

Marek Huňář

Optimalizace konstrukce křídla vstupních dveří pro kolejové vozidlo

Optimization of Entrance Door Design for Rail Vehicle

Diplomová práce

Vedoucí práce:
Ing. Tomáš Hapla

Ostrava 2021

Bibliografický záznam

Autor: Marek Huňář, HUN0020

Název práce: Optimalizace konstrukce křídla vstupních dveří pro kolejové vozidlo

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Hapla

Akademický rok: 2020/2021

Počet stran: 91

Klíčová slova: Optimalizace, FEM simulace, pevnostní analýza, regionální doprava, dveřní systém

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HUŇAŘ, Marek. *Optimalizace konstrukce křídla vstupních dveří pro kolejové vozidlo*. Ostrava, 2021. Diplomová práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. Tomáš Hapla.

Diplomová práce se zabývá pevnostním výpočtem dveřního systému pro regionální kolejovou dopravu a následnou optimalizací rámu dveřního křídla za účelem snížení hmotnosti. V teoretické části jsou představena témata, jejichž znalosti jsou nutností k výpočtu dveřního systému. V první fázi praktické části se detailně věnuje definování podmínek simulace a zátěžným stavům. V druhé fázi jsou vypočteny deformace a jednotlivá napětí dveřního systému při nejvíce zátěžných stavech. Výsledky jsou podrobně prezentovány pro každé potenciálně kritické místo dveřního systému a také reálně ověřeny pevnostním testem. Na základě výsledků a topologické optimalizace bylo navrženo celkem pět iterací optimalizovaného dveřního rámu, přičemž poslední iterace splňuje kritérium zadané klientem o 20% snížení hmotnosti dveřního rámu a odolání všem zátěžným stavům.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HUŇAŘ, Marek. *Optimization of Entrance Door Design for Rail Vehicle*. Ostrava, 2021. Diplom thesis. VSB - Technical University of Ostrava. Thesis supervisor Ing. Tomáš Hapla.

Master thesis deals with the strength calculation of the door system for regional rail transport and the subsequent optimization of the door leaf frame in order to reduce the weight. The theoretical part presents the topics that are necessary to know for the calculation of the door system. In the first phase of the practical part, I deal in detail with the definition of simulation conditions and load cases. In the second phase, the deformations and individual stresses of the door system at the most load cases are calculated. The results are presented in detail for each potentially critical place of the door system and verified by a strength test. Based on the results and topological optimization, a total of five iterations of the optimized door frame were designed, while the last iteration meets the criteria specified by the client by reducing the weight of the door frame by 20 % and withstanding all load conditions.

OBSAH

1	Uvod	9
2	Regionální kolejová doprava	10
3	Dveřní systémy kolejového vozidla	11
3.1	Rozdělení podle umístění	11
3.2	Rozdělení podle způsobu pohybu dveří	11
3.3	Rozdělení podle způsobu ovládání.....	11
3.4	Rozdělení podle počtu křídel.....	12
3.5	Rozdělení podle druhu pohonu	12
3.6	Mechanismy otvírání dveří.....	12
4	Vlakové normy dveřních systémů	13
5	Voština.....	14
5.1	Tuhost a pevnost v ohybu	14
5.2	Typy voštinových buněk	15
5.3	Papírové voštiny	16
5.4	Hliníkové voštiny	16
5.4.1	Srovnání tuhosti a pevnosti hliníkových sendvičů s homogenním materiálem	17
5.4.2	Lepení hliníkové voštiny	17
5.5	Struktura voštinových jader	17
6	Postup simulace dveřního křídla	18
7	Specifikace zadání	19
8	Otvírání a zavírání dveřního systému	21
9	Případy zatížení	23
9.1	Zatížení setrvačnými silami.....	23
9.2	Zatížení tlakovým rázem při potkání dvou regionálních vlaků.....	23
9.3	Zatížení tlakovým rázem při potkání regionálního vlaku s rychlovlakem.....	24
9.4	Zatížení při převrácení vozidla na bok.....	24
10	Tvorba idealizované sestavy.....	26
10.1	Zjednodušení na 2D elementy.....	27
10.2	Specifikování styčné plochy mezi kladkou a kolejnící	28
10.3	Symetričnost úlohy.....	29
11	Stanovení podmínek simulace.....	30

11.1	Závěsná lopata.....	30
11.2	Boční naváděče.....	30
11.3	Převáděcí tyč	31
11.4	Dolní kladka převáděcí tyče.....	31
11.5	Střední naváděč.....	31
11.6	Voština.....	32
11.7	Rám dveřního křídla	32
11.8	Okno	32
11.9	Ostatní komponenty.....	33
11.10	Definování souřadného systému.....	33
12	Materiály	34
12.1	Hliníková slitina EN AW 6060 T6 a EN AW 6060 T4 [9,10]	34
12.2	Nerezová ocel 1.4301	34
12.3	Bezpečnostní sklo podle normy ČSN 70 1570	34
12.4	Hliníková slitina EN AW 5754	35
12.5	Ocel S235 a S355	35
12.6	Ertalon [11,12,13].....	35
13	Simulační výpočet voštin	36
13.1	Výpočet voštiny jako 3D mesh element	37
13.2	Výpočet voštiny jako 2D mesh element	37
13.3	Metoda vytvoření modelu kontinua	38
13.3.1	Stanovení vlastností boxu hliníkové voštiny.....	39
13.3.2	Stanovení vlastností boxu papírové voštiny	42
13.3.3	Implementace voštinových boxů do idealizované sestavy.....	44
13.4	Porovnání metod simulace voštiny	45
14	Síťování	46
15	Okrajové podmínky	48
15.1	Kontakty	48
15.2	Síly	49
15.3	Podpory	49
15.4	Nastavení simulace.....	50
16	Výsledky simulace.....	51
16.1	Výsledky při setkání dvou regionálních vlaků	51

16.1.1	Bod A	52
16.1.2	Bod B.....	52
16.1.3	Bod C.....	53
16.1.4	Bod D	53
16.1.5	Maximální napětí na rámu dveřního křídla	53
16.1.6	Výsledky při uvážení středního navádeče	55
16.2	Výsledky při setkání regionálního vlaku s rychlovlakem.....	55
16.3	Výsledky při havarijním stavu vlaku	56
16.4	Srovnání výsledků z NX a Ansys.....	58
16.5	Výpočet zkrutu převodní tyče	59
16.5.1	Výpočet zkrutu pomocí simulace	59
16.5.2	Výpočet velikost zkroucení analytickou metodou.....	60
17	Ověření výsledků reálným testem.....	61
17.1	Test zatížení podtlakovou vlnou	62
17.2	Test zatížení stanovený normou ČSN EN 14 752.....	64
17.3	Test zatížení při stavu havárie	65
18	Optimalizace.....	66
18.1	Topologická optimalizace	67
18.1.1	První topologická optimalizace.....	68
18.1.2	Druhá topologická optimalizace.....	69
18.2	První optimalizace	70
18.3	Druhá optimalizace.....	72
18.4	Třetí optimalizace	73
18.5	Čtvrtá optimalizace.....	74
18.6	Pátá optimalizace	75
18.6.1	Výsledky pevnostní simulace páté optimalizace při zatížení podtlakovou vlnou .	76
18.6.2	Výsledky pevnostní simulace páté optimalizace při stavu havárie	77
18.6.3	Porovnání optimalizovaného s neoptimalizovaným rámem dveřního křídla	79
19	Závěr	80
20	Conclusion	84
21	Poděkování.....	89
22	Citace	90
23	Seznam příloh.....	91

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Značka	Jednotka	Popis
A	%	Tažnost
D_{pt}	m	Vnější průměr převodní tyče
E	MPa	Youngův modul pružnosti
E_{al}	MPa	Modul pružnosti hliníkové slitiny
E_k	MPa	Modul pružnosti ertalonu
F	N	Síla
F_{dv}	N	Síla působící na aktivní plochu dveřního dvoukřídla při havarijním stavu
F_{hklad}	N	Síla působící na kladku při havarijním stavu
F_{klad}	N	Síla od kolejnice na kladku při zatížení podtlakové vlny
F_{oktv}	N	Síla působící na okraj rámu při zatížení podtlakové vlny
F_{okpv}	N	Síla působící na okraj rámu při havarijním stavu
F_{tv}	N	Síla působící na plochu křídla při zatížení tlakové vlny
F_{tvklad}	N	Síla působící na kladku při zatížení podtlakové vlny
F_j	N	Síla působící na aktivní plochu jednoho křídla při havarijním stavu
G_{ocel}	MPa	Modul pružnosti ve smyku pro ocel S235
I_{ppt}	m ⁴	Polární moment průřezu převodní tyče
L_{tv}	mm	Velikost zkroucení převodní tyče v místě dolní kladky
M_{hpt}	Nm	Působící moment na konci převodní tyče při havarijním stavu
M_{tvpt}	Nm	Působící moment na konci převodní tyče při zatížení podtlakové vlny
R_e	MPa	Mez kluzu
R_m	MPa	Mez pevnosti
S	m ²	Plocha
S_{adv}	m ²	Aktivní plocha dvoukřídla při stavu havárie
S_{atv}	mm ²	Aktivní plocha dvoukřídla při stavu zatížení podtlakovou vlnou
S_{okno}	mm ²	Obsah okna
V	m ³	Objem
V_{Albox}	m ³	Objem nahrazeného boxu hliníkovou voštinou
V_{Alvos}	m ³	Objem hliníkové jednotkové voštiny na rozměrech 70x70x10
V_{Pabox}	m ³	Objem nahrazeného boxu papírovou voštinou
V_{Pavos}	m ³	Objem papírové jednotkové voštiny na rozměrech 220x145x40
W_{kp}	m ⁴	Průřezový modul v krutu pro převodní tyč
a_{Albox}	mm	Velikost strany a hliníkového boxu
a_{ap}	m	Šířka aktivní plochy dvoukřídla
a_{okno}	mm	Šířka okna
a_{Pbox}	m	Velikost strany a papírového boxu
b_{Albox}	mm	Velikost strany b hliníkového boxu
b_{okno}	mm	Výška okna

b_{Pbox}	m	Velikost strany b papírového boxu
C_{Albox}	mm	Velikost strany c hliníkového boxu
C_{Pbox}	m	Velikost strany c papírového boxu
d_{pt}	m	Vnitřní průměr převodní tyče
g	m/s^2	Gravitační zrychlení
h_{ap}	m	Výška aktivní plochy dvoukřídla
k	-	Bezpečnost
l_{pt}	m	Délka převodní tyče
m	kg	hmotnost
m_{Alvos}	kg	Hmotnost hliníkové voštiny
m_{Pavos}	kg	Hmotnost papírové voštiny
p	Pa	Tlak
p_h	Pa	Tlak působící na dveře při havarijním stavu
p_{tv}	Pa	Tlak působící na dveře při zatížení podtlakovou vlnou
r_{klad}	m	Poloměr působíště síly na kladce
t	mm	Tloušťka převodní tyče
μ	-	Poissonovo číslo
π	-	Ludolfovo číslo
ρ	kg/m^3	Hustota
ρ_{Albox}	kg/m^3	Hustota hliníkového boxu
ρ_{Alvos}	kg/m^3	Hustota hliníkové voštiny
ρ_{Pabox}	kg/m^3	Hustota papírového boxu
ρ_{Pavos}	kg/m^3	Hustota papírové voštiny
φ_{tv}	°	Úhel zkroucení převodní tyče v místě dolní kladky
τ_{ktv}	MPa	Velikost napětí v krutu převodní tyče v místě dolní kladky

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

Zkratka	Popis
AlMgSi	Slitina hliníku
DS	Design Space
FEM	Finite element method
LD	Large Deflection
MKP	Metoda konečných prvků
TO	Topologická optimalizace

1 UVOD

První vývoj dveřních systémů vlakové dopravy se datuje k začátku 19. století. Od té doby uplynulo spousta času a my se pořád nacházíme v době, kdy je na dveřních systémech spousta práce. Dnešní dveřní systémy se potýkají s obrovským počtem požadavků, které nutí dodavatele čím dál tím více k hmotnostní optimalizaci. Situace je už tak kritická, že dodavatel je nucen jít na bezpečnost $k = 1$ při nejhorším zátěžném stavu, aby dosáhl absolutně nejnižší možné hmotnosti, jinak hrozí velké pokuty za nedodržení požadavků nebo ztráta zakázky.

