází k poklesu otáček na nulu a generaci rázu, který je přenesen na nosič. Je-li ráz dostatečně velký, může v konečném důsledku podporovat tvorbu trhlin a rychlou degradaci součástí. Není proto možné srovnávat nárazové hodnoty dle teoretických předpokladů kontinuální zátěže na uvedené výkonnostní křivce [1].

Zpracováním pořízených záznamů z průběhu vrtného procesu a vyhodnocením nárazových hodnot kroučícího momentu se podrobněji zabývá kapitola 5.

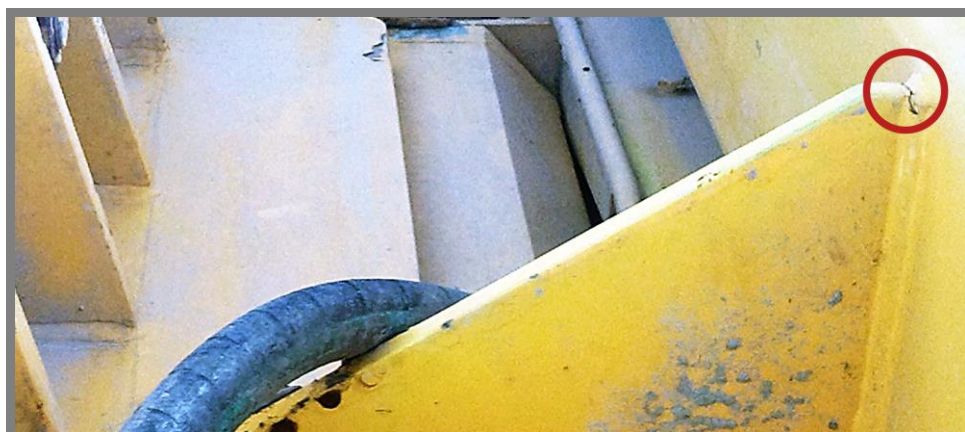
Přídavné zatěžování v podobě váhy vrtné kolony, rotační hlavy a příslušenství je reálně zachyceno závěsem spodního bloku kladkostroje a samotný nosič tedy neovlivňuje [1].

2.3.4 Defektoskopické záznamy

V roce 2014 proběhla poslední revize nosiče, při které byly odhaleny vznikající trhliny, a to převážně v přechodových místech podél svařovaných žebér případně i nosného plechu. Tyto trhliny se šířily souběžně se svarem v tepelně ovlivněné oblasti. V reakci na vzniklé poškození byla provedena defektoskopie v podobě kapilární zkoušky. Barvením a UV zářením byly odhaleny veškeré trhliny (viz obr. 2.16 až 2.19). Výskyt poškození byl koncentrován převážně ve spodní části nosiče, tedy na nosném plechu, který k sobě váže celou soustavu rotační hlavy s převodovkou a příslušenstvím [1].



Obr. 2.16 Vyznačená oblast trhlín [1]



Obr. 2.17 Výskyt trhlín v přechodové oblasti svaru [1]



Obr. 2.18 Barvení kritických míst při defektoskopii [1]



Obr. 2.19 Odhalení trhlin při defektoskopii [1]

Příčina vzniku trhlin se poté již dále nezkoumala a nosič prošel jen výměnou, vybroušením a svařením kritických dílů, přičemž byl navrácen zpět do aktivního provozu. Současně k výskytu trhlin dochází opět, a to na stejných místech [1].

2.3.5 Zhodnocení trhlin

Vzhledem k tomu, že trhliny blíže zkoumány nebyly a k jejich vyhodnocení chybí patřičné záznamy a reálné vzorky, není zcela jednoduché přesně stanovit jejich charakter a průběh. Ovšem dle poskytnutých fotografií, způsobu zatěžování nosiče a popisu samotného problému lze s velkou pravděpodobností uvažovat trhliny únavové. Trhliny se vyskytují v tepelně ovlivněné oblasti svaru a jejich iniciace je soustředěna převážně k hraně žebra nebo spodního nosného plechu.

Vzniklou situaci by bylo velmi dobré řešit kombinací MKP analýzy s důrazem na přechodovou oblast svaru a nastavením skutečných mechanických vlastností reálných materiálových vzorků nosiče (na základě tahových a únavových zkoušek). Vzorky ovšem dostupné nejsou, jelikož došlo k rychlému opravení nosiče a jeho opětovnému nasazení do plného provozu. Po zvážení a domluvě s vedením společnosti je uvažováno využití externích poznatků o mechanických vlastnostech použitých materiálů, a jejich konkrétních konfiguracích, na základě dostupných materiálových databází a odborných článků.

2.3.6 Vliv svařování na mechanické vlastnosti

V kapitole 2.3.3 byly uvedeny základní použité materiály nosiče. Jednalo se o konstrukční ocel S235JRN a S355J2 (kategorie ocelí normalizačně žíhaných a normalizačně válcovaných). Ocel je definována jako jemnozrnná se zvýšenou odolností proti zhrubnutí zrn za vyšších než transformačních teplot A3, zvýšenou houževnatostí za nízkých teplot a sníženou citlivostí ke stárnutí a křehkosti [22]. Mechanické vlastnosti těchto materiálů jsou uvedeny v tab. 2.5.

Tab. 2.5 Mechanické vlastnosti použitých ocelí [23]

| Materiál | S235JRN | S355J2 |
|-------------------------|---------|--------|
| Mez kluzu – Re [MPa] | 235 | 355 |
| Mez pevnosti – Rm [MPa] | 360 | 510 |
| Tažnost – A [%] | 26 | 22 |

Veškeré svary jsou prováděny technologií MIG/MAG (obloukové svařování elektrodou v ochranné atmosféře). Drátová elektroda má průměr 1,2 mm. Klasifikace materiálu OK Autrod 12.50, materiál G3Si1 [1]. Svarový drát 12.50 lze spolehlivě použít pro svařování jemnozrnných konstrukčních ocelí s pevností v tahu do 530 MPa dle ČSN EN 15608. Spoje takto svařené nejsou náchylné na snížení hodnoty meze kluzu oceli v tepelně ovlivněné oblasti svaru (nedochází ke snížení hodnoty Re pod minimální hodnotu svařovaného materiálu) a je možné je dále tepelně zpracovávat [22].

Mechanické vlastnosti svarového spoje jsou následující: mez kluzu $Re = 470$ MPa; mez pevnosti $Rm = 550$ MPa; tažnost $A = 25$ % [23]. Jemnozrnnost svarového kovu velmi příznivě potlačuje náchylnost ke křehkému lomu oceli a posouvá tranzitní teplotu houževnatosti směrem k nízkým teplotám [23].

Zvýšený obsah uhlíku, který se u materiálu S355J2 vyskytuje, může v ojedinělých případech vést k výskytu trhlin za studena. Tvorbu trhlin lze omezit snížením obsahu nečistot ve svarovém kovu, předehřevem součásti před svařením nebo potlačením koncentrace tahových napětí vhodnou technologií svařování [24].

Na základě nezávislých poznatků a testů byla dle Wöhlerovi křivky určena mez únavy σ_c pro použité materiály. Při počtu cyklů $N = 10^6$ odpovídá mez únavy $\sigma_{c(S235JRN)} = 150$ MPa pro materiál S235JRN a $\sigma_{c(S355J2)} = 320$ MPa pro materiál S355J2 [25].

2.3.7 Tepelné zpracování po svaření

Obvykle je možné po svaření součásti přistoupit k jejímu následnému tepelnému zpracování. Zpravidla se jedná o žíhání na odstranění zbytkového napětí. Tato tepelná a deformační pnutí, se následně projevují ve zvýšeném napětí v okolí svaru, případně v kroucení celé součásti a výskytu trhlin v tepelně ovlivněné oblasti. Procesem žíhání dochází k vyrovnání těchto stavů, zjemnění struktury ve svarové oblasti a dále snížení meze kluzu. Výslednou mikrostrukturu ovlivňuje zejména doba pozvolného ochlazování součásti [22].

Jelikož záznam o tepelném zpracování není u řešené součásti k dispozici a nelze jej dohledat, předpokládá se, že k němu vůbec nedošlo. Tento poznatek bude zohledněn při definování materiálových vlastností v počáteční MKP analýze.

I přes svou rozměrnost by bylo možné uvažovat žíhání nosiče jako celku s použitím žíhací pece odpovídajících rozměrů a dosažitelné teploty. Lokální žíhání by v tomto případě mohlo mít spíše negativní vliv z hlediska kroucení součásti. Z ekonomického hlediska je ovšem tento proces více nákladný, než např. úprava tvarování dílčích žeber nebo nahrazení stávajících materiálů jinými.

Žíhání na odstranění vnitřního pnutí by v tomto případě mohlo být předpokládáno dle standardních kritérií. Ohřev na žíhací teplotu 580 °C, přičemž rychlost ohřevu odpovídá 80 °C/h a je dána nejen vlastnostmi použitého materiálu, ale také maximální tloušťkou použitého plechu, což odpovídá 26 mm. Dalších 80-100 minut probíhá výdrž na žíhací teplotě a následuje postupné ochlazení (opět 80 °C/h) [22].

Nákladnost metody vychází zejména z rozměrnosti součásti k vyžíhání a případného pronájmu pece, optimální cenu však nelze s přesností určit. Pozitivní dopad tepelného zpracování na součást je ovšem nejistý, proto bude tato možnost zohledněna v kapitole koncepčního řešení a pomocí MKP analýzy ověřena.

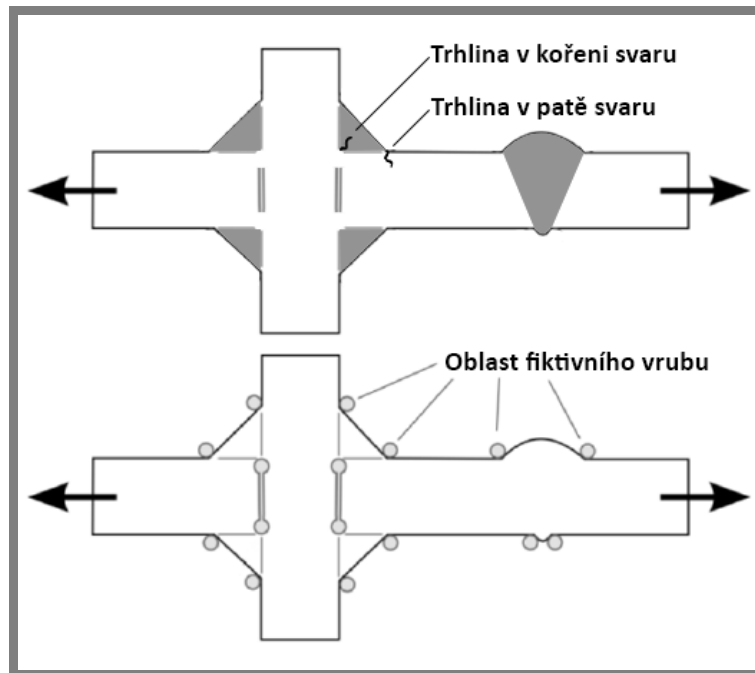
2.4 Analýza součástí pomocí MKP

2.4

V těžebním průmyslu jsou programy, schopné provádět analýzy a výpočty metodou konečných prvků (MKP), aktivně nasazovány pro řešení průběhu namáhání vrtných nástrojů při intenzivních operacích a pro analýzu působení vnějších vlivů na vrtnou věž se současným dopadem na dílčí součásti. S tím je spojené zejména hledání příčin selhání a poškození [18].

Příkladem je využití softwaru Ansys při analýze působení zatížení a vnějších vlivů na nosných částech vrtné věže. Jedná se o součásti, jako např. stožáry či nosné posuvné konstrukce, které nesou váhu přidružených zařízení a musí proto splňovat přísné požadavky na tuhost, pevnost a stabilitu. Výstupem poté bývá např. průběh napětí nebo posunutí vlivem externího zatížení [18].

Softwarem je také možné hodnotit a ověřovat svary a svařované konstrukce, což je výhodné z důvodu predikce poškození nebo výskytu trhlin ve svarech či jejich okolí [20]. Přechodovou oblast svarů je samozřejmě obtížné přesně modelovat a hodnotit. Za tímto účelem však byly stanoveny platné postupy, díky kterým je skutečný tvar svaru nahrazen tvarem efektivním. Efektivní tvar tedy sice nabývá tabelovaných rozměrů, ale na jeho přechodových oblastech je definován rádius o specifické velikosti – obvykle smluvní hodnota 1 mm pro konstrukce s tloušťkou stěny ≥ 5 mm [26]. Aplikace fiktivního vrubu je zobrazena na obr 2.20.



Obr. 2.20 Metoda efektivního tvaru svarového přechodu [26]

Tento přístup je zejména využíván z hlediska simulace únavové životnosti součástí. Výhodou je zahrnutí elastických (fiktivních) napětí v kořeni nebo patě svaru, srovnávání vypočtených napětí s jedinou S-N křivkou (FAT200 v případě srovnávacího napětí a FAT225 v případě hlavního napětí) a možnost zahrnutí významných geometrických imperfekcí svarů. Nevýhodou je však nutnost modelování kompletního svaru a velká citlivost na hustotu sítě v oblasti vrubu, což negativně ovlivňuje výpočetní čas samotné analýzy. Při dodržení zásad konvergence sítě je však možné získat relativně přesné výsledky [26].

Metoda je sice vhodná z hlediska únavové životnosti, nicméně kvůli uměle zanesenému vrubu řádově zkresluje výsledky standardně analyzovaných průběhů napětí, přetvoření a deformací. Pro získání odpovídajících hodnot je nutné tyto výsledky přepočítávat příslušným koeficientem nebo vytvořit submodel bez zaoblení a součást analyzovat separátně [26].

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3

3.1 Analýza problému

3.1

U vrtné věže Bentec 350 AC dochází na jejím nosiči, který nese rotační hlavu Top Drive, při intenzivních vrtných operacích k iniciaci a šíření únavových trhlin, a to opakovaně i po jejich odstranění. Trhliny se koncentrují v blízkosti svařovaných žeber a šíří se podél svaru v jeho tepelně ovlivněné oblasti. Při odhalení tohoto problému byly závady odstraněny, nicméně nedošlo k vyšetření příčin vzniku trhlin, což vedlo k jejich opětovnému výskytu na totožných místech.

Možnost nápravy a odstranění problémů vede přes definici okrajových podmínek v podobě materiálových vlastností součásti, zátěžných účinků a vazeb, které tvoří vstupní parametry MKP analýzy.

Dostatečná přesnost získaných výsledků analyzované součásti by měla být dosažena zejména dodržением dílčích postupů, metod a konvergenčních kritérií s ohledem na řešené submodely v přechodové oblasti svarů. Dosažené výsledky však mohou být lehce zkresleny, a to z důvodu použití externích materiálových charakteristik. Tato externí data sice reflektují reálnou konfiguraci použitých materiálů, nicméně nemusí zahrnovat drobné odchylky, které by byly jinak odhaleny při odběru a zkoušení skutečných vzorků. Vzorky však nebylo možné zajistit, jelikož nosič prošel rychlou opravou a navrácením zpět do aktivního provozu.

3.2 Cíl diplomové práce

3.2

Primárním cílem práce je navržení konstrukčních úprav nosiče rotační hlavy vrtné věže, které by v konečném důsledku vedly k zamezení výskytu poškození. Aby bylo možné tyto úpravy realizovat, je nejprve nutné porozumět celkové problematice, definovat okrajové podmínky, provést MKP analýzu originální součásti a identifikovat příčiny vzniku poškození. V závislosti na výsledcích analýzy bude provedena koncepční rozvaha a iteračními procesy následně specifikován výsledný návrh upravené součásti. Výsledek bude opět ověřen MKP analýzou, srovnán s originálem a vyhodnocen. Výstup práce bude tvořen kromě samotného návrhu také výkresovou dokumentací.

Dílčí požadavky práce:

Návrh konstrukční úpravy nosiče

- Definice zatížení a okrajových podmínek
- Sestavení MKP modelu originální součásti
- Identifikace příčin vzniku poškození
- Vypracování návrhu na úpravu nosiče
- Ověření návrhu MKP analýzou

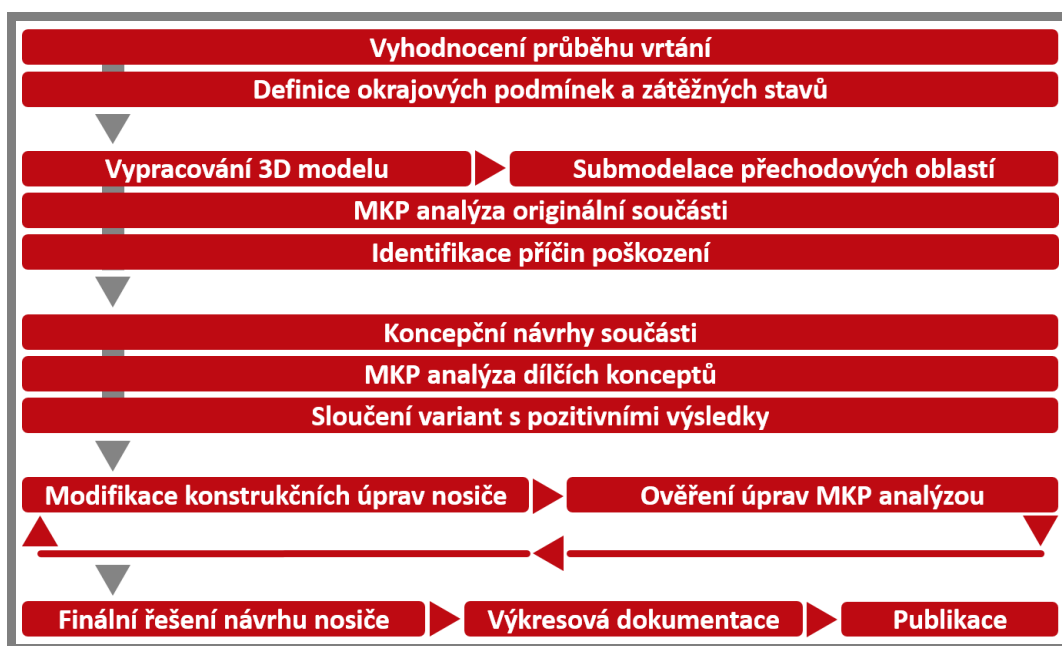
Požadované výstupy práce:

- Publikace, průvodní zpráva, výkresová dokumentace

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se věnuje rozboru zatížení nosiče dle získaných vrtných průběhů, definici okrajových podmínek a materiálových charakteristik, přípravě 3D modelu součásti, zpracováním MKP analýzy a následně jejímu vyhodnocení, na které přímo navazuje specifikace koncepčních variant. Dílčí koncepty jsou hodnoceny na základě stanovených kritérií dle MKP analýzy, primárně řešené jako statické s časově proměnnou zátěží a únavové s cyklickou zátěží.

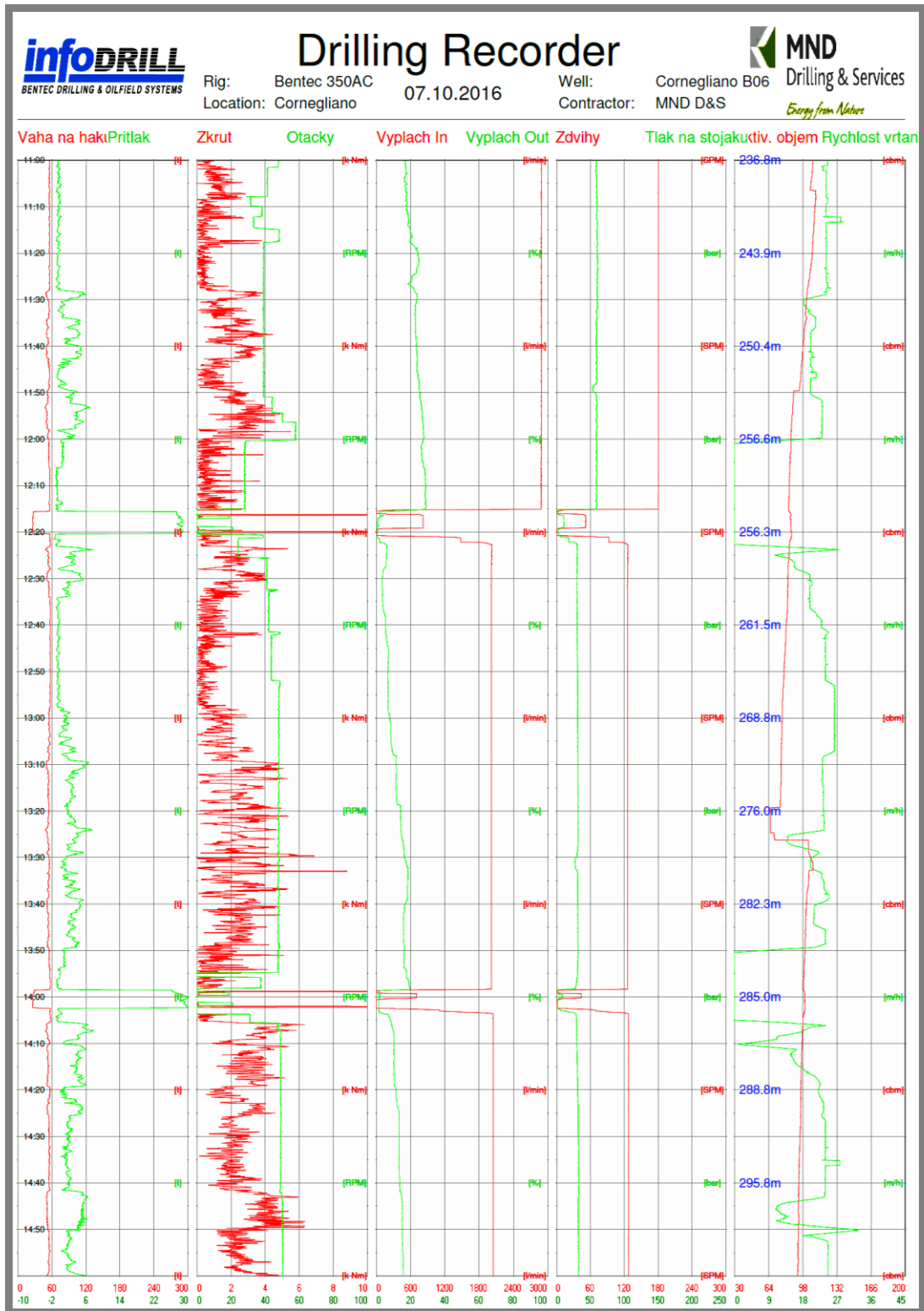
Navazující 5. kapitola tyto koncepty následně vyhodnocuje a srovnává, čehož je dále využito k iteračním úpravám součásti vedoucím až k finálnímu návrhu nosiče. Konkrétní postup řešení je blokově zapsán v následujícím schématu na obr. 4.1.



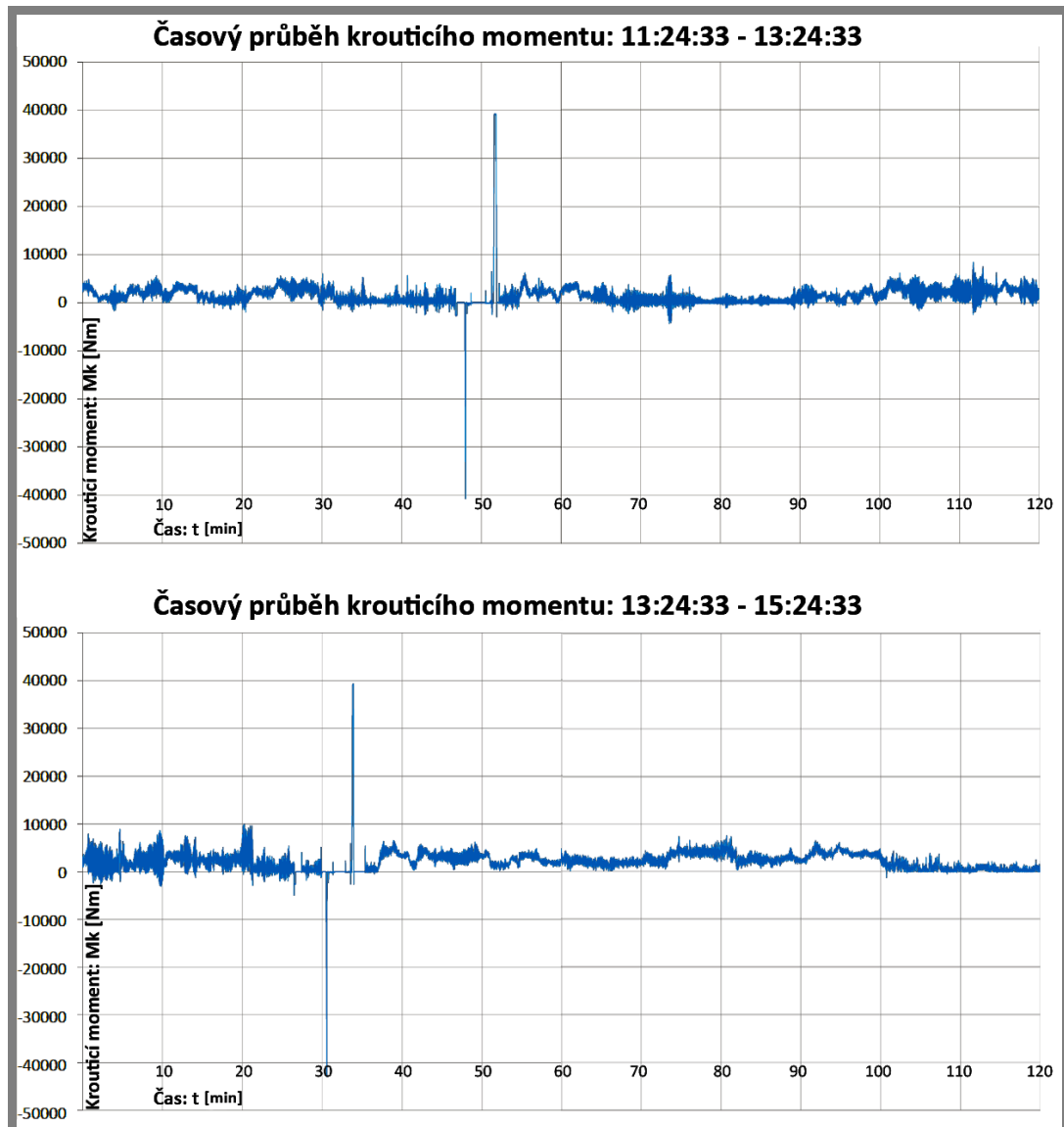
Obr. 4.1 Blokové schéma postupu řešení

4.1 Vyhodnocení získaných údajů krouticího momentu

Z přiloženého záznamu z průběhu vrtání (viz obr. 4.2) jsou patrné závislosti jednotlivých veličin. U společného grafu pro zkrut a otáčky jsou velmi výrazné píky právě v průběhu krouticího momentu. Tato maxima jsou způsobena náhlým zvýšením přítlaku na vrtný nástroj v důsledku vrtání do pevného podloží, což se projeví zaseknutím nástroje. V těchto maximech tedy přítlak na nástroj dosahuje hodnoty 30 t. Otáčky v tomto okamžiku klesají na nulu a generují se velké hodnoty krouticího momentu, což se projeví rázem. Nárazový krouticí moment se poté přenáší na nosič. Na obr. 4.3 je dále vykreslen samostatný kompletní průběh krouticího momentu, dle kterého je možné přesně určit nárazové hodnoty.



