



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Konstrukční návrh stavitelné jeřábové
traverzy o nosnosti 12 tun**

**Construction design of adjustable crane
traverse of 12 tons**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Jan KOPŘIVA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Martin MACHAČ

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kopřiva** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **483247**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Konstrukční návrh stavitelné jeřábové traverzy o nosnosti 12 tun

Název bakalářské práce anglicky:

Construction design of adjustable crane traverse of 12 tons

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce bude zpracovat 3D model stavitelné jeřábové traverzy o nosnosti 12t a k tomu zpracovat 2D výkresovou dokumentaci.

Jednotlivé dílčí úkoly pro bakalářkou práci:

- zpracování rešerše pro danou problematiku
- vytvoření koncepčních variant
- vytvoření 3D parametrického modelu v CAD software
- jednotlivé pevnostní výpočty vybraných dílčích uzlů

Seznam doporučené literatury:

Švec, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.

Švec, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.

Kugl, O., Houkal, J., Tomek, P., Zýma, J. Projekt III. Ročník. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, ISBN 80-010-1638-2.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Martin Machač, ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Martin Machač
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Konstrukční návrh stavitelné jeřábové traverzy o nosnosti 12 tun“ vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Martina Machače a s použitím literatury, uvedené na konci bakalářské práce v seznamu použité literatury.

v Praze 20. 5. 2021

Jan Kopřiva

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat především vedoucímu své práce, panu Ing. Martinu Macháčovi. Poskytl mi mnoho cenných rad a připomínek a pohotově zodpověděl veškeré mé dotazy, a to i přes to, že jsme se nikdy neviděli.

ANOTAČNÍ LIST

| | |
|-----------------------|--|
| Jméno autora: | Jan KOPŘIVA |
| Název práce: | Konstrukční návrh stavitelné jeřábové traverzy o nosnosti 12 tun |
| Anglický název: | Construction design of adjustable crane traverse of 12 tons |
| Rok: | 2021 |
| Studijní program: | B2342 Teoretický základ strojního inženýrství |
| Obor studia: | 2301R000 Studijní program je bezoborový |
| Ústav: | Ústav konstruování a částí strojů |
| Vedoucí práce: | Ing. Martin Machač |
| Bibliografické údaje: | počet stran 33 počet obrázků 42 počet příloh 6 |
| Klíčová slova: | jeřábová traverza, nosnost, jeřáb, vázací technika, návrh |
| Keywords: | crane traverse, lifting capacity, crane, lashing equipment, design |

Anotace

Bakalářská práce je zaměřená na návrh stavitelné jeřábové traverzy. Náplní teoretické části je rešerše používaných jeřábových traverz a vázací techniky. Praktická část se zabývá samotným návrhem traverzy.

Abstract

The bachelor thesis is focused on an adjustable crane traverse design. The content of the theoretical part is a research of crane traverses and lashing equipment. Practical part deals with design of the crane traverse.

OBSAH

| | | |
|-------|----------------------------------|----|
| 1 | Úvod | 2 |
| 2 | Jeřábové traverzy | 3 |
| 2.1 | Univerzální traverzy | 3 |
| 2.2 | Speciální traverzy | 4 |
| 3 | Vázací technika | 6 |
| 3.1 | Řetězy | 6 |
| 3.2 | Ocelová lana | 8 |
| 3.3 | Textilní vázací prostředky | 10 |
| 3.4 | Vázací body | 11 |
| 4 | Návrh traverzy | 13 |
| 4.1 | Koncepční návrh traverzy | 13 |
| 4.2 | Návrh vazáků | 14 |
| 4.3 | Dimenzování ramen | 15 |
| 4.4 | Návrh výpalků | 18 |
| 4.4.1 | Závěs vazáku | 18 |
| 4.4.2 | Závěs ramene | 23 |
| 4.4.3 | Závěs pro hák jeřábu | 28 |
| 5 | Závěr | 31 |
| 6 | Seznam zdrojů | 32 |
| 7 | Seznam obrázků | 33 |

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

| | |
|------------------------------------|--|
| Q [kg] | celková nosnost traverzy |
| Q_v [kg] | nosnost vazáku |
| F_0 [N] | síla působící na závěs traverzy |
| F_I [N] | síla působící na závěs vedlejšího ramene |
| F_{II} [N] | síla působící na závěs vazáku |
| F [N] | zatěžující síla |
| N [N] | normálová reakce |
| E [MPa] | Youngův modul pružnosti |
| J_x [mm ⁴] | kvadratický moment průřezu HEB profilu |
| W_o [mm ³] | průřezový modul v ohybu |
| M_o [N · mm] | ohybový moment |
| M_A [N · mm] | ohybový moment v bodě A |
| M_B [N · mm] | ohybový moment v bodě B |
| g [m · s ⁻²] | gravitační zrychlení |
| σ_d [N · mm ⁻²] | dovolené normálové napětí |
| σ_B [N · mm ⁻²] | napětí v bodě B |
| σ_t [N · mm ⁻²] | napětí v tahu |
| σ_o [N · mm ⁻²] | napětí v ohybu |
| σ_v [N · mm ⁻²] | výsledné napětí ve svaru |
| τ_d [N · mm ⁻²] | dovolené tečné napětí |
| h, b [mm] | rozměry HEB profilu |
| l_I [mm] | délka hlavního ramene |
| l_{II} [mm] | délka vedlejšího ramene |
| s [mm] | tloušťka plechu |
| d [mm] | průměr závěsného třmenu |
| a, b, e, f [mm] | rozměry závěsných rámů |
| x, y [mm] | parametry závěsných rámů pro výpočty |
| l [mm] | délka svaru |
| s [mm] | velikost svaru |
| v [mm] | průhyb na konci ramene |
| u_A [mm] | vodorovné posunutí v bodě A |
| φ_A [rad] | natočení v bodě A |
| m_o [1] | virtuální ohybový moment |
| K_k [1] | součinitel bezpečnosti |
| ξ, ε [1] | integrační proměnná |
| α_{\perp} [1] | převodní součinitel svaru |

1 Úvod

Zdvihání a přemísťování břemen je nedílnou součástí mnoha odvětví lidské činnosti. V průmyslu, stavebnictví či v dopravě se setkáváme s pestrou škálou hmotností i rozměrů břemen, jež je třeba dopravit často na těžko přístupná místa. Přeprava různými druhy jeřábů bývá jediným možným řešením. Ne každé břemeno však má samo o sobě vhodné parametry pro přímé zavěšení na hák jeřábu.

Právě problematikou zavěšování břemen se budu v této práci zabírat. V první, rešeršní, části se zaměřím na používané druhy jeřábových traverz, na jejich možnosti, výhody i nedostatky. Dále se budu zabývat dostupnými prostředky pro vázání břemen a vhodností jejich použití v určitých podmínkách.

Zadáním praktické části práce je konstrukční návrh stavitelné traverzy typu H, která bude sloužit k zavěšení břemene na 4 řetězové vazáky zakončené háky. Jsou dány požadované rozměry a celková nosnost 12 tun. Budu se tedy věnovat pevnostním výpočtům jednotlivých součástí, dimenzování ramen traverzy a návrhu vhodných svarů. Výstupem praktické části bude 3D model a 2D výkresová dokumentace.

2 Jeřábové traverzy

Jeřábová traverza je obecně zařízení sloužící pro zdvihání takových břemen, která nemůžeme zavěsit na hák jeřábu přímo. Může to být z důvodů tvarové nestálosti břemene nebo na základě požadavků na zavěšení v několika konkrétních bodech. [1]

2.1 Univerzální traverzy

Univerzální traverzy se využívají na jeřábech na staveništích, v halách výrobních podniků a na dalších pracovištích, kde bývají zdvihána různá břemena.

Nejjednodušším typem jeřábové traverzy je prosté vahadlo (Obr. 1). Slouží k usnadnění zavěšování dlouhých tyčových břemen ve dvou bodech. Taková traverza je obvykle opatřena na koncích dvěma háky, na které břemeno snadno zavěsíme pomocí řetězů, lan či textilních pásů.

Variantou je jednoduchá stavitelná traverza (Obr. 2). Zde můžeme podle potřeby měnit rozteč závěsných háků, a to buď s ohledem na rozměry břemene nebo za účelem jeho vyvážení.



Obr. 1: Jednoduchá traverza [1]



Obr. 2: Stavitelná traverza jednoduchá [1]

Požadujeme-li zavěšení ve čtyřech bodech, nabízí se traverzy typu H (Obr. 3) nebo X (Obr. 4). Obvykle jsou k dostání jako stavitelné.



Obr. 3: Stavitelná traverza typu H [1]



Obr. 4: Stavitelná traverza typu X [2]

2.2 Speciální traverzy

Speciální jednoúčelové traverzy jsou používány buď pro manipulaci s vysoce specifickými břemeny, jejichž zavěšení není bez takového přípravku možné, nebo pro velmi efektivní přepravu normalizovaných břemen.

Typickým příkladem jsou rámy pro manipulaci s lodními kontejnery (Obr. 5), nedílná součást každého přístavu či železničního překladiště. Jsou obvykle délkově nastavitelné pro několik standartních rozměrů kontejnerů.



Obr. 5: Rám pro zdvihání lodních kontejnerů [3]

Pevná křížová traverza slouží pro zdvihání pytlů big-bag (Obr. 6), jež se používají pro přepravu sypkých hmot jako například zrní, hnojiv nebo dřevní štěpky. Pytel se zavěšuje za čtyři ucha, traverza zároveň formuje jeho tvar.

H traverza pro zdvihání mřížových euro boxů (Obr. 7) je opatřena čtyřmi čelistmi pro zavěšení konstrukce normalizovaných rozměrů.



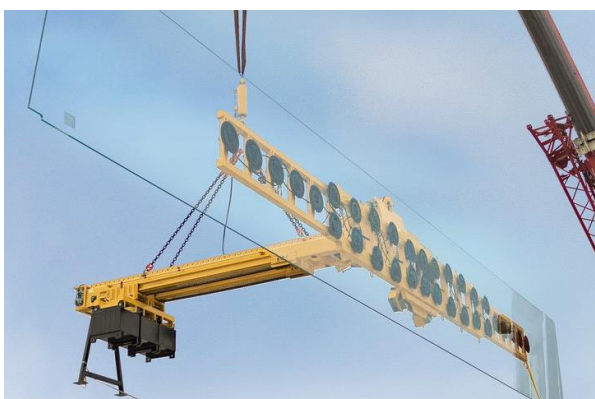
Obr. 6: Traverza pro big-bag pytle [1]



Obr. 7: Traverza pro euro boxy [4]

Vahadlo pro zdvihání skleněných tabulí (Obr. 8) se používá při stavbě výškových budov. Tabule se upínají přísavkovou hlavou. Závaží na druhém konci traverzy zajišťuje svislou polohu skla tak, aby je bylo možno přímo z jeřábu vsadit na žádané místo.

Traverza se běžně používá i při odtahu špatně zaparkovaných vozidel (Obr. 9). Aby nedošlo k poškození, musí se vozidlo zavěsit za kola. Obvykle se použijí speciální patky podsunuté pod vozidlo.



Obr. 8: Vahadlo pro manipulaci se sklem [5]



Obr. 9: Traverza pro odtah vozidel [6]

Speciální traverzy jsou nutné při nakolejování vykolejených vlaků (Obr. 10), zdvihání lodí, stavbě větrných elektráren (Obr. 11) či při zdvihání extrémně těžkých břemen více jeřáby zároveň.



Obr. 10: Zdvihání lokomotivy [7]



Obr. 11: Zdvihání lopatky větrné elektrárny [8]

3 Vázací technika

V této části práce se zaměřím na standartně používané způsoby zavěšování břemen. Ve většině případů se totiž břemeno nezavěšuje přímo na jeřábový hák a ať už se použije či nepoužije traverza, zavěšení bývá zprostředkováno některým druhem vazáku.

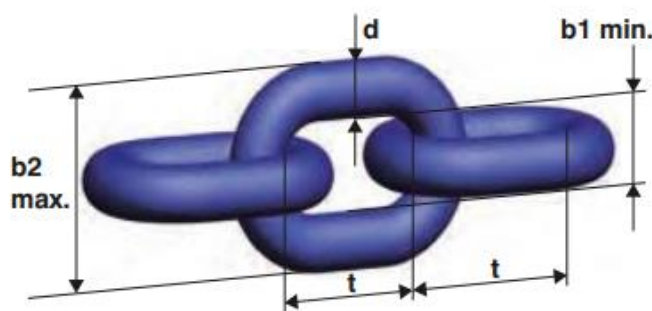
Typickými prostředky jsou řetězy, ocelová lana a textilní pásy. Vázací systémy každého z těchto druhů jsou pak tvořeny širokým sortimentem spojovacích a nastavovacích prvků.