Mým úkolem je vytvořit pevnostní analýzu pro dveřní dvoukřídlo regionálního vlaku a zjistit tak kritická místa, kde dochází k největším napětím při určitých zátěžných stavech. Výsledkem tedy budou jednotlivá napětí na určitých místech dveřního systému a také maximální deformace při namáhání. Na základě výsledků bude navržena optimalizace jednotlivých dílů rámové konstrukce dveřního křídla za účelem snížení hmotnosti. Požadované odlehčení je okolo 20 % z původní hmotnosti dveřního rámu. Úkolem je také provést reálný pevnostní test, který prověří, zda výsledky pevnostní simulace odpovídají realitě.

Dveřní systémy umožňují cestujícím výstup a nástup z vozidla. Pro regionální složky dopravy se používají dvoukřídle dveřní systémy, aby mohl dojít k rychlejší výměně cestujících. A právě dvoukřídle dveřní systémy jsou nejvíce zatěžovány z hlediska pevnosti, protože nemají žádný úchyt uprostřed křídla k rámu vlaku, který by fungoval jako podpora. Dochází tak k velkým napětím a deformacím na jednotlivých komponentech dveřního systému. Jednokřídle dveřní systémy u rychlovlaků jsou zpravidla jen o trochu více namáhané než jednokřídle, zato můžou být celé opřeny do hrubé stavební konstrukce vlaku, a tedy odolávat zatížením vnějších vlivů mnohem lépe jako jednokřídle.

Volný prostor dveřního křídla je vyplněný voštinou, která drží vnitřní a vnější plech pohromadě a tvoří tak jádro dveřního křídla. Materiál voštiny se používá kraftový papír, který je dále namáčen v pryskyřici a lepen na potahy.

Dveřní systémy se dimenzují se životností na 30 let, ovšem ve většině případů jsou v polovině životnosti vyměněny za nové kvůli nesplnění revizním požadavkům nebo únavovým poškozením. Před uvedením do výroby musí splnit všechny požadavky, které předepisuje norma ČSN EN 14 752. Jedná se o pevnostní zkoušky, zkoušky rázem, postřikovou zkoušku, zkoušku svěrných sil a na konec nejdelší test životnosti. Ten trvá někdy i více jak půl roku, protože dveřní systém musí absolvovat jeden až tři miliony cyklů otevření a zavření dveří.

Diplomová práce je vypracována pro firmu Pars Komponenty (zákazník) ve spolupráci s vývojovým centrem IdeaHub. Pars Komponenty je česká společnost, která se zabývá vývojem dveřních systémů do kolejových vozidel jako jsou vlaky, tramvaje, metra či trolejbusy.

2 REGIONÁLNÍ KOLEJOVÁ DOPRAVA

Jedná se o osobní a spěšné vlaky zastavující v městech i vesnicích. Nejmenší vzdálenost mezi zastávkami jsou 3 kilometry. Maximální traťová rychlost těchto vlaků dosahuje 160 km/hod. Trať jsou zpravidla dvojkolejné o rozchodu 1435 mm. Maximální sklon tratě je do 15 ‰ a minimální poloměr oblouku je cca 400 m. Maximální přípustná hmotnost na dvojkolí je do 22,5 tun. Některé tratě (většinou poblíž malých vesnic), kam jezdí vlak jen zřídka, nemají trolej (elektrické vedení), proto musí být vlak vybaven baterii a dojet do stanice na elektrickou energii uloženou v baterii a poté se i následně vrátit zpět na trať s trolejí pro dobítí baterie. Napájecí napětí na troleji těchto tratí bývá buď stejnosměrné – 750 V, 1,5 kV, 3 kV nebo střídavé 25 kV, 15 kV. Snahou je napětí na troleji sjednotit na střídavé o frekvenci 50Hz a napětí 25kV kvůli menším ztrátám, lepším výkonům a dostupnosti všem typům vlaku. Důležitou roli hraje zabezpečovací zařízení vlaku, které se v různých státech liší a je to důvod, proč nemůže žádný vlak projet napříč celou Evropou. Dnes je snahou všude implementovat vlakový zabezpečovač ETCS, který uznává každý stát. Současnou nevýhodou tohoto zabezpečovače je finanční náročnost, jeho implementace do starých vozů znamená výměnu celé palubní jednotky a taktéž i úpravu vlakové tratě, která vychází na miliardy korun.

Regionální vlaky mají pohon buď dieselový nebo elektrický. Dieselový pohon se používal u starších vozů anebo v oblastech častého terorismu (Izrael, Irán...). Důležitým prvkem u regionální dopravy je používání dvoukřídých dveřních systému kvůli rychlé výměně cestujících při zastavení vlaku. Snahou je používat pouze rekuperační elektrodynamické brzdy, které vracejí elektrickou energii do troleje a mechanické brzdy používat jen jako pojistku. Interiér je schopen větrat, vytápět i chladit (klimatizovat). Rozjezdové zrychlení je kolem 1 m/s². Měrný výkon je důležitým ukazatelem energetické bilance jízdy vlaku, který popisuje kolik energie je nutno vložit do rozjezdu a kolik je schopen vlak rekuperovat brzdami. Měrný výkon regionálního vlaku se pohybuje okolo 15kW/t. Dalším energetickým ukazatelem je hmotnost vlaku na počet sedadel, u regionálních vlaků je tomu cca 0,5 tuny na jedno sedadlo. Hrubá stavba vozidla je pevná konstrukce buď z hliníkových nebo ocelových profilů, která odolává pevnosti v tlaku 1 500 kN. Regionální příměstské vlaky se také vyrábějí jako dvoupatrové, které jsou vhodné pro hodně zatíženou linku, protože disponují vyšší přepravní kapacitou v poměru k délce vlaku. Nevýhodou takového vlaku je jeho komplikovaná hrubá stavba konstrukce a umístění elektrických komponent.[1]



Obrázek 1 – Regionální vlak [2]

3 DVEŘNÍ SYSTÉMY KOLEJOVÉHO VOZIDLA

Dveřní systémy umožňují nástup a výstup cestujících kolejového vozidla. Na dveřní systémy jsou dnes kladeny velké nároky. Musí odolávat tlakovým rázům, minimalizovat prostup tepla do vozu a z vozu, být odolné proti dešti, minimalizovat prostup zvuku, dodržovat protipožární požadavky a zaručit dlouhodobou životnost.

3.1 Rozdělení podle umístění

- **Vstupní dveře** – slouží pro nástup a výstup cestujících. Jsou na ně kladeny největší požadavky, protože na ně působí venkovní vlivy jako povětrnostní síly, tlakové rázy a malé části ve vzduchu (písek apod.)
- **Mezivozové (přechodové) dveře** – slouží pro přechod cestujících mezi vagony. Na tyto dveře jsou kladeny vysoké požadavky ohledně zvuku, tepelné izolace a požární bezpečnosti.
- **Interiérové dveře** – oddělují jednotlivé oddíly ve vagonu. Jejich konstrukce není tak složitá, protože na ně nepůsobí vnější vlivy okolí. Používají se např. k oddělení jídelny ve vlaku, toalety, kuchyňky apod.

3.2 Rozdělení podle způsobu pohybu dveří

- **Předsuvné** – Pomocí převodní tyče jsou dveře vyvedeny před vnější stranu vlaku a následně jsou dveřní křídla vysunuta od sebe. Dnes jsou nejvíce používané, hlavně u regionální přepravy.
- **Posuvné** – Otvírající pohyb je konán pouze po jedné ose zpravidla do vnitřní části skříně. Používají se u metra. Nevýhoda je, že jsou náročné na správné utěsnění, neboť mezi schodem křídla a skříní vozu se vytvoří nesouvislý povrch.
- **Vně výklopné** – Dveře se vyklopí ven z vozidla. Používají se u tramvají.
- **Dovnitř kyvné** – Dveře se vyklopí dovnitř. Používají se u autobusů.
- **Otočné** – Používají se u dveřních systémů pro vstup do kabiny strojvedoucího nebo jej můžeme nalézt také ve starších typech vlaků pro vstup do vagonu.
- **Zalamovací** – Dveře se zalomí do sebe a tím vytvoří prostor pro vstup do vagonu

3.3 Rozdělení podle způsobu ovládní

Dnešní dveřní systémy jsou zpravidla automatizované vybavené mikroprocesorovou jednotkou, která zajišťuje otevírání a zavírání dveří pomocí regulace vtékajícího elektrického proudu do 24 voltového elektromotorku a vyhodnocuje bezpečnostní problémy při zavírání a otevírání dveří.

- **Ruční** – Otvírání je zajištěno pomocí ruční síly cestujícího nebo průvodčího. Dnes se používá jen u dveří strojvedoucího a u starých otočných dveří.
- **Poloautomatické** – Dveře musí být otevřeny fyzickou silou cestujícího, ale zavírání už je realizováno strojvedoucím.
- **Automatické** – Nejmodernější, téměř ve všech moderních kolejových vozidlech. Otvírání i zavírání je realizováno tlačítky na dveřích nebo centrálně strojvedoucím.

- **Autonomní** – Řízeno centrálně řídicím systémem vlaku, otvírání a zavírání je plně automatické.

3.4 Rozdělení podle počtu křídel

- **Jednokřídlé dveře** – Používají se u rychlíkových vozů, kde není kladen tak velký důraz na rychlou výměnu cestujících jak na odolávání vnějším tlakovým vlnám a namáhání.
- **Dvoukřídlé dveře** – používají se tam, kde je potřeba rychlá výměna cestujících.

3.5 Rozdělení podle druhu pohonu

- **Elektrický** – 24 V elektromotor, dnes už jediný typ, který se používá. Disponuje nízkou hladinou zvuku, snadnou ovladatelností, řízením a dlouhou životností.
- **Elektropneumatický** – Používán více v minulosti. K otvírání dveří byl k dispozici ještě pneumatický válec, který se ovládal řídicí jednotkou dveří. Problémy nastávaly v zimě, kdy je vysoká náročnost na vlhkost vzduchu, takže musely být součástí pneumatického systému vysoušeče, filtry apod.