Obr. 4.2 Záznam z průběhu vrtání [1]



Obr. 4.3 Časový průběh krouticího momentu

Z časového průběhu krouticího momentu je zřejmý výskyt nárazových hodnot, jejichž maximální velikost z odečtených píků odpovídá hodnotám v kladném směru 39 296 Nm a v záporném směru 41 853 Nm. V porovnání s maximální teoretickou hodnotou (podle výkonostní křivky pro oblast vrtání na obr. 2.15) je vidět, že rázové hodnoty se sice blíží této limitní únosnosti konstrukce, nicméně ji úplně nedosahují. Limitní teoretická hodnota se však vztahuje pro maximální kontinuální zátěž konstrukce, ne pro rázy.

Dle záznamu k tomuto jevu dochází opakovaně s periodou přibližně $T = 102$ minut, což odpovídá frekvenci $1,63 \cdot 10^{-4}$ Hz. Charakter tohoto jevu je samozřejmě náhodný, nicméně pro zjednodušení lze předpokládat jeho pravidelné opakování.

Charakter nárazů a doprovodných jevů se velmi podobá efektu nazývanému Stick-Slip. Při jeho působení dochází k pravidelnému zasekávání vrtného nástroje a generaci nárazových momentů při následném uvolnění. Pro zmíněný efekt jsou

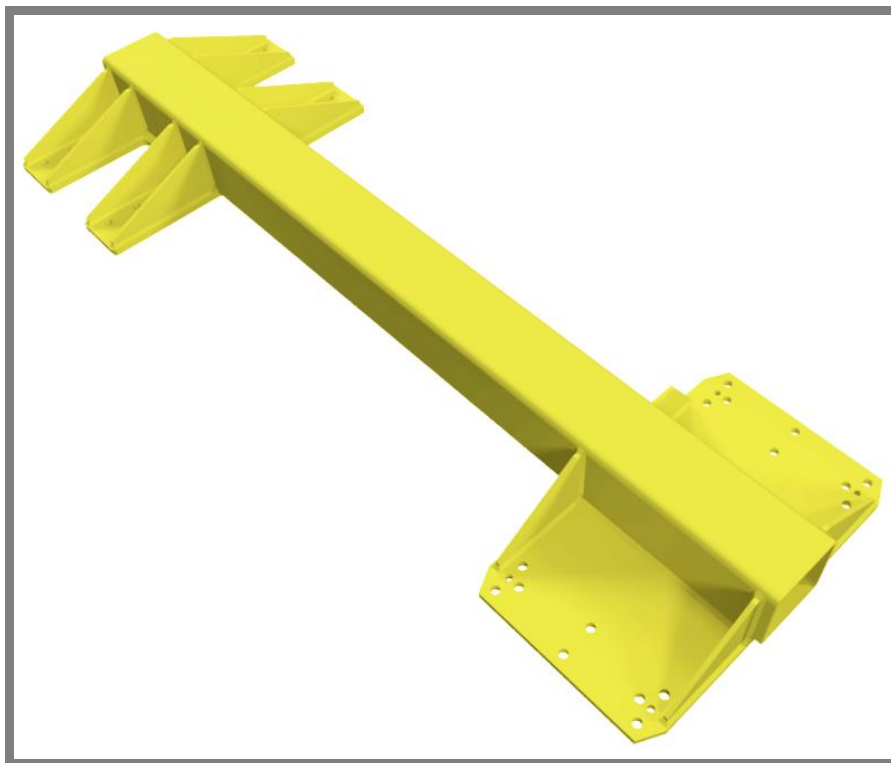
přímo typické pravidelné krátké intervaly nárazů [14], zatímco z vyhodnocených reálných záznamů krouticího momentu vyplývají relativně náhodné rázy s velmi dlouhou dobou odezvy. Navíc je vrtná věž Bentec 350 AC dle dokumentace vybavena systémem monitorujícím fluktuace otáček a přítlak na nástroj, který má za cíl nežádoucí působení Stick-Slip efektu eliminovat. Tento aktivní systémový prvek se nazývá Soft Torque Rotary System [1]. Vznikající poškození nosiče tedy sice může mít podobný základ jako daný efekt, ale jeho relativní nahodilost a rozdílnost nemusí spadat do definovaného rozsahu systému.

Informace jsou však natolik omezené, že v rámci této práce není možné daný jev plně obsáhnout a vyhodnotit. Lze však společnosti stanovit doporučení v podobě kontroly nebo případné kalibrace rozsahu monitorujícího systému na řešené vrtné soupravě.

4.2 Digitalizace geometrie nosiče

Na základě výkresové dokumentace byl v programu Autodesk Inventor 2017 vytvořen odpovídající 3D model součásti, a to ve dvou základních submodelech s ohledem na druh plánované analýzy. Vždy byl uvažován reálný model sestavený z tuhých těles (ne skořepinových modelů) a s definovanou geometrií svarů. Geometrie svarů vycházela z tabelovaných rozměrů vyznačených na výkresové dokumentaci. Jedná se tedy o relativně idealizovanou geometrii neobsahující imperfekce reálné součásti, které by se do modelu přenášely jen velmi obtížně.

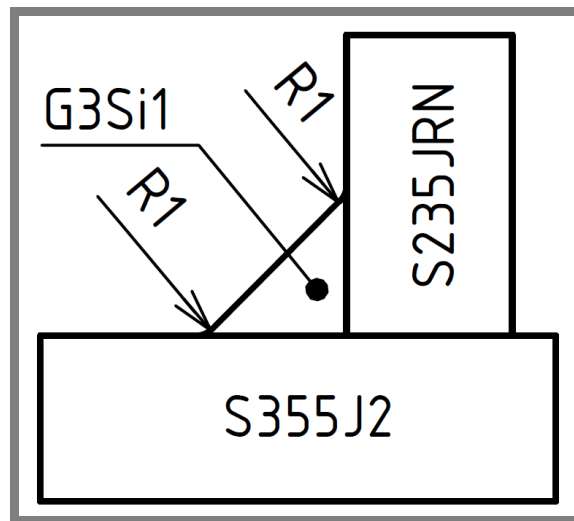
Základní tvar modelované součásti je zachycen na následujícím obrázku 4.4.



Obr. 4.4 3D model nosiče

1. submodel vycházel z aplikace metody vrubového napětí, která se standardně využívá pro analýzy únavové životnosti. Tato metoda zahrnuje tvorbu efektivní geometrie svaru – tedy vytvoření fiktivního vrubu na jeho přechodové oblasti o smluvním poloměru 1 mm. Tento přístup lze obecně aplikovat na jakékoliv konstrukční ocele o šířce větší jak 5 mm, což je zde v případě žebér a nosných plechů splněno.

Díky vrubové metodě je výrazně snazší predikovat iniciaci a šíření únavových trhlin, nicméně nevýhody spočívají ve velmi dlouhé výpočetní době z důvodu výrazné citlivosti výsledků na kvalitu sítě konečných prvků. Aplikace efektivní geometrie svaru je zachycena na obrázku 4.5.



Obr. 4.5 Efektivní tvar koutového svaru

2. submodel v podstatě tvořil nezměněný tvar základního modelu. Idealizovaný profil svaru zde neobsahoval fiktivní zaoblení, jelikož by z hlediska běžných statických simulací značně zkreslovaly dosažené výsledky. Oblast mezi svarem a součástí tedy byla tvořena ostrým přechodem.

Zpracované submodely mohly být následně importovány do programu Ansys Workbench 17.2 pro přípravu k analýze. Zde byly jednotlivé díly nosiče – tedy nosné plechy, žebra, svary a středový profil svázaný nerozebíratelnými kontakty („bonded“) v komplexní a řešitelnou soustavu.

4.3 Materiálové vlastnosti modelu

Nastavení odpovídajících vlastností jednotlivým materiálům je jedním ze základních předpokladů pro dosažení správných výsledků simulace. V kapitole 3 byly probrány základní mechanické vlastnosti použitých ocelí S235JRN, S355J2 a svarového kovu G3Si1. K těmto údajům je třeba ještě doplnit Youngův modul pružnosti $E = 210 \text{ GPa}$, Poissonovo číslo $\mu = 0,3$ a hustotu oceli $\rho = 7\,850 \text{ Kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Doplněné mechanické vlastnosti jsou shrnuty v tabulce 4.1. Tyto hodnoty by jistě dostačovaly k vyřešení čistě lineární úlohy, ovšem chování materiálů při deformacích lineární není. K dosažení požadovaných výsledků je proto žádoucí situaci řešit jako úlohu nelineární s využitím multilineárních charakteristik použitých materiálů.

Tab. 4.1 Mechanické vlastnosti materiálů [23, 25]

| Materiál | S235JRN | S355J2 | G3Si1 |
|---|---------|--------|-------|
| Mez kluzu – Re [MPa] | 235 | 355 | 470 |
| Mez pevnosti – Rm [MPa] | 360 | 510 | 550 |
| Tažnost – A [%] | 26 | 22 | 25 |
| Mez únavy pro $N=10^6$ – σ_c [MPa] | 150 | 320 | - |
| Youngův modul – E [GPa] | | 210 | |
| Poissonovo číslo – μ [-] | | 0,3 | |

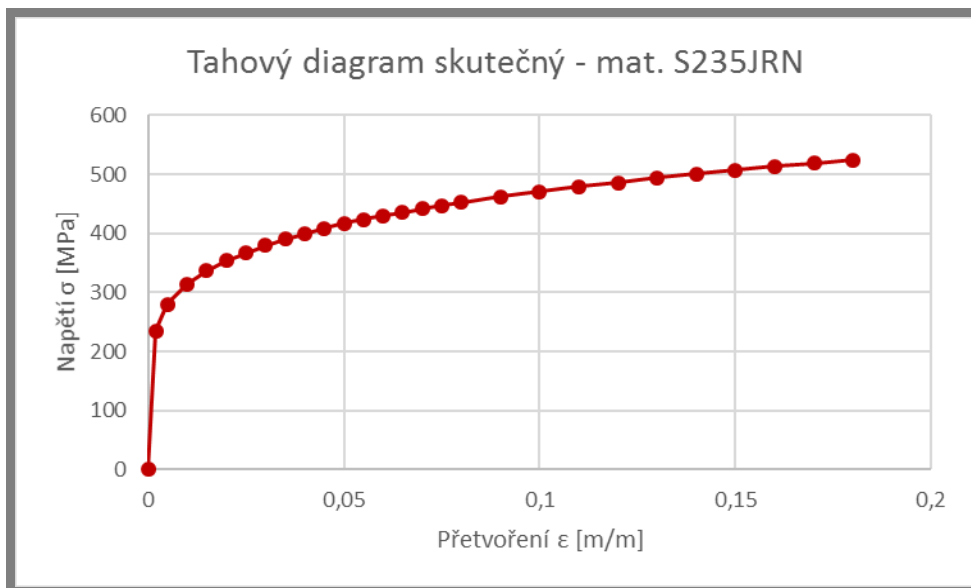
4.3.1 Multilineární řešení úlohy

4.3.1

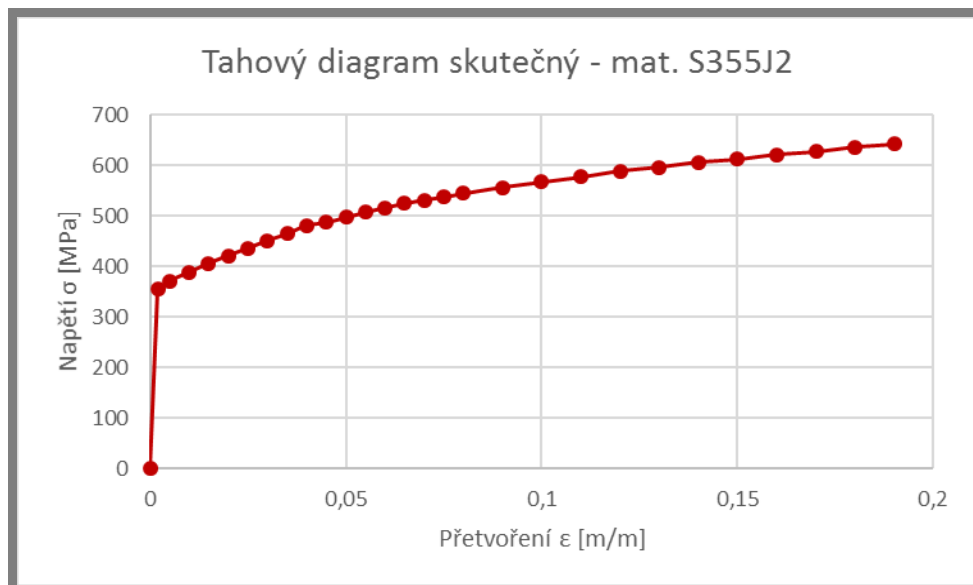
Multilineární model řeší chování materiálu právě v oblasti plastických deformací. Software tedy přisuzuje elastické oblasti klasický průběh přímky v intervalu $\langle 0; Re \rangle$ a plastickou oblastí napodobuje křivku dle zaznamenaných bodů z tahových diagramů, přičemž tato křivka je vymezena intervalem $\langle Re; Rm \rangle$, ale může postupovat až za oblast Rm.

Jelikož nebyly dostupné reálné materiálové vzorky součásti a příprava vlastních vzorků umožněna také nebyla, muselo dojít k získání tahových diagramů použitých materiálů a jejich vlastností externě. K tomuto účelu byla využita globálně sdílená materiálová databáze [23] a dostupné odborné články [27, 28].

Tahové diagramy byly získány v požadované materiálové konfiguraci – tedy bez tepelného zpracování, jak bylo uvažováno v rešerši. Tyto diagramy vycházejí ze skutečných (nikoliv inženýrských) dat (se kterými Ansys v tomto případě pracuje) a jsou vyobrazeny na Obr. 4.6 a 4.7.



Obr. 4.6 Skutečný tahový diagram materiálu S235JRN



Obr. 4.7 Skutečný tahový diagram materiálu S355J2

4.3.2 Parametry únavové životnosti

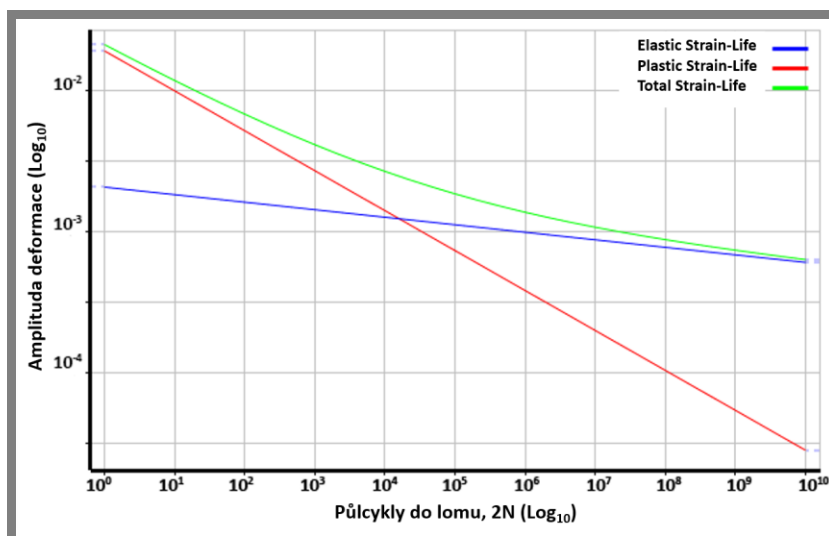
Z materiálové databáze byly současně získány záznamy z únavových zkoušek, vhodné k sestavení Wöhlerovi nebo Manson Coffinovi křivky (resp. kombinovaného diagramu únavových deformačních křivek). Získaná data tvořila vstupní podmínky pro simulaci únavové životnosti součásti v kombinaci s použitím vrubové metody.

Předpokladem únavové životnosti bylo cyklické zatěžování součásti shodně v obou směrech, tedy podle střídavého mívivého zátěžného cyklu. Vstupní data únavové životnosti jsou uvedeny v tabulce 4.2. Sestavené diagramy deformačních křivek pro materiály S235JRN a S355J2 jsou poté na obrázcích 4.8 a 4.9.

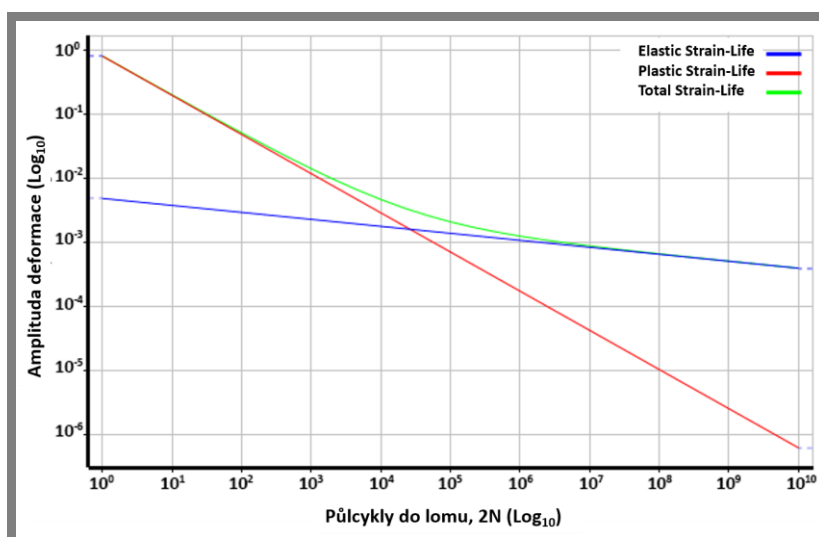
S ohledem na neúplnost dat pro svarový kov G3Si1 bylo dohodnuto využití podmínek pro materiál S355J2. Tato záměna sice může lehce zkreslovat výsledky únavové životnosti, nicméně je plně v souladu s teorií, že vlastnosti svarového kovu musí být vždy stejné nebo lepší, než vlastnosti základního materiálu. V tomto případě budou výsledky únavové životnosti lehce podhodnoceny.

Tab. 4.2 Data únavové životnosti [23]

| Materiál | S235JRN | S355J2 |
|---|---------|---------|
| Koeficient únavové pevnosti – $\sigma'f$ [MPa] | 437 | 1019 |
| Exponent únavové pevnosti – b [-] | -0,0533 | -0,109 |
| Koeficient cyklické pevnosti – $\epsilon'f$ [-] | 0,0192 | 0,8082 |
| Exponent únavové tažnosti – c [-] | -0,2829 | -0,6116 |
| Exponent cyklické pevnosti – K' [MPa] | 999 | 1050 |
| Exponent cyklického napětí – n' [-] | 0,201 | 0,177 |



Obr. 4.8 Kombinovaný diagram únavových deformací S235JRN

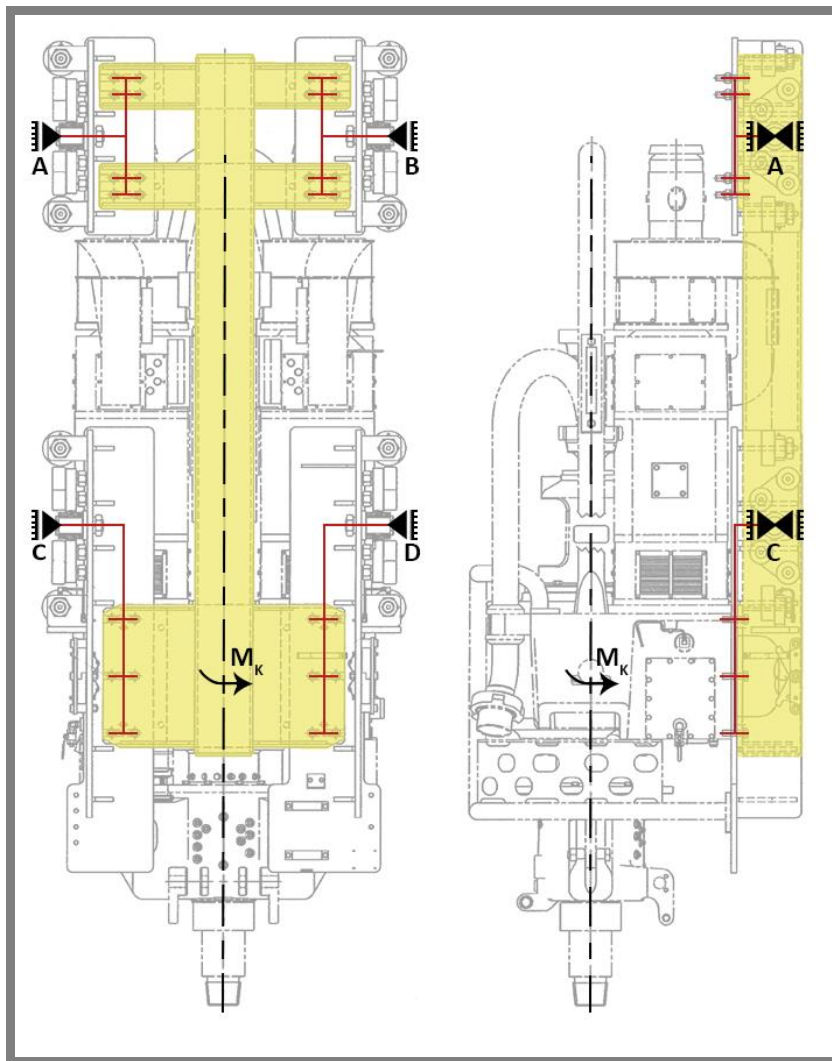


Obr. 4.9 Kombinovaný diagram únavových deformací S355J2

4.4 Okrajové podmínky modelu

Z průběhu zatížení a uložení nosiče lze stanovit statický rozbor této součásti. Jednotlivé podpory se nacházejí v odsazené vzdálenosti, která představuje uložení konstrukce k pojezdovým rolnám. Pomocí těchto pojezdů se nosič může pohybovat vertikálně v oboustranných kolejničích. Osa krouticího momentu je také odsazená, a to o délku, která reflektuje reálnou vzdálenost konstrukce od středu otáčení vrtných segmentů v rotační hlavě. Podle výkresové dokumentace tohle odsazení činí 630 mm. Součást již dále není zatěžována vlastní vahou ani vahou rotační hlavy či vrtné kolony – ta je zachycena závěsem spodního bloku kladkostroje (viz síla F_p a vazba E u rozboru nosiče na obr. 4.11).

Oblast styku kolejnice s pojezdovými rolnami je možné zjednodušit soustředěním podpor do jediného bodu, který odpovídá průsečíku středu závěšení soustavy rolen a dráhy jejich odvalu. Předpokládá se kontakt dílčích rolen ve všech místech kolejnice, přičemž každý styk je definován obecnou vazbou viz obr. 4.10.

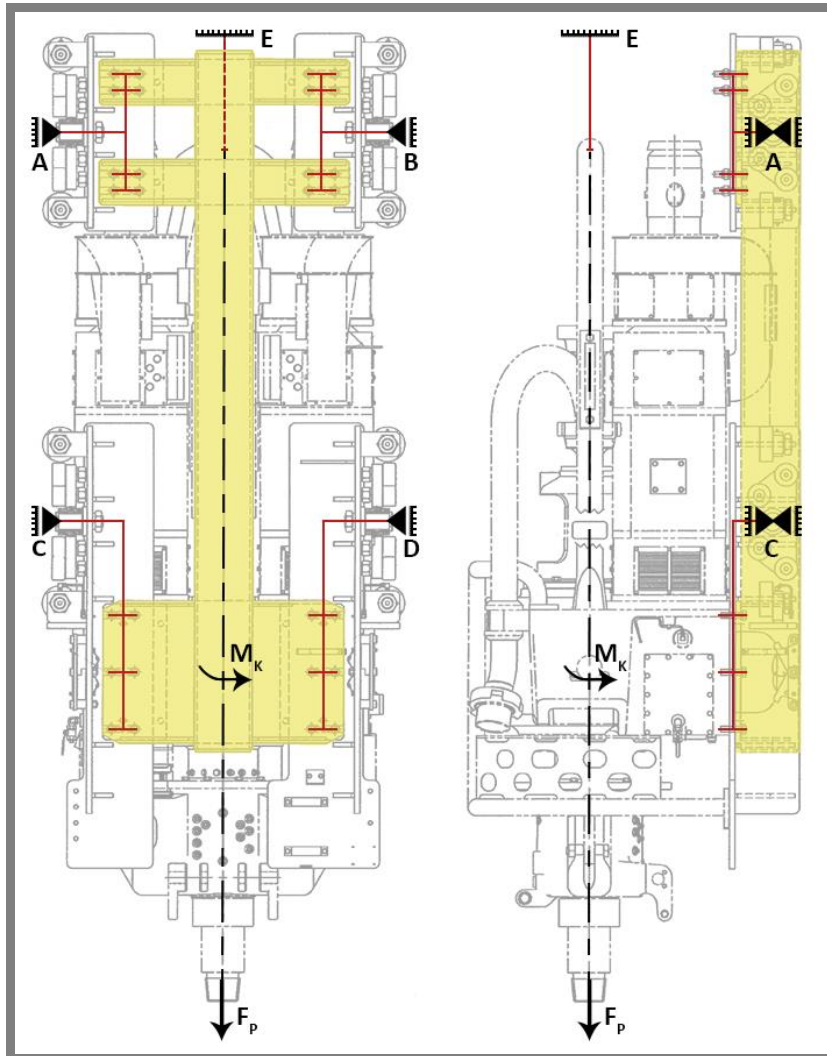


Obr. 4.10 Zobrazení vazeb a zátěžných účinků

Počet stupňů volnosti v této konfiguraci je následující.