3.1 Řetězy

Řetězy se používají pro zavěšení břemen pomocí háků i pro přímou manipulaci s horkými břemeny nebo náklady s ostrými hranami. Běžným příkladem, kdy se břemeno uloží do uzavřené smyčky řetězu, je manipulace s ingoty. Naopak nevhodné je do řetězové smyčky ukládat kluzké, hladké náklady. [9]

Řetězy se podle požadované pevnosti vyrábí z legovaných nebo vysoce legovaných ocelí. Základním legujícím prvkem je nikl podílem 0,4 %, dále se leguje chromem a molybdenem.

Výchozím polotovarem pro výrobu řetězu je ocelová tyč tažená za studena o požadovaném průměru (Obr. 12). Z ní se stříhají kusy požadované délky, které jsou následně ohýbány speciálním lisem tak, že v každém nově vzniklém článku je uzavřen předchozí. Takto pospojovaný řetěz pokračuje do svářecího automatu, kde je každý článek odporově svařen. Po svaření se provádí kontrola délky každého z článků. Protože jsou řetězy vyráběny kontinuálně, je třeba jednou za určitý čas proces přerušit, vystříhnout část a provést tahovou zkoušku pevnosti. [10]



Obr. 12: Zdvihací řetěz a jeho rozměry [11]

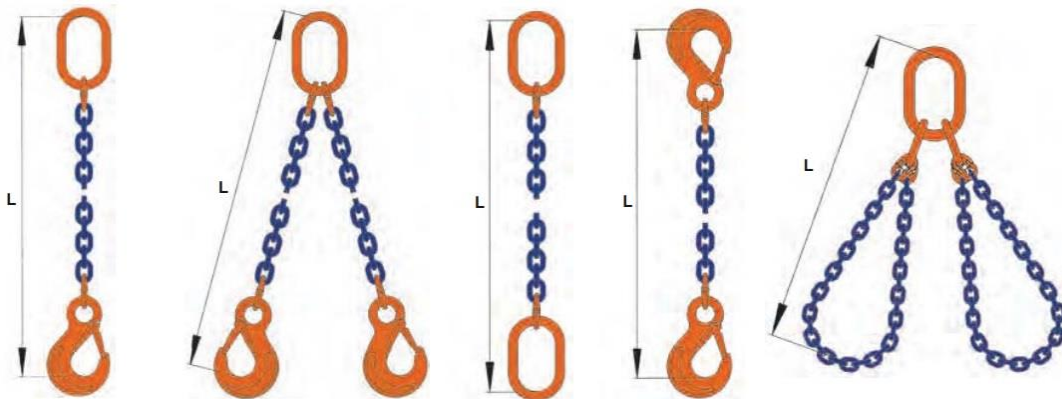
Požadavky na zdvihací řetězy specifikuje norma EN 818-2. Zavádí jakostní třídy řetězů značené písmenem G, jež je následováno číslem. Toto číslo je setinou napětí na mezi pevnosti. Jmenovitá nosnost řetězu pak vychází z dovoleného nosného napětí, které je oproti napětí na mezi pevnosti čtvrtinové. Dána je také minimální tažnost 20 %.

Například pro řetěz třídy G10 je napětí na mezi pevnosti 1000 N/mm^2 , z něj odvozené dovolené nosné napětí pak 250 N/mm^2 . Řetěz se zkouší zatížením 2,5krát vyšším, tedy 625 N/mm^2 . Běžně dostupné jsou řetězy jakostních tříd G8, G10, vyrábí se také speciální řetězy třídy G12.

Každý řetěz musí být označen identifikačním štítkem, který uvádí výrobce, nosnost a nosnost pod úhly 45° a 60°. Na štítek se pak razí data provedených revizí. Nosnost dále může být omezena teplotou, při níž je řetěz namáhán, charakterem zatížení ve smyslu rázů, nebo v závislosti na poloměru hran břemene.

Jedním z předních světových výrobců řetězů je rakouská společnost Pewag, která působí i v České republice. (Konkrétně jde o výrobu sněhových řetězů v České Třebové.) V následujících odstavcích budu vycházet z katalogů právě tohoto výrobce.

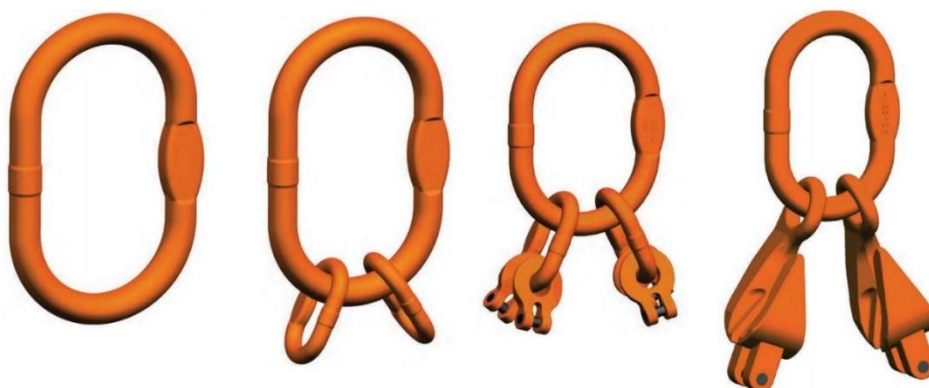
Vazák (Obr. 13) je řetěz obvykle opatřený na jednom konci okem a na druhém zakončený hákem. Variantou může být dvojhák (trojhák či čtyřhák). V tomto případě jde o více řetězů s háky na společném oku. Standartní je svařované provedení, jehož nevýhodou pro univerzální použití je daná délka vazáku. V takovém případě je možné použití různých druhů zkracovačů nebo spojek.



Obr. 13: Řetězové vazáky [11]

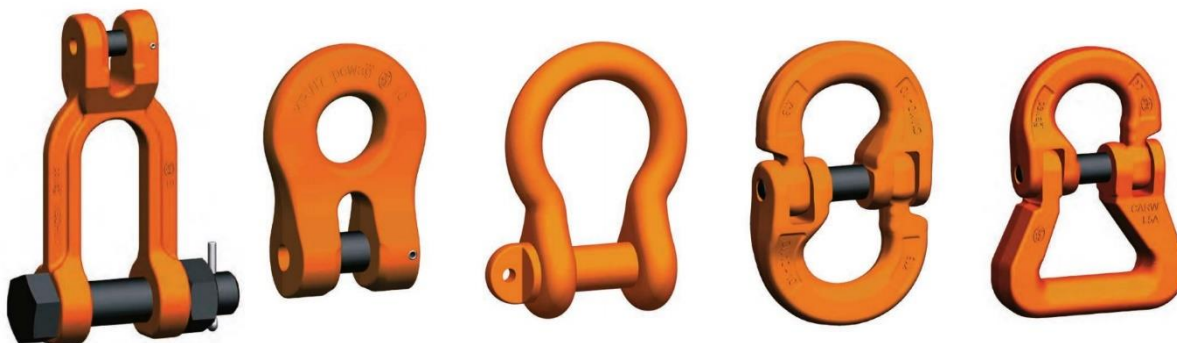
Pewag nabízí celý vazací řetězový systém. Zákazník si může ze široké škály zvolit kombinace jednotlivých typů zakončení řetězů.

Zavěšovací články (Obr. 14) vypadají podobně jako samotné články řetězu, ale většího průměru. Slouží pro spojení více řetězů v jednom bodě, připojení háku k řetězu, nebo pro zavěšení celého vazáku například na jeřábový hák.



Obr. 14: Zavěšovací články [11]

Spojovací články (Obr. 15) slouží pro vytvoření rozebíratelných spojení řetězů s různými zakončeními nebo mezi sebou navzájem. Tvoří je buď dvě části spojené čepem nebo jeden díl s okem a vidlicí, kterou opět uzavírá čep. V nabídce jsou i články pro spojení řetězu s textilním úvazkem.



Obr. 15: Spojovací články [11]

Běžným zakončením úvazků jsou háky (Obr. 16). K řetězu mohou být připevněny ve svařovaném provedení přímo okem. Je-li požadováno demontovatelné spojení, použije se spojovací článek nebo speciální hák zakončený vidlicí s čepem. Hák však nemusí sloužit jen jako zakončení úvazku. Zkracovací háky jsou tvarované tak, aby do nich přesně zapadaly řetězové články a slouží k nastavení požadované délky závěsu. Háky jsou v mnoha případech vybaveny pojistkou bránící náhodnému uvolnění břemene, a to v podobě západky či čepu uzavírajících volný konec háku. Jinou variantou je hák samosvorné konstrukce, jenž není možné pod zatížením otevřít. [11]



Obr. 16: Háky [11]

3.2 Ocelová lana

Ocelová lana jsou vhodná pro přímou manipulaci s břemeny, která mají hladký, mastný nebo kluzavý povrch. Lze je též, podobně jako řetězy, použít pro spojení ok břemene a jeřábového háku. V žádném případě však nesmí obepínat ostré hrany a styk s horkým materiálem je také nežádoucí. [9]

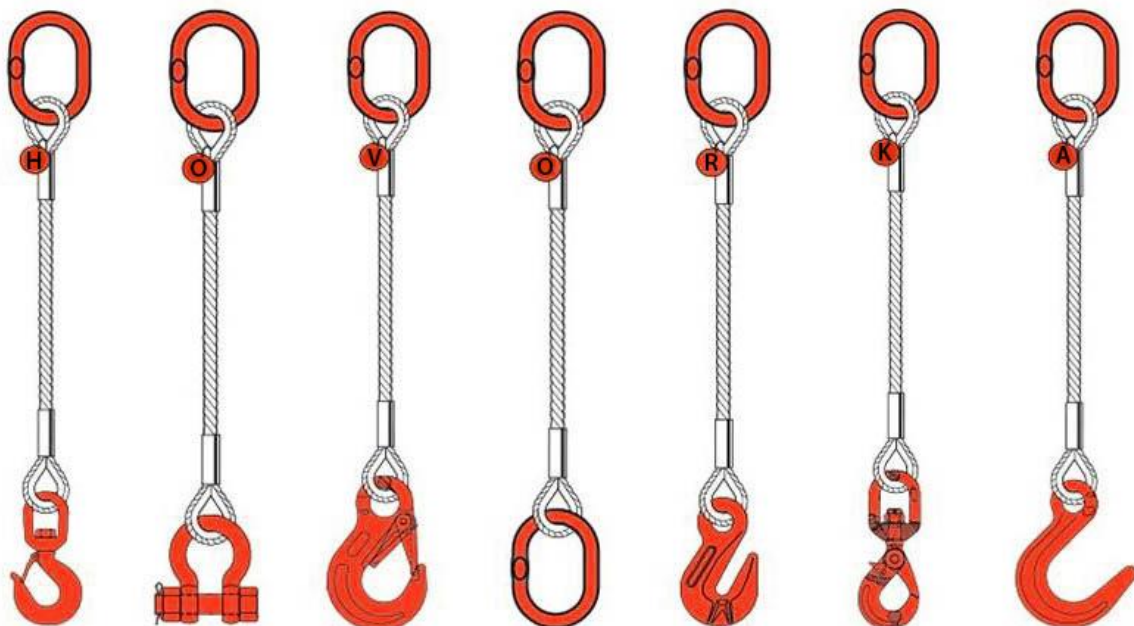
Lana jsou splétána z jednotlivých pramenů. Základním prvkem pramene je tzv. patentovaný drát z vysokopevnostní oceli, který má mez pevnosti 1500 až 3000 N/mm². Jednotlivé dráty se vinou okolo textilní vložky nebo drátěné duše, a to v jedné nebo více vrstvách. Konstrukce lana je dána jak uspořádáním drátů v pramenech, tak i pramenů samotných. Opět se vine jedna nebo několik vrstev pramenů. Lano nazýváme sousměrné, jsou-li jednotlivé prameny i lano jako takové vinuty stejným směrem. Sousměrné lano je ohebnější, ale při zatížení má snahu se roztáčet a je náchylnější na tvorbu smyček při odlehčení. Pro využití ve vázací technice je proto vhodnější lano netočivé, protisměrné (Obr. 17). [12]



Obr. 17: Protisměrně vinuté lano [13]

Vázací lana se zakončují obvykle očnicemi. Lano se obtočí okolo kovového pouzdra a zalisuje do objímky. Očnice dále funguje obdobně jako poslední článek řetězu. Druhou možností je tzv. měkké oko, případ, kdy je konec pouze ohnut a zalisován do objímky.