3.6 Mechanismy otvírání dveří

- **Elektrické otvírání dveří** – Dnes nejpoužívanější mechanismus otvírání dveří, který je založen na systému šroubové hřídele. Elektromotor roztáčí hřídel s drážkou ve směru šroubovice, po které jezdí uchycení dveří. Jedná se tedy o přeměnu rotačního pohybu na lineární. Výhodou je, že vlak má neustálý přínos elektrické energie, která může být využita k otevření dveří a není potřeba jiné medium.
- **Pneumatické otvírání dveří** – dnes už se od pneumatických mechanismů otvírání dveří ustupuje, přesto se s nimi můžeme setkat hojně např. v autobusech. Mechanismus je založený na přímočarém pneumatickém pístu, který vykonává lineární pohyb a tím otvírá dveře vlaku.
- **Hydraulické otvírání dveří** – dnes se už vůbec nepoužívá. Mechanismus byl založen na otvírání dveří pomocí hydraulického válce. Avšak problémy s údržbou, netěsnostmi, vznikem průsaků a znečišťování okolí dohnalo výrobce k úplnému odstoupení od tohoto způsobu otvírání dveří.

4 VLAKOVÉ NORMY DVEŘNÍCH SYSTÉMŮ

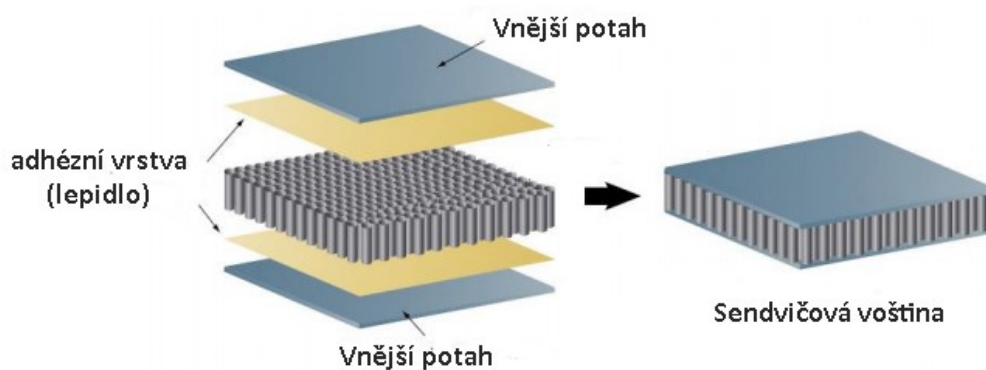
Jelikož je regionální vlak vozidlo převážející lidi, jsou na něj kladeny velké nároky z hlediska bezpečnosti, proto musí i dveřní systémy splňovat řadu norem.

- **ČSN EN 14 752** – nejdůležitější norma týkající se vnějších dveřních systémů. Definuje minimální šířku a výšku dveřního otvoru, která činí 1900 mm. Stanovuje mechanické požadavky, tak aby dveře odolaly jakýmkoli silám od pasažérů. Dále musí vydržet uzavírající systém zatížení 1200 N při působení na středu dveřního křídla. Věnuje se také požadavkům na aerodynamiku, vibrace, polohu tlačítek, zvukovou izolaci a teplotní izolaci. Stanovuje elektronické, hardwarové a softwarové požadavky na mechanismus dveřního systému. Dále je v normě uvedeno, jakým teplotám, vlhkosti a znečištění musí dveřní systémy odolávat. Dveřní systémy musí být taktéž otestovány sprchovou zkouškou, kdy je na dveřní křídlo stříkaná voda a vniknutá voda nesmí nijak ovlivnit funkci otevírání dveří. Dále musí být prověřena tlaková zkouška, kdy je celá plocha dveřního křídla zatížena tlakem o hodnotě 3 barů. [3]
- **ČSN EN 50 125-1** – Podmínky prostředí pro drážní zařízení. Norma stanovuje podmínky větru, deště, sněhu, krup, slunečního záření, blesků, zvířat na kolejích, ledu, pohybu vzduchu, teploty apod.
- **ČSN EN 45 545-1-5** – Požární ochrana železničních vozidel. Norma popisuje stavy při požáru, jak mohou vzniknout a jak musí být při požáru nakládáno. Dále stanovuje protipožární opatření a nařízení pro jednotlivé komponenty ve vlaku.
- **ČSN EN 50 155** – Elektronická zařízení drážních vozidel. Jsou zde stanoveny podmínky elektronických systémů, pokládání kabelů, pokyny pro instalaci, izolaci kabelů apod. Jelikož dveřní systémy obsahují spoustu malých drátků v horním otevíracím mechanismu, musí se při navrhování elektronického systému postupovat podle této normy.
- **ČSN EN 50 264-1** – Silové a ovládací kabely se speciální odolností proti požáru drážních vozidel
- **ČSN EN 50 121** – Ochranná opatření s ohledem na elektrická nebezpečí drážních vozidel
- **ČSN EN 50 128** – Sdělovací a zabezpečovací systémy a systémy zpracování dat drážních vozidel – software pro drážní řídicí a ochranné systémy
- **ČSN EN 50 126** – Stanovení a prokázání bezporuchovosti, pohotovosti, udržovatelnosti a bezpečnosti (RAMS) drážních vozidel
- **ČSN EN 61 373** – Zkoušky rázy a vibracemi
- **ČSN EN 15 085** – Svařování železničních kolejových vozidel a jejich částí
- **DIN 6701** – Lepené spoje v kolejových vozidlech a jejich součástech
- **ČSN EN 50343** – Pravidla pro kladení kabelů v drážních vozidlech

5 VOŠTINA

Prázdná část vnitřního dveřního křídla je vyplněna voštinou neboli sendvičovou strukturou, která se skládá z tenkého potahu (vnější a vnitřní plech) a lehkého voštinového jádra. Tyto konstrukce dosahují jeden z nejlepších poměrů hmotnosti k pevnosti a tuhosti [6].

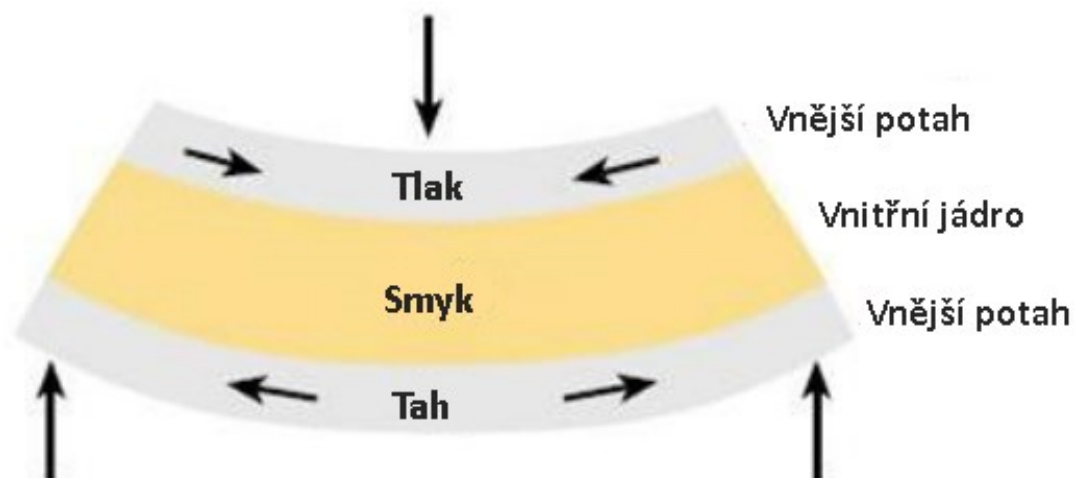
Voštiny se skládají z řady otevřených buněk vytvořených z velmi tenkých vrstev materiálu. Jádro připomíná tvar včelí plástve složenou z oček šestiúhelníkového tvaru, kde průměr vepsané kružnice určuje velikost oka. Materiál vnější vrstvy se vyznačuje vysokou tuhostí, zatímco materiál jádra vysokou pevností v tlaku a v smyku. Spojení potahu a jádra je realizováno kapalným nebo pastovým lepidlem



Obrázek 2 – Složení sendvičové voštiny

5.1 Tuhost a pevnost v ohybu

Ohybová tuhost a pevnost v ohybu sendviče je ovlivněna výškou jádra. Výhodou je, že se zvětšováním výšky sendviče dochází k velmi malému nárůstu hmotnosti. Pevnost jádra v smyku roste s jeho hustotou. O pevnosti sendviče v tlaku rozhoduje především pevnost materiálu jádra voštiny, výška a tuhost potahů. Na obrázku 3 lze pozorovat, že při zatížení voštiny na ohyb působí na potahy tahové a tlakové síly a voštinové jádro musí odolávat smykovému zatížení.



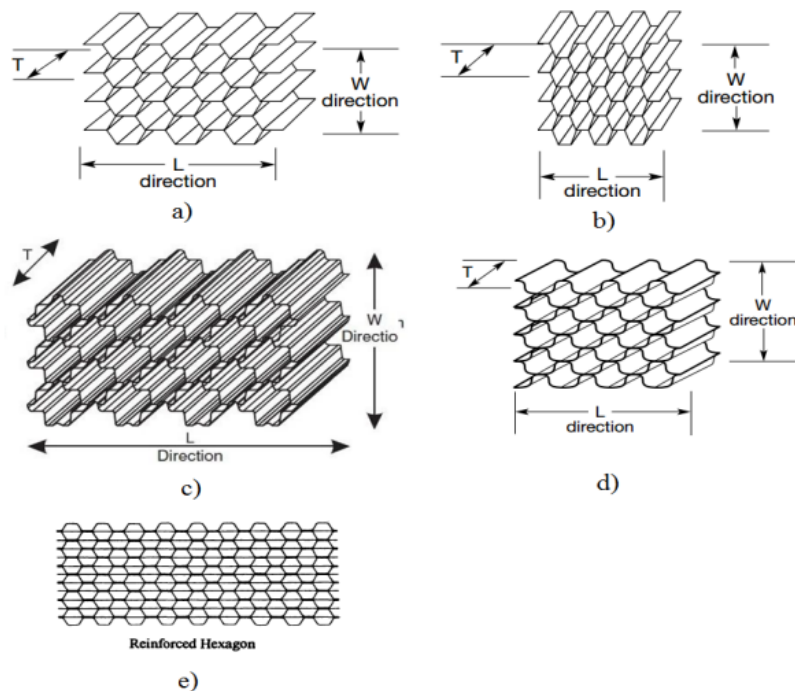
Obrázek 3 – Síly působící na voštině

Vlastnosti sendvičových struktur:

- Vysoká pevnost a tuhost ku hmotnosti
- Tepelná izolace
- Tlumení vibrací
- Tlumení hluku
- Odolnost proti šíření trhlin
- Odolnost proti rázům
- Odolné proti ohni
- Tepelná odolnost

5.2 Typy voštinových buněk

- **Hexagonální** – jedná se o šestihrannou voštinu, která je běžně dostupná z nekovových i kovových materiálů. Tento typ voštinových buněk je nejvíce používán
- **OX-Core** – jedná se o voštinu podobnou hexagonálnímu typu, ale s tím rozdílem, že je prodloužená ve w-směru. Má vyšší smykové vlastnosti ve w-směru a horší v L-směru.
- **Vyztužená hexagonální** – má vyztužený podkladový list, který sice zvyšuje hustotu, ale za to má nižší mechanické vlastnosti.
- **Flex-Core** – poskytuje výjimečné vlastnosti v oblasti tvárnosti a zakřivení voštiny. Mají vyšší pevnost v smyku jak hexagonální typ buněk.
- **Double-Flex** – Je uzpůsobena na tlakové deformace s dobrou tvarovatelností