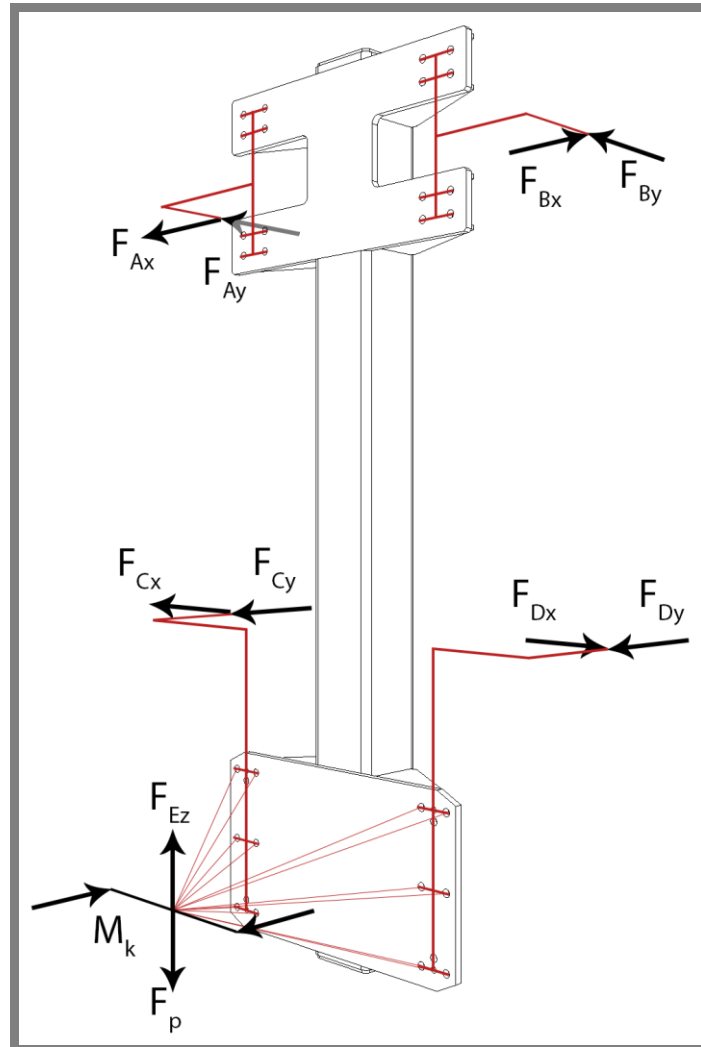
$$i = i_v \cdot (n_t - 1) - \sum (\xi - \eta) = 6 \cdot (2 - 1) - (12 - 6) = 0^{\circ}v \quad (4.1)$$

Počet deformačních podmínek (6) v tomto případě určuje jednu z každé dvojice obecných vazeb, která nebude funkční (je v soustavě navíc). Po redukcí dojde k omezení $\xi = 6$ a $\eta = 0$. V případě horizontálního uložení by tato součást byla v rovnováze. Jelikož však součást pracuje vertikálně, je nutné ji v tomto směru dále vymežit vazbou, která představuje uchycení lana v místě závěsu soustavy převodové skříně s rotační hlavou a příslušenstvím (viz obr. 4.11). Tato vazba leží v ose rotační hlavy a velikost reakční síly odpovídá tíze celé soustavy Top Drive. Hmotnost této soustavy je výrobcem stanovena na $t_{TDS} = 12\,250$ kg, což přepočteno na sílu činí 120 173 N. Tento fakt potvrzuje předešlé tvrzení, že nosič není touto silou ovlivněn, jelikož je zachycena již zmíněným závěsem. Prakticky tedy byla přidaná vazba vyvážena silou. Rovnováha soustavy porušena nebyla.



Obr. 4.11 Modifikace vazeb a zátěžných účinků

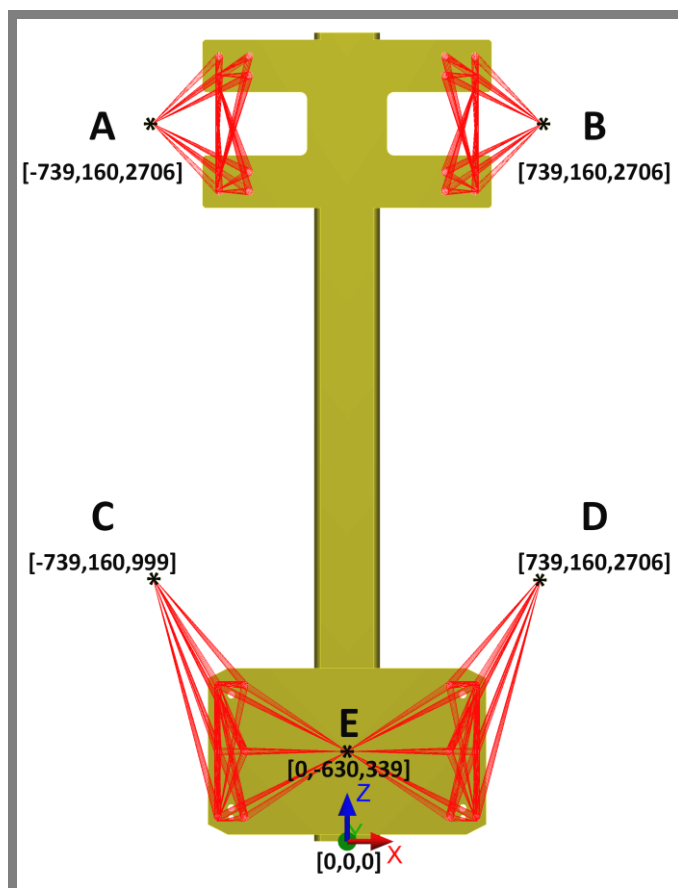
Pro úplnost je na obr. 4.12 zobrazen finální rozbor součástí včetně reakčních sil a zatížení. Odsazené reakční síly rolen jsou dále soustředěny na jednotlivé osy děr nosných plechů, které představují spojnice přenášeného namáhání od rotační hlavy.



Obr. 4.12 Silový rozbor nosiče

Dle tohoto rozboru byly nastaveny i vazby a zátěžné prvky 3D modelu. V odsazených bodech A, B, C a D (viz obr. 4.13) došlo k zamezení translace v ose x a y (dle zobrazeného souřadného systému) prostřednictvím vzdáleného bodu a vazby („remote point“, „remote displacement“). Též bylo dosaženo i v odsazení E, avšak zde byla translace omezena pouze v ose z . Do odsazení E byl rovněž definován moment o velikosti maximální nárazové hodnoty 41,9 kNm. V ose otáčení krouticího momentu působí také síla F_p představující tíhu rotační hlavy a příslušenství o velikosti 120 kN, nicméně tato síla je plně zachycena lanem kladkostroje. Lano zde představuje reakční sílu F_{Ez}

Odsazené body A a B byly vázány k jednotlivým plochám přípojných děr nosného plechu (každý bod k příslušné straně plechu). Totéž platilo u vazeb C a D pro spodní nosný plech. Bod E se vázal ke všem plochám aktivně využívaných přípojných děr (6 z každé strany). Zavazbení modelu společně se souřadnicemi jednotlivých odsazení dle uvedeného souřadného systému je zobrazeno na obrázku 4.13.

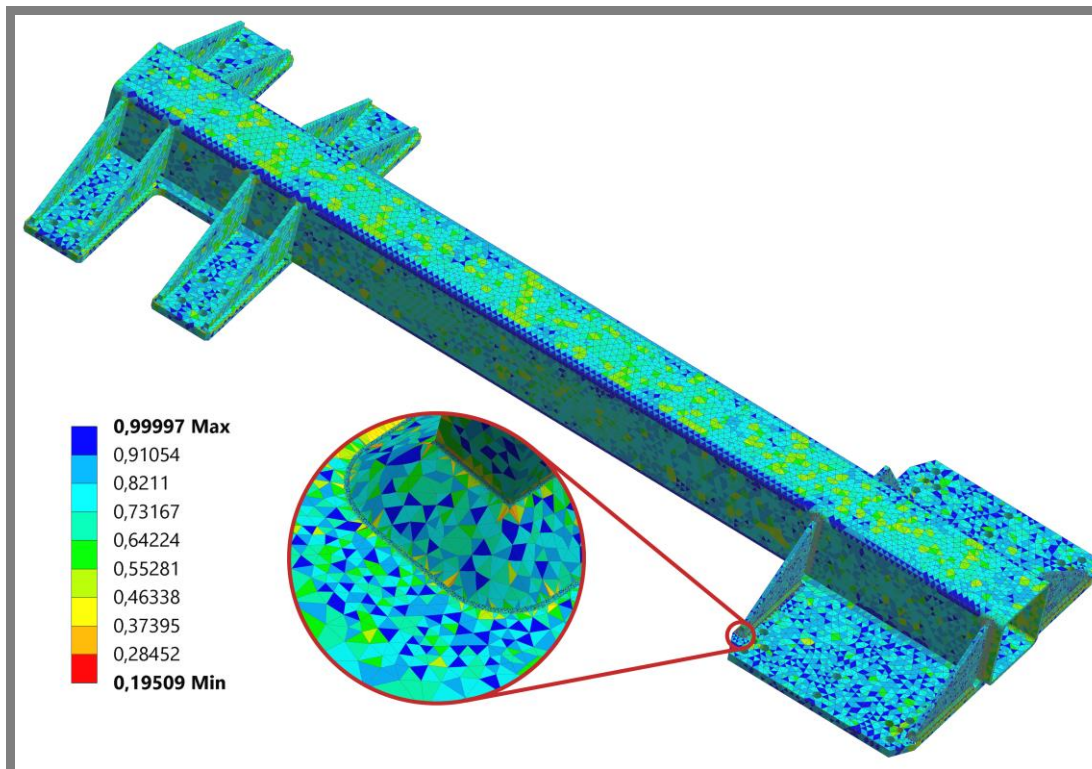


Obr. 4.13 Souřadnice odsazených vazeb

4.5 Síť konečných prvků

Jak již bylo zmíněno v předcházejících kapitolách, zvolená metoda řešení prostřednictvím vrubových napětí je velmi citlivá na jemnost sítě v místech přechodové oblasti svaru. Nicméně příliš jemná síť rapidně navyšuje výpočetní čas simulace, protože velikost elementů sítě se, v závislosti na době řešení, mění exponenciálně a ne lineárně. Definovaný způsob síťování byl zvolen jako tetraedrický, jelikož se pro tyto účely nejčastěji užívá z důvodu dobrého rozložení na povrchu součásti – zejména v oblasti vrubů [29].

Hustota sítě respektive velikost elementů byla nastavena rozdílně pro jednotlivé díly součásti dle významnosti namáhání a zejména dle predikce kvality sítě, kterou software poskytuje (viz obr. 4.14).

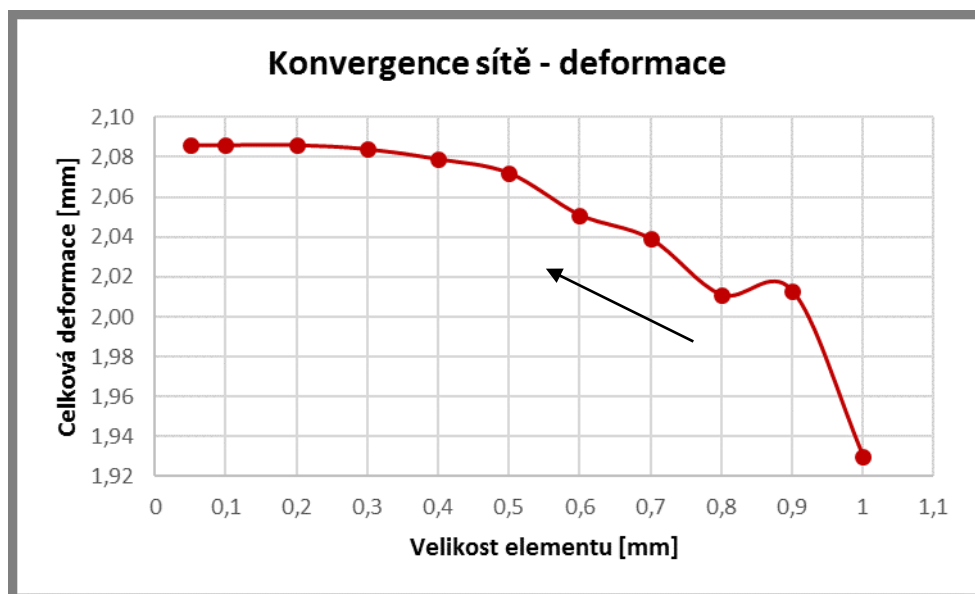


Obr. 4.14 Kvalita sítě konečných prvků

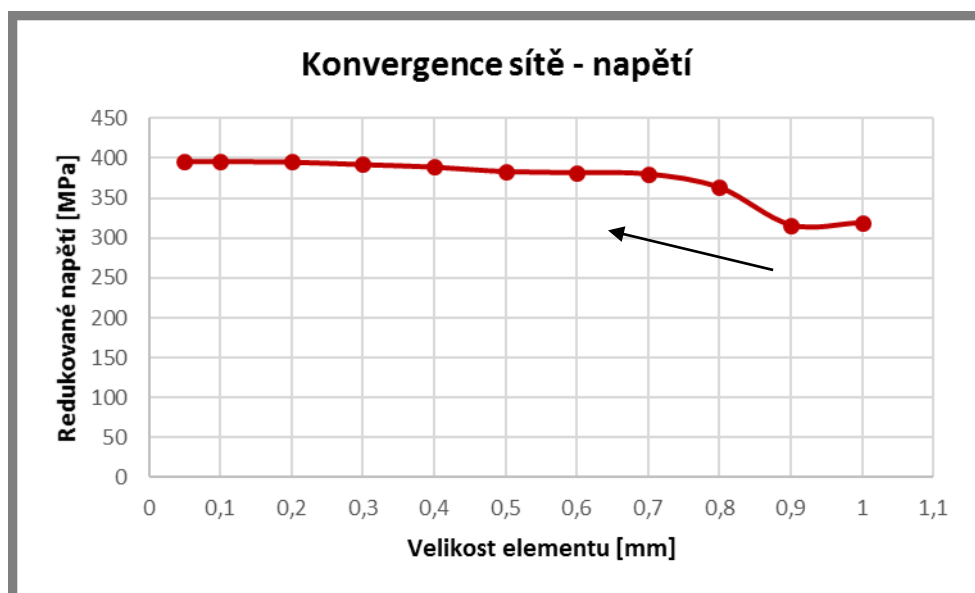
Kvalita sítě a přesnost výsledků byla dále korigována dle konvergenčních kritérií – 5 % celkových deformací (resp. posunutí) a 10 % srovnávacího redukovaného napětí. Procentuální kritérium v podstatě udává přesnost výsledků v několika krocích na základě zjemnění sítě v kritických oblastech. Tedy rozdíl dvou po sobě jdoucích kroků (výsledků) není větší než stanovená procentuální hodnota – v tomto případě 5 % a 10 %, což představuje hraniční použitelná kritéria. Zmenšení konvergenčního kritéria výrazně navyšuje výpočetní dobu řešení úlohy.

V kritických místech fiktivního vrubu svaru byla síť zjemněna manuálně na použitelnou hraniční hodnotu. Jelikož je vrubová metoda velmi citlivá na jemnost sítě, předpokladem bylo použití velikosti elementů v řádech desetin milimetru. Pokud by byla síť zjemněna mnohem více, než je potřebné, celkový čas řešení by při této velikosti narůstal exponenciálně a změna přesnosti výsledků by byla minimální.

Velikost elementů sítě byla iteračně zmenšována od počáteční hodnoty 1 mm (představující velikost poloměru vrubu) až po stanovenou hodnotu 0,05 mm – tedy interval $<1; 0,05>$ mm. Na přiložených obrázcích 4.15 a 4.16 jsou vykresleny konvergenční křivky ze získaných dat zkušebního modelu.



Obr. 4.15 Konvergenční křivka testovacího modelu - deformace



Obr. 4.16 Konvergenční křivka testovacího modelu - napětí

Je patrné, že minimální hraniční hodnotou, u které dochází ke konvergenci sítě v kritických oblastech, je velikost elementu 0,2 mm. Nastavení této hodnoty by mělo vést k dostatečně nezkráslým výsledkům simulace. Další zjemňování sítě by v tomto případě již zbytečně navyšovalo výpočetní čas.

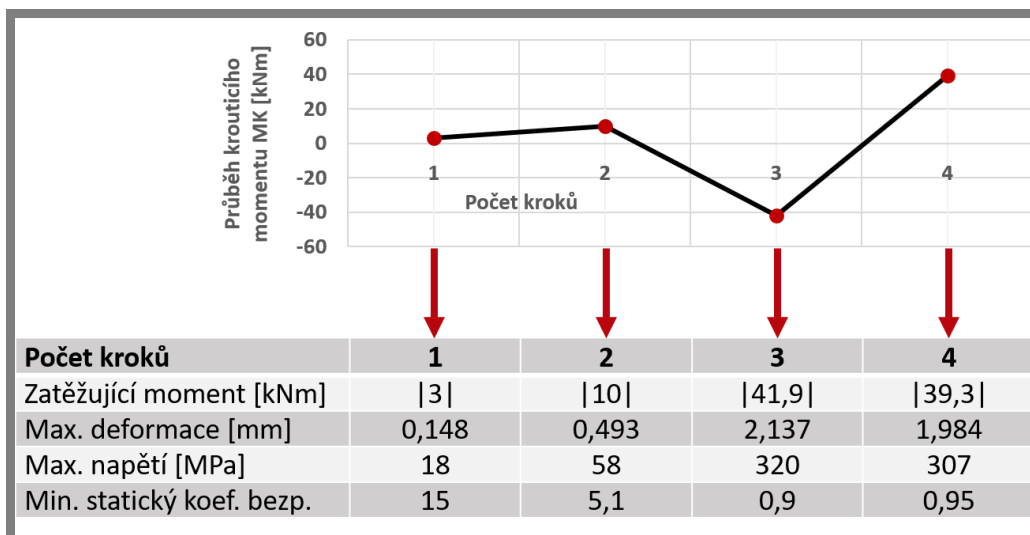
Celkově byla velikost elementů redukována pouze v předpokládaných kritických oblastech, zatímco v místech nedůležitých pro výpočet byla zachována původní velikost dle predikované kvality sítě.

4.6 Analýza nosiče

Po definici okrajových podmínek a správném nastavení úlohy bylo možné přistoupit k dílčím analýzám součásti, které byly rozděleny do několika základních podkategorií. Jednalo se o statickou analýzu s časově proměnnou zátěží (dle reálného průběhu krouticího momentu od hodnot běžného provozu až po limitní ráz), která byla následně konkretizována na statickou analýzu nárazového stavu. Následovala únavová analýza s cyklickou zátěží pro nárazový stav. Poslední zkoumanou oblastí bylo srovnání vlastní frekvence součásti prostřednictvím modální analýzy s frekvenčním rozsahem vrtného procesu.

4.6.1 Statická analýza s časově proměnnou zátěží

Jedná se o srovnávací analýzu pro 4 základní zátěžné stavy, které reflektují reálný průběh krouticího momentu. Zatížení tedy postupně nabývá hodnot 3 kNm (průměrný stav při běžném provozu stroje), 10 kNm (maximální stav při běžném provozu), -41,9 kNm (hodnota maximálního nárazového stavu) a 39,3 kNm (reakce nárazu v opačném směru). Jednotlivé kroky spolu s vyhodnocenými výsledky z analýzy jsou zobrazeny na obr. 4.17.

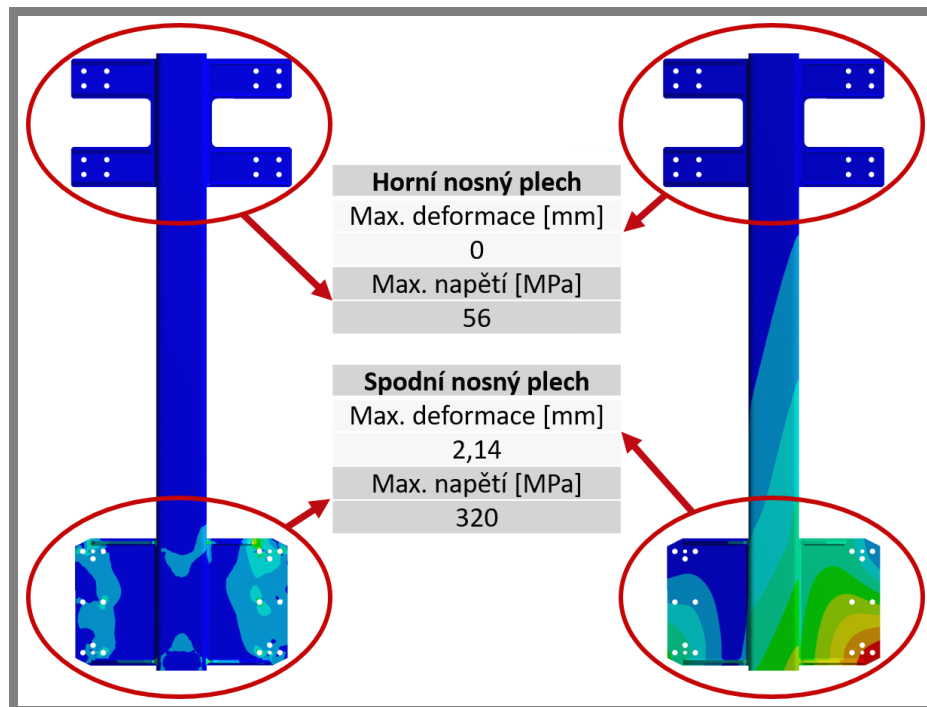


Obr. 4.17 Výsledky časově proměnné statické analýzy

Výsledky analýzy jasně prokazují, že se na poškození součásti podílí zejména nárazové stavy krouticího momentu (krok 3 resp. 4), kdežto hodnoty běžného provozu (krok 1 a 2) nemají na poškození žádný vliv. Z hlediska materiálu žebec se maximální srovnávací napětí nárazových stavů pohybuje výhradně nad mezí kluzu. Koeficient bezpečnosti je pod hodnotou 1. V případě běžného provozu maximální srovnávací napětí ani zdaleka nedosahuje meze kluzu a koeficient bezpečnosti je permanentně nad hodnotou 1. Z těchto výsledků bylo možné konkretizovat analýzu maximálního nárazového stavu pro zatížení 41,9 kNm, které je z obou nárazových kroků (3 a 4) více invazivní.

Oblasti namáhání jsou dle očekávání soustředěny ke spodnímu nosnému plechu a věrně označují kritická místa poškození nosiče. Vyplývá to z ukotvení rotační hlavy, resp. její převodové skříně, pouze v této části nosiče. Namáhání horního nosného plechu je z hlediska zátěže a poškození součásti minimální, až zanedbatelné.

Pokud by zde reálně došlo k poškození a výskytu trhlin, tak jen za předpokladu již deformované oblasti žeber spodního plechu nebo ztrátě funkčnosti některé z vazeb. Srovnání maximálních hodnot napětí a deformací na hranicích žeber obou nosných plechů je zobrazen na obr. 4.18.



Obr. 4.18 Srovnání namáhání nosných plechů pro rázový stav

4.6.2 Statická analýza nárazového stavu

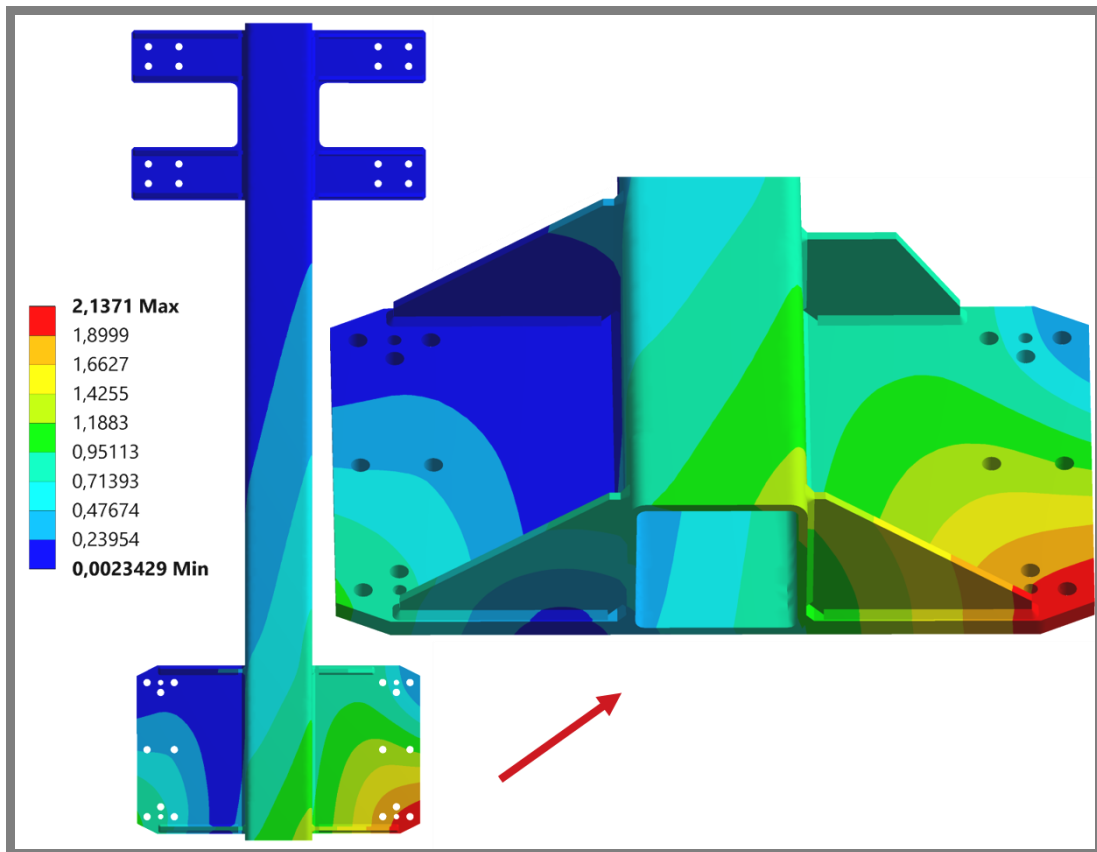
4.6.2

Na základě statické analýzy s proměnnou zátěží pro 4 dílčí kroky byla provedena konkretizace, detailní zobrazení a zhodnocení maximálního nárazového stavu krouticího momentu 41,9 kNm.

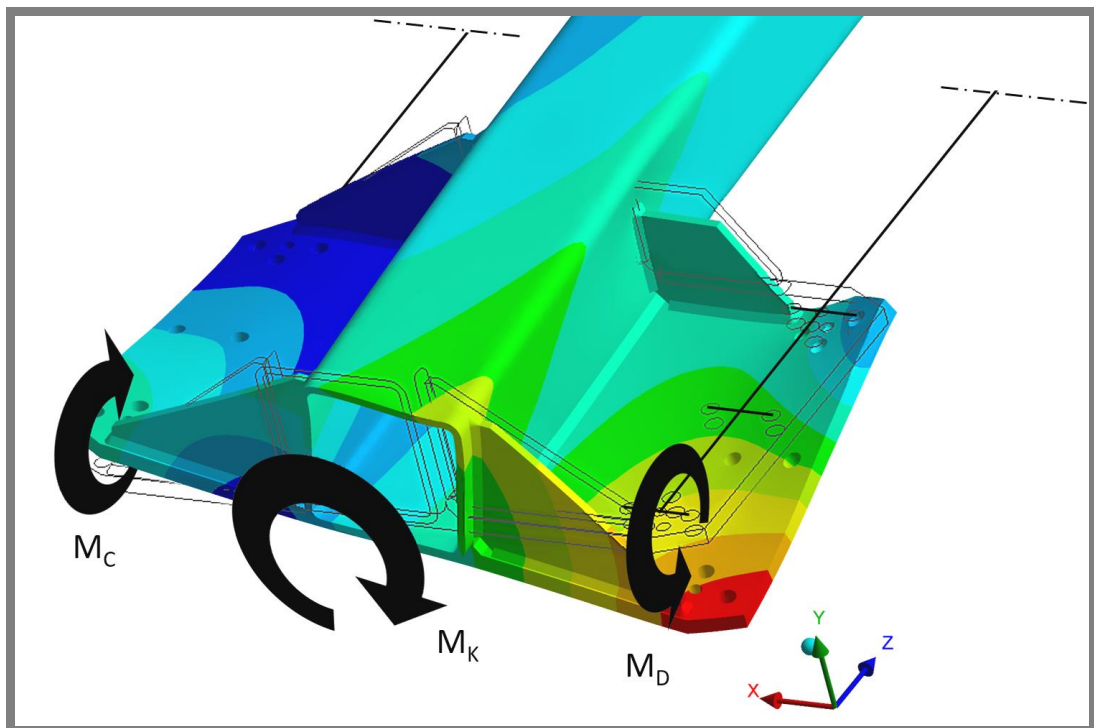
Celková deformace

Modifikátorem tohoto řešení bylo stanovené konvergenční kritérium maximálního rozdílu dvou po sobě jdoucích iterací výsledků o velikosti 5 %. Vykresleným řešením byla oblast maximálního posunutí, jehož dominantní směr byl shodný se směrem působícího zatížení součásti. Zjištěné posunutí mělo velikost 2,14 mm. Tato kritická oblast (viz obr. 4.19) odpovídá reálným předpokladům a je významně ovlivněna odsazenými vazbami nosného plechu (které mají tendenci namáhat nosič krutem ve dvou osách) a také působením zkráceného žebra.