Podobně jako řetězové jsou k dostání i lanové vazáky oko – hák, dvojhák, čtyřhák, nebo v provedení oko – oko (Obr. 18). Možné jsou i kombinované lano-řetězové vazáky. [14][15]



Obr. 18: Lanové vazáky [14]

3.3 Textilní vázací prostředky

Textilní úvazky jsou vhodné pro břemena s kluzkými povrchy nebo naopak povrchy náchylnými k poškození. Příkladem mohou být hotové hřídele, frézované či lakované díly. Obdobně jako ocelová lana jsou nevhodné pro horký materiál a ostré hrany. [9]

Vázací prostředky se běžně vyrábí z polyesterových vláken (PES). Tato zkratka zahrnuje skupinu vláken polyethylentereftalátových (PET), polybutylentereftalátových (PBT) a polytrimethylentereftalátových (PTT), přičemž v praxi převažuje část PET. Vláknem se skládá z organických makromolekul. Popruhy a pásy se z vláken vyrábí tkaním, smyčky obvykle obsahují netkané výplně. V některých aplikacích se přidává podíl aramidového vlákna (známého jako kevlar), které má oproti PES více než dvojnásobnou pevnost v tahu, ale pouze desetinou tažnost. [16]

Obecně známé jsou upínací popruhy, běžně označované kurtny. Jde o dvojdílný prostředek opatřený napínací ráčnou. Tyto popruhy jsou jednovrstvé a slouží pro kotvení nákladů.

Pro zdvihání břemen jsou určeny zvedací pásy (Obr. 19). Jsou tvořeny více (obvykle dvěma, čtyřmi) vrstvami popruhu a zakončeny jsou zesílenými oky. Pás se podvěče pod břemenem a oběma oky se zavěsí na hák jeřábu. Převěšovací pásy (Obr. 20) jsou opatřeny více oky v určitých rozstupech, což umožňuje snadno upravit požadovanou délku pásu. Pro prodloužení životnosti se na pásy mohou navlékat textilní, PVC, nebo polyuretanové ochranné prostředky.



Obr. 19: Zvedací pás [17]



Obr. 20: Převěšovací pás [17]

Každý pás má dovolenou nosnost, která u dvouvrstvých pásů přibližně odpovídá 1 tuně na 30 mm šířky pásu. Běžně jsou dostupné až do nosnosti 20 tun.

I ze zvedacích pásů je možno, stejně jako ze řetězů a lan, vyrábět úvazky (Obr. 21). Obvyklá jsou opět provedení oko – hák, oko – dvojhák, nebo pás zakončený dvěma kovovými oky. Dodávají se také různé spojky, háky a zkracovače.

Druhou variantou textilních prostředků jsou nekonečné smyčky (Obr. 22). Smyčka nemá žádné zakončení, nosné vlákno je navinuto v požadované délce a následně obšito obalem. Dodávají se i textilní smyčky uvnitř vyztužené ocelovým lanem pro zvýšení nosnosti. Smyčky jsou k dostání až do nosnosti 150 tun.



Obr. 21: Textilní vazák [17]



Obr. 22: Nekonečná smyčka [17]

Výhodou textilních prostředků oproti ocelovým lanům i řetězům je jejich malá hmotnost a značná poddajnost, značně usnadňující manipulaci. Předností jsou také nízké nároky na údržbu a skladování, jakož i cena. Oproti ocelovým prostředkům však mají nižší životnost. [15][16]

3.4 Vázací body

Vázací body slouží pro snadné připojení vázacích prostředků k břemeni, případně jeřábové traverze či podobnému přípravku. Obvykle jde o různé varianty pevných nebo stavitelných ok určených pro zaháknutí koncových háků vazáků. Podle způsobu připevnění k danému objektu je můžeme dělit na šroubovací a navařovací.

Navařovací vázací body (Obr. 23) jsou určeny k trvalému použití, a tedy vhodné tam, kde se předpokládá pravidelná manipulace. Příkladem mohou být lžice bagrů, kostry různých strojů nebo nádob. Druhou oblastí využití navařovacích bodů jsou právě jeřábové traverzy.



Obr. 23: Navařovací vázací body [11]

Šroubovací vázací body (Obr. 24) jsou běžně opatřeny přímo vnějším závitem nebo vyměnitelným pevnostním šroubem ve válcové díře. Stejně jako navařovací mohou být použity pro stálé aplikace, jejich výhodou však je snadná demontovatelnost. Uplatní se tedy v případech, kdy je třeba břemeno usadit na místo, ze kterého již nebude transportováno. Často se přitom dají využít díry pro šrouby, které již jsou součástí břemene a později budou sloužit např. ke spojení přírub. Jednoduchá oka se závitem můžeme vidět například na elektromotorech, demontovatelná oka nacházejí své uplatnění při manipulaci rozměrnými odlitky a jinými součástmi, které není možné v dané pozici například zavěsit do textilní smyčky. Méně obvyklé jsou body s vnitřním závitem, ty jsou určeny pro břemena opatřená závity vnějšími. [11]



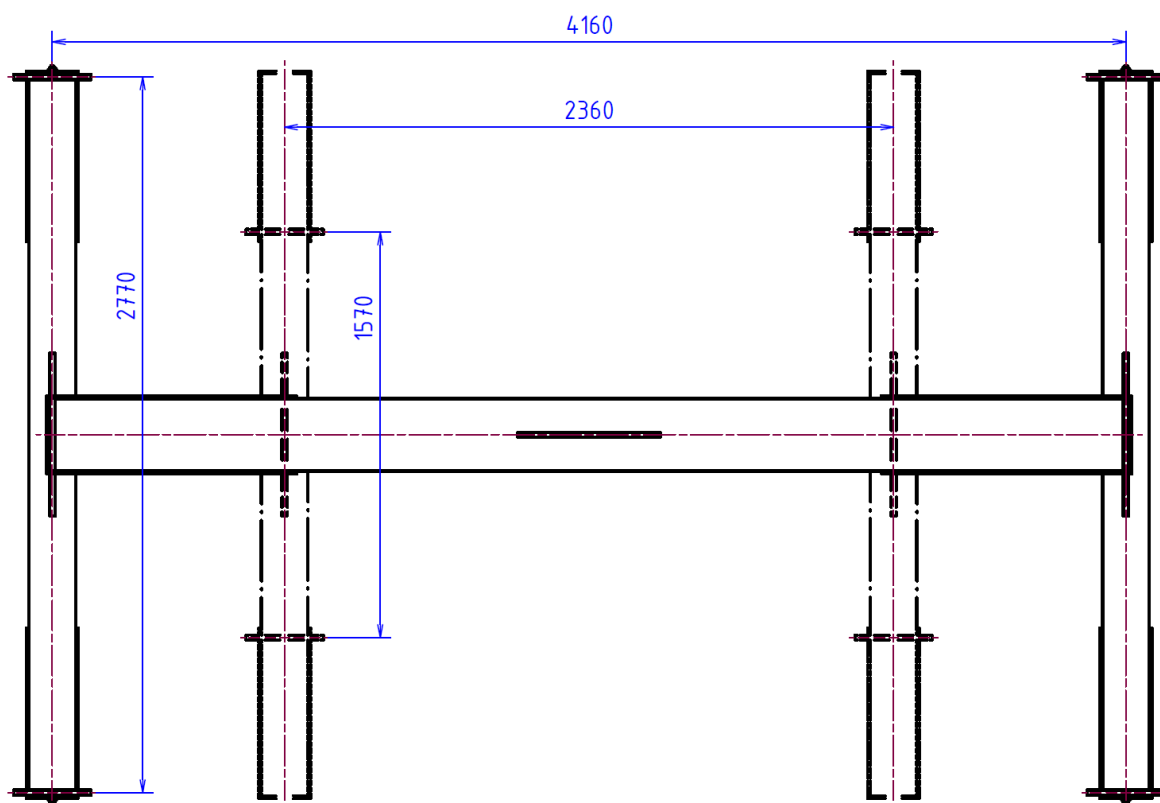
Obr. 24: Šroubovací vázací body [11]

4 Návrh traverzy

Zadáním konstrukční části této práce je navrhnout traverzu typu H o nosnosti 12 tun, stavitelnou délkově v rozmezí 2360 – 4160 mm po 2x 60 mm a šířkově 1570 – 2770 mm po 2x 50 mm. Dále je zadáno provedení závěsů řetězovými vazáky zakončenými jednoduchými háky.

4.1 Konceptní návrh traverzy

Základem navrhované traverzy bude hlavní rameno. Bude vyrobeno z ocelového profilu a uprostřed opatřeno závěsem pro hák jeřábu. Hlavní rameno bude propojovat dvě vedlejší ramena. Opět budou vyrobená z ocelového profilu a na hlavní rameno se zavěsí pomocí plechových závěsných rámců. Stejně tak budou na vedlejších ramenech zavěšeny rámy nesoucí jednotlivé vazáky. Na bocích profilů všech ramen budou navařeny plechové hřebeny s žádanými roztečemi zubů, vymezující jednotlivé polohy závěsných rámců vedlejších ramen, respektive vazáků (Obr. 25).



Obr. 25: Konceptní návrh traverzy

4.2 Návrh vazáků

Ze statiky víme, že těleso v prostoru má 6 stupňů volnosti. Každý závěs tělesu odebere 2 stupně, a proto je těleso zavěšené na čtyřech závěsech dvakrát staticky neurčité. Z toho vyplývá, že může nastat situace, kdy se tíha tělesa rozloží jen do tří závěsů. Proto budu při následujícím postupu uvažovat použití právě tří vazáků.

Nosnost vazáku, tedy háku, řetězu, spojovacího členu a vázacího bodu bude klíčovým parametrem pro výběr těchto součástí.

$$Q_v = \frac{Q}{n} = \frac{12000}{3} = 4000 \text{ kg} \quad (1)$$

Součásti vazáků budu vybírat z katalogu řetězových vázacích prostředků pevnostní třídy 10 výrobce Pewag.

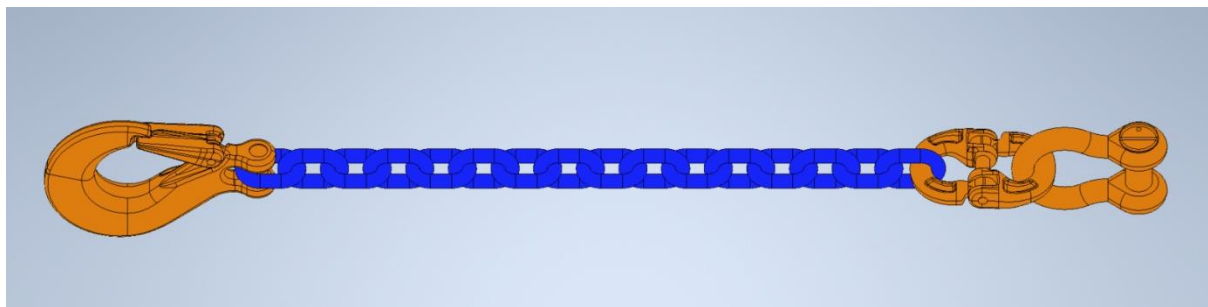
Volbu začnu výběrem háku. Volím hák opatřený čepem, a to pro jeho snadnou montáž i demontáž. Umožní to výrobu vazáku bez specializovaných strojů pro svařování článků. Pro požadovanou nosnost 4 tun je to hák KHSW 10.

Pokračuji volbou řetězu. Nosnosti 4 tun odpovídá řetěz WIN 10 400.

Pro připojení řetězu k vázacímu bodu volím, opět s ohledem na způsob montáže, spojovací článek typu CW. Ten je, podobně jako hák, opatřen lisovacím čepem. Požadované nosnosti vyhovuje článek CW 10.

Protože vazák bude upevněn na pohyblivém závěsu tvořeném výpalkem z ocelového plechu, nebude třeba použít žádný z běžně dodávaných vázacích bodů. Výpalek se snadno opatří otvorem, kterým se přímo provleče čep obloukového spojovacího třmenu GSCHW. Toto řešení bude podstatně levnější než použití navařovacího či šroubovacího bodu. Navíc je čep tohoto třmenu opatřen závitem, takže je díky němu případná demontáž vazáku oproti rozlisování spojky CW ještě snazší. Pro zatížení 4 tunami se použije třmen GSCHW 10.

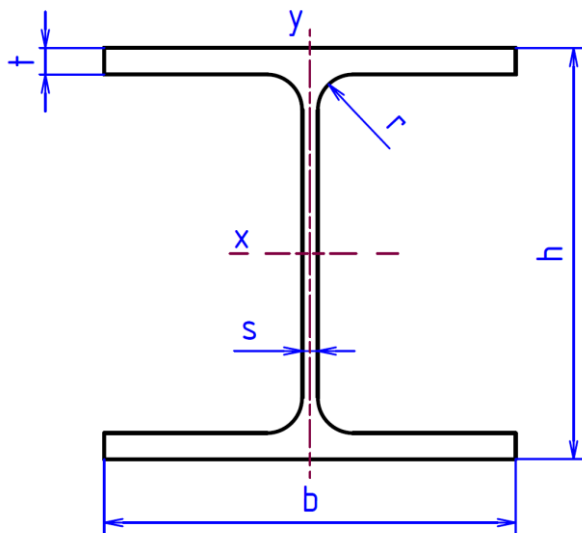
Nyní se v návrhu mohu vrátit k délce vazáku. Požadovaná délka vazáku je 711 mm, měřeno od osy čepu třmenu po vnitřní stranu háku. Délka třmenu se spojkou CW je 145 mm, délka háku pak 109 mm. Na řetěz tedy zbývá 457 mm. Jeden článek řetězu WIN 10 400 má délku 30 mm. Volím použití 16 článků tohoto řetězu. Celková, nejbližší vyšší možná délka vazáku bude 735 mm (Obr. 26).