Obrázek 4 – typy voštinových buněk a) Hexagonální, b) OX-Core, c) Double-Flex, d) Flex-Core, e) Vyztužená hexagonální

5.3 Papírové voštiny

Papírové voštiny jsou vhodným jádrovým materiálem pro výrobu sendvičových konstrukčních prvků v automobilovém a leteckém průmyslu. Používají se jako výplně do dveří, nábytku, školních a kancelářských tabulí. Lze je použít také v kombinaci s různými plášťovými materiály (dřevo, kov, plast)

Papírové voštiny – výhody:

- Vysoká pevnost v tlaku v poměru k objemové hmotnosti
- Levný vyplňovací materiál
- Ultra lehký
- Šetrný k životnímu prostředí
- Snadná manipulace
- Plně recyklovatelný

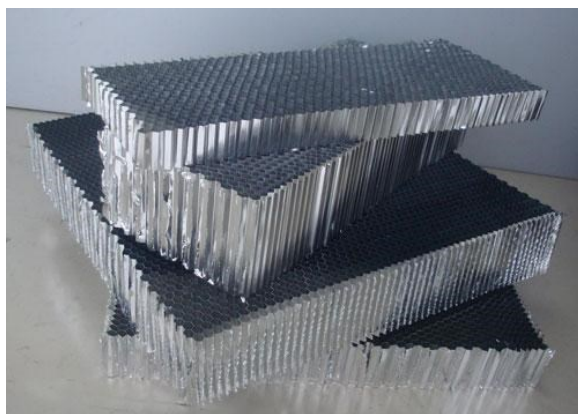


Obrázek 5 – Papírová voština

5.4 Hliníkové voštiny

Hliníkové voštiny nachází uplatnění ve stavebnictví, fasádních systémech, interiérových doplňcích, výrobě nábytku, sportovního vybavení, reklamních ploch a představuje hmotnostní revoluci v dopravě. Díky výbornému poměru pevnosti ku hmotnost patří mezi jeden z nejlepších konstrukčních materiálů. Nejčastějším tvarem hliníkových jader jsou buňky v hexagonálním tvaru

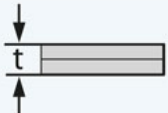
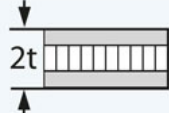
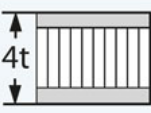
Hliníkové voštiny disponují vynikající tuhostí, vysokou pevností v ohybu, nízkou hmotností, recyklovatelností a lehkou manipulací. Nevýhodou hliníkových voštin od hliníkových potahů zůstává fakt, že při velkém nárazu se hliníkové jádro trvale zdeformuje a nevrátí se do původního stavu, zatímco potah se do původního stavu vrátí. Proto je nutností po velkém rázu hliníkový sendvič vyměnit.



Obrázek 6 – Hliníková voština

5.4.1 Srovnání tuhosti a pevnosti hliníkových sendvičů s homogenním materiálem

Vložení jádra mezi vnější tenké potahy dochází ke zvýšení průřezové charakteristiky dané konstrukce, což zlepšuje její odolnost vůči ohybu a vzpěru jen s malým nárůstem hmotnosti. Na obrázku 7 je ukázáno porovnání ohybové odolnosti konstrukce s vloženým jádrem oproti konstrukci bez jádra.

Material	Homogenní materiál	Síla panelu 1t	Síla panelu 4t
Schéma			
Tuhost panelu	1	7	37
Pevnost v ohybu	1	3,5	9,2
Hmotnost	1	1,03	1,06

Obrázek 7 – Srovnání tuhosti a pevnosti hliníkové voštiny vs homogenní materiál [6]

5.4.2 Lepení hliníkové voštiny

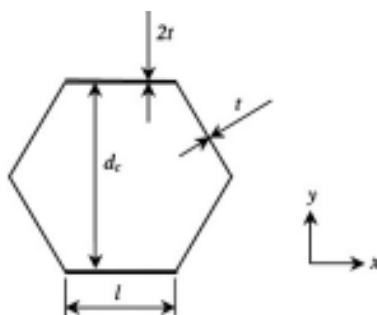
Voština je prvně máčena v roztoku Fenokol 43 EX, čímž získá lepší vlastnosti. Poté je pomocí foliového lepidla Letoxit KFL 130 a za působení tepla a tlaku slepen potah k voštinovému jádru.

Fenokol 43 EX je alkalický vodný roztok polykondenzátu fenolu a formaldehydu rezolového typu s modifikačním činidlem na úpravu sušiny. Je to viskózní kapalina červenohnědé barvy bez mechanických nečistot.

Letoxit KFL 130 je konstrukční foliové lepidlo pro vysokopevnostní spoje. Je určeno především k lepení kovových sendvičových dílů jako jsou hliníkové voštiny. Lepený spoj má dobré mechanické vlastnosti a vydrží i velké teplotní výkyvy $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Lepený povrch musí být před lepením zbaven všech mechanických nečistot a mastnoty. Příprava povrchu na lepení zásadně ovlivňuje pevnost lepeného spoje.

5.5 Struktura voštinových jader

Strukturu hexagonálního jádra lze definovat velikostí (průměru) oka jádra – d_c , jenž je hlavní parametr, podle kterého výrobci uvádějí hustotu voštiny, pevnost v tlaku apod. Další parametry jsou tloušťka buňky t , výška voštiny a délka jedné strany šestiúhelníku l .

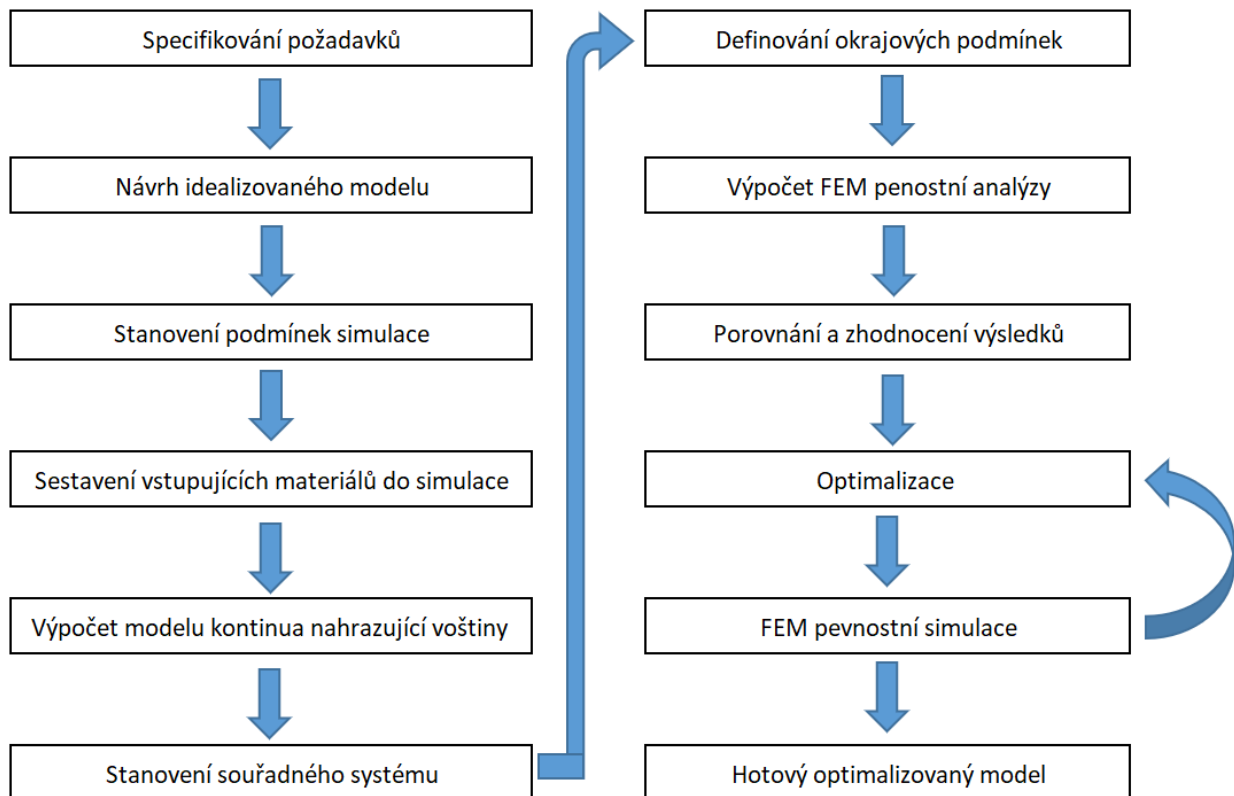


Obrázek 8 – Parametry hexagonální voštiny

6 POSTUP SIMULACE DVEŘNÍHO KŘÍDLA

Aby bylo dosaženo správných výsledků, je potřeba stanovit celý proces průběhu výpočtu pevnostní analýzy dveřního systému a poté následnou optimalizaci. Obrázek 9 znázorňuje celý průběh pevnostní simulace až po hotovou optimalizaci.

Nejprve budou specifikovány požadavky klienta a hlavní cíl úkolu. V další fázi se budu věnovat návrhu idealizované sestavy, tak aby mohla být simulace zjednodušena a zkrátil se výpočetní čas. Dále jsou stanoveny podmínky simulace pro jednotlivé díly idealizované sestavy a jim přiřazeny materiály. Důležitou součástí simulace je výpočet voštiny, tak aby bylo správně přeneseno zatížení z vnějších potahů na rám vlaku a vnitřní potah. Výpočet simulace bude probíhat v softwaru Ansys Workbench a Siemens NX. Výsledky z obou softwarů budou porovnány. Dále budou navrženy varianty optimalizace rámu dveřního křídla na základě výsledků z FEM pevnostní simulace. Jednotlivé varianty optimalizace budou ověřeny v Ansysu pevnostní analýzou a na základě výsledků bude rozhodnuto o finálním optimalizované verzi.



Obrázek 9 – Postup výpočtu pevnostní analýzy dveřního systému a jeho optimalizace

7 SPECIFIKACE ZADÁNÍ

V této kapitole chci detailněji popsat zadání diplomové práce, co bude její náplní, a jaký má mít přínos pro zadavatele.

Dnešní vlaky musí splňovat životnost nejméně 30 let s tím, že v průběhu života vlaku dochází ke kontrolám, ošetření a revizím. Vizuální kontrola probíhá po několika týdnech, jedná se o seřízení zařízení bez výměny součástí. Ošetření se prováděno po několika měsících až letech, kdy dochází k výměně opotřebovaných součástí. Revize je prováděna po několika letech (např. po 6,12 let...) a dochází k celkové opravě velkých systémů. Dveřní systém je za dobu životnosti zpravidla jedenkrát vyměněn, tedy po 15 letech provozu, proto musí být navrhnout velmi pečlivě, aby byla tato životnost dodržena. S tím souvisí i fakt, že dveřní systém musí být navržen nejen, aby měl dlouhou životnost, ale taktéž, aby odolal podmínkám při havarijním režimu, výroba byla ekonomicky výhodná a splnil všechny ostatní požadavky normy ČSN EN 14 752 jako je těsnost, aerodynamika, vedení kabelů, odolnost proti vodě apod. V dnešní době je výhodnější vytvořit předem pevnostní simulaci všech zátěžových stavů a znát potencionální místa poruchy než navrhnout dveřní systém, který se hned vyrobí a reálně testuje. Dále lze využít pevnostní simulaci k odebrání materiálu z míst, kde je ho dostatek a působí malé síly, neboť každý správně odebraný materiál má za následek lepší dynamické vlastnosti a menší výrobní náklady.