Na obr. 4.20 je zachycen charakter dvouosého kroucení nosného plechu při vizualizaci deformované součásti. Jedná se o dvojnásobné zkreslení měřítká deformace kvůli viditelnosti vzniklé situace. Primárně zde probíhá namáhání krouticího momentu M_k , sekundárně poté k působení momentů M_C a M_D vlivem odsazení vazeb. Deformovaná součást je zobrazena barevně, zatímco překrývající drátový model představuje nezdeformovaný stav.



Obr. 4.19 Celková deformace [mm]



Obr. 4.20 Kroucení součástí v rovině XY a YZ

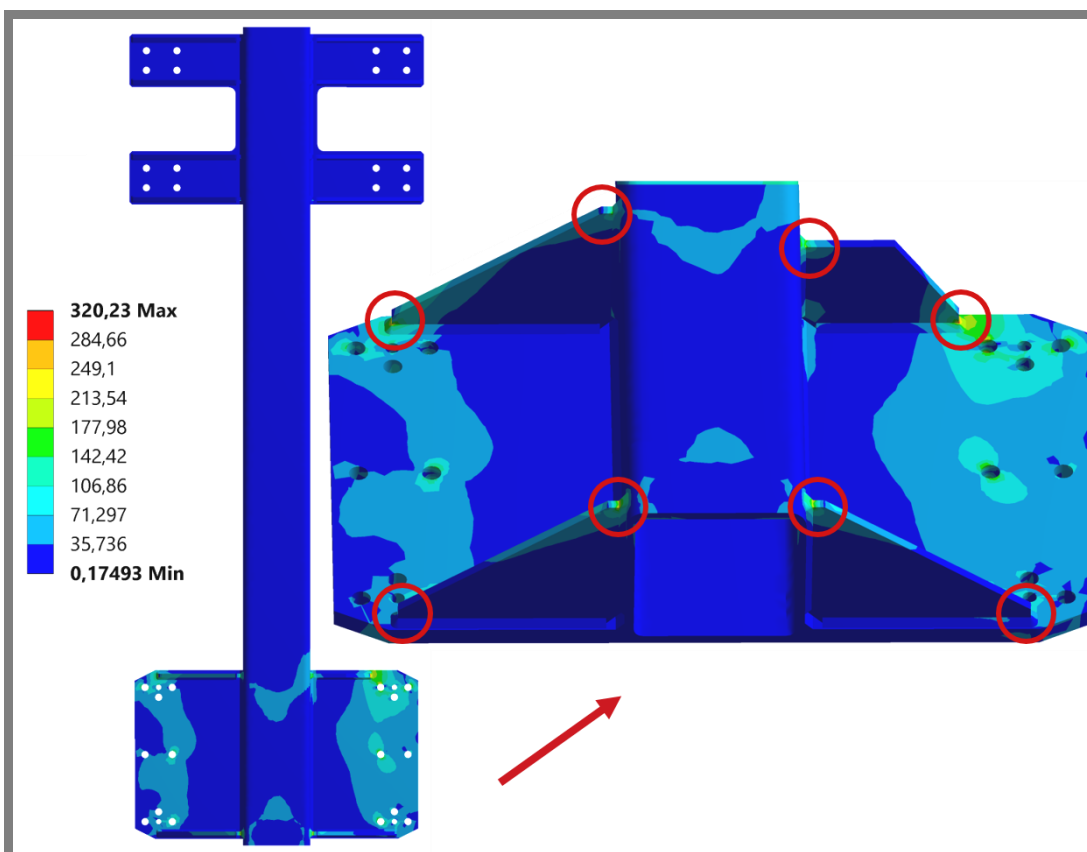
Srovnávací redukované napětí

Srovnávací napětí nezohledňuje směr zatěžování a kritická místa zobrazuje shodně pro tah i tlak, což je v tomto případě spíše přínosné. Obecně se však srovnávací napětí využívá z hlediska víceosé napjatosti. Modifikátorem tohoto řešení bylo stanovené konvergenční kritérium maximálního rozdílu dvou po sobě jdoucích iterací výsledků o velikosti 10 %.

Oblasti vysoké koncentrace napětí odpovídají reálným přechodovým oblastem svarů nosiče vyznačených na obr. 4.21. Jedná se zejména o přechod mezi svarovým kovem a žebrem, ale napětí se ojediněle koncentruje také na přechodu svarového kovu a nosného plechu nebo středového profilu. Z hlediska materiálu žebra se maximální dosažené napětí 320 MPa pohybuje nad mezí kluzu materiálu – tedy nad hodnotou 235 MPa.

Pro použité materiály lze provést následující srovnání maximálního napětí s napětím dovoleným, které odpovídá příslušné mezi kluzu R_e .

- S235JRN $\rightarrow \sigma_{\max} > \sigma_D \rightarrow 320 \text{ MPa} > 235 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál nevyhovuje
- S355J2 $\rightarrow \sigma_{\max} < \sigma_D \rightarrow 320 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál vyhovuje
- G3Si1 $\rightarrow \sigma_{\max} < \sigma_D \rightarrow 320 \text{ MPa} < 470 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál vyhovuje



Obr. 4.21 Srovnávací redukované napětí [MPa]

Smykové napětí

Průběh smykového napětí byl v tomto případě řešen při standardních podmínkách s potlačením geometrie svaru. Zjišťovalo se tedy maximální napětí na hraně spojení žebra a nosného plechu. Cílem bylo stanovit, zda je svarový kov z hlediska mechanických vlastností vhodný pro použití v této aplikaci.

Z analýzy byla získána maximální hodnota smykového napětí v okolí spoje svaru 113 MPa.

Dovolené smykové napětí v ohybu se pro svarový kov určuje dle rovnice $\tau_D = 0,3 \cdot R_m$ [31]. Mez pevnosti svarového kovu odpovídá hodnotě 550 MPa.

Dovolené smykové napětí je tedy vypočteno následovně [31]:

$$\tau_{D(G3Si1)} = 0,3 \cdot R_m = 0,3 \cdot 550 = 165 \text{ MPa} \quad (4.2)$$

Zároveň se předpokládá, že smykové napětí v základním materiálu by nemělo přesahovat velikost $0,4 \cdot Re_{(zákl. \text{ mat.})}$ [31].

Pro použité základní materiály jsou tato dovolená smyková napětí následující [31]:

$$\tau_{D(S235JRN)} = 0,4 \cdot Re = 0,4 \cdot 235 = 94 \text{ MPa} \quad (4.3)$$

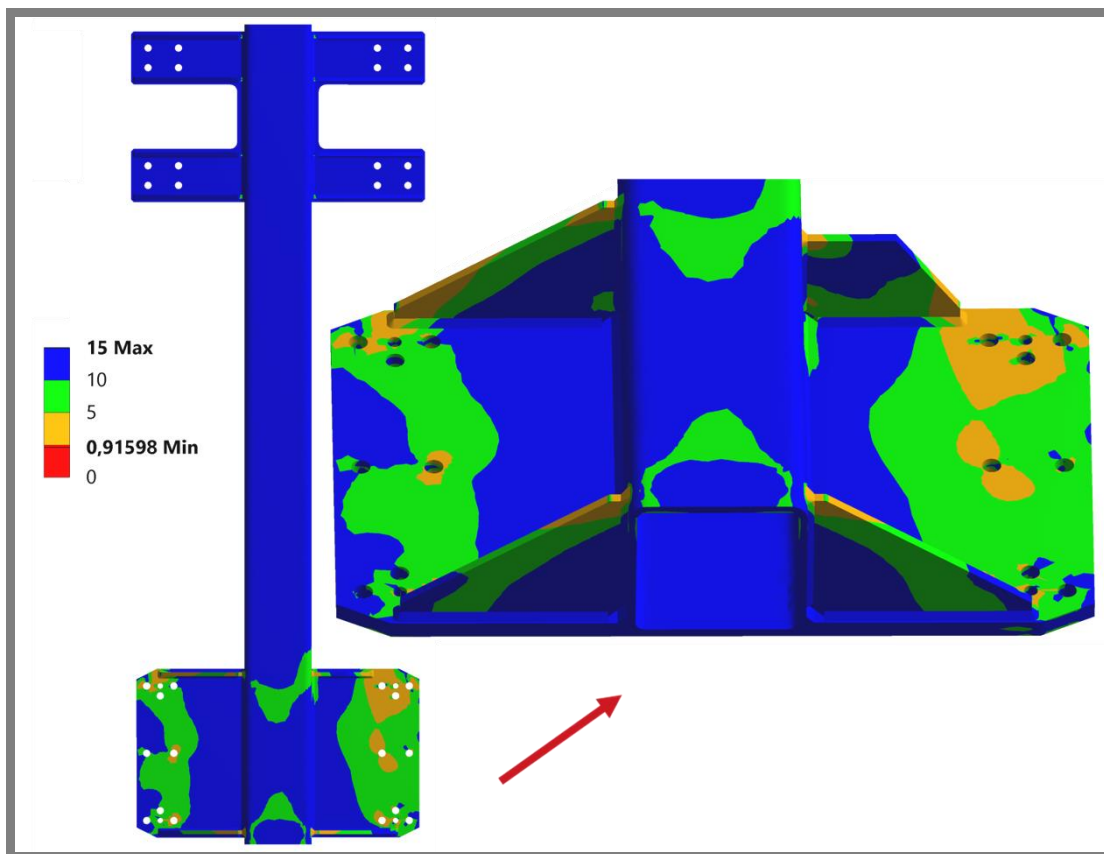
$$\tau_{D(S355J2)} = 0,4 \cdot Re = 0,4 \cdot 355 = 142 \text{ MPa} \quad (4.4)$$

Lze provést srovnání dosažených výsledků s dovolenými vypočtenými hodnotami.

- S235JRN $\rightarrow \tau_{\max} > \tau_{D(S235JRN)} \rightarrow 113 \text{ MPa} > 94 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál nevyhovuje
- S355J2 $\rightarrow \tau_{\max} < \tau_{D(S355J2)} \rightarrow 113 \text{ MPa} < 142 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál vyhovuje
- G3Si1 $\rightarrow \tau_{\max} < \tau_{D(G3Si1)} \rightarrow 113 \text{ MPa} < 165 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál vyhovuje

Statický koeficient bezpečnosti

Koeficient bezpečnosti v kritických místech poškození součásti v přechodových oblastech odpovídá hodnotě 0,92 (viz obr. 4.22). Interval přípustné oblasti statického koeficientu bezpečnosti s ohledem na aplikované koutové svary je vymezen hodnotami $\langle 1,4; 2,7 \rangle$. Získaná hodnota 0,92 v tomto intervalu neleží.



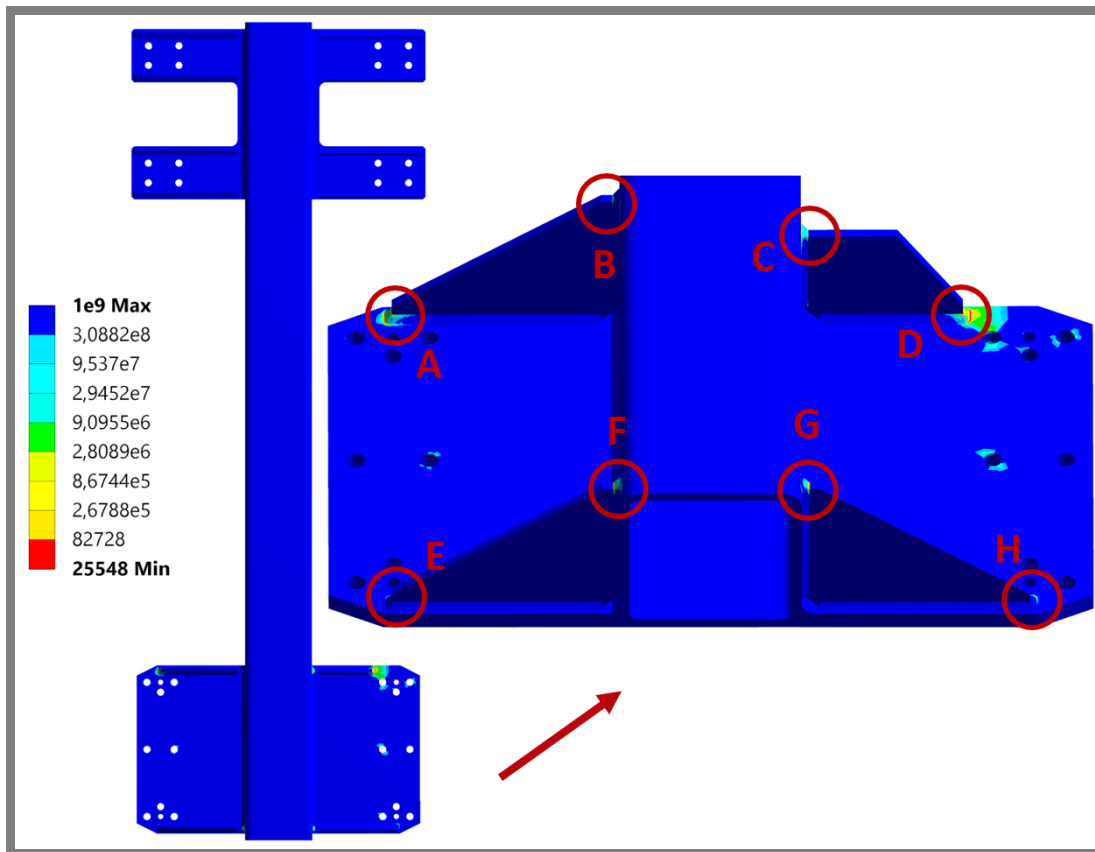
Obr. 4.22 Statický koeficient bezpečnosti

4.6.3 Únavová analýza nárazového stavu

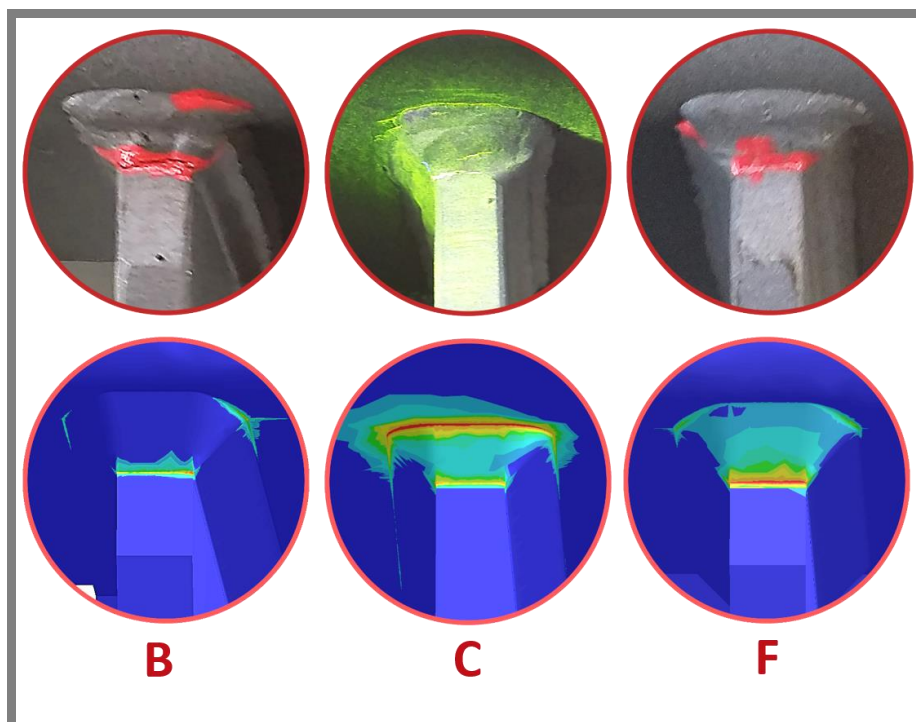
4.6.3

Základem pro analýzu únavové životnosti byl submodel součásti se zahrnutými efektivními vruby ve svarové geometrii. K simulaci byl využit výpočetní modul „Fatigue tool“ pro predikci iniciace a šíření únavových trhlin. Vstupním nastavením byl střídavý mĕjivý zátěžný cyklus („fully reversed“) s upravenou amplitudou $\pm 41,9$ kNm oproti originálnímu tvaru, kde by měla být vymezena hodnotami $-41,9$ kNm a $+39,3$ kNm. Z globálního hlediska je však rozdíl hodnot zanedbatelný a lze přistoupit ke zjednodušení. Jeden nárazový cyklus měl trvání přibližně 3 minuty a opakoval se s průměrným předpokladem každých 102 minut (viz časový průběh krouticího momentu v kapitole 4.1). Z těchto poznatků byla stanovena nízkocyklová únava (Strain-Life). Kritérium řešení nastaveno dle Morrowa.

Z výsledků analýzy byla jasně patrná vizuální shoda kritických oblastí s reálnými místy na nosiči – viz obr. 4.23 a 4.24. Kritické hodnoty se dle očekávání koncentrovaly do oblasti vrubů. Minimální počet cyklů do lomu měl hodnotu $2,6 \cdot 10^4$, zatímco mezní oblast únavové životnosti se pro použité materiály pohybuje až v oblasti 10^6 . Této mezní hodnotě odpovídá i maximální zátěžný stav krouticího momentu 10 kNm pro běžný provoz stroje. Cílem úprav nosiče tedy bude se z hlediska únavové životnosti co nejvíce přiblížit k mezní oblasti 10^6 .



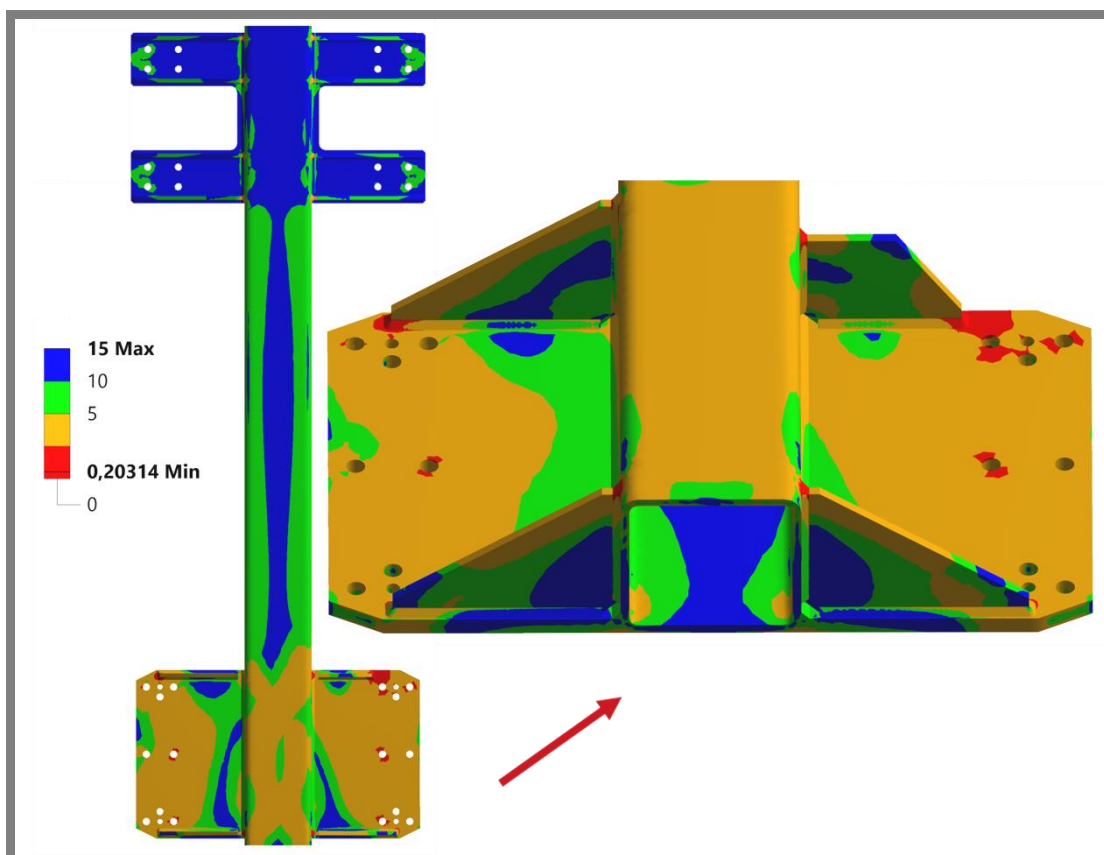
Obr. 4.23 Únavová životnost – min. počet cyklů do lomu



Obr. 4.24 Srovnání simulace únavových trhlin s reálnými snímky

Únavový koeficient bezpečnosti

V kritických přechodových oblastech svaru odpovídá koeficient bezpečnosti hodnotě 0,2 (viz obr. 4.25). Interval přípustné oblasti únavového koeficientu bezpečnosti s ohledem na aplikované koutové svary je vymezen hodnotami $\langle 1,5; 3 \rangle$. Získaná hodnota 0,2 v tomto intervalu neleží.



Obr. 4.25 Únavový koeficient bezpečnosti

4.6.4 Vliv způsobu svařování žeber

Z hlediska analýzy je poměrně důležité vědět, jestli došlo ke svaření součásti pouze povrchově nebo s provařeným kořenem. Tato informace známa nebyla, nicméně ve všech analýzách bylo vycházeno z varianty úplného provaření kořene. U podobně zatěžovaných součástí bývají tyto zásahy zcela běžné. Předpoklad provařeného stavu má však výhody i z hlediska samotné analýzy, jelikož vede k jednodušším operacím s modelem a omezuje počty pevných kontaktních dvojic, které významně ovlivňují výpočetní čas.

V případě, že by předpoklad provařeného kořene splněn nebyl, došlo k aplikaci srovnávací studie zohledňující oba stavy (viz tab. 4.3). Dosažené výsledky hovoří jednoznačně pro předpokládanou variantu provaření kořene. Hodnoty pro povrchové svaření vycházejí mnohem hůře.

Tab. 4.3 Vliv provaření kořene svaru

| | Max. deformace | Max. napětí | Min. počet cyklů | Stat. koef. bezp. | Únav. koef. bezp. |
|-------------------|----------------|-------------|------------------|-------------------|-------------------|
| Provařený kořen | 2,14 mm | 320 MPa | $2,6 \cdot 10^4$ | 0,92 | 0,2 |
| Neprovařený kořen | 2,22 mm | 389 MPa | $1,3 \cdot 10^4$ | 0,85 | 0,18 |
| Rozdíl hodnot | 3,8 % | 21,2 % | 48,8 % | 1,6 % | 8,5 % |

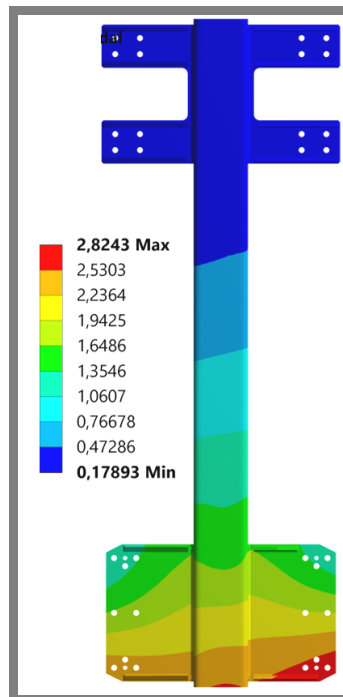
4.6.5 Modální analýza

Posledním druhem analýzy byl odhad nejnižší vlastní frekvence součásti a prověření, zda se tato frekvence nedostává do rezonance s vrtným procesem. Frekvenční rozsah vrtného procesu je dán hodnotami 0,2 Hz až 2,1 Hz resp. 3,8 Hz.

Modální analýza navazovala přímo na statickou analýzu nárazového stavu a bylo vykresleno prvních 5 vlastních frekvencí (viz tab. 4.4). Výsledky ukázaly, že oblast nejnižší odhadované vlastní frekvence 31 Hz (viz obr. 4.26) nespadá do intervalu vrtného procesu. Součást se tedy do rezonance nedostává.

Tab. 4.4 Vlastní frekvence součásti

| Pořadí frekvence | Vlastní frekvence [Hz] |
|------------------|------------------------|
| 1. | 31 |
| 2. | 122 |
| 3. | 129 |
| 4. | 151 |
| 5. | 256 |



Obr. 4.26 Deformace [mm] při frekvenci 31 Hz

4.6.6 Shrnutí dosažených výsledků

Ze série provedených simulací nosiče vyplynuly tyto základní poznatky:

- Na poškození součásti má významný vliv max. nárazový moment 41,9 kNm, běžný provoz stroje poškození neovlivňuje
- Oblast max. posunutí 2,14 mm odpovídá předpokladům a vychází z odsazených vazeb součásti a vlivu zkráceného žebra
- Koncentrace napětí odpovídá reálným místům poškození součásti
- Maximální srovnávací napětí 320 MPa leží nad mezí kluzu materiálu S235JRN, z kterého jsou žebra vyrobena
- Maximální smykové napětí 113 MPa je větší než dovolené napětí 94 MPa pro materiál S235JRN
- Vizuelní shoda šíření únavových trhlin – srovnání výsledků s reálnými snímky
- Počet cyklů do lomu leží v oblasti 10^4 , mezní stav únavy pro použité materiály odpovídá oblasti 10^6
- Statický koeficient bezpečnosti v kritických místech odpovídá hodnotě 0,92, tato hodnota neleží v doporučeném intervalu $\langle 1,4; 2,7 \rangle$
- Únavový koeficient bezpečnosti v kritických místech odpovídá hodnotě 0,2, tato hodnota neleží v doporučeném intervalu $\langle 1,5; 3 \rangle$
- Vlastní frekvence součásti nespádají do frekvenčního rozsahu vrtného procesu – součást není v rezonanci
- Předpoklad úplného provaření kořene svaru

4.6.7 Stanovená kritéria hodnocení konceptů

Jednotlivé koncepty budou hodnoceny na základě těchto uvedených kritérií, která vycházejí z nedostatků originální součásti.