Obr. 26: Navržený vazák

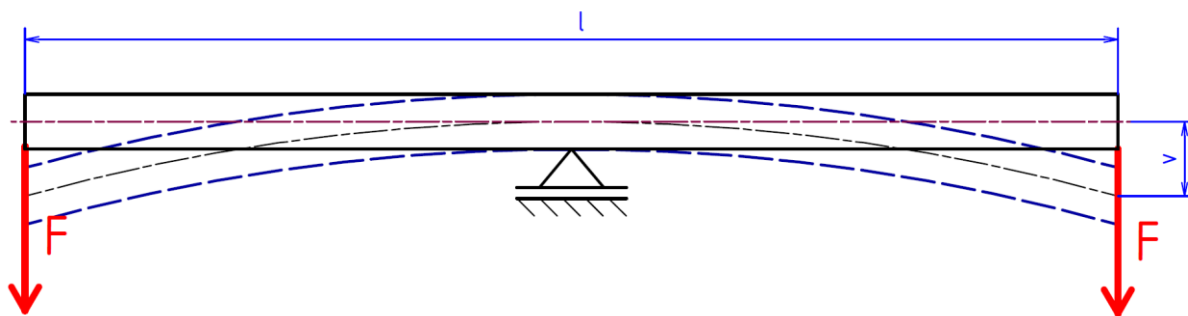
4.3 Dimenzování ramen

Nosníky se běžně válcují za tepla z oceli S235JR. Je to nelegovaná ocel vhodná pro svařování a její modul pružnosti $E = 206 \text{ GPa}$. Pro traverzu bude vhodné použít profil HEB (podle normy DIN 1025-2), I profil, jehož výška h je shodná se šířkou pásnice b (Obr. 27).



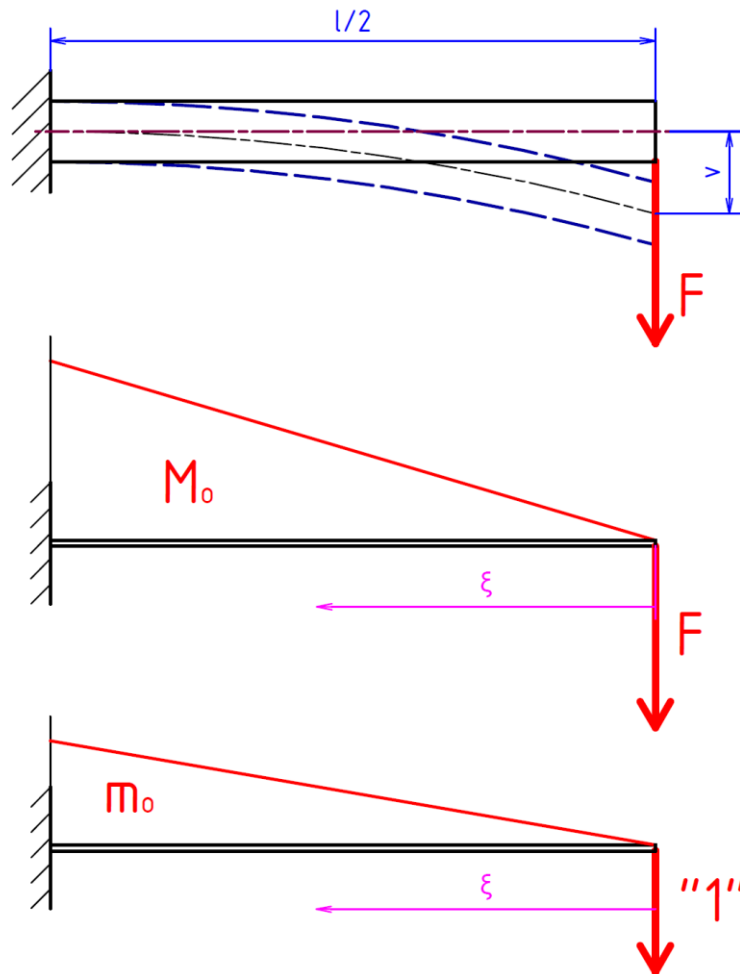
Obr. 27: Profil HEB

Velikost nosníků volím na základě tuhostní podmínky. Z dovoleného prohnutí, jež odpovídá 1/600 délky ramene, se určí minimální kvadratický moment průřezu $J_{x_{min}}$.



Obr. 28: Schéma zatížení ramene traverzy

Ramena nahradím výpočtovým modelem v podobě symetricky zatíženého, uprostřed podepřeného nosníku (Obr. 28), který mohu (ze symetrie úlohy) dále nahradit polovičním vetknutým nosníkem (Obr. 29). Prohnutí nosníku se určí pomocí Mohrova integrálu zavedením jednotkové síly v krajním bodě.



Obr. 29: Výpočtový model ramene

$$M_o = F \cdot \xi \quad (2)$$

$$m_o = "1" \cdot \xi \quad (3)$$

$$v = \frac{1}{EJ_x} \cdot \int_0^{\frac{l}{2}} M_o(\xi) \cdot m_o(\xi) \cdot d\xi \quad (4)$$

Dosazením a úpravou získám

$$v = \frac{1}{EJ_x} \cdot \int_0^{\frac{l}{2}} F \cdot \xi^2 \cdot d\xi = \frac{Fl^3}{24 \cdot EJ_x} \quad (5)$$

Minimální kvadratický moment průřezu získám po dosazení pevnostní podmínky

$$v = \frac{l}{600} \quad (6)$$

$$J_{x_{min}} = 25 \cdot \frac{Fl^2}{E} \quad (7)$$

Velikost působící síly určím z nosnosti vazáků, tedy pro vedlejší rameno $F_{II} = Q_v \cdot g$ a pro hlavní rameno $F_I = 2 \cdot Q_v \cdot g$. V tomto výpočtu použiji zaokrouhlenou hodnotu gravitačního zrychlení $g = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, jež je na straně bezpečnosti.

$$F_{II} = 4\,000 \cdot 10 = 40\,000 \text{ N} \quad (8)$$

$$F_I = 2 \cdot 4\,000 \cdot 10 = 80\,000 \text{ N} \quad (9)$$

Délky ramen $l_I = 4\,160 \text{ mm}$ a $l_{II} = 2\,770 \text{ mm}$ odpovídají maximálním rozměrům traverzy ze zadání práce. Konečným dosazením získám číselné hodnoty

$$J_{xI_{min}} = 25 \cdot \frac{80\,000 \cdot 4\,160^2}{2,06 \cdot 10^5} = 168\,015\,534 \text{ mm}^4 \doteq 16\,802 \text{ cm}^4 \quad (10)$$

$$J_{xII_{min}} = 25 \cdot \frac{40\,000 \cdot 2\,770^2}{2,06 \cdot 10^5} = 37\,247\,087 \text{ mm}^4 \doteq 3\,725 \text{ cm}^4 \quad (11)$$

Nyní mohu vybrat vhodné profily, a to HEB 180 pro vedlejší ramena a HEB 280 pro rameno hlavní.

Pokračuji napětovou kontrolou zvolených profilů. Nosníky budou namáhány prakticky jen ohybem, proto budu uvažovat právě jen napětí ohybové. Výrobce uvádí průřezové moduly k ose x 426 cm^3 pro HEB 180 a 1380 cm^3 pro HEB 280. Dovolené napětí pro ocel S235JR

$$\sigma_d = \frac{\sigma_k}{K_k} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{F_I \cdot l_I}{2 \cdot W_{o1}} = \frac{80\,000 \cdot 4\,160}{2 \cdot 1\,380 \cdot 10^3} = 120,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} > \sigma_d \quad (12)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{F_{II} \cdot l_{II}}{2 \cdot W_{o2}} = \frac{40\,000 \cdot 2\,770}{2 \cdot 426 \cdot 10^3} = 130,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} > \sigma_d \quad (13)$$

Výsledky napětové kontroly nevyhovují. Je možné postupovat dvěma způsoby: zvolit větší profily, nebo ponechat stávající, ale z kvalitnějšího materiálu. Volím druhou možnost, zejména proto, aby nenarůstaly rozměry a s nimi i hmotnost celé traverzy. Navrhuji použít profily z oceli S355J2. Dovolené napětí vzroste na $\sigma_d = 177,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a napětové kontroly pro oba nosníky vyhoví.

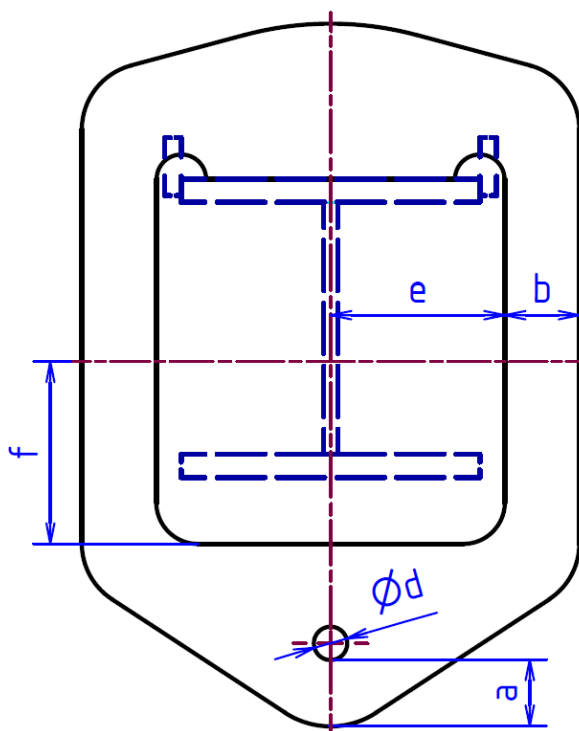
4.4 Návrh výpalků

Závěs pro hák jeřábu, rámy pro zavěšení vedlejších ramen, rámy pro zavěšení vazáků a další díly jako čela nosníků či vymežovací hřebeny budou vypáleny z ocelového plechu. Vhodný bude plech opět z oceli S235JR, jejíž vlastnosti byly zmíněny výše.

Hřebeny a čela budou vypáleny z plechu tloušťky 10 mm. Jejich konečné rozměry stanovím po návržení závěsů, a to zejména s ohledem na jejich tloušťku.

4.4.1 Závěs vazáku

Rozměry rámu pro zavěšení vazáku, respektive rozměry otvoru, přímo vychází z rozměrů ramene. Vnější rozměry a tloušťku plechu je třeba stanovit z výpočtů na tah, ohyb, otláčení a na střih. Všechny výpočty se provedou s koeficientem bezpečnosti 2.



Obr. 30: Návrh závěsu vazáku

Tloušťku plechu stanovím z výpočtů na střih a na otláčení v místě zavěšení třmenu (Obr. 30). Limitující je vnitřní rozměr vybraného třmenu 27 mm. Průměr čepu třmenu $d = 19 \text{ mm}$, rozměr $a = 40 \text{ mm}$ volím s ohledem na velikost třmenu.

$$\sigma_d \geq \frac{F}{S_{min}} = \frac{F_{II}}{s \cdot d} \quad (14)$$

$$\sigma_d = \frac{\sigma_k}{K_k} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (15)$$

$$s \geq \frac{F_{II}}{\sigma_d \cdot d} = \frac{40\,000}{117,5 \cdot 19} = 17,9 \text{ mm} \quad (16)$$

$$\tau_d \geq \frac{F}{S_c} = \frac{F_{II}}{s \cdot a} \quad (17)$$

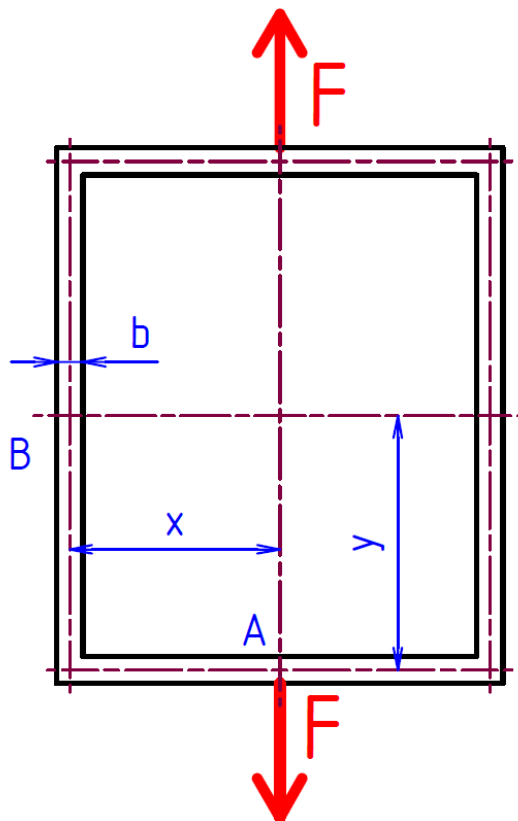
Dovolené tečné napětí stanovím podle hypotézy τ_{max} s koeficientem $\alpha = 2$

$$\tau_d = \frac{\sigma_d}{\alpha} = \frac{117,5}{2} = 58,75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (18)$$

$$s \geq \frac{F_{II}}{\tau_d \cdot a} = \frac{40\,000}{58,75 \cdot 40} = 17,02 \text{ mm} \quad (19)$$

Na základě těchto výsledků volím výrobu rámu z plechu tloušťky 20 mm.