Předsuvný dveřní systém, kterým se budu ve své práci zabývat, je už reálně ověřen, že vydrží stanovených 15 let čistého provozu a taktéž odolá havarijním stavům. Životnost vlakových dveří se před uvedením do výroby musí otestovat, a to tak, že se vytvoří maketa, která simuluje tvar vlakového rámu, do kterého jsou vlakové dveře umístěny, zapojí se veškerá elektronika a dveře se nechají bez zastavení otevírat a zavírat, dokud neabsolvují takový počet cyklů otevření a zavření, který odpovídá 15let provozu.



Obrázek 10 – Testování životnosti vlakových dveří

Taktéž se na maketě testují dva nejhorší stavy zatížení, a to, když projíždí vlak po trati s maximální rychlostí a proti němu projíždí regionální vlak s maximální rychlostí, případně vjezd do tunelu. Tlaková vlna, která vzniká vlivem projetí dvou vlaků vedle sebe má nejdříve charakter tlaku na celkový rám vlaku a tím i dveřní systém, a pak následný podtlak, který má tendenci táhnout dveře ven z vlaku. Rizikovější je právě varianta podtlaku, protože při tlaku na dveře, jsou síly přenášeny na hrubou stavbu skříňě vozidla, zatímco při podtlaku musí dveře podržet samostatné komponenty umístěné ve dveřním systému. Druhým a tím nejhorším zátěžným stavem je havarijní převrácení vozidla na bok a následné sesypání cestujících na vnitřní plochu dveřního křídla. Dveře se v tento moment nesmí otevřít ani utrhnout, aby cestující nepropadli přes dveře dolů. Dveře se mohou porušit, ale musí zaručit, že nedojde k otevření žádnému otvoru, který by byl potenciálně rizikový pro propad pasažérů. Oba tyto stavy jsou testovány v poloze uzavřených dveří.

Klient diplomové práce oba tyto stavy reálně otestoval a výsledky ukázaly, že dveřní systém při těchto stavech obdrží. Víme tedy, že dveře splňují podmínky zákazníka a normy. To, co ale klient přesně neví, jsou napětí a deformace na jednotlivých místech dveřního systému. Z praktické činnosti mají povědomí, jaké napětí mohou na jednotlivých komponentech dveřního systému očekávat, avšak nikdy tyto díly nebyly spočteny počítačovou simulací, která je mojí úlohou.

Další požadavek klienta je maximální odlehčení rámu dveřního křídla, neboť zákazník klienta požaduje extrémně nízkou hmotnost dveřního systému, proto je klient nucen jít s hmotností dveřního systému až na koeficient bezpečnosti $k = 1$. Za nedodržení požadované hmotnosti jsou pokuty v řádech milionů, které si nemůže každá firma dovolit. Důvodem snižování hmotnosti vlaků (obzvláště u regionálních) je zvyšování ekonomičnosti a dynamičnosti jízdy, neboť čím menší je hmotnost vlaku, tím je potřeba méně energie na rozjezd a pokud se jedná o regionální vlak, který často zastavuje a zase se rozjíždí, je hmotnost vlaku velmi důležitý faktor.

Ze všeho výše uvedeného je tedy mou úlohou nasimulovat pevnostní analýzu dveřního systému, odhalit deformace a napětí na jednotlivých částech dveřního křídla při stanovených stavech a navrhnout optimalizaci dveřního rámu, který zlepší dynamické a ekonomické vlastnosti vlaku.

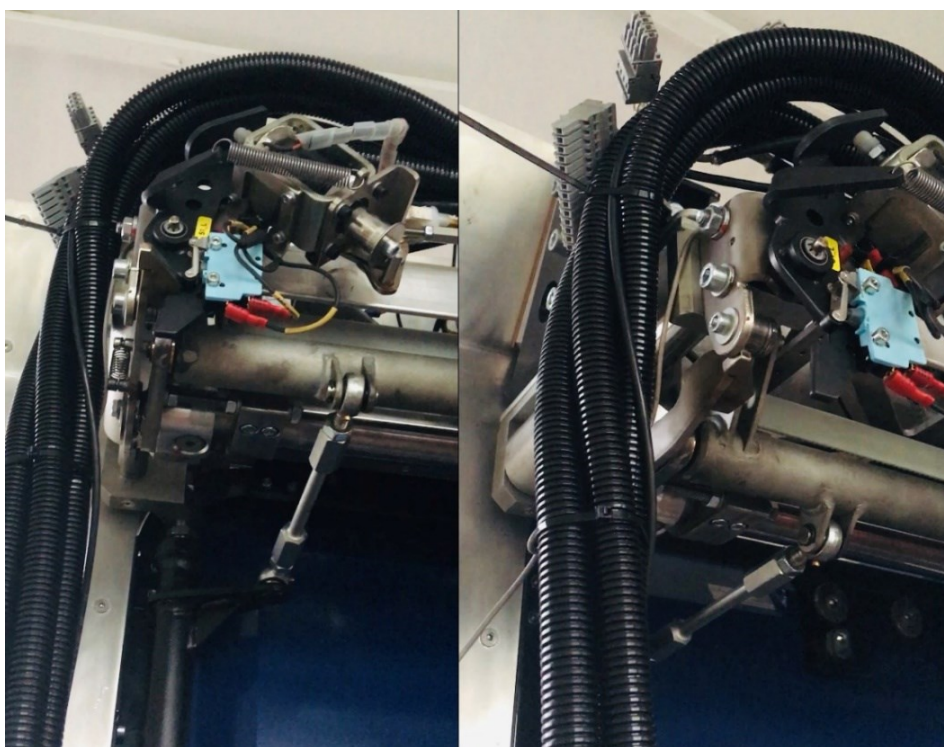


Obrázek 11 – Dveřní systém (pohled zevnitř vlaku)

8 OTVÍRÁNÍ A ZAVÍRÁNÍ DVEŘNÍHO SYSTÉMU

Mechanismus dveřního systému regionálních vlaků se skládá z mnoha součástí, které musí společně fungovat. Pohon mechanismu je uložen ve vrchní části dveřního systému, který je ve vlaku zakrytován.

Při otevření dveřního křídla musí nejprve křídlo vyjet dopředu a až potom se odsunout. Pro vysunutí dveřního křídla je na boční straně dveřního křídla celá sestava převodní tyče, která tento pohyb zajišťuje. Převodní tyč je nahoře napojena přes zavěšení na posuvnou trubku. Jakmile je spuštěno otevření dveří, sepne řídicí jednotka motorek mechanismu jistící brzdy, aby uvolnil posuvnou trubku. Následně jde trubka dopředu, zavěšení převodní tyče přenesou pohyb na převodní tyč, která se otočí kolem svislé osy a posune dveřní křídlo dopředu. Obrázek 12 zobrazuje polohu při utěsnění dveřního křídla a polohu při vysunutí dveřního křídla dopředu.



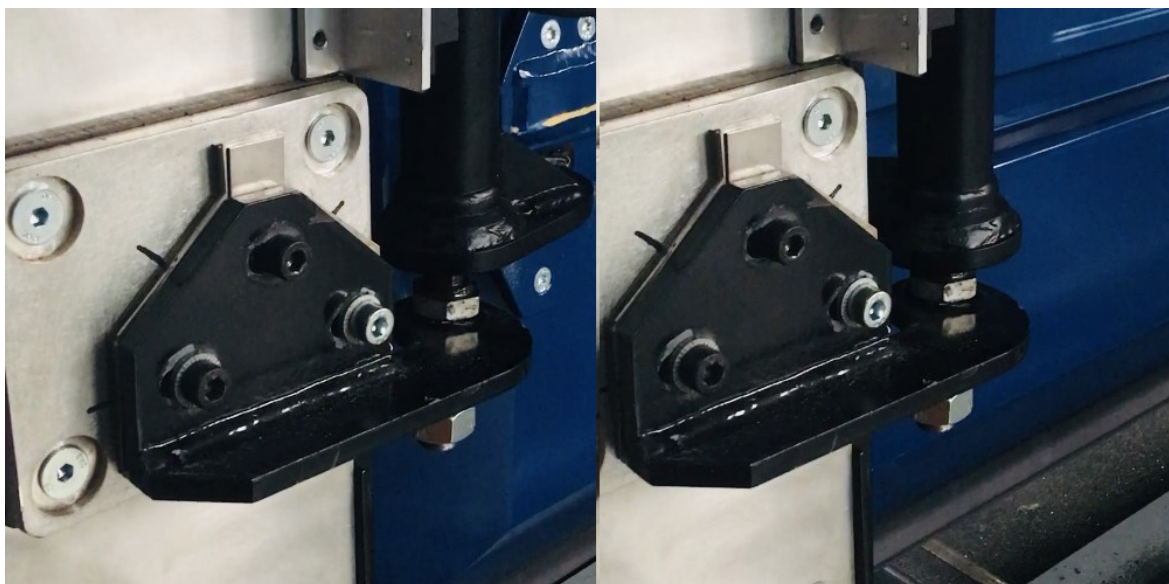
Obrázek 12 – Horní mechanismus otvírání dveří. Zavřená poloha (vlevo), poloha vysunutí (vpravo)

Jakmile je dveřní křídlo vepředu, boční naváděč opustí kapsu, do které zajíždí a vyjíždí při otvírání a zavírání. Na obrázku 13 je znázorněn průběh pohybu bočního naváděče při zajíždění do kapsy.



Obrázek 13 – Pohyb bočního naváděče při zasouvání

Na spodní části převodní tyče je kladka umístěna se svým koncem v kolejnici (Obrázek 14). Tím, že se otočí převodní tyč, otočí se i kladka, která vysune dveřní křídlo dopředu.



Obrázek 14 – Pohyb spodní kladky. Poloha zavřená (vlevo), poloha vysunutí (vpravo)

Hlavní tah dveřního křídla zajišťuje závěsná lopata, která je upevněna z jedné strany k posuvné hřídeli a z druhé strany je přišroubovaná ke dveřnímu křídlu. Lopata je vedena po vodících tyčích. Mezi vodící tyčí a uchycením lopaty s tyčí je malá vůle, aby se mohla lopata posouvat, i když dojde ke krutu či vzpěru. Posuvná hřídel má dvě drážky ve tvaru šroubovice, pro každou lopatu jiný smysl stoupaní, tak aby se levá lopata posouvala při otevírání doleva a pravá doprava. Stoupaní je velmi velké, jedné otáčky odpovídá posunutí až 6 cm. Lopata drží celé dveřní křídlo a je to hlavní element při přenosu zatížení.