- Redukce maximálního srovnávacího napětí do oblasti elastických deformací (pod Re) použitých materiálů
- Zvýšení minimálního počtu cyklů do lomu alespoň k mezní oblasti 10^6
- Zvýšení statického koeficientu bezpečnosti do oblasti vymezené doporučeným intervalem $\langle 1,4; 2,7 \rangle$
- Zvýšení únavového koeficientu bezpečnosti do oblasti vymezené doporučeným intervalem $\langle 1,5; 3 \rangle$

4.6.8 Koncepce dílčích úprav nosiče

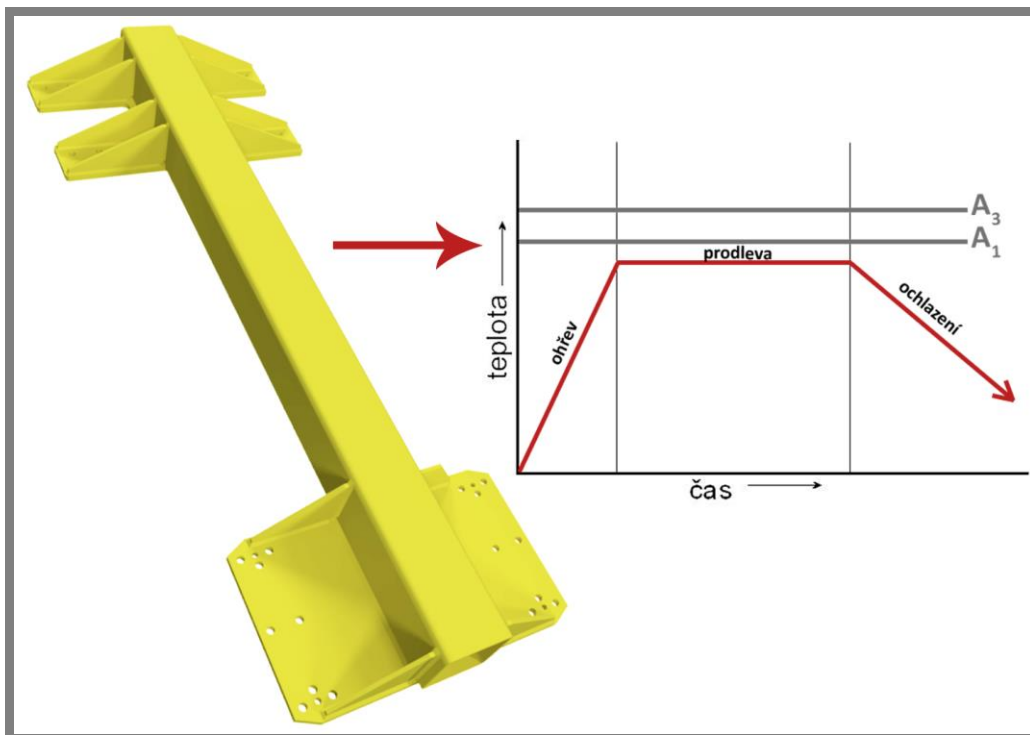
Vhodnou úpravou originální součásti má být docíleno zamezení jejího poškození a výskytu trhlin při intenzivních vrtných operacích. Dle vyhodnocených výsledků tomuto odpovídá zlepšení tuhosti a průběhu napětí v místech žebor spodního nosného plechu a převážně v okolí zkráceného žebra.

S ohledem na aktuální stav bylo uvažováno o možnostech tepelného zpracování, změně materiálů a tvaru žeber, tloušťky žeber nebo velikosti svaru. Přednostně jsou uvažovány takové úpravy, které nebudou výrazně měnit celkový základní tvar součásti (například úpravy žeber). Teprve v případě nedostatečnosti těchto úprav bude uvažováno i o zásahu do základního tvarování nosných plechů.

Díličí koncepční návrhy tedy spíše představují oblasti zájmu, které je třeba prověřit a vyhodnotit. Finální návrh by měl poté obsahovat kombinaci pozitivních koncepčních výsledků a pomocí iteračních kroků dále optimalizován.

Koncept 1 – Tepelné zpracování

Vzhledem k situaci, kdy zcela chybí záznamy o tepelném zpracování reálné součásti (viz kapitola 2), bylo automaticky počítáno s variantou, že k provedení nedošlo. Logickým krokem tedy bylo analýzou ověřit chování nosiče po zavedení materiálových podmínek pro žíhání na odstranění zbytkového napětí po svaření (viz obr. 4.27). Žíhací teplota (t_z) by měla být stanovena maximálně do 580 °C, jelikož do této teploty ještě nedochází k poklesu meze kluzu u obou použitých materiálů S235JRN a S355J2. Vzhledem k velikosti nosiče je doporučeno provést žíhání celku v žíhací peci. Selektivní žíhání by v tomto případě mohlo vést ke kroucení součásti. V případě pozitivních výsledků tohoto konceptu by jedinou nevýhodou byla finanční nákladnost celého zpracování nebo pronájmu žíhací pece.

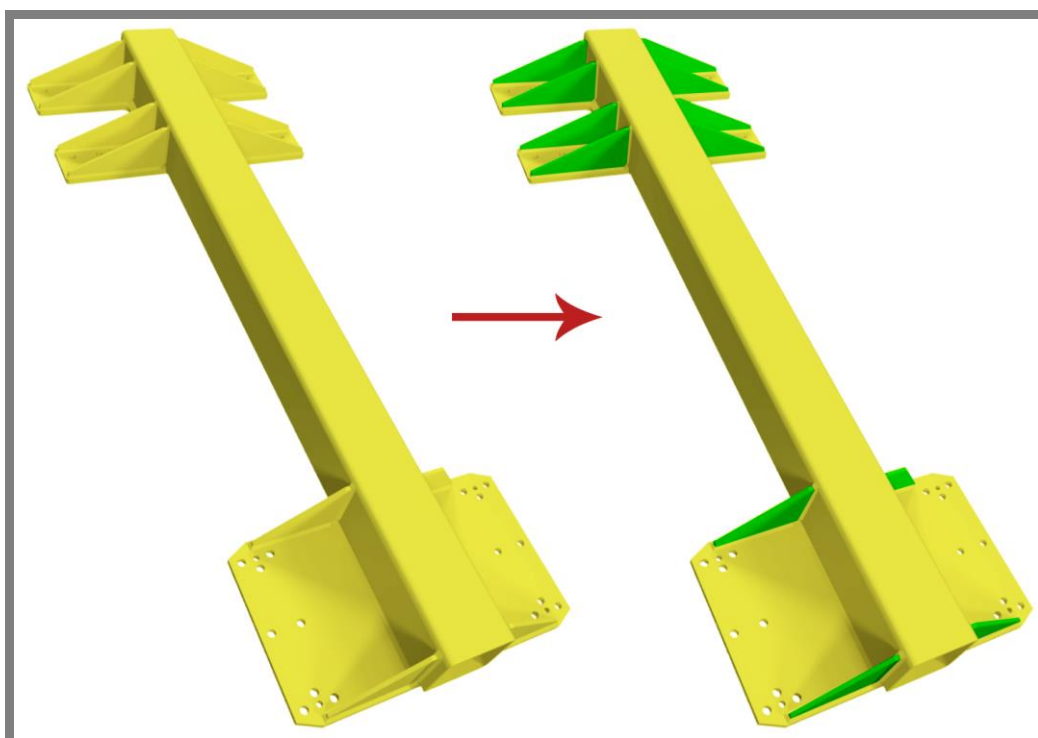


Obr. 4.27 Koncept 1 – tepelné zpracování součásti

Koncept 2 – Změna materiálu žeber

Druhý koncept (viz obr. 4.28) zahrnoval snahu o zlepšení kritických oblastí pouhou změnou materiálu žeber S235JRN za materiál ekvivalentní s nosnými plechy, tedy S355J2 nebo lepší. Při analýze by poté bylo žádoucí se zaměřit na chování napětí v oblasti zkráceného žebra.

Výhoda této varianty by převážně spočívala v posunutí pomyslné hranice dovoleného napětí nad oblast zjištěného maximálního srovnávacího napětí 320 MPa. Úprava žeber by v podstatě dostačovala pouze na spodním nosném plechu, nicméně pokud to situace a možnosti dovolují, je výhodné provést celkovou náhradu.

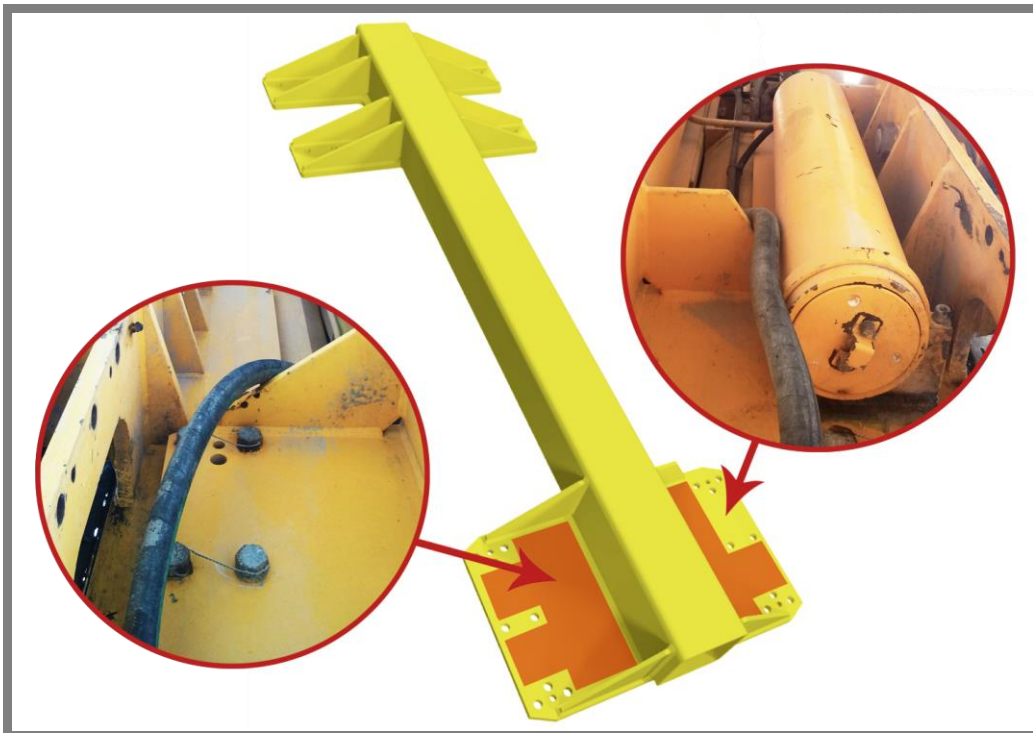


Obr. 4.28 Koncept 2 – změna žeber

Koncept 3 – Duplikace žeber

Třetí koncept uvažoval vyztužení celého spodního nosného plechu přidavnými žebry. Tato přídatná žebra by využila omezený volný zástavbový prostor k podepření nosného plechu v okolí jeho středové oblasti. Jednalo by se tedy o zdvojnásobení počtu žeber z každé strany nosiče po vzoru horního nosného plechu. Vhodné rozmístění a dílčí vzdálenosti žeber jsou opět podmíněny iteračním analýzám s ohledem na prevenci proti kolizi s jinými částmi rotační hlavy.

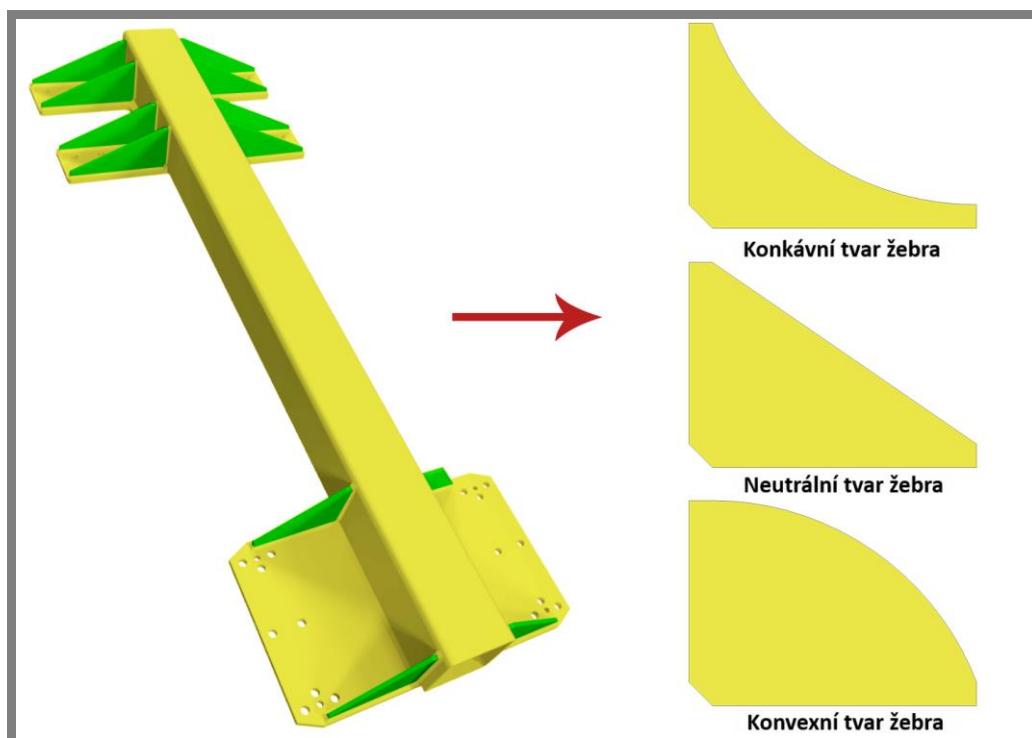
Na obr. 4.29 je vyznačení omezeného zástavbového prostoru pro aplikaci přídatných výztuh. Převážně v oblasti zkráceného žebra bude úprava velmi obtížná, jelikož je celý prostor zúžen válcovým pouzdrům akumulátoru.



Obr. 4.29 Koncept 3 – Omezená zástavbová oblast

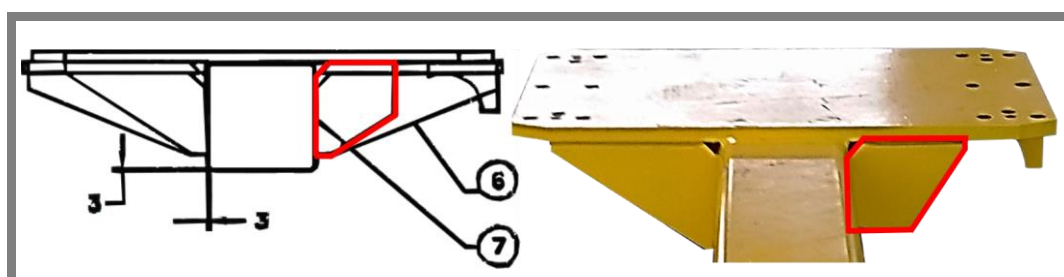
Koncept 4 – Tvarování žeber

Čtvrtý koncept zahrnoval vhodnou úpravu profilu žeber s ohledem na distribuci napětí a deformací. Uvažovanou změnou bylo jejich prodloužení, rozšíření nebo tvarování na konvexní či konkávní profil (viz obr. 4.30). Tento koncept je však podmíněn iteračním analyzováním.



Obr. 4.30 Koncept 4 – vliv tvarování žeber

Zajímavým zjištěním byl navíc rozpor mezi výkresovou dokumentací nosiče a reálně svařenou součástí. Rozpor se týkal zkráceného žebra spodního nosného plechu, které bylo, ať už úmyslně nebo chybou ve výrobě, svařeno v převrácené a pootočené poloze. V praxi není tento fakt lehce postřehnutelný z důvodu nepřehlednosti poskytnutého výkresu. Z tohoto výkresu s názvem „CARRIAGE, BRACE ASSEMBLY“ a číslem 140095 byl pořízen výřez s červeně označenou oblastí žebra a porovnán se stejně označenou částí fotografie nosiče (viz obr. 4.31). U obou vyznačených žeber je jasně viditelný nepoměr jednotlivých hran a rozdíly v uložení.



Obr. 4.31 Rozpor v orientaci zkráceného žebra [1]

Celá situace bude dále zohledněna při vyhodnocení konceptu.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Iteračnímu procesu modifikace finální varianty nosiče předcházely srovnávací analýzy dílčích konceptů. Tyto koncepty byly porovnány s dosaženými výsledky originální součásti. Selekcí byly vyřazeny nevyhovující návrhy, zatímco návrhy s pozitivními výsledky byly zkombinovány. Vznikl tak kompletní celek součásti, jehož finální podoba mohla být dále upravována. Tyto úpravy byly posuzovány ve třech základních konfiguracích. První byla aplikace materiálových změn. Druhou poté aplikace tvarových žeber a jejich duplikace v rámci zástavbového prostoru. V případě, že by provedené změny nebyly dostatečné, přistoupilo by se ke třetí konfiguraci – rozšíření nosného plechu a tím i vytvoření volného prostoru pro větší tloušťku žeber a celkovou velikost svarů. Poslední zmíněná konfigurace je však velmi invazivní, jelikož by významně měnila tvar celé součásti a tím i ovlivňovala rozmístění ostatních přípojných prvků.

5.1 Vyhodnocení dílčích konceptů

Jednotlivé koncepty byly vyhodnoceny na základě statické analýzy nárazového stavu a únavové životnosti. Dosažené výsledky byly porovnány s originální součástí a posouzeny dle stanovených kritérií v kapitole 4.6.7. Veškerá základní nastavení analýzy, uvedená v kapitole 4, byla zachována.

5.1.1 Zhodnocení vlivu tepelného zpracování

Z hlediska analýzy byl modifikován materiálový model i křivky únavové životnosti do stavu žíhání na odstranění zbytkového napětí po svařování. Za předpokladu žíhání do teploty 580 °C nebyla redukována oblast meze kluzu.

Porovnání výsledků analýzy s originální součástí (viz tab. 5.1) poukazuje na relativní navýšení počtu cyklů do lomu a nepatrný nárůst únavového koeficientu bezpečnosti při velmi malém snížení max. napětí a deformace.

Tab. 5.1 Vyhodnocení tepelného zpracování

| | Originální součást | Tepelné zpracování |
|-------------------------------|--------------------|--------------------|
| Max. deformace [mm] | 2,14 | 2,15 |
| Max. redukováné napětí [MPa] | 320 | 315 |
| Min. počet cyklů do lomu [-] | $2,6 \cdot 10^4$ | $4,4 \cdot 10^4$ |
| Min. statický koef. bezp. [-] | 0,92 | 0,85 |
| Min. únavový koef. bezp. [-] | 0,2 | 0,28 |

Žádný z dosažených výsledků ovšem neodpovídá limitním srovnávacím kritériím. Jednotlivé změny sledovaných veličin jsou natolik nevýrazné, že použití této varianty samostatně nebo jako doplnku finálního řešení není výhodné.

5.1.2 Zhodnocení změny materiálu žeber

Analýza této varianty prošla přenastavením původního materiálu žeber S325JRN na materiál ekvivalentní s nosnými plechy, tedy S355J2.

Z dosažených výsledků porovnaných s originální součástí (viz tab. 5.2) vychází nejlépe nárůst statického koeficientu bezpečnosti z hodnoty 0,92 na 1,4. Dosažená hodnota nyní leží v doporučeném intervalu $\langle 1,4; 2,7 \rangle$ – je tedy splněno jedno z hodnotících kritérií. Zároveň tato varianta řeší redukci maximálního napětí, jelikož odstraněním materiálu S235JRN došlo k posunutí hranice meze kluzu k hodnotě 355 MPa, která odpovídá oceli S355J2. Nosič se nyní pohybuje v oblasti elastických deformací. Tím je splněno i druhé z hodnotících kritérií.

Tab. 5.2 Vyhodnocení změny materiálu žeber

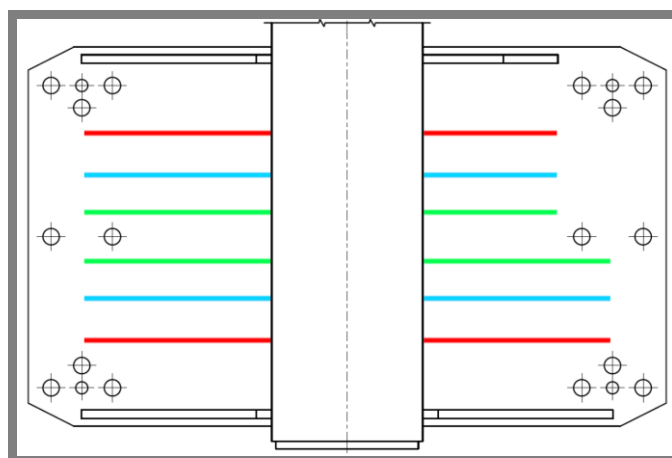
| | Originální součást | Změna materiálu žeber |
|-------------------------------|--------------------|-----------------------|
| Max. deformace [mm] | 2,14 | 2,13 |
| Max. redukované napětí [MPa] | 320 | 317 |
| Min. počet cyklů do lomu [-] | $2,6 \cdot 10^4$ | $2,7 \cdot 10^4$ |
| Min. statický koef. bezp. [-] | 0,92 | 1,4 |
| Min. únavový koef. bezp. [-] | 0,2 | 0,25 |

Dosažená úprava splňuje 2 ze 4 hodnotících kritérií. Nelze ji sice použít samostatně, ale je možné ji zahrnout do iteračního procesu finální modifikace nosiče.

5.1.3 Zhodnocení duplikace žeber

Zástavbový prostor pro duplikaci žeber byl dán volnou plochou spodního nosného plechu a značně omezen zejména v oblasti zkráceného žebra, kde dochází k uložení akumulátoru rotační hlavy.

Tato varianta byla posouzena ve třech základních krocích, při kterých se duplikáty postupně posouvaly ke středu nosného plechu. Oblast posunutí byla vymezena s ohledem na velikost svarů, tloušťku žeber a připojovací otvory. Jednotlivé kroky jsou znázorněny na obr. 5.1 a vyhodnoceny v tab. 5.3.



Obr. 5.1 Dílčí kroky duplikace žeber

Tab. 5.3 Vyhodnocení duplikace žeber

| | Originální součást | Krok 1 | Krok 2 | Krok 3 |
|-------------------------------|--------------------|------------------|------------------|------------------|
| Max. deformace [mm] | 2,14 | 1,97 | 2,03 | 2,09 |
| Max. redukované napětí [MPa] | 320 | 219 | 223 | 236 |
| Min. počet cyklů do lomu [-] | $2,6 \cdot 10^4$ | $1,1 \cdot 10^5$ | $9,1 \cdot 10^4$ | $6,2 \cdot 10^4$ |
| Min. statický koef. bezp. [-] | 0,92 | 1,72 | 1,33 | 1,24 |
| Min. únavový koef. bezp. [-] | 0,2 | 0,45 | 0,44 | 0,42 |

Z výzkumu bylo zjištěno, že duplikace žeber má pozitivní vliv na sledované veličiny, zejména pokud se duplikáty nacházejí blíže okrajům nosného plechu (krok 1). Dochází tak k redukcii deformací i maximálního napětí, zatímco minimální počet cyklů do lomu roste až po oblast 10^5 . Posunutí duplikátu blíže středu nosného plechu naopak vede ke zhoršení sledovaných hodnot.

Varianta opět není samostatně použitelná, jelikož jsou splněna pouze 2 ze 4 hodnotících kritérií. Nicméně je úprava z kroku 1 natolik pozitivní, že ji lze využít i v navazujících iteračních úpravách nosiče.

5.1.4 Zhodnocení úprav tvarování profilu žeber

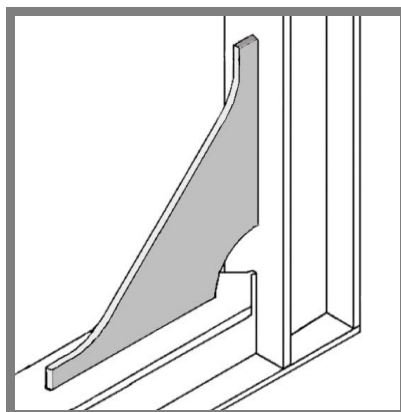
Varianta byla zaměřena na zkoumání odezvy sledovaných hodnot v závislosti na modifikaci profilu žeber spodního nosného plechu. Zejména se jednalo o vliv konvexního (tuhého) a konkávního (měkkého) profilu a sledování odchylek od profilu neutrálního, který je využit u originální součásti.

Výzkum byl proveden v několika krocích podle poloměru zaoblení profilu žebra. Hraníční hodnota konvexního i konkávního tvaru představovala zaoblení o poloměru ± 310 mm. Zkrácený záznam hraníčních uzlů i s popisem je zobrazen v tabulce 5.4. Úplná tabulka (tab. 12.1) je poté uvedena v příloze.

Tab. 5.4 Zkrácená tabulka tvarování profilu žeber

| Tvar profilu | Max. konkávní | Neutrální | Max. konvexní |
|-------------------------------|----------------|------------------|------------------|
| Poloměr zaoblení | R310 | 0 | R310 |
| Max. deformace [mm] | 2,17 | 2,14 | 2,13 |
| Max. redukované napětí [MPa] | 262 | 320 | 336 |
| Min. počet cyklů do lomu [-] | $3 \cdot 10^4$ | $2,6 \cdot 10^4$ | $2,2 \cdot 10^4$ |
| Min. statický koef. bezp. [-] | 1,03 | 0,92 | 0,83 |
| Min. únavový koef. bezp. [-] | 0,25 | 0,2 | 0,19 |

Z výsledků plyne negativní dopad příliš tuhého žebra na sledované veličiny, kdy maximální konvexní tvar způsobuje zvýšenou koncentraci napětí a sníženou únavovou životnost v kritických oblastech paty svaru. Naopak konkávní tvarování má charakter zcela opačný. Změkčení žebra má navíc pozitivní účinek i v případě, že je provedeno pouze lokálně v odpovídající oblasti profilu. Zpravidla je tohoto efektu využíváno ve formě náběhů u neutrálních žeber [32] (viz obr. 5.2).



Obr. 5.2 Konkávní náběh žebra [32]

Důležitým zjištěním však bylo, že z 97 % se dané úpravy vztahovaly pouze k oblasti zkráceného žebra, což znamená, že právě modifikace tohoto žebra má největší dopad na pozitivní úpravu nosiče. Z poznatků tedy vyplynulo, že modifikace finálního řešení nosiče by měla směřovat k symetrii celého dílu podle osy středového profilu a kombinaci úprav dílčích konceptů. Vliv symetrie pro neutrální profil žebra je zobrazen v tabulce 5.5.

Tab. 5.5 Zhodnocení symetrie součásti

| | Originální součást | Symetrie součásti |
|-------------------------------|--------------------|-------------------|
| Max. deformace [mm] | 2,14 | 2,29 |
| Max. redukované napětí [MPa] | 320 | 284 |
| Min. počet cyklů do lomu [-] | $2,6 \cdot 10^4$ | $1,5 \cdot 10^5$ |
| Min. statický koef. bezp. [-] | 0,92 | 1,2 |
| Min. únavový koef. bezp. [-] | 0,2 | 0,34 |

Zohledněna byla také situace, kdy při výrobě nosiče došlo ke špatné orientaci a svaření zkráceného žebra. Byla analyzována varianta při správném natočení žebra dle výkresové dokumentace a srovnána s variantou původní. Výsledky ovšem prokázaly, že byť bylo žebro svařeno v rozporu s výkresovou dokumentací, součást vykazovala daleko lepší výsledky sledovaných veličin, než v případě správného natočení (viz tab. 5.6).