Šířku b boků rámu určím ze zjednodušeného výpočtového modelu, který získám nahrazením výpalku obdélníkovým prutovým rámem se dvěma osami symetrie (Obr. 31).



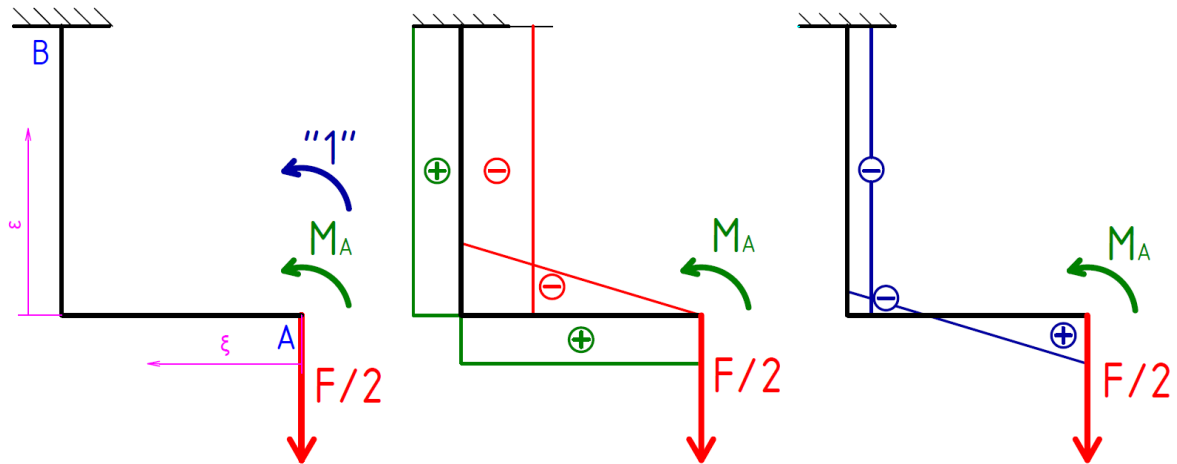
Obr. 31: Výpočtový model rámu

Rovinný rám je obecně třikrát staticky neurčitý, každá osa symetrie snižuje jeho neurčitost o 1° (maximálně o 2°). Rám použitý pro tento výpočet má 2 osy symetrie a je tedy jednou staticky neurčitý. Díky symetrii stačí řešit pouze jednu čtvrtinu úlohy. Po uvolnění doplním deformační podmínku ve tvaru

$$\varphi_A = 0 \quad (20)$$

V bodě A po uvolnění působí síla $F/2$ a moment M_A . Průběhy ohybových momentů, které tato síla a moment vyvolají, jsou znázorněny na obrázku (Obr. 32).

Při návrhu šířky stěny (prutu) b bude vycházet z namáhání v bodě B . (Jak je patrné z obrázku, je namáhání v celé svislé části teoreticky konstantní.)



Obr. 32: Ohybové momenty

Pro napětí v bodě B platí

$$\sigma_B = \sigma_t + \sigma_o \leq \sigma_D \quad (21)$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F_{II}}{2 \cdot b \cdot s} \quad (22)$$

$$\sigma_o = \frac{|M_o|}{W_o} = \frac{|M_B|}{\frac{1}{6} \cdot s \cdot b^2} = \frac{6 \cdot |M_B|}{s \cdot b^2} \quad (23)$$

$$\sigma_B = \frac{F_{II}}{2 \cdot b \cdot s} + \frac{6 \cdot |M|_B}{s \cdot b^2} \leq \sigma_D \quad (24)$$

Moment v bodě B získám z momentu v bodě A , tento vypočtu z Mohrova integrálu. Rám rozdělím na dvě pole $A - X$ a $X - B$.

V poli $A - X$ zavedu integrační proměnnou $\xi \in \langle 0; x \rangle$, kde $x = e + \frac{b}{2}$. Platí

$$M_o(\xi) = M_A - \frac{F_{II}}{2} \cdot \xi \quad (25)$$

$$m_o(\xi) = "1" \quad (26)$$

V poli $X - B$ zavedu integrační proměnnou $\varepsilon \in \langle 0; y \rangle$, kde $y = f + \frac{b}{2}$. Platí

$$M_o(\varepsilon) = M_A - \frac{F_{II}}{2} \cdot x \quad (27)$$

$$m_o(\xi) = "1" \quad (28)$$

Hodnoty e a f jsou dané rozměry ramene, pro použitý profil s dostatečnou vůlí platí $e = 105 \text{ mm}$, $f = 110 \text{ mm}$.

Mohrův integrál pro natočení v bodě A

$$\varphi_A = \frac{1}{EJ_z} \cdot \left[\int_0^x \left(M_A - \frac{F_{II}}{2} \cdot \xi \right) \cdot ("1") d\xi + \int_0^y \left(M_A - \frac{F_{II}}{2} \cdot x \right) \cdot ("1") d\varepsilon \right] = 0 \quad (29)$$

po integraci

$$\varphi_A = \frac{1}{EJ_z} \cdot \left[M_A \cdot x - \frac{F_{II} \cdot x^2}{4} + M_A \cdot y - \frac{F_{II} \cdot x \cdot y}{2} \right] = 0 \quad (30)$$

Pro reálný nosník platí $EJ_z \neq \infty$, z čehož plyne

$$M_A \cdot x - \frac{F_{II} \cdot x^2}{4} + M_A \cdot y - \frac{F_{II} \cdot x \cdot y}{2} = M_A \cdot (x + y) - F_{II} \cdot \left(\frac{x^2}{4} + \frac{x \cdot y}{2} \right) = 0 \quad (31)$$

a po další úpravě

$$M_A = \frac{F_{II}}{4} \cdot \frac{x^2 + 2xy}{x + y} = \frac{F_{II}}{4} \cdot \frac{\frac{3}{4} \cdot b^2 + (2e + f) \cdot b + 2ef + e^2}{e + f + b} \quad (32)$$

Hledaný moment

$$M_B = M_A - \frac{F_{II}}{2} \cdot x = M_A - \frac{F_{II}}{2} \cdot \left(e + \frac{b}{2} \right) = -\frac{F_{II}}{4} \cdot \frac{\frac{1}{4} \cdot b^2 + e \cdot b + e^2}{e + f + b} \quad (33)$$

Nyní se vrátím k napětí v bodě B, kam dosadím vypočtený vztah pro moment:

$$\sigma_B = \frac{F_{II}}{2sb} + \frac{6 \cdot |M_B|}{sb^2} = \frac{F_{II} \cdot b + 3 \cdot F_{II} \cdot \frac{\frac{1}{4} \cdot b^2 + e \cdot b + e^2}{e + f + b}}{2sb^2} \leq \sigma_D \quad (34)$$

Z tohoto vztahu úpravami získám pro b_{min} kubickou rovnici

$$b_{min}^3 \cdot 2s\sigma_D + b_{min}^2 \cdot \left(2s\sigma_D(e + f) - \frac{7}{4}F_{II} \right) - b_{min} \cdot F_{II}(4e + f) - 3F_{II}e^2 = 0 \quad (35)$$

Po dosazení číselných hodnot

$$4,7 \cdot b_{min}^3 + 940,5 \cdot b_{min}^2 - 12\,400 \cdot b_{min} - 1\,323\,000 = 0 \quad (36)$$

Tato rovnice má 3 různé reálné kořeny, které jsem získal numerickým řešením. Dva z nich jsou záporné, smysl má pouze kořen $b_{min} \doteq 40,16$

S vědomím, že jsem pro výpočet použil značně zjednodušený model rámu, kde jsem veškerá zatížení nahradil pouze silami, zaokrouhlím získanou hodnotu b_{min} nahoru a budu v dalším návrhu pracovat s hodnotou $b = 45 \text{ mm}$.

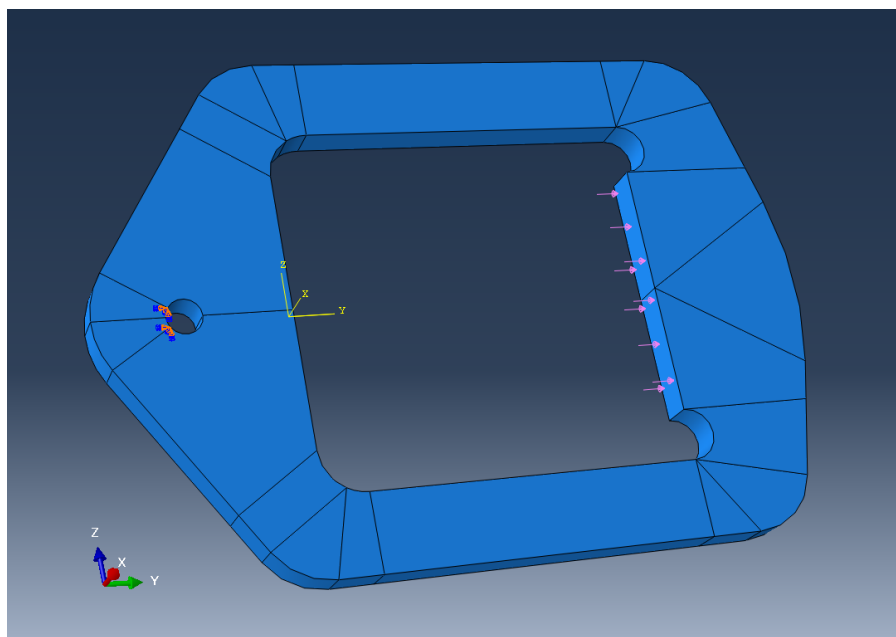
Při návrhu horní strany rámu předpokládám spojitě konstantní rozložení zatížení po celé šířce ramene. Je to opět zjednodušený výpočtový model, který předpokládá, že nedojde k prohnutí pásnice profilu ramene. Ve skutečnosti bude zatížení největší uprostřed, kde je pásnice přímo podepřena stojinou.

V horní i spodní straně vzniknou ohybové momenty vyvolané dole silou ve třmeni a nahoře spojitým zatížením ramene. Ze symetrie rámu je zjevné, že oba ohybové momenty budou největší uprostřed, a dále z geometrie zatížení vyplývá, že ohybový moment vyvolaný silou ve třmeni (uprostřed) bude větší než moment od odpovídajícího spojitého zatížení. Proto bude třeba dimenzovat spodní s větší ohybovou tuhostí než část horní.

Po otvoru pro zavěšení třmenu, který byl výše vypočten, budou nejnamáhanějšími místy vnitřní rohy rámu. Ideální by bylo jejich zaoblení o co největších poloměrech. Toto řešení bude vcelku dobře možné ve spodní části, kde je limitováno pouze požadavkem, aby bylo možno rám zvednout až nad zub hřebenu. V horní části není použití zaoblení vhodné, neboť by se musela značně zvětšit šířka rámu a s ní by rostl i ohybový moment. Navíc není žádoucí, aby zatížení přenášel i hřeben. Vhodnější proto bude „zapuštění“ zaoblení, čímž vznikne konstrukční vrub. Jeho minimální rozměry jsou de facto dány předpokládanou technologií výroby, neboť platí, že minimální průměr páleného otvoru je 1,5 násobkem tloušťky plechu, což odpovídá poloměru 15 mm.

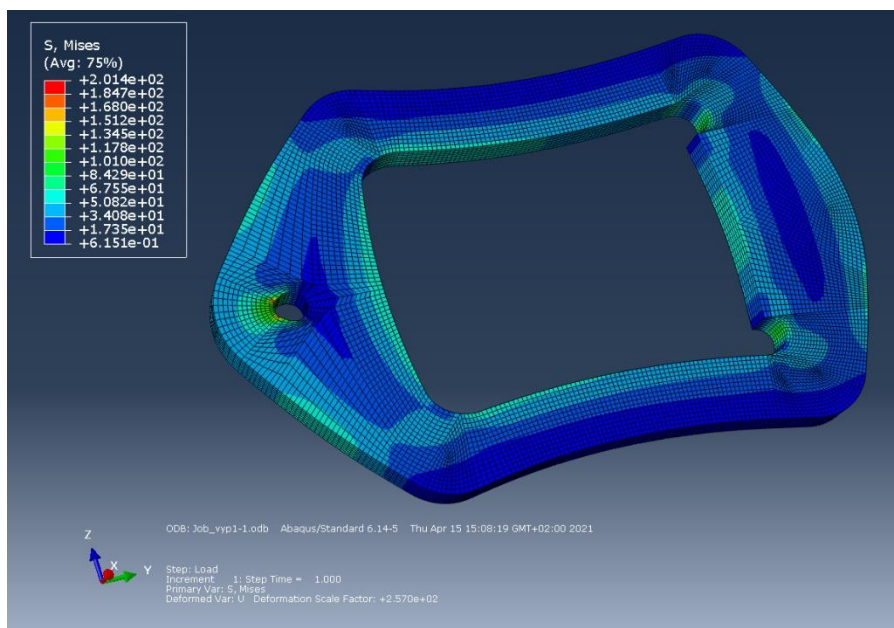
Na základě takto získaných hodnot navrhuji s ohledem na vhodné proporce tvar výpalku rámu. Jeho vhodnost následně v programu Abaqus.