Obrázek 15 – Sestava otvíracího mechanismu

Jamile je dveřní křídlo vysunuto dopředu, sepíná mechanismus pro posun lopat. Lopaty se odsunují od sebe a otvírají dveřní křídla do stran. Ve spodní části dveří se kladka posouvá po kolejnici a tím drží dveře zespod.

9 PŘÍPADY ZATÍŽENÍ

Dveřní systém je namáhán po celou dobu existence různými typy zatížení, ať už je to tlaková vlna, setrvačné síly, tlakové rázy anebo zatížení od cestujících. Já se ve své práci zaměřím na ty nejvíce rizikové zatížení a podle nich bude navržena optimalizace dveřního rámu. Všechny nejvíce zatěžující případy jsou při zavřených dveřích.

9.1 Zatížení setrvačnými silami

Tento případ zatížení nastává, kdy se vlak prudce rozjíždí či prudce brzdí. Pro náš výpočet je tento stav nepodstatný, protože zatížení je v tomto případě mnohonásobně nižší než ostatní stavy zatížení. Ačkoli je tento stav nepodstatný z hlediska velikosti sil, které nijak neohrožují dveřní systém z hlediska deformace nebo lomu, musíme vzít v potaz, že k tomuto zátěžnému dochází velmi často. Jedná se o míjivé zatížení, které má vliv na únavu materiálu. Velikost setrvačných sil je uvedeno v tabulce 1. Hodnoty setrvačných sil jsou uvedeny ve zrychlení g.

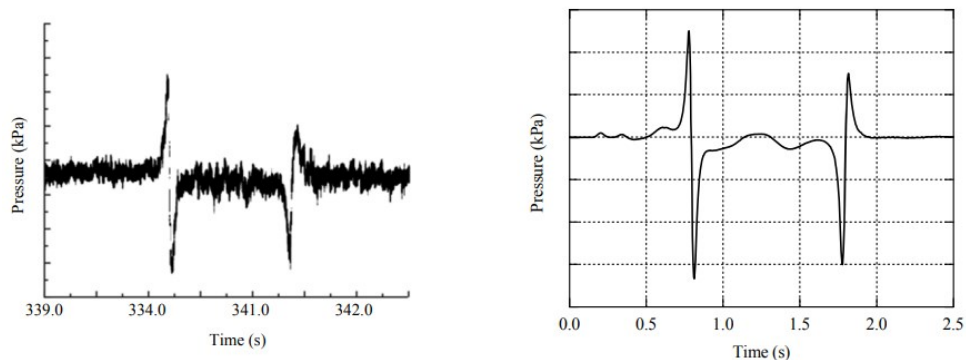
Tabulka 1 – zatížení setrvačnými silami

Směr zatížení	zatížení
Ve směru jízdy dopředu/dozadu (X)	5 g
Kolmo na směr jízdy do strany (Y)	1 g
Nahoru/dolů (Z)	3 g + vlastní hmotnost

9.2 Zatížení tlakovým rázem při potkání dvou regionálních vlaků

Když vlak najíždí či vyjíždí z tunelu nebo se potká s jiným vlakem v protisměru, působí na jeho boční plochu tlaková vlna. Takový tlakový ráz vede k deformaci bočních stěn rámu vlaku a dveřních systémů, ovlivní bezpečnost jízdy vlaku a pohodlí cestujících, dokonce může vést až k zničení okenního skla či zničení dveřního systému. Je prokázáno, že amplitudy tlakové vlny vlaků jsou přímo úměrné rychlosti vlaku (tedy při zvyšování rychlosti je i vyšší tlaková amplituda) a exponenciálně úměrné rozteči mezi vlaky (čím dále jsou vlaky od sebe, tím je tlaková amplituda menší) [7].

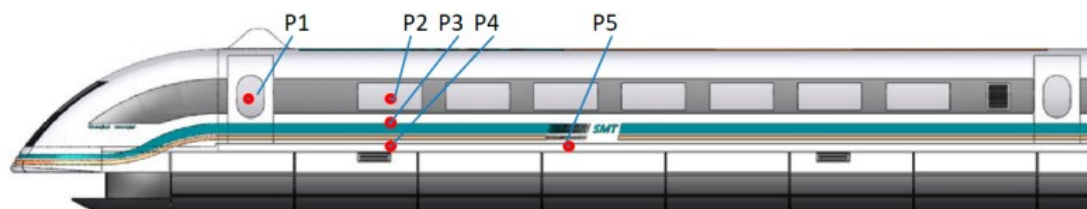
Pro moji aplikaci uvažuji potkání dvou regionálních vlaků s maximální rychlost obou vlaků 160 km/hodinu. Pro takovou rychlost odpovídá tlaková amplituda 3000 Pa. Tlakové zatížení budu uvažovat jako trvalé, abych byl na straně bezpečnosti. Výpočet bude proveden pro podtlak, kdy dveře jsou vtahovány směrem od vlaku (spodní amplituda), protože při tlakovém rázu se veškerá boční plocha dveřního křídla opře o rám vlaku a tím jsou síly dobře rozprostřeny a nehrozí lom dveřního systému.



Obrázek 16 – Průběh tlakové vlny

9.3 Zatížení tlakovým rázem při potkání regionálního vlaku s rychlovlakem

S rostoucí rychlostí míjení vlaků roste i amplituda tlakové vlny. Dnešní TGV tratě jsou dimenzovány až na 350 km/hod. Předpoklad je takový, že regionální vlak s rychlostí 160 km/hodinu se potká s rychlovlakem o rychlosti 300 km/hodinu. Amplituda tlakové vlny dosahuje 4200 Pa. Tlaková vlna působí v různých bodech vlaku jinou hodnotou, pro naši aplikaci bude uvažována amplituda tlaku v bodě dveřního systému stanovená zákazníkem (4200 Pa). Nejvíce zatíženým místem vlaku při tlakové vlně je boční plocha skříně vlaku [8].



Obrázek 17 – Amplitudy tlakové vlny v jednotlivých bodech boční stěny vlaku

Tabulka 2 – Amplitudy tlakové vlny v jednotlivých bodech boční stěny vlaku

Bod	P1	P2	P3	P4	P5
Tlak (Pa)	4905	3790	4222	3952	4013

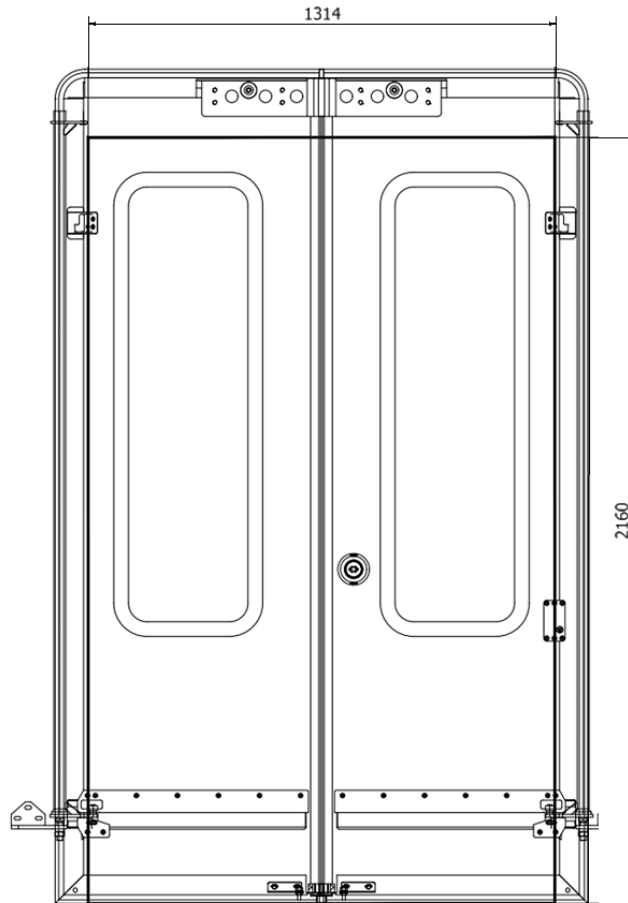
9.4 Zatížení při převrácení vozidla na bok

Tento stav nastává při havarování vlaku a celý vagon se převrátí na bok. Na plochu dveří napadají cestující a objekty ve vozidle. Dveřní systém musí udržet dveřní křídla zavřené. Může dojít k deformaci či poškození dveří, ale nesmí se otevřít, aby lidé nemohli propadnout dolů. Působení tlaku od lidí působí na aktivní plochu dveří, tedy plochu, která je zevnitř vozidla přístupná (obr 19). Toto je nejhorší případ zatížení, který se musí otestovat, než se spustí sériová výroba dveřního systému. Zatížení uvažujeme 6000 Pa na aktivní plochu dveřního systému. Pokud k tomuto stavu reálně dojde, dveře se následně celé vymění.

Abych to lépe přiblížil, na obrázku 18 můžeme vidět vagon, který se převrátil, tento stav předpokládá, že se vlak převrátí o celých 90 stupňů a nesmí se mu za žádnou cenu otevřít dveře, tím, že prasknou. Zároveň ale musí jít dveře otevřít i v nouzovém stavu povolením bezpečnostní brzdy.



Obrázek 18 – převrácení vozidla



Obrázek 19 – aktivní plocha dveřního systému

Výpočet působící síly na aktivní plochu při stavu havárie

$$p = \frac{F}{S} \rightarrow F = S \cdot p \quad (1)$$

$$S_{adv} = h_{ap} \cdot a_{ap} = 2,160 \cdot 1,314 = 2,84 \text{ m}^2 \quad (2)$$

$$F_{dv} = S_{adv} \cdot p_h = 2,84 \cdot 6000 = 17\,030 \text{ N} \quad (3)$$

F	[N]	Síla
p	[Pa]	Tlak
S	[m ²]	Plocha
F_{dv}	[N]	Síla působící na aktivní plochu dveřního dvoukřídla při havarijním stavu
S_{adv}	[m ²]	Aktivní plocha dvoukřídla při stavu havárie
p_h	[Pa]	Tlak působící na dveře při havarijním stavu
a_{ap}	[m]	Šířka aktivní plochy dvoukřídla
h_{ap}	[m]	Výška aktivní plochy dvoukřídla