Tab. 5.6 Zhodnocení správné orientace zkráceného žebra

| | Originální součást | Správné natočení zkr. žebra |
|-------------------------------|--------------------|-----------------------------|
| Max. deformace [mm] | 2,14 | 2,26 |
| Max. redukované napětí [MPa] | 320 | 351 |
| Min. počet cyklů do lomu [-] | $2,6 \cdot 10^4$ | $1,4 \cdot 10^4$ |
| Min. statický koef. bezp. [-] | 0,92 | 0,84 |
| Min. únavový koef. bezp. [-] | 0,2 | 0,22 |

5.1.5 Shrnutí dosažených výsledků

Analýza dílčích konceptů vedla ke zhodnocení a porozumění separátních oblastí úprav nosiče. Pozitivní dopad na upravovanou součást měla kromě změny materiálu žeber (S235JRN → S355J2) také jejich duplikace blíže okrajům nosného plechu a úprava jejich profilu. Klíčovým prvkem je zejména podpoření symetrie celé součásti podle osy středového profilu. Nicméně prodloužení zkráceného žebra by vedlo ke kolizi s navazujícími díly rotační hlavy. Konkrétně se jedná o kotvící patky akumulátoru a případně i výztuhy náležící připojovacím deskám pojezdových rolen. I navzdory omezeným informacím a podkladům je žádoucí tyto dílce přeskupit či vhodně modifikovat.

Jako nedostatečné se z hlediska koncepčních úprav projevilo tepelné zpracování nebo příliš velká tuhost žebra.

5.2 Iterační úpravy nosiče

Klíčové části koncepčních variant s pozitivními MKP výsledky byly sloučeny do jediného modelového celku, který tvořil základ pro iterační proces úprav. Dílčí úpravy směřovaly ke splnění všech vymezených hodnotících kritérií (viz podkapitola 4.6.7) a blíže se zaměřovaly na šířku jednotlivých žeber, korekci jejich profilu, velikost svaru a modifikaci nosného plechu i středového profilu.

5.2.1 Korekce profilu žeber

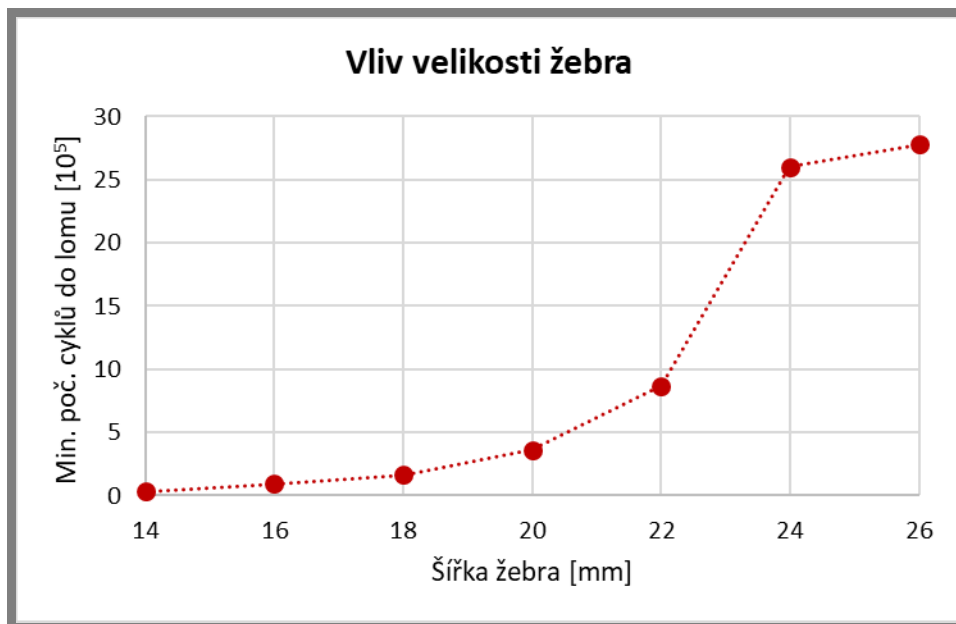
Původní rozměry a tvarování žeber spodního nosného plechu byly z hlediska nárazových stavů značně nevyhovující. Plynulý přenos nárazové energie součástí nebyl zaručen a maximální napětí se koncentrovalo na čelech žeber v přechodové oblasti svaru.

Protažením délky žeber za oblast připojovacích otvorů až k okraji nosného plechu bylo docíleno zmírnění koncentrace napětí v těchto místech. Zároveň zde bylo omezeno kroucení součásti přes spodní hrany svarů žeber.

V místech, kde žebra doléhají ke středovému profilu, byl za využití poznatků z koncepční studie proveden náběh s lokálním konkávním změkčením. Díky tomuto náběhu není maximální napětí koncentrováno v patě svaru odpovídající oblasti, ale dochází k jeho zachycení a plynulému navázání na středový profil.

Šířka žebra byla iteračně stanovena na 20 mm z původní hodnoty 14 mm. Jedná se o optimální velikost vedoucí k dostatečné tuhosti součásti a její odolnosti vůči působení víceosého kroucení. Závislost šířky žebra na únavové životnosti je zobrazena na obr. 5.3. Hodnota 20 mm byla vybrána také s ohledem na normalizovaný rozměr polotovaru a přijatelnou cenu i hmotnost sestavy. Větší rozměry žebra by sice vedly i k vyšší únavové životnosti, nicméně za cenu ztráty zmíněných benefitů. Vhodnějším řešením je právě stanovení odpovídající šířky žebra v kombinaci s novou definicí velikosti svaru.

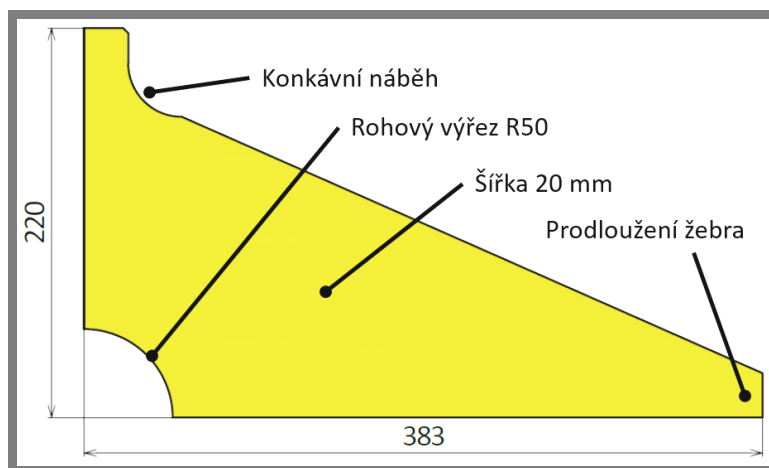
Detailní tabulka (tab. 12.2) s kompletními daty o korekci profilu žebra je dostupná v příloze.



Obr. 5.3 Graf závislosti šířky žebra na únavové životnosti

Účelnou úpravou bylo poté zvětšení rohového výřezu kvůli snazšímu přístupu při svařování a nepatrné redukci váhy. Tvar byl stanoven na čtvrtkruh o poloměru 50 mm dle doporučených standardů [33].

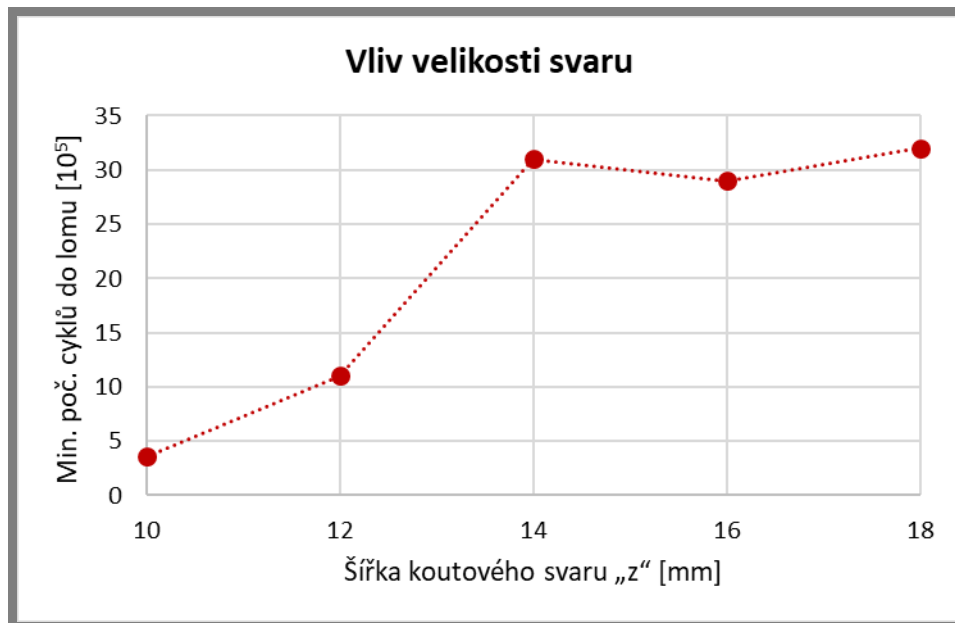
Zmíněné úpravy jsou vyznačeny na obr. 5.4.



Obr. 5.4 Úpravy profilu žebra

5.2.2 Úprava velikosti svaru

V reakci na úpravu šířky žebra bylo z hlediska navýšení únavové životnosti také žádoucí definovat novou velikost šířky svaru. Na základě testů (uvedených v souhrnné tabulce 12.3 – viz příloha) byla za dostatečnou šířku stanovena velikost 14 mm (z původních 10 mm). Dle grafu závislosti únavové životnosti na velikosti svaru (viz obr. 5.5) je patrný vzestupný trend až ke zvolené hodnotě relativního maxima 14 mm. Iterace nad tuto hodnotu již vedly ke stagnaci počtu cyklů do lomu. Velikost šířky svaru z 14 přepočtem odpovídá velikosti a_{10} .



Obr. 5.5 Graf závislosti šířky svaru na únavové životnosti

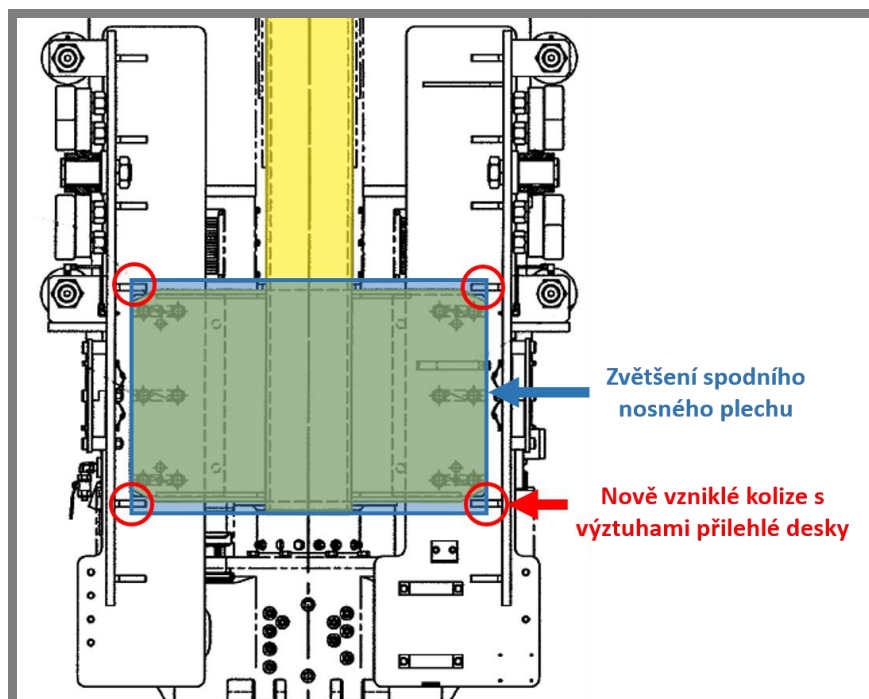
5.2.3 Úprava nosného plechu a čtvercového profilu

Po změně šířky svaru i žebra již nebylo možné použít původní velikost spodního nosného plechu, jelikož to jeho značně omezený prostor neumožňoval. Došlo tedy k prodloužení tohoto plechu o 21,5 mm oboustranně.

Prodloužení se týkalo také středového čtvercového profilu z původních 3 049 mm na 3 070. Pro vyšší tuhost cele soustavy a omezení celkových deformací byla navýšena i velikost stěny profilu dle normy EN 10210 na 16 mm z původních 12,5 mm. Profil má nyní dle zmíněné normy rozměry 250x250x16.

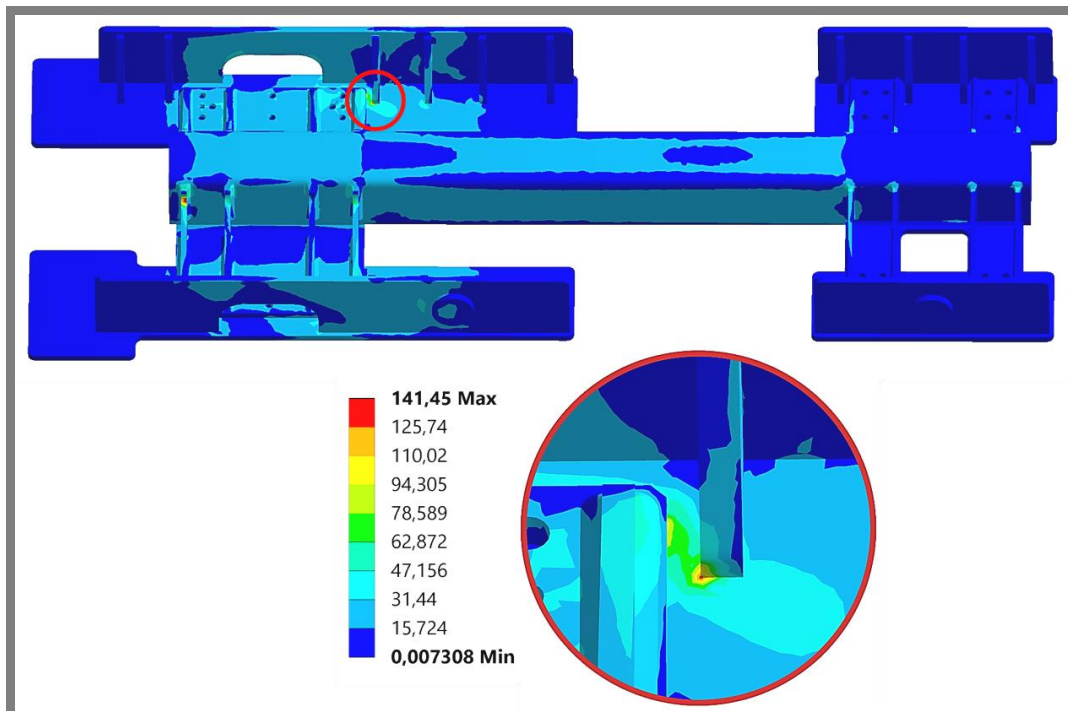
5.2.4 Úprava přilehlých dílů nosiče

Nezbytné úpravy nosiče s sebou však nesly také nežádoucí kolize a omezení přilehlých dílců od rotační hlavy. Jedna z kolizí byla způsobena rozšířením nosného plechu, který náhle zasahoval do výztuh přípojovacích desek s pojezdovými rolnami. Vzniklá situace je vyznačena na obr. 5.6. Vzhledem k omezenému prostoru nebylo přípustné výztuhy pouze zbrousit, jelikož by jejich zkrácení vedlo i ke ztrátě funkčnosti. Nevyhnutelnou úpravou tedy bylo jejich odstranění z původního místa a přesunutí do stran o vzdálenost minimálně 50 mm.



Obr. 5.6 Kolize nosného plechu a výztuh připojovacích desek

Jelikož zásah do uspořádání jiných dílců může vyvolat nežádoucí odezvu, byla tato úprava blíže zkoumána pomocí rozšířeného 3D modelu a MKP analýzy. Kvůli neúplnosti originální výkresové dokumentace a dílčích prvků rotační hlavy a nedostatku podkladů nebylo možné model připojovacích desek vytvořit zcela detailně a identicky. Základní rozměry však byly odměřeny a dopočítány z výkresu sestavy a relativní přesnost součástí byla pro MKP analýzu dostačující. Okrajové podmínky zůstaly nezměněny. Simulace byla převážně zaměřena na odhalení a porovnání maximálního napětí v okolí nově posunutých výztuh. Průběh napětí je zakreslen na obr. 5.7.

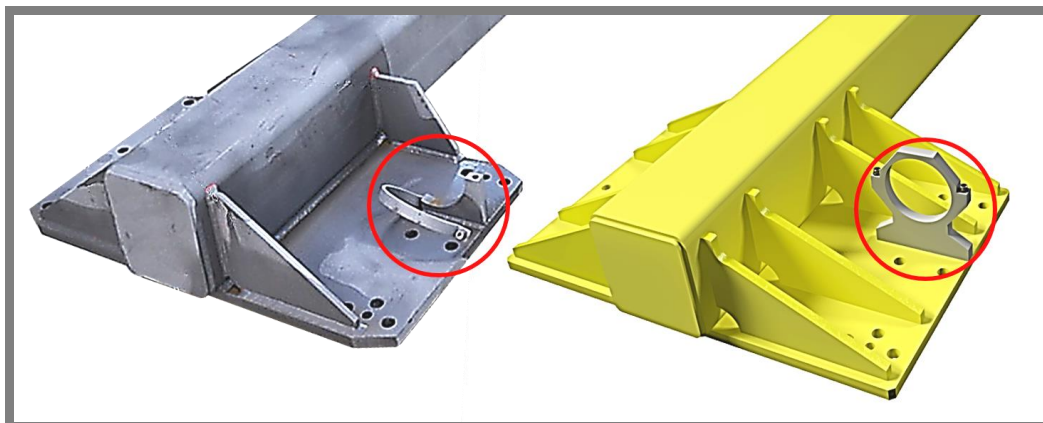


Obr. 5.7 Průběh napětí posunutých výztuh

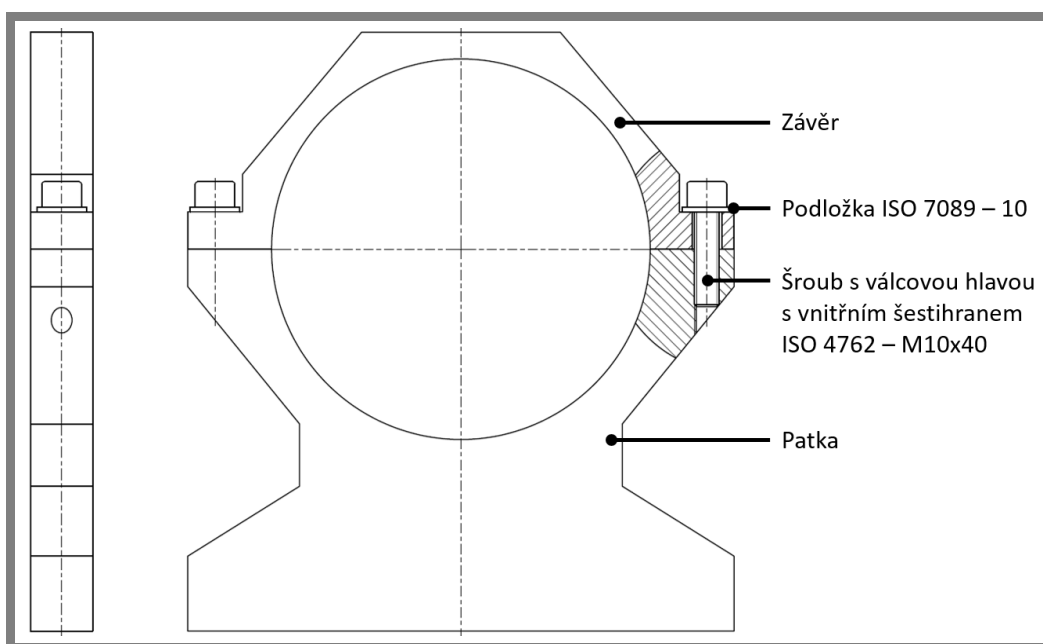
Výsledky prokázaly, že posunutí výztuh nemá negativní dopad na součást. Zvýšená koncentrace napětí je sice soustředěna k okrajům výztuh, nicméně jeho maximální velikost má hodnotu necelých 142 MPa, což je méně než mez kluzu materiálu 355 MPa.

Druhá kolize byla způsobena symetrií nosiče a prodloužením zkráceného žebra. Prodloužené žebro i jeho duplikát tímto zasahovaly do pouzdra akumulátoru. Původně byl akumulátor uchycen ke spodnímu nosnému plechu pomocí nízké patky. Po vzoru tohoto uchycení byla navržena nová upínací patka, která pouzdro akumulátoru zvedla nad úroveň žeber. Návrh byl zaměřen na univerzálnost a snazší demontáž.

Původní patka obepínala pouzdro akumulátoru pouze na jeho jediném okraji, nicméně nové uložení by v této konfiguraci mohlo vyvolávat nežádoucí kmitání celého pouzdra. Z tohoto důvodu byla nová patka aplikována na obou okrajích. Při návrhu bylo vycházeno z informace, že průměr pouzdra má velikost 6", tedy přibližně 152,4 mm. Návrh uložení je zobrazen na obr. 5.8 až 5.9 a podrobně vyznačen v návrhovém výkresu (viz příloha – č. v.: NV-0-0).



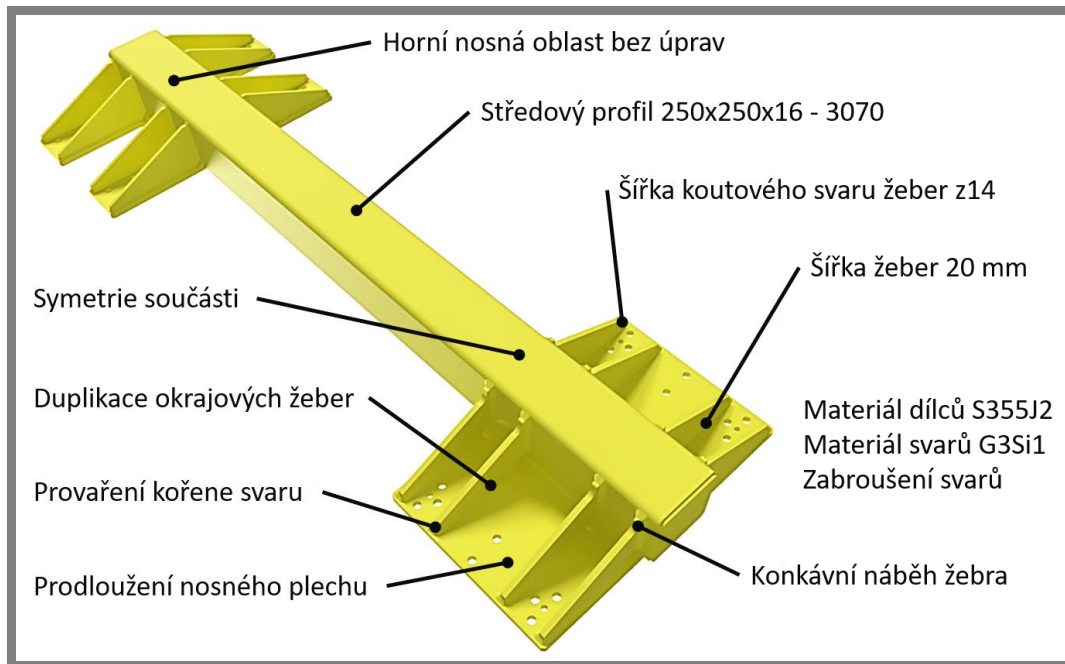
Obr. 5.8 Srovnání uchycení akumulátoru – původní (vlevo) a nové (vpravo)



Obr. 5.9 Návrh patky pouzdra akumulátoru

5.3 Finální návrh nosiče

Analýza a studium dílčích koncepčních řešení respektive oblastí zájmu a iteračních úprav směřovala k dosažení jediného a komplexního návrhu. Původní snaha o minimalistickou úpravu součásti s ponecháním zkráceného žebra a bez zásahu do okolních dílů zůstala nenaplněna. Klíčovou úpravou byla právě symetrie žebírek spodního nosného plechu, což se v konečném důsledku projevilo i na jeho robustnosti a rozměrnosti. Celkově však byla součást modifikována s ohledem na omezený prostor a v případě dílčích kolizí došlo k jednoduché a zejména účelné nápravě. Finální návrh nosiče spolu s detailním popisem úprav je zobrazen na následujícím obrázku 5.10. Samotná vizualizace nosiče je také k vidění v příloze.



Obr. 5.10 Finální podoba nosiče

5.4 Ověření finálního návrhu nosiče

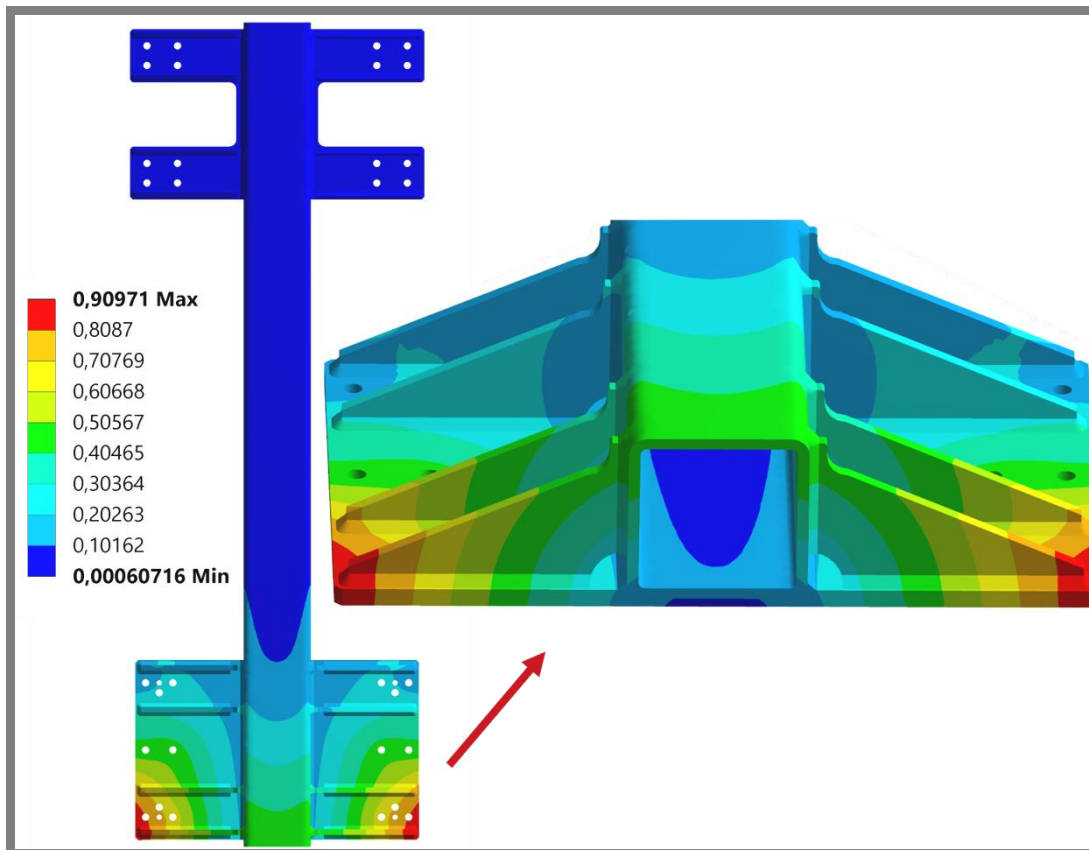
Konečný návrh byl ověřen opětovnou MKP analýzou, která obsahovala totožné metody, postupy, kritéria a vstupní parametry, jako v případě počáteční simulace originální součásti. Definicí multilineárních materiálových charakteristik ovšem v tomto případě nezahrnovala materiál S235JRN, který byl na základě úprav nahrazen materiálem ekvivalentním s nosnými plechy, tedy S355J2. Vycházelo se opět ze statické i únavové analýzy nárazového stavu a na závěr i z nového odhadu vlastní frekvence součásti.