Do programu Abaqus nahraji 3D model výpalku. Dále je třeba doplnit okrajové podmínky, vazby. Pro tento výpalek volím pevnou vazbu na spodní části otvoru pro třmen. Rozhodl jsem se tak s ohledem na fakt, že pro otvor jsem již výše provedl výpočty jak na otláčení, tak i na střih a mohu si tedy dovolit zde do jisté míry zkreslit simulaci vazbou. Zatížení pak modeluji spojitě rozloženým tlakem po celé stykové ploše (Obr. 33), zatížení a ploše odpovídá tlak $13,33 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.



Obr. 33: Vazby a zatížení

Důležitou částí simulace je vhodná volba parametrů sítě. Použil jsem síť s průměrnou velikostí prvku 3 mm. Výsledky se od hodnot získaných užitím sítě s průměrnou velikostí 4 mm liší jen velmi málo, díky čemuž mohu síť považovat za vhodně zvolenou.



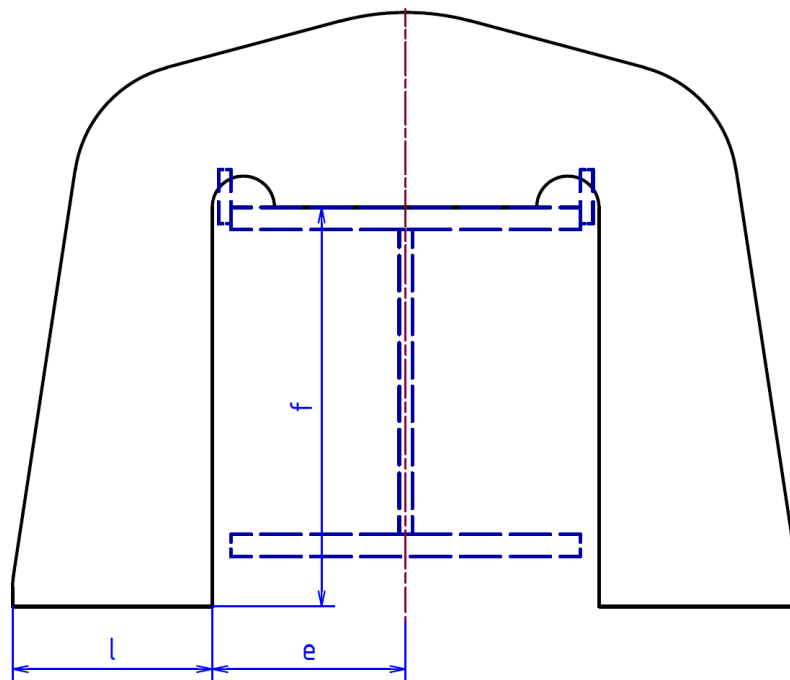
Obr. 34: Výsledky simulace

Výsledky simulace (Obr. 34) se na první pohled mohou zdát nevyhovující, neboť maximální hodnota napětí odpovídá $201,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, což značně převyšuje hodnotu dovolenou. Je však třeba si uvědomit, že této hodnoty se dosáhne pouze v již zmíněném otvoru a není tedy relevantní. V žádné jiné části výpalku napětí dovolenou hodnotu nepřesahuje; výpalek vyhovuje.

4.4.2 Závěs ramene

Obdobný bude návrh rámu pro zavěšení vedlejších ramen. Spodní strana rámu bude po celé délce z obou stran přivařena k vedlejšímu rameni. Toto uložení se ve výpočtovém modelu nahradí vetknutím. Na horní stranu bude působit spojité zatížení, a to velice podobně jako v případě rámu pro vazák. Rám je opět symetrický a největším momentem bude namáhán uprostřed (Obr. 35).

Na rámu pro vazák byl kritickým místem otvor pro třmen vazáku, kde působila celá síla na velmi malé ploše. Tento rám je díky dlouhému svaru zatížen spojitě i ve spodní části. Proto i přestože je zatěžující síla dvojnásobná, navrhuji jej vyrobit z plechu stejné tloušťky, tedy 20 mm.



Obr. 35: Návrh závěsu ramene

Obdobně jako v prvním případě budou kritické vnitřní rohy rámu, tentokrát pouze horní. Opět je budu řešit konstrukčními vruby o poloměru 25 mm.

Délka spodní hrany bude záviset na potřebné délce svaru. Použije se K svar, jenž bude namáhán tahem a ohybem. Smyková složka namáhání bude nulová.

$$\sigma_v = \frac{\sigma_t + \sigma_o}{\alpha_{\perp}} \leq \sigma_d \quad (37)$$

α_{\perp} je součinitel anizotropie svaru, pro tupé svary je jeho hodnota 0,85. Velikost svaru s volím 5 mm.

$$\sigma_t = \frac{\frac{F_l}{2}}{2 \cdot s \cdot l} = \frac{\frac{F_l}{4} \cdot l}{s \cdot l^2} \quad (38)$$

$$\sigma_o = \frac{|M_B|}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot s \cdot l^2} = \frac{3 \cdot |M_B|}{s \cdot l^2} \quad (39)$$

$$\sigma_t + \sigma_o = \frac{\frac{F_l}{4} \cdot l}{s \cdot l^2} + \frac{3 \cdot |M_B|}{s \cdot l^2} = \frac{F_l \cdot l + 12 \cdot |M_B|}{4 \cdot s \cdot l^2} \quad (40)$$

Pro výsledné napětí ve svaru platí

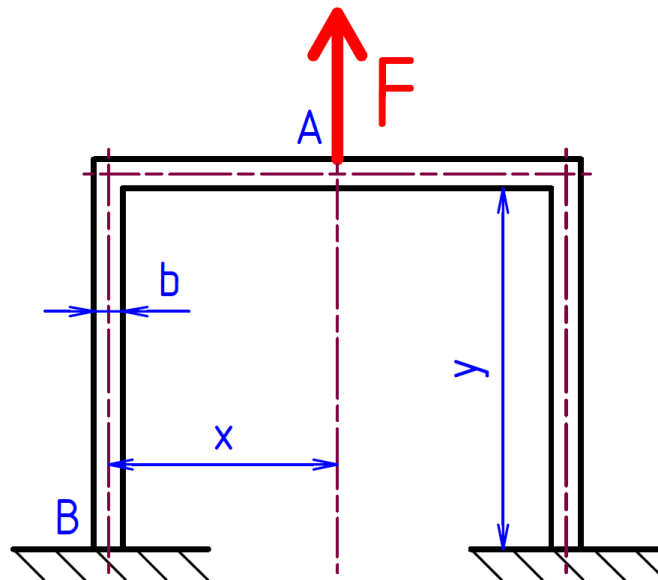
$$\sigma_v = \frac{\sigma_t + \sigma_o}{\alpha_{\perp}} = \frac{F_l \cdot l + 12 \cdot |M_B|}{4 \cdot \alpha_{\perp} \cdot s \cdot l^2} \leq \sigma_d \quad (41)$$

Moment M_B získám stejným způsobem jako v případě prvního rámu. Výpočtový model bude v tomto případě mít pouze jednu osu symetrie a bude tedy dvakrát staticky neurčitý

(Obr. 36). Díky symetrii stačí řešit jednu polovinu úlohy. Po uvolnění doplním dvě deformační podmínky, a to ve tvaru

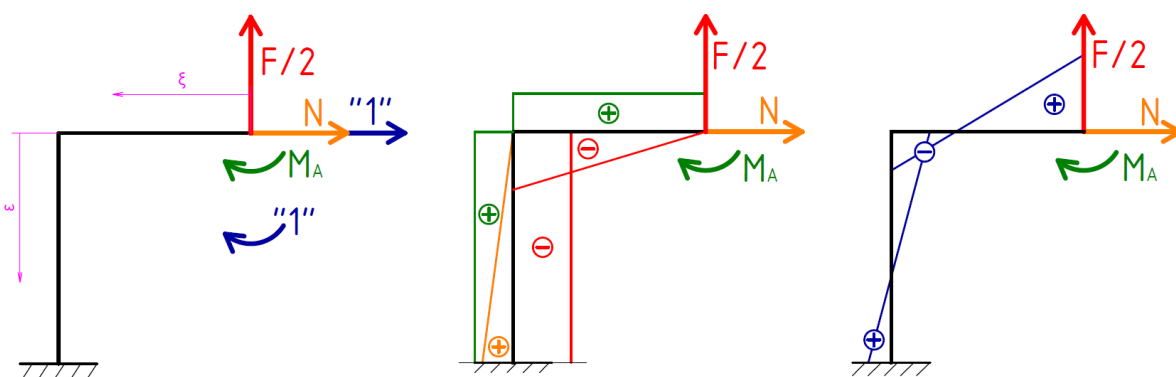
$$\varphi_A = 0 \quad (42)$$

$$u_A = 0 \quad (43)$$



Obr. 36: Výpočtový model rámu

V bodě A po uvolnění působí síly $F/2$ a N a moment M_A . Průběhy ohybových momentů, které tyto síly a moment vyvolají, jsou znázorněny na obrázku (Obr. 37).



Obr. 37: Ohybové momenty

Při návrhu šířky stěny (prutu) l bude vycházet z namáhání v bodě B . (Jak je patrné z obrázku, je namáhání v celé svislé části teoreticky konstantní.)

Moment v bodě B získám z momentu v bodě A , tento vypočtu z Mohrova integrálu. Rám rozdělím na dvě pole $A - X$ a $X - B$.

V poli $A - X$ zavedu integrační proměnnou $\xi \in \langle 0; x \rangle$, kde $x = e + \frac{l}{2}$. Platí

$$M_o(\xi) = M_A - \frac{F_I}{2} \cdot \xi \quad (44)$$

$$m_o^u(\xi) = 0 \quad (45)$$

$$m_o^\varphi(\xi) = "1" \quad (46)$$

V poli $X - B$ zavedu integrační proměnnou $\varepsilon \in \langle 0; y \rangle$, kde $y = f$. Platí

$$M_o(\varepsilon) = M_A - \frac{F_I}{2} \cdot x + N \cdot \varepsilon \quad (47)$$

$$m_o^u(\varepsilon) = "1" \cdot \varepsilon \quad (48)$$

$$m_o^\varphi(\varepsilon) = "1" \quad (49)$$

Hodnoty e a f jsou dané rozměry ramene, pro použitý profil s dostatečnou vůlí platí $e = 155 \text{ mm}$, $f = 320 \text{ mm}$.