Síla působící na jedno křídlo

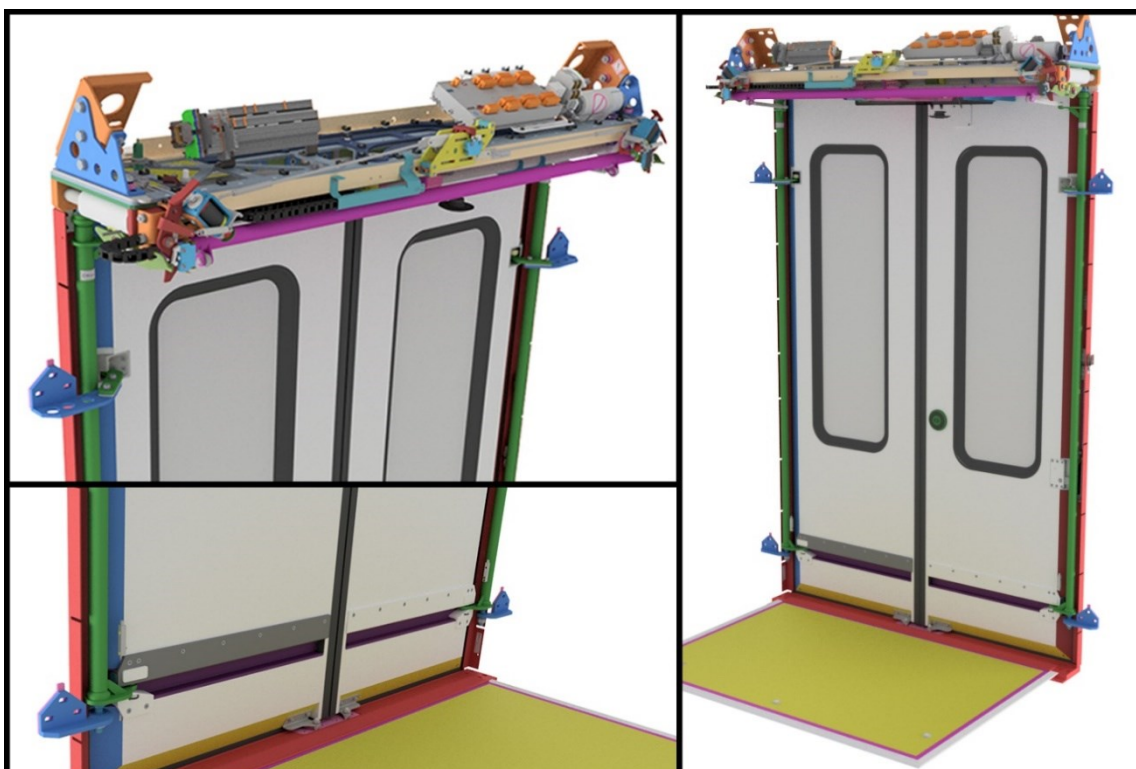
$$F_j = \frac{F_{dv}}{2} = \frac{17\,030}{2} = 8\,515 \text{ N} \quad (4)$$

F_j	[N]	Síla působící na aktivní plochu jednoho křídla při havarijním stavu
-------	-----	---

10 TVORBA IDEALIZOVANÉ SESTAVY

Celková sestava dveřního systému se skládá z 1800 komponentů (Obrázek 20). Aby bylo možné počítačovou simulaci realizovat, je potřeba nejprve sestavu zjednodušit, takzvaně idealizovat. Zjednodušování sestavy vede ke snížení výpočetního času, lepší přehlednosti ve výsledcích a také k méně problémovému nastavení simulace. Správně idealizovaná sestava u komplexních řešení je polovinou úspěchu počítačové simulace.

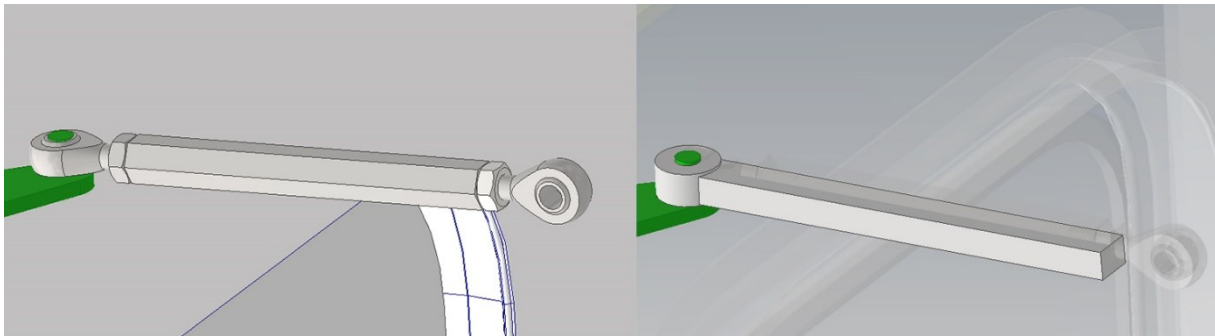
V první fázi je nutné si definovat, které komponenty jsou pro pevnostní úlohy nezbytné, a které naopak nemají vliv na pevnostní simulaci a mohou být ze simulace vynechány. V první fázi byly odstraněny komponenty jako kabely, tlačítka, štítky, podlaha a celý mechanismus otvírání dveří v horní části dveřního systému. Vynechání těchto částí nijak neovlivní výsledky pevnostní simulace.



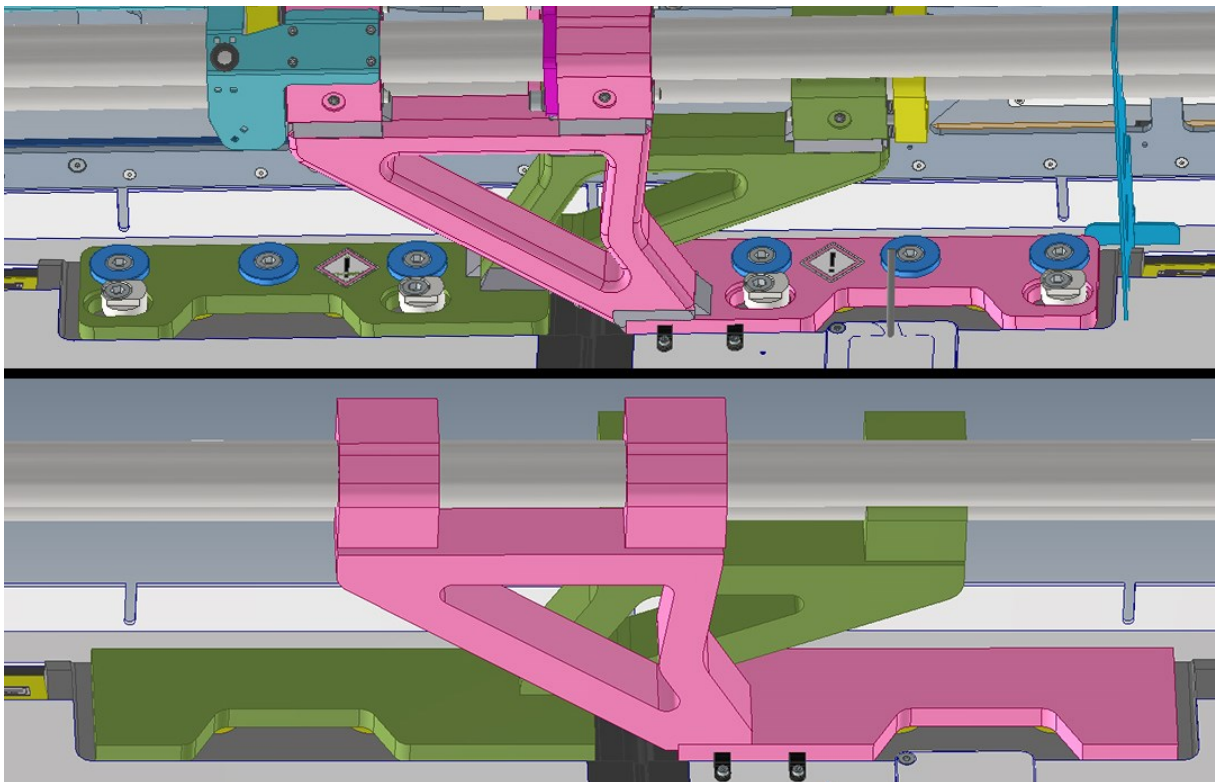
Obrázek 20 – Celá sestava dveřního systému

V druhé fázi byly odstraněny části, které lze v simulaci nahradit kontakty nebo nemají zásadní vliv na simulaci. Byly odstraněny šrouby, nýty, spodní bezpečnostní vedení dveří, gumové okraje okna, spodní držení kolejnice, pryžový profil, který spojuje dveře, zámek dveří a zařízení pro odvod vody z okna.

Další fáze byla pro idealizaci sestavy nejdůležitější, neboť sestava se už skládala jen z komponentů, které jsou pro simulaci nezbytné. Celkově se jednalo o 100 komponentů, které byly v neupraveném stavu. Následně jsem jednotlivé díly začal zjednodušovat, ve většině případů se jednalo o odebrání rádiusu, který je náročný na síťování. V programu Siemens NX a Ansys SpaceClaim je na odstraňování rádiusu speciální funkce remove face. Dále byly vyplněny díry na součástech, které nijak zvlášť neovlivní výsledky simulace.



Obrázek 21 – Zjednodušení zavěšení převodní tyče



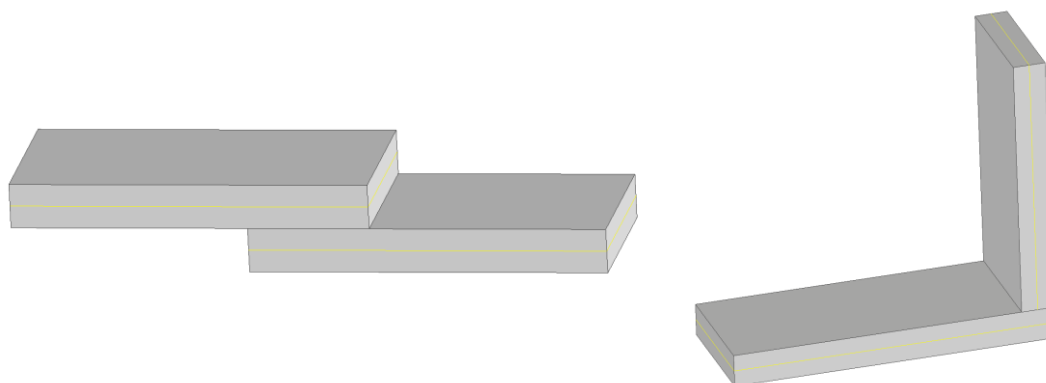
Obrázek 22 – zjednodušení lopaty

10.1 Zjednodušení na 2D elementy

Dalším mezníkem idealizované sestavy byla otázka, zda zjednodušovat sestavu tím, že z 3D prvků vytvořím 2D elementy a jim přiřadím patřičnou tloušťku. Toto zjednodušení ovlivní výsledky, ale simulace má mnohem kratší výpočetní čas. Další výhodou simulace s 2D prvky nachází při optimalizování, kdy stačí pouze měnit tloušťku parametrem a nemusí být nijak měněn 3D model. Avšak má to i své nevýhody, protože součásti na sebe nedoléhají přesně, a to vyvolává při simulaci problémy. Aby byl komplexní model jako je dveřní systém vlaku převeden správně na 2D (tedy prvky by na sebe přesně doléhaly a nebyly by mezi nimi žádné vůle), zabralo by to obrovský čas, který by se ani nevyrovnal délce zkrácení výpočetního času a byla by velká pravděpodobnost vnesení chyby do simulace.

Prvně jsem zkoušel vytvářet 2D elementy potahů pomocí funkce midsurface, které mají tloušťku 1,2 mm, avšak zjistil jsem, že je velmi nevýhodné vytvářet 2D elementy součástí, které mají rozpořené na sobě jako je na obrázku 23 vlevo. 2D prvky na sobě přímo neleží a poté se špatně vytváří kontakt

mezi nimi. S klientem bylo domluveno, že simulaci budu počítat jen s 3D prvky s možností využití 2D prvků u síťování voštiny.