5.4.1 Statická analýza nárazového stavu

Analýza ověřuje finální návrh nosiče při působení maximálního nárazového krouticího momentu 41,9 kNm.

Celková deformace

Deformace součásti (viz obr. 5.11) je díky úpravám rovnoměrně rozdělena v oblasti spodního nosného plechu. Hodnota maximálního posunutí je stanovena na 0,91 mm, což je oproti výsledkům analýzy originálu (s posunutím 2,14 mm) snížení více jak poloviční. Výsledky vycházejí zejména z pozitivního dopadu symetrie a prodloužení zkráceného žebra. Víceosé kroucení je díky dostatečné celkové tuhosti součásti omezeno.

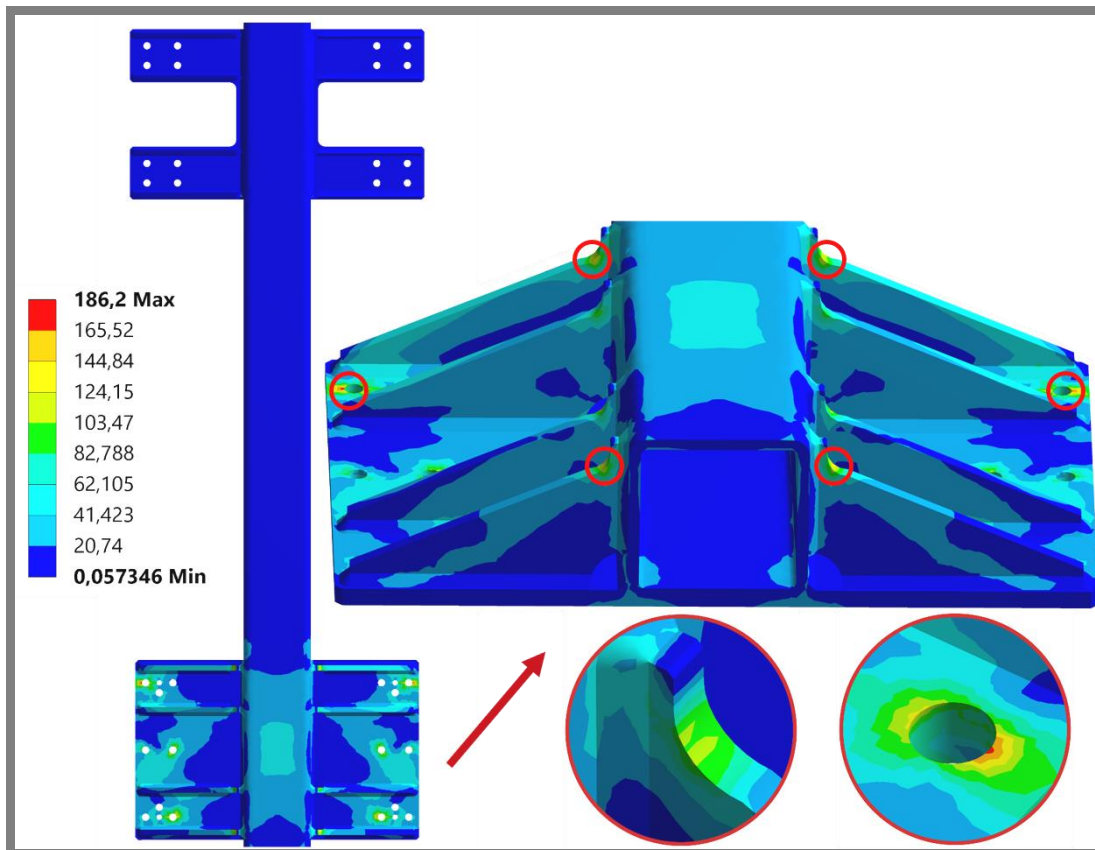


Obr. 5.11 Celková deformace [mm]

Srovnávací redukované napětí

Kritické oblasti maximálního napětí (viz obr. 5.12) již neodpovídají přechodovým místům svaru. Naopak se převážně soustřeďují na oblasti navrženého konkávního náběhu žebra a volně přecházejí do středového profilu. Na obrázku jsou vyznačeny také lokální extrémy u hran dvou připojovacích otvorů, což je dáno zejména tuhostí žebér a omezeného, ale stále působícího víceosého kroucení nosného plechu. Maximální napětí má však velikost 186 MPa, což je oproti originálu součásti (s 320 MPa) značné snížení. Napětí 186 MPa se nyní pohybuje pod mezí kluzu použitých materiálů, o čemž svědčí následující srovnání.

- S355J2 → $\sigma_{\max} < \sigma_D \rightarrow 186 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál vyhovuje
- G3Si1 → $\sigma_{\max} < \sigma_D \rightarrow 186 \text{ MPa} < 470 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál vyhovuje



Obr. 5.12 Srovnávací redukované napětí [MPa]

Smykové napětí

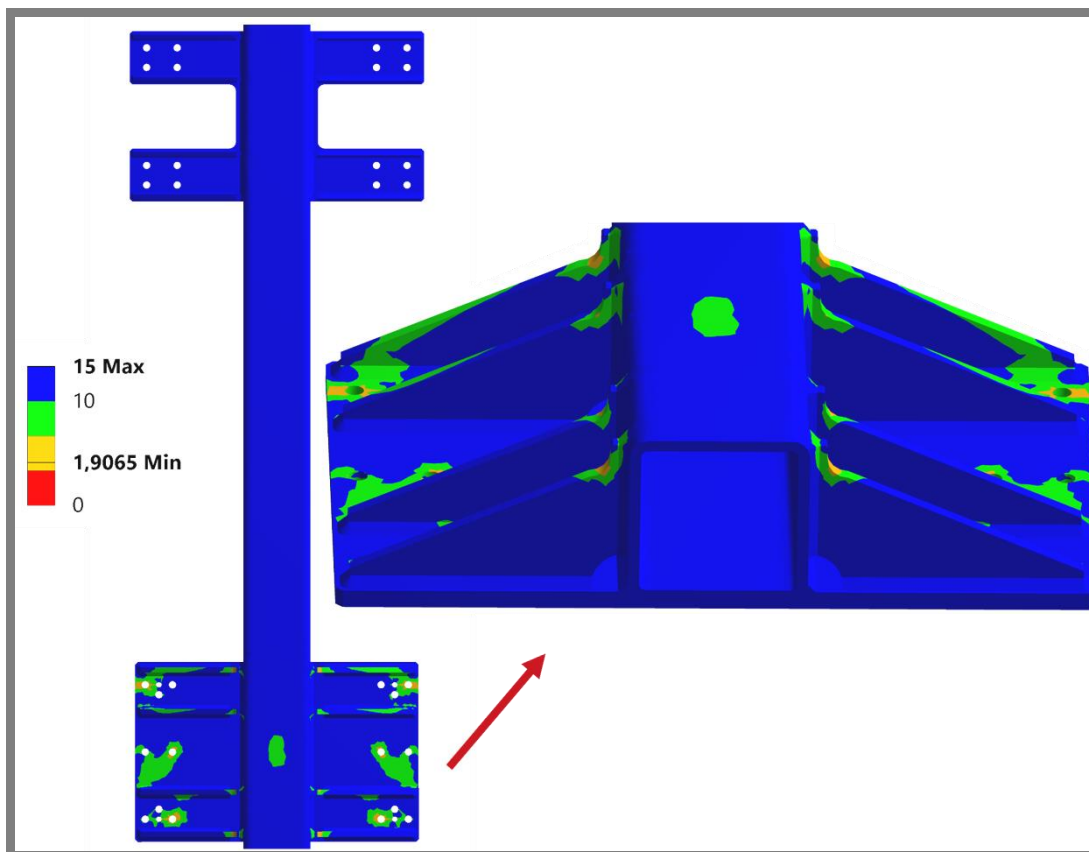
Při standardních podmínkách s potlačenou geometrií svaru byla na základě analýzy v okolí spoje žeber a nosného plechu získána maximální hodnota smykového napětí 53 MPa. Dovolená smyková napětí dílčích materiálů byla již počítána u simulace originálu v podkapitole 4.6.2, kde byly získány následující hodnoty: $\tau_{D(G3Si1)} = 165$ MPa a $\tau_{D(S355J2)} = 142$ MPa.

Následujícím srovnáním výsledků s dovolenými hodnotami byla potvrzena vhodnost použitých materiálů.

- S355J2 $\rightarrow \tau_{\max} < \tau_{D(S355J2)} \rightarrow 53 \text{ MPa} < 142 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál vyhovuje
- G3Si1 $\rightarrow \tau_{\max} < \tau_{D(G3Si1)} \rightarrow 53 \text{ MPa} < 165 \text{ MPa} \rightarrow$ materiál vyhovuje

Statický koeficient bezpečnosti

Minimální statický koeficient bezpečnosti (viz obr. 5.13) nyní není soustředěn v kritických oblastech svaru, ale odpovídá konkávnímu náběhu žeber. Přípustný interval statického koeficientu bezpečnosti je vymezen hodnotami $\langle 1,4; 2,7 \rangle$. Získaná hodnota 1,91 v tomto intervalu leží – hodnotící kritérium je splněno.

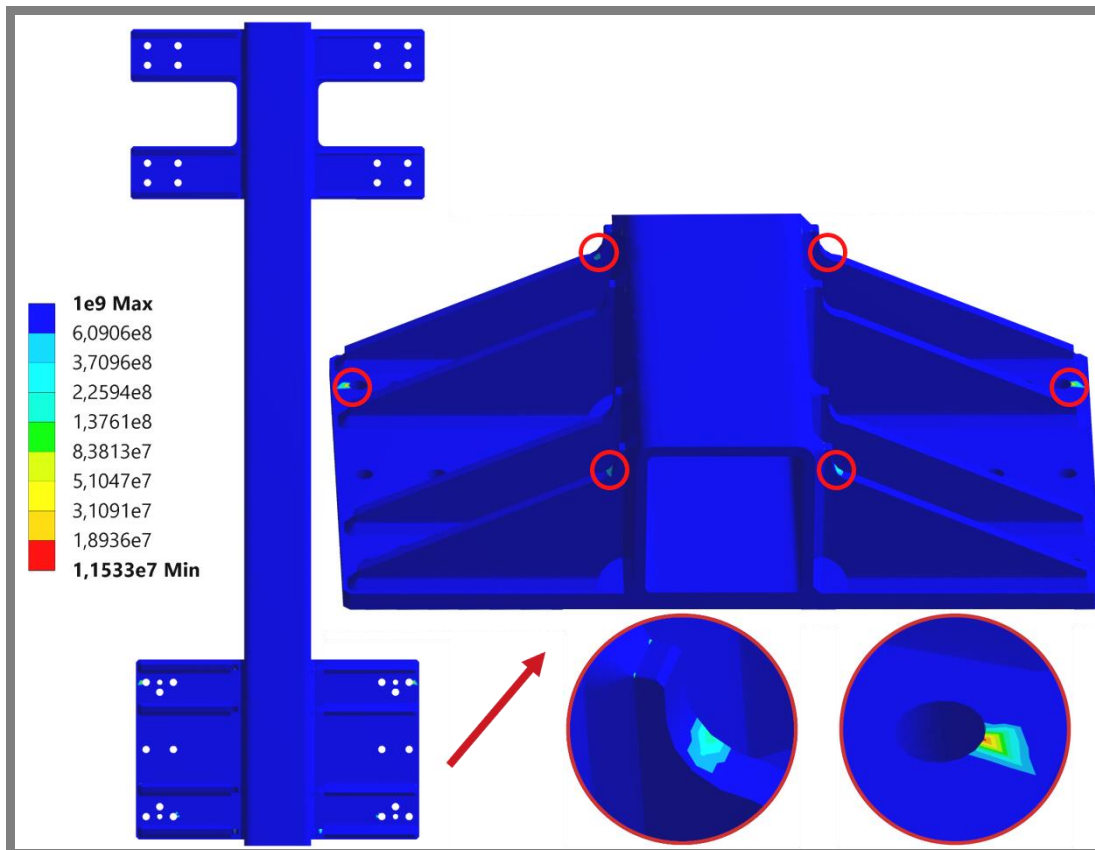


Obr. 5.13 Statický koeficient bezpečnosti

5.4.2 Únavová analýza nárazového stavu

Analýza ověřuje finální návrh nosiče při působení střídavého mívivého zátěžného cyklu s upravenou maximální amplitudou $\pm 41,9$ kNm dle nastavení, která jsou specifikována v podkapitole 4.6.3.

Z výsledků analýzy na obr. 5.14 je jasně patrné, že kritické hodnoty se již nekoncentrují v oblastech přechodových vrubů svaru, ale nyní tvoří lokální extrémy hran označených připojovacích otvorů a částečně také konkávním náběhům žeber. Minimální počet cyklů do lomu nyní odpovídá velikosti $1,2 \cdot 10^7$, což představuje zásadní navýšení oproti simulaci originálu s hodnotou $2,6 \cdot 10^4$.

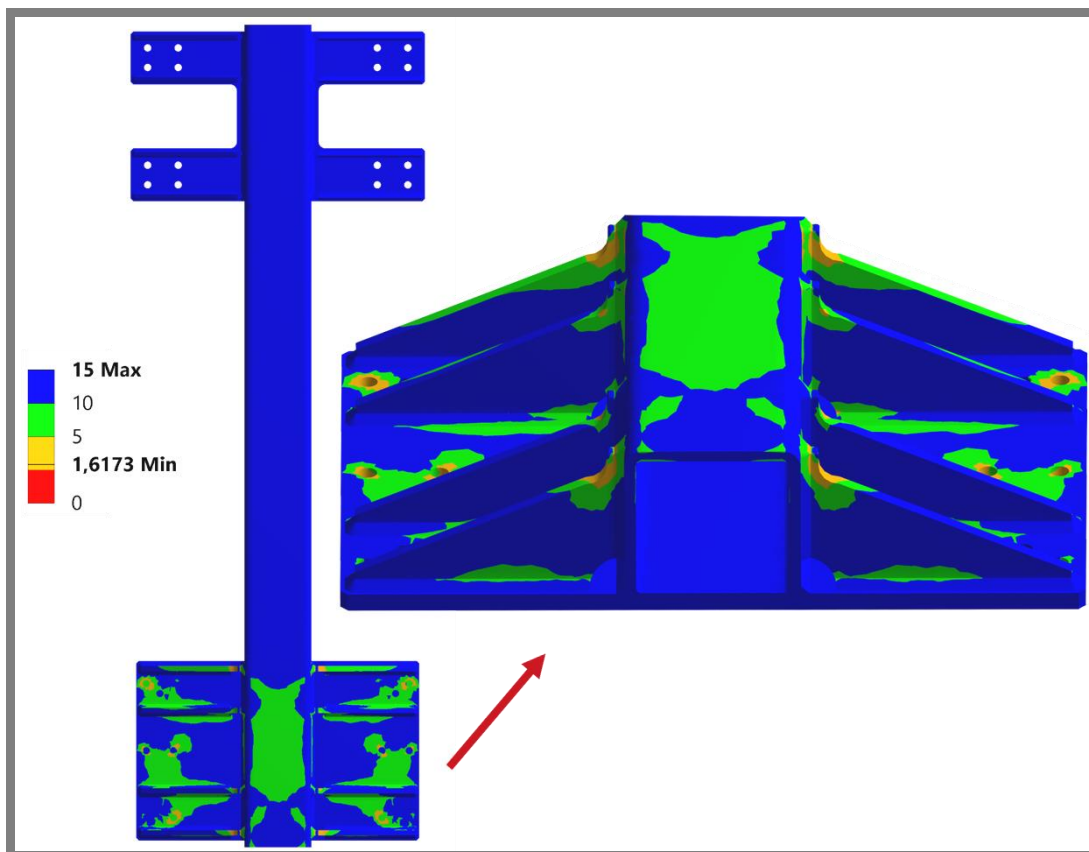


Obr. 5.14 Únavová životnost – min. počet cyklů do lomu

Na základě hodnotících kritérií mělo být docíleno navýšení minimálního počtu cyklů do lomu alespoň po mezní oblast 10^6 , což získaná hodnota $1,2 \cdot 10^7$ splňuje a leží tedy za mezí únavy.

Únavový koeficient bezpečnosti

Minimální únavový koeficient bezpečnosti (viz obr. 5.15) nyní není soustředěn v kritických oblastech svaru, ale odpovídá konkávnímu náběhu žeber nebo okolí připojovacích děr. Přípustný interval únavového koeficientu bezpečnosti je vymezen hodnotami $\langle 1,5; 3 \rangle$. Získaná hodnota 1,62 v tomto intervalu leží – hodnotící kritérium je splněno.



Obr. 5.15 Únavový koeficient bezpečnosti

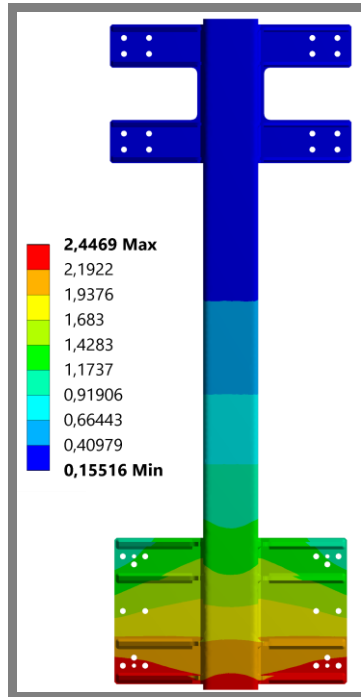
5.4.3 Modální analýza

Na závěr byl proveden také nový odhad vlastní frekvence součásti a srovnání s frekvenčním rozsahem vrtného procesu 0,2 Hz až 2,1 Hz respektive 3,8 Hz. Došlo k vykreslení prvních pěti vlastních frekvencí (viz tab. 5.7). Získané výsledky se příliš neliší od výsledků originální součásti. První vlastní frekvence součásti vzrostla z původních 31 Hz na aktuálních 37 Hz (viz obr. 5.16), což ovšem nespadá do intervalu vrtného procesu. Upravená součást se tedy do rezonance nedostává.

5.4.3

Tab. 5.7 Vlastní frekvence součásti

| Pořadí frekvence | Vlastní frekvence [Hz] |
|------------------|------------------------|
| 1. | 37 |
| 2. | 133 |
| 3. | 155 |
| 4. | 165 |
| 5. | 261 |



Obr. 5.16 Deformace [mm] při frekvenci 37 Hz

5.4.4 Shrnutí dosažených výsledků

Ze série ověřovacích simulací vyplynuly tyto základní poznatky:

- Oblast celkových deformací odpovídá symetrii součásti a vlivu víceosého kroucení
- Maximální posunutí součásti má velikost 0,91 mm, což je v porovnání s originálem snížení o více jak polovinu
- Koncentrace maximálního napětí neleží v kritické přechodové oblasti svaru
- Maximální srovnávací napětí 186 MPa leží pod mezí kluzu materiálu S355J2
- Použité materiály vyhovují z hlediska smykového napětí
- Oblast minimální únavové životnosti součásti leží mimo kritická místa svaru
- Minimální počet cyklů do lomu se nachází v oblasti 10^7 , tedy za mezí únavy použitých materiálů
- Statický koeficient bezpečnosti odpovídá hodnotě 1,91 a leží v požadovaném intervalu $\langle 1,4; 2,7 \rangle$
- Únavový koeficient bezpečnosti odpovídá hodnotě 1,62 a leží v požadovaném intervalu $\langle 1,5; 3 \rangle$
- Vlastní frekvence součásti nespádají do frekvenčního rozsahu vrtného procesu – součást se nedostává do rezonance

6 DISKUZE

Na základě validních výsledků MKP analýzy originální součásti bylo možné s relativní přesností identifikovat příčiny poškození v podobě opakujících se nárazových stavů krouticího momentu. S pomocí těchto výsledků mohlo dojít k požadované modifikaci nosiče vedoucí k zamezení výskytu poškození. Iterační úpravy byly provedeny s ohledem na dostupné informace a omezený zástavbový prostor nosiče. Finální návrh konstrukčního řešení byl ověřen opětovnou MKP analýzou při stejných podmínkách jako originál. Výsledky upraveného nosiče byly s originálním řešením srovnány a vyhodnoceny (viz tab. 6.1).

Tab. 6.1 Srovnání finálního řešení nosiče

| | Originální součást | Upravená součást | |
|-------------------------------|--------------------|------------------|----|
| Max. deformace [mm] | 2,14 | 0,91 | |
| Max. redukované napětí [MPa] | 320 | 186 | a) |
| Min. počet cyklů do lomu [-] | $2,6 \cdot 10^4$ | $1,2 \cdot 10^7$ | b) |
| Min. statický koef. bezp. [-] | 0,92 | 1,91 | c) |
| Min. únavový koef. bezp. [-] | 0,24 | 1,62 | d) |

- a) Leží pod Re 355 MPa, kritérium splněno
- b) Leží v oblasti větší než 10^6 , kritérium splněno
- c) Leží v intervalu $\langle 1,4; 2,7 \rangle$, kritérium splněno
- d) Leží v intervalu $\langle 1,5; 3 \rangle$, kritérium splněno

Z uvedené srovnávací tabulky jsou výhody konstrukčních úprav zřejmé. Veškerá vytyčená hodnotící kritéria byla splněna. Navržené konstrukční úpravy nosiče lze považovat za konečné a platné. Dle získaných poznatků a uvedených výsledků lze usuzovat, že je nosič nyní schopen odolávat nárazovému zatěžování, které bylo příčinou výskytu poškození. Za nevyhnutelnou komplikaci je možné označit přemístění některých výztuh obou připojovacích desek s pojezdovými rolnami, nicméně dle průzkumu a analýzy příslušné oblasti bylo prokázáno, že tento zásah nemá z globálního hlediska žádný vliv na uvedené desky či nosič. Na základě dílčích úprav nosiče je také možné odhadovat navýšení jeho celkové hmotnosti o 124 kg (po odečtení z 3D modelu), což je ovšem, z hlediska jeho rozměrnosti, působení váhy rotační hlavy (více jak 12 tun) a celkové nosnosti stroje, nevýznamné.

Alternativní, ale zároveň i finančně nákladnou možností úpravy originálního nosiče by mohl být nákup odpovídající rotační hlavy s vedením a nosičem v podobě uzavřené rámové konstrukce po vzoru některých oceánských ropných plošin, a to především s ohledem na celkovou nosnost a tuhost. Nicméně návrh obsažený v této práci lze považovat za nejméně invazivní a finančně nenáročný.

6.1 Požadavky na výrobu nosiče

Součástí této práce je také výkresová dokumentace upraveného nosiče, která se nachází v příloze. Při výrobě nosiče však musí být splněny následující požadavky:

- Úplné provaření kořene svaru žeber (viz srovnávací analýza v podkapitole 4.6.4), přičemž metoda svařování MIG/MAG včetně svařovacího materiálu G3Si1 (označení OK Autrod 12.50) mohou zůstat zachovány.
- Zabroušení koutového svaru všech žeber (alespoň v jejich kritických oblastech), a to kvůli zamezení výskytu možných koncentrátorů napětí.

6.2 Další doporučení

Vzhledem k rozsahu práce a omezené dostupnosti některých informací či podkladů (např. kompletní výkresová dokumentace rotační hlavy, materiálové vzorky nosiče protokoly o svařování nebo tepelném zpracování) byl v bodech sestaven následující soupis doporučení, který by mohl vést k podhalení či praktickému ověření některých teorií a odhadů. Seznam zároveň slouží jako vodítko pro případný rozvoj či replikaci dílčích poznatků této práce.

- Materiálové charakteristiky byly definovány na základě externích tahových a únavových zkoušek pro odpovídající konfigurace použitých materiálů, jelikož reálné materiálové vzorky nebyly k dispozici. Ideálním řešením by však bylo např. při opravě nosiče tyto vzorky odebrat a podrobit je tahovým a únavovým zkouškám. Získané výsledky by mohly vést ke zpřesnění MKP analýzy nebo ověření její správnosti.
- Dohledání protokolu o svařování nosiče (WPS) by mohlo potvrdit některé předpoklady v této práci (např. provaření kořene svaru), avšak vzhledem ke komplexnosti provedených rozborů a srovnání není tento protokol zcela nezbytný.
- V případě větších zásahů do uspořádání či uložení dílců rotační hlavy k nosiči je žádoucí obstarání kompletní a detailní výkresové dokumentace od výrobce rotační hlavy respektive stroje. Jelikož v této práci byly zásahy do okolních součástí minimální (pouzdro akumulátoru, výztuhy desek s rolnami), stačilo dopočítání stěžejních rozměrů pouze z výkresu sestavy.
- V této práci byla s ohledem na dostupnost informací jakákoliv podobnost mezi nárazovými stavy krouticího momentu a stick-slip efektem, který z globálního hlediska na vrtnou kolonu působí, vyvrácena. Jedním z důvodů bylo vybavení vrtné věže systémem „Soft Torque Rotary System“, který monitoruje a koriguje fluktuace otáček a přítlak na nástroj. Dle možností techniků společnosti a přístupnosti k softwaru tohoto systému by mohl být přínosný pokus o jeho kontrolu a kalibraci, což by mohlo vést (alespoň částečně) k zachycení nebo zmírnění nežádoucích nárazů.

7 ZÁVĚR

Předmět této práce tvořil vývojovou zakázku pro společnost MND Drilling & Services a.s., ve které byl řešen aktuální problém s výskytem únavových trhlin na nosiči rotační hlavy vrtné věže Bentec 350 AC. Koncentrace trhlin byla zaznamenána podél hran svařovaných žeber v tepelně ovlivněné oblasti svaru, a to zejména v oblasti spodního nosného plechu. Problém nastal při intenzivních vrtných operacích stroje a opakoval se i po odstranění závad.

Hlavním cílem práce bylo navržení konstrukčních úprav nosiče, které by směřovaly k zamezení výskytu poškození. Pro nalezení vhodných konstrukčních úprav bylo třeba analyzovat příčiny vzniku poškození nosiče a následně verifikovat navržené úpravy pomocí MKP s využitím informací o reálném způsobu zatěžování.

Na základě MKP analýzy původního nosiče, provedené v prostředí Ansys Workbench 17.2, byly identifikovány příčiny poškození v podobě relativně náhodně se opakujících nárazových stavů krouticího momentu. Jeho maximální velikost 41,9 kNm mnohonásobně převyšovala průměrnou hodnotu běžného provozu stroje, což se projevilo koncentrací napětí v kritických oblastech svaru a výrazně zkrácenou únavovou životností. Konceptní řešení bylo zaměřeno na výzkum úprav nosiče a jejich realizaci za současného splnění dílčích hodnotících kritérií. Iteračně bylo poté dosaženo finální podoby nosiče a jeho funkčnost byla ověřena opětovnou MKP analýzou.