Mohrův integrál pro posunutí v bodě A

$$u_A = \frac{1}{EJ_z} \left[\int_0^x \left(M_A - \frac{F_I}{2} \cdot \xi \right) \cdot (0) d\xi + \int_0^y \left(M_A - \frac{F_I}{2} \cdot x + N \cdot \varepsilon \right) \cdot ("1" \cdot \varepsilon) d\varepsilon \right] = 0 \quad (50)$$

po integraci

$$u_A = \frac{1}{EJ_z} \cdot \left[M_A \cdot \frac{y^2}{2} - \frac{F_I \cdot x \cdot y^2}{4} + N \cdot \frac{y^3}{3} \right] = 0 \quad (51)$$

Pro reálný nosník platí $EJ_z \neq \infty$, z čehož plyne

$$M_A \cdot \frac{y^2}{2} - \frac{F_I \cdot x \cdot y^2}{4} + N \cdot \frac{y^3}{3} = 0 \quad (52)$$

odkud vyjádřím reakci

$$N = \frac{3}{4} \cdot \frac{F_I \cdot x}{y} - \frac{3}{2} \cdot \frac{M_A}{y} \quad (53)$$

Mohrův integrál pro natočení v bodě A

$$\varphi_A = \frac{1}{EJ_z} \cdot \left[\int_0^x \left(M_A - \frac{F_I}{2} \cdot \xi \right) \cdot ("1") d\xi + \int_0^y \left(M_A - \frac{F_I}{2} \cdot x + N \cdot \varepsilon \right) \cdot ("1") d\varepsilon \right] = 0 \quad (54)$$

po integraci

$$\varphi_A = \frac{1}{EJ_z} \cdot \left[M_A \cdot x - \frac{F_I \cdot x^2}{4} + M_A \cdot y - \frac{F_I \cdot x \cdot y}{2} + N \cdot \frac{y^2}{2} \right] = 0 \quad (55)$$

Pro reálný nosník platí $EJ_z \neq \infty$, z čehož plyne

$$M_A \cdot (x + y) - F_I \cdot \left(\frac{x^2}{4} + \frac{x \cdot y}{2} \right) + N \cdot \frac{y^2}{2} = 0 \quad (56)$$

Do tohoto vztahu dosadím výše vypočtenou reakci N a vyjádřím moment

$$M_A = \frac{F_I}{2} \cdot \frac{2x^2 + xy}{4x + y} \quad (57)$$

Hledaný moment

$$M_B = M_A - \frac{F_I}{2} \cdot x + N \cdot y = \frac{F_I}{4} \cdot x - \frac{M_A}{2} = F \cdot \frac{\frac{1}{4} \cdot l^2 + l \cdot e + e^2}{4l + 8e + 2f} \quad (58)$$

Pro napětí ve svaru (v bodě B) platí

$$\sigma_v = \frac{F_I \cdot l + 12 \cdot |M_B|}{4 \cdot \alpha_{\perp} \cdot s \cdot l^2} \leq \sigma_d \quad (59)$$

$$\sigma_v = \frac{F_I \cdot \left(l + 3 \cdot \frac{l^2 + 4l \cdot e + 4e^2}{4l + 8e + 2f} \right)}{4 \cdot \alpha_{\perp} \cdot s \cdot l^2} \leq \sigma_d \quad (60)$$

Z tohoto vztahu úpravami získám pro l_{min} kubickou rovnici

$$l_{min}^3 (4\alpha_{\perp} s \sigma_D) + l_{min}^2 \left(2\alpha_{\perp} s \sigma_D (4e + f) - \frac{7F_I}{4} \right) - l_{min} F_I \left(5e + \frac{f}{2} \right) - 3F_I e^2 = 0 \quad (61)$$

Po dosazení číselných hodnot

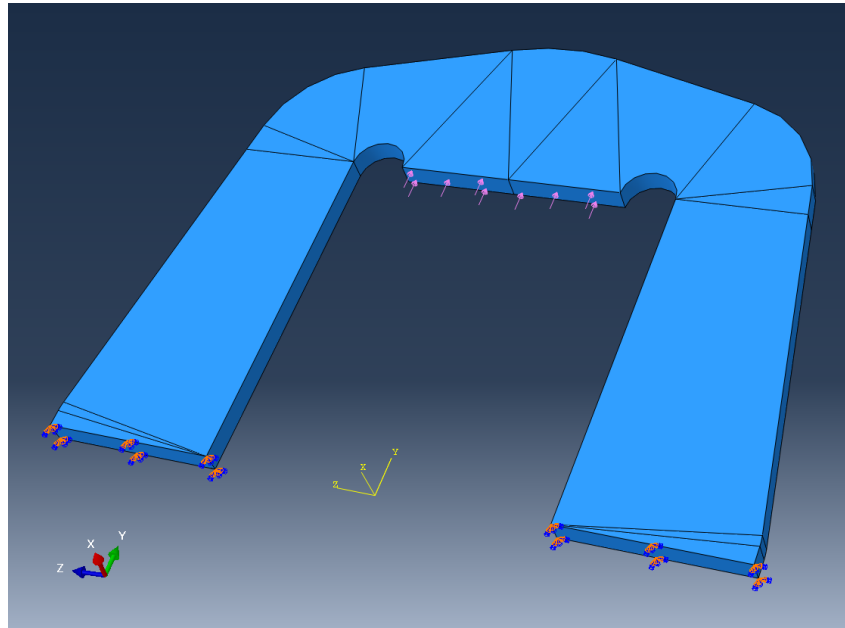
$$1,9975 \cdot l_{min}^3 + 798,875 \cdot l_{min}^2 - 74\,800 \cdot l_{min} - 5\,766\,000 = 0 \quad (62)$$

Tato rovnice má 3 různé reálné kořeny, které jsem získal numerickým řešením. Dva z nich jsou záporné, smysl má pouze kořen $l_{min} \doteq 118,95$.

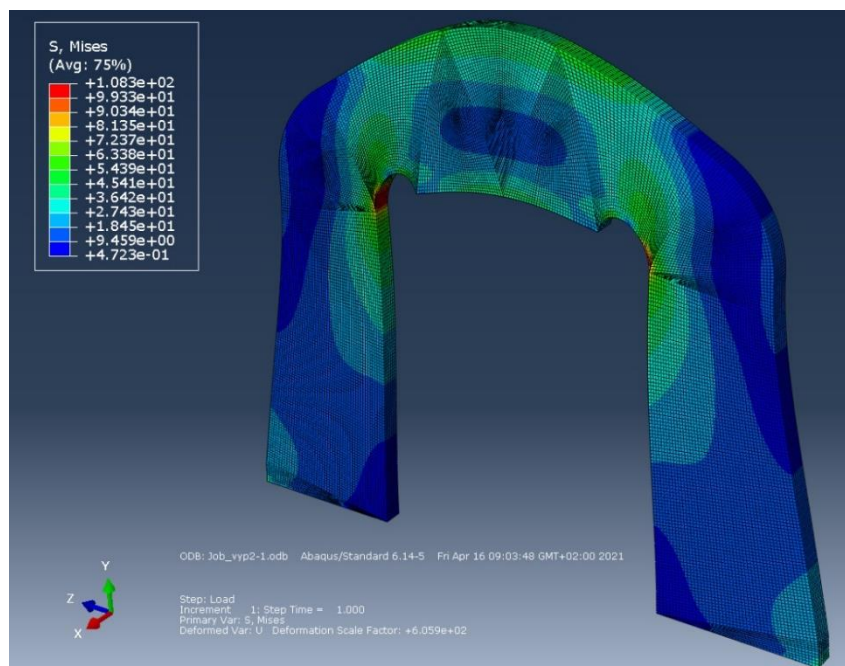
S vědomím, že jsem pro výpočet použil značně zjednodušený model rámu, kde jsem veškerá zatížení nahradil pouze silami, zaokrouhlím získanou hodnotu l_{min} nahoru a v budoucím návrhu pracovat s hodnotou $l_n = 140 \text{ mm}$.

Začátek a konec svaru přibližně v délce 10 mm nedosahují plné kvality. Proto volím délku spodní hrany $l = 160 \text{ mm}$.

Z výše uvedených údajů opět navrhuji tvar výpalku, jehož vhodnost zkontroluji pomocí softwaru Abaqus. Postup je totožný s případem prvního výpalku, lišit se budou pouze okrajové podmínky. Tento výpalek bude po celé délce spodní strany přivařen k rameni, které v tuto chvíli uvažuji jako absolutně tuhé a volím pevnou vazbu na celé ploše. Pro zatížení opět použiji model spojitě rozloženého tlaku po celé stykové ploše, odpovídající je tlak $19,05 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. (Obr. 38) Průměrnou velikost prvku sítě volím opět 3 mm, i v tomto případě vyhovuje.



Obr. 38: Vazby a zatížení

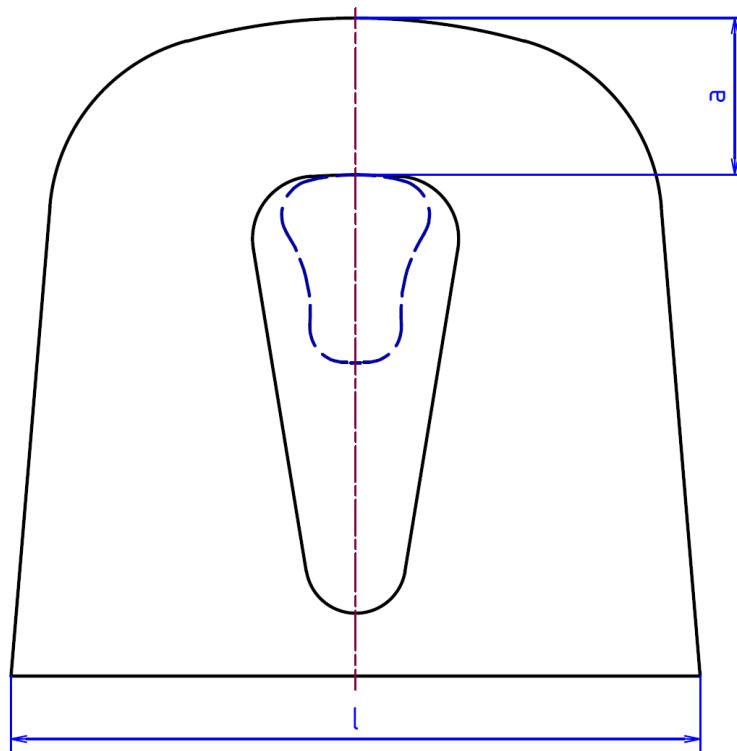


Obr. 39: Výsledky simulace

Výsledky simulace (Obr. 39) ukazují nejvyšší hodnotu napětí $108,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Toto napětí nepřesahuje dovolenou hodnotu, navržený výpalek je tedy vyhovující.

4.4.3 Závěs pro hák jeřábu

Posledním složitějším výpalkem je oko pro hák jeřábu. Při výpočtech budu postupovat podobně jako v případě prvního rámu. Rozměry otvoru vychází z rozměrů jeřábového háku (Obr. 40). Budu počítat s hodnotami pro hák nosnosti 20 tun podle normy DIN 15401. Takový hák se běžně používá například na autojeřábech.



Obr. 40: Návrh oka pro hák jeřábu

Tloušťku plechu opět stanovím z výpočtu na sřih v místě nad hákem

$$\tau_d \geq \frac{F}{S_c} = \frac{F_0}{s \cdot a} \quad (63)$$

kde $F_0 = 120\,000\text{ N}$ je síla odpovídající nosnosti traverzy 12 tun, hodnota $a = 125\text{ mm}$ vychází z rozměrů háku.

$$\tau_d = \frac{\sigma_d}{\alpha} = \frac{117,5}{2} = 58,75\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (64)$$

$$s \geq \frac{F_0}{\tau_d \cdot a} = \frac{120\,000}{58,75 \cdot 125} = 16,34\text{ mm} \quad (65)$$

Na základě těchto výsledků volím výrobu rámu z plechu tloušťky 20 mm.

Délka spodní hrany bude záviset na potřebné délce svaru. Použije se opět K svar. V tomto případě však bude svar namáhán prakticky jen tahem, proto bude výpočet značně jednodušší.

$$\sigma_v = \frac{\sigma_t}{\alpha_{\perp}} \leq \sigma_d \quad (66)$$

$$\sigma_t = \frac{F_0}{2 \cdot s \cdot l} \quad (67)$$

Pro výsledné napětí platí

$$\sigma_v = \frac{\sigma_t}{\alpha_{\perp}} = \frac{F_0}{2 \cdot \alpha_{\perp} \cdot s \cdot l} \leq \sigma_d \quad (68)$$

Úpravou na lineární nerovnici s parametrem s získám

$$F_0 \leq 2 \cdot \alpha_{\perp} \cdot s \cdot l \cdot \sigma_d \quad (69)$$

$$l \geq \frac{F_0}{2 \cdot \alpha_{\perp} \cdot s \cdot \sigma_d} \quad (70)$$

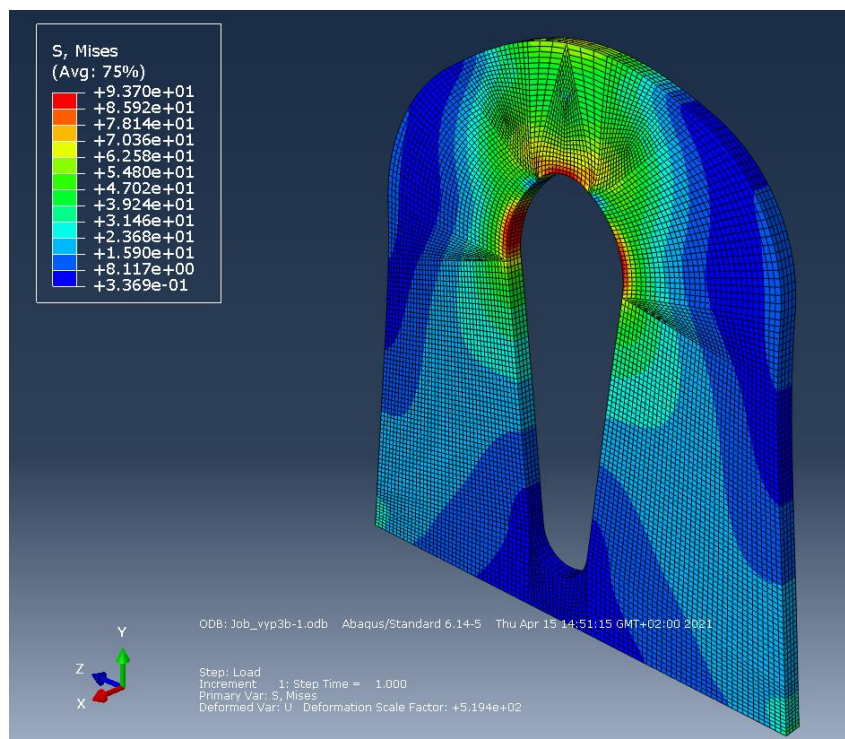
Velikost svaru opět volím podle tloušťky silnějšího ze svařovaných dílů (v tomto případě 20 mm plechu, pásnice profilu má tloušťku 18 mm) jako $s = 5 \text{ mm}$. Potřebnou délku svaru získám řešením rovnice

$$l_{min} = \frac{F_0}{2 \cdot \alpha_{\perp} \cdot s \cdot \sigma_d} = 120,2 \text{ mm} \quad (71)$$

Model namáhání prostým tahem však odpovídá skutečnosti pouze v případě, kdy traverza visí zcela vodorovně, tedy je zatížena rovnoměrně. Splnění tohoto předpokladu však v praxi nemůžeme bezpečně zajistit. Navrhují proto spodní hranu tak, aby proporčně odpovídala ostatním rozměrům dílu, volím délku $l = 550 \text{ mm}$. Svar navrhují provést v celé délce, což bude odpovídat 4,5násobku původní vypočtené hodnoty l_{min} .

Důležité opět bude dostatečné zaoblení vnitřních hran, které však díky tvaru háku nebude činit problém.

Kontrola v programu Abaqus bude totožná s postupem popsáním v odstavci 4.4.2, opět použiji pevnou vazbu na celé spodní (přivařené) ploše a spojitě rozložený tlak v horní části otvoru pro hák. Nejvyšší hodnota napětí $93,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ je vyhovující (Obr. 41).



Obr. 41: Výsledky simulace

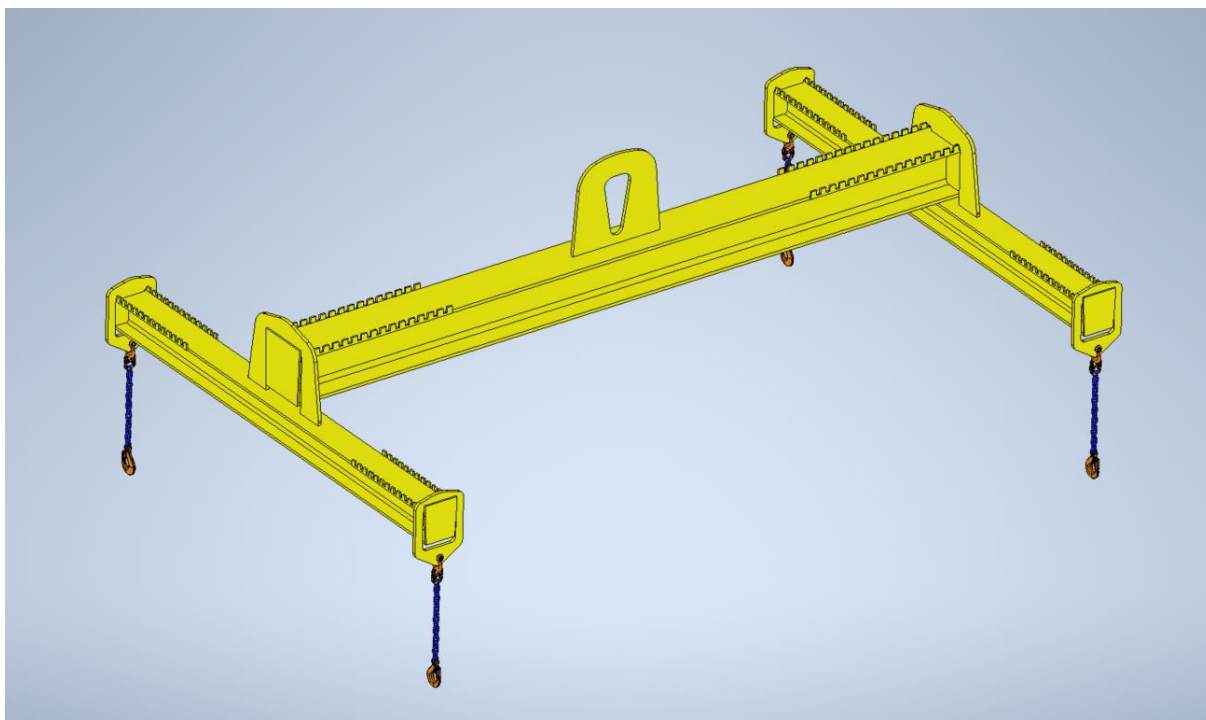
5 Závěr

Ve své bakalářské práci jsem se zabýval problematikou zdvihání břemen, jež nemohou být přímo zavěšena na hák jeřábu. V rešeršní části jsem zkoumal dostupné varianty jeřábových traverz. Věnoval jsem se různým konstrukčním provedením traverz pro univerzální použití, v další kapitole pak jednoúčelovým přípravkům pro zdvihání specifických, náročných břemen. Nemalou část rešerše jsem věnoval vázacím prostředkům. Porovnával jsem přednosti i nedostatky vázacích řetězů, ocelových lan a textilních vazáků. V závěru rešerše jsem se zaměřil na běžně dostupné vázací body.

Obsahem praktické části práce byl konstrukční návrh univerzální stavitelné jeřábové traverzy. Vycházel jsem ze zadaných parametrů, jimiž byly nosnost a požadované rozměry (minimální a maximální). Zadáno bylo také zavěšení břemene na čtyři řetězové vazáky zakončené hákem.

Vazáky jsem navrhl podle katalogu výrobce vázacích řetězů Pewag. Další díly traverzy jsem dimenzoval na základě analytických výpočtů. Všechny vyráběné součásti jsem navrhl s koeficientem bezpečnosti 2 vůči mezi kluzu. Nosníky budou vyrobeny z válcovaných HEB profilů z oceli S355J2. (Původně jsem je navrhoval z oceli S235JR, která však nevyhověla kontrolním výpočtům.) Ostatní součásti budou vypáleny z ocelového plechu (S235JR), nosné díly budou mít tloušťku 20 mm, čela a vymezovací hřebeny 10 mm. Výpalky navržené na základě analytických výpočtů jsem zkontroloval metodou konečných prvků v programu Abaqus. Všechny výpalky kontrole vyhověly. Celková hmotnost navržené traverzy je 900 kg.

Výstupem této práce je 3D model traverzy a 2D výkresová dokumentace. Dokumentaci tvoří výkres sestavy a výkresy podsestav – svařenců a závěsu s vazákem.



Obr. 42: Navržená traverza

6 Seznam zdrojů

- [1] TEDOX s.r.o.: dodavatel technického materiálu. *TEDOX.cz* [online]. 2020 [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <https://www.tedox.cz/jerabove-traverzy-it>
- [2] Jeřábová traverza speciální. *TECHLAN Chudoba s.r.o* [online]. 2020 [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/jerabova-traverza-specialni>
- [3] VDL SPREADERS & AGV. *Greenfield Products* [online]. 2020 [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <https://www.greenfieldpi.com/products/vdl-spreaders-agv/>
- [4] EUROKRAFTpro – Jeřábová traverza pro euro mřížkové boxy. *KAISER+KRAFT* [online]. 2020 [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <https://www.kaiserkraft.cz/zvedaci-pristroje/pridavna-zarizeni-pro-stohovace/jerabova-traverza-pro-euro-mrizkove-boxy/d-x-s-x-v-1240-x-610-x-475-mm/p/M1080084/>
- [5] Structural glass. *SEELE* [online]. 2020 [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <https://seele.com/facades/structural-glass>
- [6] Pevná plošina model BERLIN. *ODTAHOVÁ TECHNIKA* [online]. 2020 [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <https://odtahova-technika.cz/katalog/pevne-nastavby/pevna-plosina-model-berlin/>
- [7] Lifting frames. *MBM Consultancy* [online]. 2020 [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <http://www.mbm-consultancy.com/lifting-frames/#.X5AsQtAzZPY>
- [8] LT485 – Blade Yoke. *LIFTRA* [online]. 2020 [cit. 2020-10-21]. Dostupné z: <https://liftra.com/product/lifting-yoke-blade-intern/>
- [9] Vázací prostředky. *METALLAN, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2020-11-04]. Dostupné z: <http://www.metallan.cz/vazci-prostredky>
- [10] How is chain made? *LACLEDE CHAIN LC* [online]. [cit. 2020-11-04]. Dostupné z: <https://lacledechain.com/blog/how-is-chain-made/>
- [11] PEWAG International GmbH. *Pewag.cz* [online]. [cit. 2020-11-04]. Dostupné z: <https://www.pewag.cz/>
- [12] FOLTA, Hubert. *Návrh systému mazání pro skipové zavážení vysokých pecí*. Ostrava, 2015. Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. Ladislav Hrabec, Ph.D.
- [13] Swaged Steel Core Wire Rope. *Endurance Hardware* [online]. [cit. 2020-11-04]. Dostupné z: <https://www.endurancehardware.com/swaged-steel-core-wire-rope>
- [14] Lanové vázací prostředky. *M. Hovorka LANA ŘETĚZY* [online]. [cit. 2020-11-04]. Dostupné z: <https://www.lana-retezy.cz/tabulky-nosnosti/lanove-vazaci-prostredky/>
- [15] Vázací prostředky. *Pavlínek vázací prostředky* [online]. [cit. 2020-11-04]. Dostupné z: <https://www.pavlinek.cz/>
- [16] Textilní vázací a upínací prostředky. *Tesort, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2020-11-04]. Dostupné z: <https://www.tesort.cz/katalog/produkty/kategorie/textilni-vazaci-a-upinaci-prostredky?gclid=CjwKCAiAv4n9BRA9EiwA30WND6KNeUTDxA6aUzdsacuh3RPBXopE9ag9kAbTQtX-0Ekphn8IRqGORoCfnUQAvD BwE>
- [17] PÁSY, SMYČKY, KURTY. *VAZACI-TECHNIKA.cz* [online]. [cit. 2020-11-04]. Dostupné z: <https://www.vazaci-technika.cz/cs/pasy-smycky-kurty/>

7 Seznam obrázků

| | |
|---|----|
| Obr. 1: Jednoduchá traverza [1] | 3 |
| Obr. 2: Stavitelná traverza jednoduchá [1] | 3 |
| Obr. 3: Stavitelná traverza typu H [1] | 3 |
| Obr. 4: Stavitelná traverza typu X [2] | 3 |
| Obr. 5: Rám pro zdvihání lodních kontejnerů [3] | 4 |
| Obr. 6: Traverza pro big-bag pytle [1] | 4 |
| Obr. 7: Traverza pro euro boxy [4] | 4 |
| Obr. 8: Vahadlo pro manipulaci se sklem [5] | 5 |
| Obr. 9: Traverza pro odtah vozidel [6] | 5 |
| Obr. 10: Zdvihání lokomotivy [7] | 5 |
| Obr. 11: Zdvihání lopatky větrné elektrárny [8] | 5 |
| Obr. 12: Zdvihací řetěz a jeho rozměry [11] | 6 |
| Obr. 13: Řetězové vazáky [11] | 7 |
| Obr. 14: Zavěšovací články [11] | 7 |
| Obr. 15: Spojovací články [11] | 8 |
| Obr. 16: Háky [11] | 8 |
| Obr. 17: Protisměrně vinuté lano [13] | 9 |
| Obr. 18: Lanové vazáky [14] | 9 |
| Obr. 19: Zvedací pás [17] | 10 |
| Obr. 20: Převěšovací pás [17] | 10 |
| Obr. 21: Textilní vazák [17] | 11 |
| Obr. 22: Nekonečná smyčka [17] | 11 |
| Obr. 23: Navařovací vazací body [11] | 11 |
| Obr. 24: Šroubovací vazací body [11] | 12 |
| Obr. 25: Koncepční návrh traverzy | 13 |
| Obr. 26: Navržený vazák | 14 |
| Obr. 27: Profil HEB | 15 |
| Obr. 28: Schéma zatížení ramene traverzy | 15 |
| Obr. 29: Výpočtový model ramene | 16 |
| Obr. 30: Návrh závěsu vazáku | 18 |
| Obr. 31: Výpočtový model rámu | 19 |
| Obr. 32: Ohybové momenty | 20 |
| Obr. 33: Vazby a zatížení | 22 |
| Obr. 34: Výsledky simulace | 23 |
| Obr. 35: Návrh závěsu ramene | 24 |
| Obr. 36: Výpočtový model rámu | 25 |
| Obr. 37: Ohybové momenty | 25 |
| Obr. 38: Vazby a zatížení | 28 |
| Obr. 39: Výsledky simulace | 28 |
| Obr. 40: Návrh oka pro hák jeřábu | 29 |
| Obr. 41: Výsledky simulace | 30 |
| Obr. 42: Navržená traverza | 31 |