Finální návrh konstrukčních úprav součásti splňuje všechna vytyčená hodnotící kritéria a v porovnání s originální podobou nosiče nyní vykazuje dostatečnou tuhost a odolnost vůči víceosému kroucení. Kritické oblasti svaru již nepředstavují koncentrátoři napětí a minimální počet cyklů do lomu nyní leží za mezí únavy použitých materiálů. Lze konstatovat, že na základě MKP analýzy a předložených výsledků v této práci je u řešeného nosiče možné očekávat zamezení výskytu poškození.

Součástí práce je také přiložená výkresová dokumentace nového konstrukčního řešení.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Téma: MND – Podkladová dokumentace, firemní záznamy k zakázce
Informace poskytla společnost MND Drilling & Services a.s. Lužice 18.1.2017.
- [2] *MND – Seznam vrtných souprav* [online]. [cit. 2017-2-25]. Dostupné z: <http://www.mnd-drilling.eu>
- [3] BOMMER, P. *A Primer of Oilwell Drilling – A Basic Text of Oil and Gas Drilling*. 7th ed. Austin: University of Texas Press, 2008. 264 s. ISBN: 0-88698-227-8
- [4] PINKA, J. *Technológia vrtania na mori a na pevnine*. 2. doplnené vydanie. Košice: FPP F BERG TU Košice, 2015. 184 s. ISBN: 0-88698-227-8
- [5] MACINI, P. 3.1 – Drilling Rigs and Technologies In: Prato R. *Oil Exploration and Production*. Roma: Marchesi Grafiche Editorial, 2005. s. 303-336.
- [6] KLEMPA, M., ZEMAN, V., BUJOK, P. *Technika a technologie hlubinného vrtání* [online]. Ostrava, 2011 [cit. 2017-2-25]. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz>
- [7] LYONS, WILLIAM C., PLISGA, GARY J., LORENZ, MICHAEL D. *Standard Handbook of Petroleum and Natural Gas Engineering*. 3rd ed. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2016. 1815 s. ISBN: 978-0-12-383846-9
- [8] SHUTE, D. M. Top drive casing running: Challenges and solutions. *Journal of Canadian Petroleum Technology*. 2006, vol. 45, issue 12, s. 12-17. ISSN: 00219487
- [9] ASHCHEULOV, A. V., SHESTOPALOV, A. A., & LOBACHEV, A. A. Analysis of Dynamic Load Capacity of the Top Drive of Drilling Rigs. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016, vol. 52, issue 3-4, s. 167-173. DOI: 10.1007/s10556-016-0169-6
- [10] API 4F. *Specification for Drilling and Well Servicing Structures*. 3rd ed. Washington, D. C.: American Petroleum Institute, 2008.
- [11] PERRIN, D., CARON, M., GAILLOT, G. *Oil and Gas Field Development Techniques: Well Completion and Servicing*. Paris: Éditions Technip, 1999. 325 s. ISBN: 2-7108-0682-7
- [12] GLYNN-MORRIS, T., KING, T., & WINMILL, R. Drilling history and evolution at Wairakei. *Geothermics*. 2009, vol. 38, issue 1, s. 30-39. DOI: 10.1016/j.geothermics.2008.11.001
- [13] ASHCHEULOV, A. V., SHESTOPALOV, A. A., KHOROSHANSKY, A. E., AND KOCHETKOV, A. V. Performance characteristics of drill rigs with a top-drive system. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2015, vol. 51, issue 1, s. 94-99. DOI: 10.1007/s10556-015-0006-3
- [14] *Stick-Slip* [online]. [cit. 2017-3-27]. Dostupné z: <https://www.tomax.no>

- [15] *Stick-Slip v geologii* [online]. [cit. 2017-3-27]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk>
- [16] *Top Drive Solutions - 2015* [online]. [cit. 2017-3-27]. Dostupné z: <http://www.nov.com>
- [17] Varco Systems. *TDS-11SA Top Drive Drilling System – Technical Bulletin* [online]. Release Date: April, 1998 [cit. 2017-3-27]. Dostupné z: <http://drillzone.ru/uploads/files/13358622804e324f42cc1cb.pdf>
- [18] WANG, J. P., & BAO, Z. F. The Stress Analysis of Drilling Derrick Structure Based on Finite Element Method. *Applied Mechanics and Materials*. 2012, vol. 251, s. 84-90. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.251.84
- [19] YAN, T., & HAN, C. J. Research on the Vibration of Drilling Derrick. *Advanced Materials Research*. 2010, vol. 139-141, s. 2368-2371. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.139-141.2368
- [20] WANG, J., ZHAO, H., ZOU, J., ZHOU, H., WU, Z., & DU, S. Welding distortion prediction with elastic FE analysis and mitigation practice in fabrication of cantilever beam component of jack-up drilling rig. *Ocean Engineering*. 2017, vol. 130, s. 25-39. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2016.11.059
- [21] *Vrtné potrubí Grant Prideco* [online]. [cit. 2017-3-27]. Dostupné z: <https://www.nov.com>
- [22] *Svařování a tepelné zpracování jemnozrnných ocelí S235 a S355* [online]. [cit. 2017-5-18]. Dostupné z: <http://www.konstrukce.cz>
- [23] *Databáze materiálů* [online]. [cit. 2017-5-18]. Dostupné z: <http://www.totalmateria.com>
- [24] JESUS, A. M. P., MATOS, R., FONTOURA, B. F. C. A comparison of the fatigue behavior between S355 and S690 steel grades. *Journal of Constructional Steel Research*. 2012, vol. 79, s. 140-150. DOI: 10.1016/j.jcsr.2012.07.021
- [25] TOMASZEWSKI, T., STRZELECKI, P. Study of the Size Effect for Non-Alloy Steels S235JR, S355J2+C and Acid-Resistant Steel 1.4301. *American Institute of Physics*. 2016, vol. 1780, DOI: 10.1063/1.4965940
- [26] NURUZZAMAN, M. *Finite Element Modeling of Welded Joints Using Effective Notch Stress Approach*. Winnipeg, 2016. 90 s. Diploma Thesis. University of Manitoba. Department of Mechanical Engineering
- [27] KOSSAKOWSKI, P. G. Microstructural failure criteria for S235JR steel subjected to spatial stress states. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2014, vol. 15, s. 195 – 205. DOI: 10.1016/j.acme.2014.02.008
- [28] PAKIDING, L. *Design Criteria for High Strength Steel Joints*. Delft, 2007. 89 s. Diploma Thesis. Delft University of Technology. Structural Engineering

- [29] LEE, H. *Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 14 – Theory, Applications, Case Studies*. Kan: SDC, 2012. 602 s. ISBN: 978-1-58503-725-4
- [30] KHULIEF, Y. A. Modeling of Stick-Slip in Multibody Drilling Systems. In: *ASME 2005 International Design Engineering Technical Conference*. Long Beach, California USA, 2005. 8 s. DETC2005-84225
- [31] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN: 978-80-214-2629-0
- [32] IRVING, S., FERGUSON-SMITH, F., HU, X. Z., LIU, Y. Comparative fatigue assessment of soft toe and nested bracket welded aluminium structures. *Engineering Failure Analysis*. 2005, vol. 12, issue 5, s. 679 – 690. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2014.12.005
- [33] *Corner cope holes* [online]. [cit. 2018-4-19]. Dostupné z: <http://www.steelconstruction.info>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

| | |
|-----------|---|
| MND | Moravské naftové doly (společnost) |
| MKP (FEM) | Metoda konečných prvků (Finite Element Method) |
| TDS | Top Drive System (posuvná rotační hlava) |
| API 4F | Specifikace pro chod a údržbu vrtných konstrukcí |
| NOV | National Oilwell Varco (společnost) |
| MIG/MAG | Metal Inert/Active Gas – metoda obloukového svařování |
| FATx | Označení S-N křivky s určitou hodnotou hladiny rozkmitu x |
| ČSN | Česká technická norma |
| obr. | Obrázek |
| tab. | Tabulka |

| | | |
|-----------------------|-----------------------|--|
| $M_{k(v)max}$ | [Nm] | Maximální kontinuální krouticí moment |
| n | [min ⁻¹] | Otáčky rotační hlavy |
| Re | [MPa] | Mez kluzu |
| Rm | [MPa] | Mez pevnosti |
| A | [%] | Tažnost |
| N | [-] | Počet cyklů do lomu |
| $\sigma_{c(S235JRN)}$ | [MPa] | Mez únavy materiálu S235JRN |
| $\sigma_{c(S355J2)}$ | [MPa] | Mez únavy materiálu S355J2 |
| Mk | [MPa] | Maximální nárazový krouticí moment |
| T | [min] | Perioda nárazových stavů |
| E | [MPa] | Youngův modul pružnosti |
| μ | [-] | Poissonovo číslo |
| ρ | [Kg·m ⁻³] | Hustota (oceli) |
| $\sigma'f$ | [MPa] | Koeficient únavové pevnosti |
| b | [-] | Exponent únavové pevnosti |
| $\epsilon'f$ | [-] | Koeficient cyklické pevnosti |
| c | [-] | Exponent únavové tažnosti |
| K' | [MPa] | Exponent cyklické pevnosti |
| n' | [-] | Exponent cyklického napětí |
| i | [-] | Počet stupňů volnosti vázaného tělesa |
| i_v | [-] | Počet stupňů volnosti volného tělesa |
| n_t | [-] | Počet těles |
| ξ | [-] | Počet složek mechanického pohybu |
| η | [-] | Počet neznámých parametrů deformace |
| t_{TDS} | [kg] | Hmotnost soustavy Top Drive |
| F_{Ax}, F_{Ay} | [N] | Reakční síly vazby A |
| F_{Bx}, F_{By} | [N] | Reakční síly vazby B |
| F_{Cx}, F_{Cy} | [N] | Reakční síly vazby C |
| F_{Dx}, F_{Dy} | [N] | Reakční síly vazby D |
| F_{Ez} | [N] | Reakční síla lana |
| F_p | [N] | Tíha rotační hlavy |
| d | [mm] | Max. posunutí součásti při celkové deformaci |
| σ_{max} | [MPa] | Maximální redukované napětí |
| σ_D | [MPa] | Dovolené napětí |

| | | |
|---------------------|-------|---|
| τ_{\max} | [MPa] | Maximální smykové napětí |
| $\tau_{D(G3Si1)}$ | [MPa] | Dovolené smykové napětí materiálu G3Si1 |
| $\tau_{D(S235JRN)}$ | [MPa] | Dovolené smykové napětí materiálu S235JRN |
| $\tau_{D(S355J2)}$ | [MPa] | Dovolené smykové napětí materiálu S355J2 |
| k_s | [-] | Statický koeficient bezpečnosti |
| k_u | [-] | Únavový koeficient bezpečnosti |
| f | [Hz] | Frekvence vrtného procesu |
| f_v | [Hz] | Vlastní frekvence součásti |
| t_z | [°C] | Žíhací teplota |
| R | [mm] | Poloměr zaoblení |
| z | [mm] | Šířka koutového svaru |

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

| | | |
|------------------|---|----|
| Obr. 1.1 | Demontáž rotační hlavy TDS-11SA vrtné věže Bentec 350 AC [1]..... | 13 |
| Obr. 2.1 | Základní komponenty vrtné věže [5]..... | 14 |
| Obr. 2.2 | Detail systému kladkostroje [5]..... | 15 |
| Obr. 2.3 | Ilustrační obrázek vrtných segmentů [21] | 16 |
| Obr. 2.4 | Diamantové vrtné hlavice [6] | 16 |
| Obr. 2.5 | Systém rotačního stolu a unášedky [5] | 17 |
| Obr. 2.6 | Systém rotační hlavy Top Drive [5] | 18 |
| Obr. 2.7 | Pracovní postup s technologií Top Drive [6] | 19 |
| Obr. 2.8 | Stick-Slip efekt vrtného nástroje [30] | 20 |
| Obr. 2.9 | Vrtná souprava Bentec 350 AC [1] | 21 |
| Obr. 2.10 | Popis Rotační hlavy TDS-11SA [17] | 23 |
| Obr. 2.11 | Ukotvení rotační hlavy na nosič [17] | 24 |
| Obr. 2.12 | Demontáž nosiče z rotační hlavy [1]..... | 24 |
| Obr. 2.13 | Nosič rotační hlavy [1] | 25 |
| Obr. 2.14 | Nosič po revizi [1]..... | 26 |
| Obr. 2.15 | Výkonnostní křivka pro 800 HP (597 kW) [17]..... | 27 |
| Obr. 2.16 | Vyznačená oblast trhlin [1] | 28 |
| Obr. 2.17 | Výskyt trhlin v přechodové oblasti svaru [1] | 28 |
| Obr. 2.18 | Barvení kritických míst při defektoskopii [1] | 29 |
| Obr. 2.19 | Odhalení trhlin při defektoskopii [1]..... | 29 |
| Obr. 2.20 | Metoda efektivního tvaru svarového přechodu [26] | 32 |
| Obr. 4.1 | Blokové schéma postupu řešení | 34 |
| Obr. 4.2 | Záznam z průběhu vrtání [1] | 35 |
| Obr. 4.3 | Časový průběh krouticího momentu | 36 |
| Obr. 4.4 | 3D model nosiče | 37 |
| Obr. 4.5 | Efektivní tvar koutového svaru | 38 |
| Obr. 4.6 | Skutečný tahový diagram materiálu S235JRN..... | 39 |
| Obr. 4.7 | Skutečný tahový diagram materiálu S355J2 | 40 |
| Obr. 4.8 | Kombinovaný diagram únavových deformací S235JRN..... | 41 |
| Obr. 4.9 | Kombinovaný diagram únavových deformací S355J2..... | 41 |
| Obr. 4.10 | Zobrazení vazeb a zátěžných účinků..... | 42 |
| Obr. 4.11 | Modifikace vazeb a zátěžných účinků..... | 43 |
| Obr. 4.12 | Silový rozbor nosiče | 44 |
| Obr. 4.13 | Souřadnice odsazených vazeb | 45 |
| Obr. 4.14 | Kvalita sítě konečných prvků | 46 |
| Obr. 4.15 | Konvergenční křivka testovacího modelu - deformace..... | 47 |
| Obr. 4.16 | Konvergenční křivka testovacího modelu - napětí..... | 47 |
| Obr. 4.17 | Výsledky časově proměnné statické analýzy | 48 |
| Obr. 4.18 | Srovnání namáhání nosných plechů pro rázový stav | 49 |
| Obr. 4.19 | Celková deformace [mm] | 50 |
| Obr. 4.20 | Kroucení součásti v rovině XY a YZ | 50 |
| Obr. 4.21 | Srovnávací redukované napětí [MPa] | 51 |
| Obr. 4.22 | Statický koeficient bezpečnosti | 53 |
| Obr. 4.23 | Únavová životnost – min. počet cyklů do lomu..... | 54 |
| Obr. 4.24 | Srovnání simulace únavových trhlin s reálnými snímky..... | 54 |
| Obr. 4.25 | Únavový koeficient bezpečnosti..... | 55 |

| | |
|--|----|
| Obr. 4.26 Deformace [mm] při frekvenci 31 Hz | 56 |
| Obr. 4.27 Koncept 1 – tepelné zpracování součásti | 58 |
| Obr. 4.28 Koncept 2 – změna žeber | 59 |
| Obr. 4.29 Koncept 3 – Omezená zástavbová oblast | 60 |
| Obr. 4.30 Koncept 4 – vliv tvarování žeber | 61 |
| Obr. 4.31 Rozpor v orientaci zkráceného žebra [1] | 61 |
| Obr. 5.1 Dílčí kroky duplikace žeber | 63 |
| Obr. 5.2 Konkávní náběh žebra [32] | 65 |
| Obr. 5.3 Graf závislosti šířky žebra na únavové životnosti | 67 |
| Obr. 5.4 Úpravy profilu žebra | 67 |
| Obr. 5.5 Graf závislosti šířky svaru na únavové životnosti | 68 |
| Obr. 5.6 Kolize nosného plechu a výztuh přípojovacích desek | 69 |
| Obr. 5.7 Průběh napětí posunutých výztuh | 70 |
| Obr. 5.8 Srovnání uchycení akumulátoru – původní (vlevo) a nové (vpravo) | 71 |
| Obr. 5.9 Návrh patky pouzdra akumulátoru | 71 |
| Obr. 5.10 Finální podoba nosiče | 72 |
| Obr. 5.11 Celková deformace [mm] | 73 |
| Obr. 5.12 Srovnávací redukované napětí [MPa] | 74 |
| Obr. 5.13 Statický koeficient bezpečnosti | 75 |
| Obr. 5.14 Únavová životnost – min. počet cyklů do lomu | 76 |
| Obr. 5.15 Únavový koeficient bezpečnosti | 77 |
| Obr. 5.16 Deformace [mm] při frekvenci 37 Hz | 78 |
| Obr. 12.1 Vizualizace nosiče bez příslušenství (vlevo) a se zjednodušenými prvky (vpravo) | 92 |

11 SEZNAM TABULEK

| | |
|---|----|
| Tab. 2.1 Specifikace vrtné věže [2] | 22 |
| Tab. 2.2 Specifikace podvěžové konstrukce [2] | 22 |
| Tab. 2.3 Specifikace hlavního vrátku [2]..... | 22 |
| Tab. 2.4 Specifikace posuvné rotační hlavy [2]..... | 22 |
| Tab. 2.5 Mechanické vlastnosti použitých ocelí [23] | 30 |
| Tab. 4.1 Mechanické vlastnosti materiálů [23, 25]..... | 39 |
| Tab. 4.2 Data únavové životnosti [23]..... | 40 |
| Tab. 4.3 Vliv provaření kořene svaru | 56 |
| Tab. 4.4 Vlastní frekvence součásti | 56 |
| Tab. 5.1 Vyhodnocení tepelného zpracování..... | 62 |
| Tab. 5.2 Vyhodnocení změny materiálu žeber | 63 |
| Tab. 5.3 Vyhodnocení duplikace žeber..... | 64 |
| Tab. 5.4 Zkrácená tabulka tvarování profilu žeber | 64 |
| Tab. 5.5 Zhodnocení symetrie součásti | 65 |
| Tab. 5.6 Zhodnocení správné orientace zkráceného žebra | 65 |
| Tab. 5.7 Vlastní frekvence součásti | 77 |
| Tab. 6.1 Srovnání finálního řešení nosiče..... | 79 |
| Tab. 12.1 Tvarování profilu žebra | 91 |
| Tab. 12.2 Korekce šířky žebra | 91 |
| Tab. 12.3 Korekce šířky svaru | 91 |

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Nezkrácená tabulka výsledků konvexního/konkávního tvarování žebra

Příloha 2 – Tabulka výsledků korekce šířky žebra

Příloha 3 – Tabulka výsledků korekce šířky koutového svaru

Příloha 4 – Vizualizace konstrukčního návrhu nosiče

Samostatné přílohy:

Příloha 5 – Publikace

Příloha 6 – Výkresová dokumentace

| | | |
|---------------------|----|----------------|
| Návrh sestavení | A1 | č. v.: NV-0-0 |
| Nosič rotační hlavy | A1 | č. v.: C-0-0.0 |
| Středový profil | A3 | č. v.: C-0-0.1 |
| Nosný plech spodní | A3 | č. v.: C-0-0.2 |
| Nosný plech horní | A3 | č. v.: C-0-0.3 |
| Záslepka | A4 | č. v.: C-0-0.4 |
| Výztuha spodní | A3 | č. v.: C-0-0.5 |
| Výztuha horní | A3 | č. v.: C-0-0.6 |
| Objímka dlouhá | A3 | č. v.: C-0-1.0 |
| Patka dlouhá | A4 | č. v.: C-0-1.1 |
| Závěr | A4 | č. v.: C-0-1.2 |
| Objímka krátká | A3 | č. v.: C-0-2.0 |
| Patka krátká | A4 | č. v.: C-0-2.1 |

Nezkrácená tabulka výsledků konvexního/konkávního tvarování žebra (viz podkapitola 5.1.4)

Tab. 12.1 Tvarování profilu žebra

| R [mm] | krok | d [mm] | σ [MPa] | N [-] | k_s [-] | k_u [-] |
|--------|------|--------|----------------|------------------|-----------|-----------|
| -310 | -3 | 2,17 | 262 | $3,1 \cdot 10^4$ | 1,03 | 0,25 |
| -600 | -2 | 2,15 | 272 | $2,9 \cdot 10^4$ | 0,98 | 0,25 |
| -900 | -1 | 2,15 | 300 | $2,7 \cdot 10^4$ | 0,95 | 0,25 |
| 0 | 0 | 2,14 | 320 | $2,6 \cdot 10^4$ | 0,92 | 0,2 |
| 900 | 1 | 2,13 | 315 | $2,4 \cdot 10^4$ | 0,89 | 0,2 |
| 600 | 2 | 2,15 | 328 | $2,3 \cdot 10^4$ | 0,87 | 0,19 |
| 310 | 3 | 2,13 | 336 | $2,2 \cdot 10^4$ | 0,83 | 0,19 |

Tabulka výsledků korekce šířky žebra (viz podkapitola 5.2.1)

Tab. 12.2 Korekce šířky žebra

| Velikost žebra | d [mm] | σ [MPa] | N [-] | k_s [-] | k_u [-] |
|----------------|--------|----------------|------------------|-----------|-----------|
| 14 | 1,16 | 296 | $0,3 \cdot 10^5$ | 1,32 | 0,62 |
| 16 | 1,12 | 275 | $0,9 \cdot 10^5$ | 1,44 | 0,77 |
| 18 | 1,08 | 259 | $1,6 \cdot 10^5$ | 1,54 | 0,84 |
| 20 | 1,05 | 226 | $3,6 \cdot 10^5$ | 1,67 | 0,93 |
| 22 | 1,02 | 208 | $8,7 \cdot 10^5$ | 1,9 | 1,01 |
| 24 | 1 | 194 | $26 \cdot 10^5$ | 2,08 | 1,14 |
| 26 | 0,96 | 186 | $28 \cdot 10^5$ | 2,1 | 1,15 |

Tabulka výsledků korekce šířky koutového svaru (viz podkapitola 5.2.2)

Tab. 12.3 Korekce šířky svaru

| Velikost svaru | d [mm] | σ [MPa] | N [-] | k_s [-] | k_u [-] |
|----------------|--------|----------------|-------------------|-----------|-----------|
| z10 | 1,05 | 226 | $0,36 \cdot 10^6$ | 1,67 | 0,93 |
| z12 | 1,13 | 217 | $1,1 \cdot 10^6$ | 1,72 | 0,96 |
| z14 | 1,09 | 192 | $3,1 \cdot 10^6$ | 1,85 | 1,02 |
| z16 | 1,06 | 192 | $2,9 \cdot 10^6$ | 1,84 | 1,01 |
| z18 | 1,1 | 193 | $3,2 \cdot 10^6$ | 1,85 | 1,02 |

Legenda k přiloženým tabulkám:

d = max. posunutí při celkové deformaci [mm]

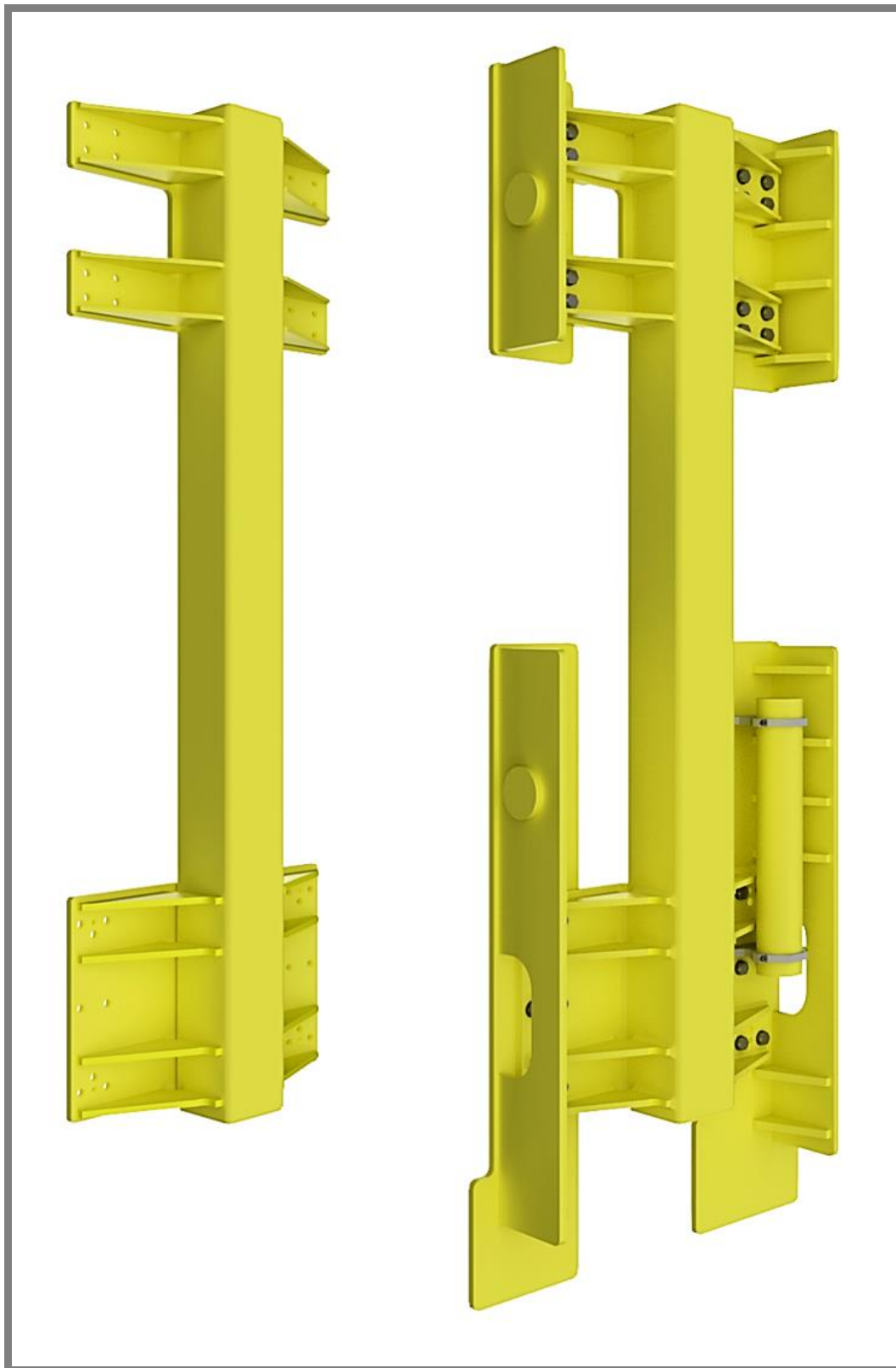
σ = redukované srovnávací napětí [MPa]

N = minimální počet cyklů do lomu [-]

k_s = statický koeficient bezpečnosti [-]

k_u = únavový koeficient bezpečnosti [-]

Vizualizace konstrukčního návrhu nosiče



Obr. 12.1 Vizualizace nosiče bez příslušenství (vlevo) a se zjednodušenými prvky (vpravo)