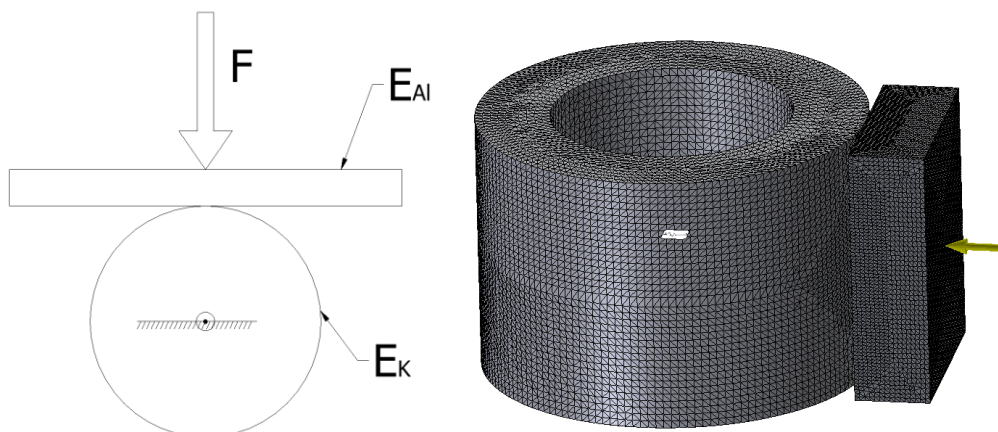
Obrázek 23 – Ukázka 2D midsurface ploch – nevhodné(vlevo), vhodné(vpravo)

10.2 Specifikování styčné plochy mezi kladkou a kolejnici

Kladka, která jezdí v kolejnici má bodový styk s plochou kolejnice, aby docházelo k nejmenšímu opotřebení a nejhladšímu průběhu otevření dveří. Při stanovování FEM simulací se nedoporučuje používat bodový nebo čárový kontakt kvůli jeho problémovosti (muže dojít ke špatnému přenosu napětí, špičkovým napětím apod.), proto musí být vytvořena malá styčná plocha, kterou bude zatížení dále přeneseno. V realitě k tomu opravdu tak dochází, neboť kladka je vyrobena z ertalonu, který má modul pružnosti jen $E = 3\,600$ MPa, tedy se při namáhání zdeformuje a dochází k vytvoření styčné plochy mezi kolejnici a kladkou.

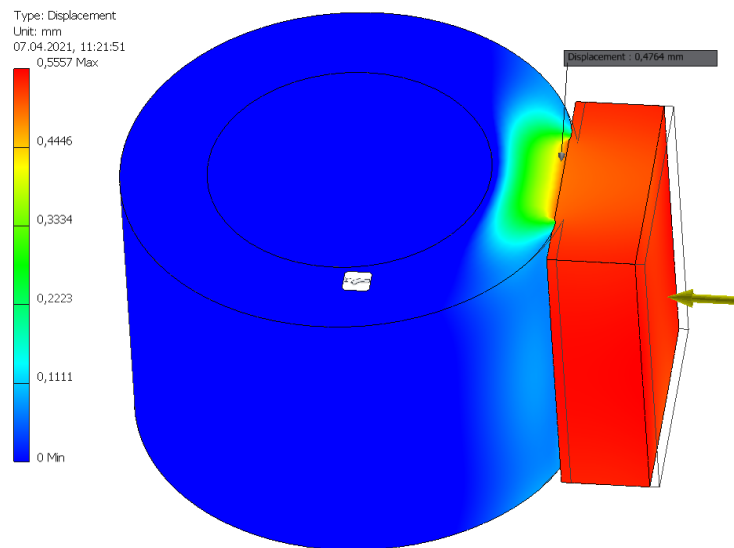
Velikost styčné plochy lze spočítat podle velikosti vniknutí stěny kolejnice do kladky. Prvně je potřeba stanovit sílu, kterou stěna kolejnice působí na kladku. K zjištění této síly je zapotřebí mít přichystanou hotovou pevnostní simulaci. Kladka je nahrazena podporou, tedy celá sestava převodní tyče vypadne ze simulace a zůstane jen fixní podpora v kolejnici. Provede se výpočet pevnostní simulace a z výsledků reakčních sil podpor je zjištěna hodnota působící síly od kolejnice na kladku. Tato hodnota odpovídá $F_{\text{klad}} = 2616$ N při zatížení tlakové vlny vlivem setkání dvou vlaků jedoucích proti sobě.

Dále byla vytvořena statická úloha jako je tomu na obrázku 24 pro výpočet vniknutí stěny kolejnice do kladky. Stěně byl přiřazen materiál hliníkové slitiny AW 6060 a kladce materiál ertalonu, jejíž hodnoty lze nalézt v tabulce 6. Fixní podpora byla přidána vnitřní stěně kladky.



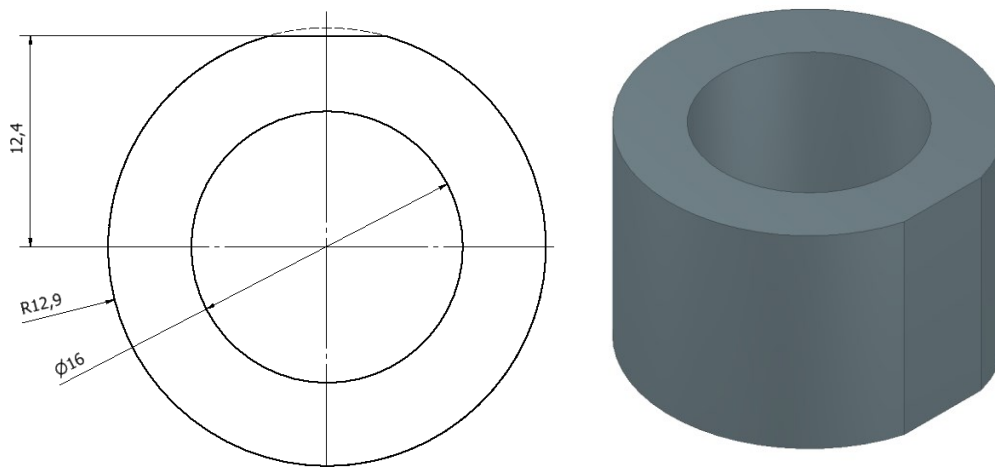
Obrázek 24 – Statická úloha vniknutí kolejnice do kladky(vlevo), simulační provedení (vpravo)

Při zatížení silou $F_{\text{klad}} = 2616 \text{ N}$ se ertalonová kladka zdeformovala o 0,5 mm jako lze vidět na obrázku 25.



Obrázek 25 – výsledek simulace vniknutí kolejnice do kladky při zatížení

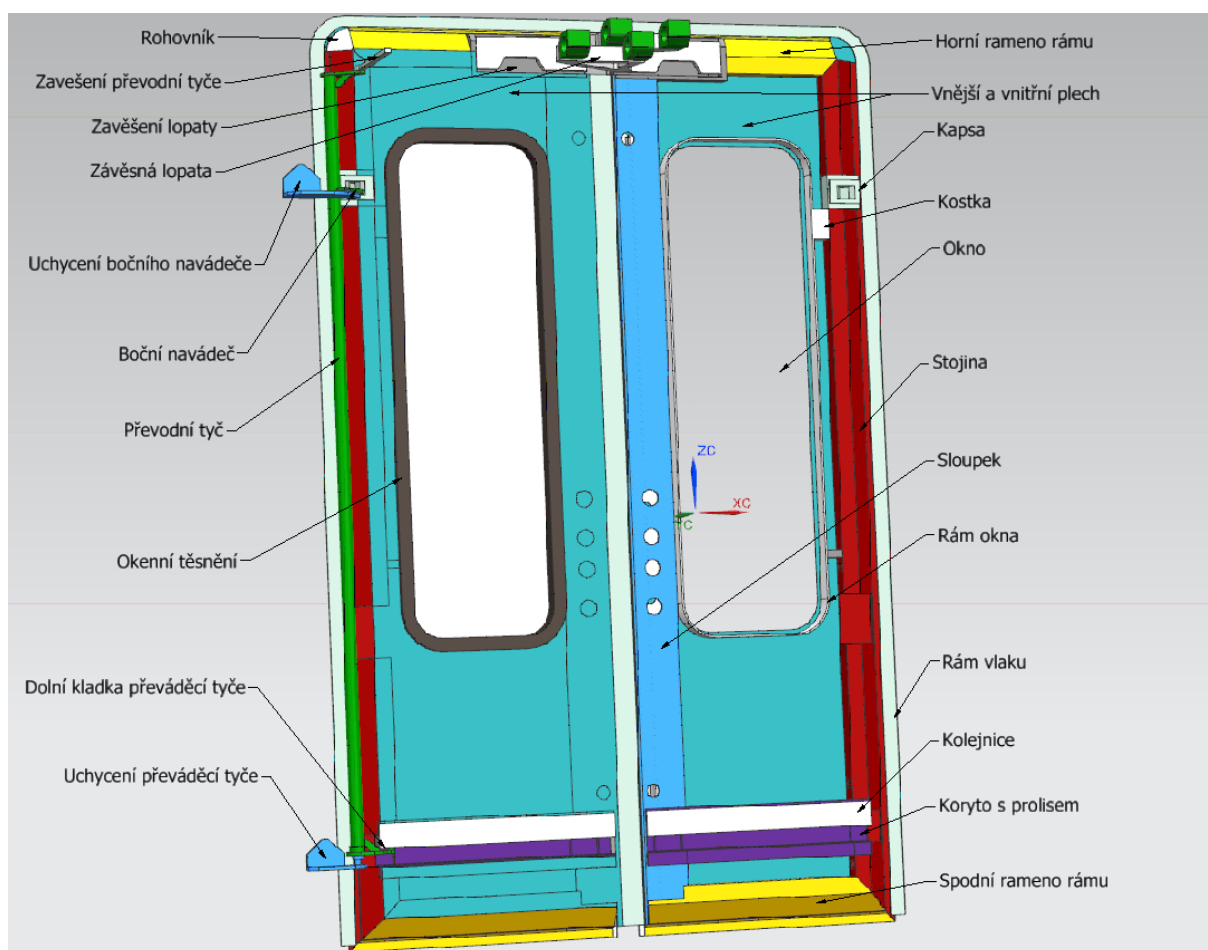
Kladce tedy byla vytvořena rovinná plocha, aby mohl být přidán kontakt mezi kladkou a kolejnicí. Na obrázku 26 lze pozorovat kladku s rovinnou plochou.



Obrázek 26 – Kladka s rovinnou plochou

10.3 Symetričnost úlohy

Dalším rozhodnutím bylo, zda úlohu řešit symetricky. Po konzultaci s klientem mohla být celková idealizovaná sestava zjednodušena jen na jedno křídlo, protože křídla se od sebe zásadně neliší (pravé křídlo má navíc čtyři díry na rámu). Toto hodně zjednoduší celkovou simulaci a sníží prvky sítě o polovinu. V simulaci bylo uvažováno křídlo s více dírami, abych byl na straně bezpečnosti. Výkres celkové idealizované sestavy lze nalézt v příloze diplomové práce. Na obrázku 27 jsou pojmenovány díly dveřního systému. Dále je volný prostor ve dveřích vyplněn papírovou voštinou a za kolejnicí hliníkovou voštinou.



Obrázek 27 – Názvy jednotlivých komponentů dveřního systému

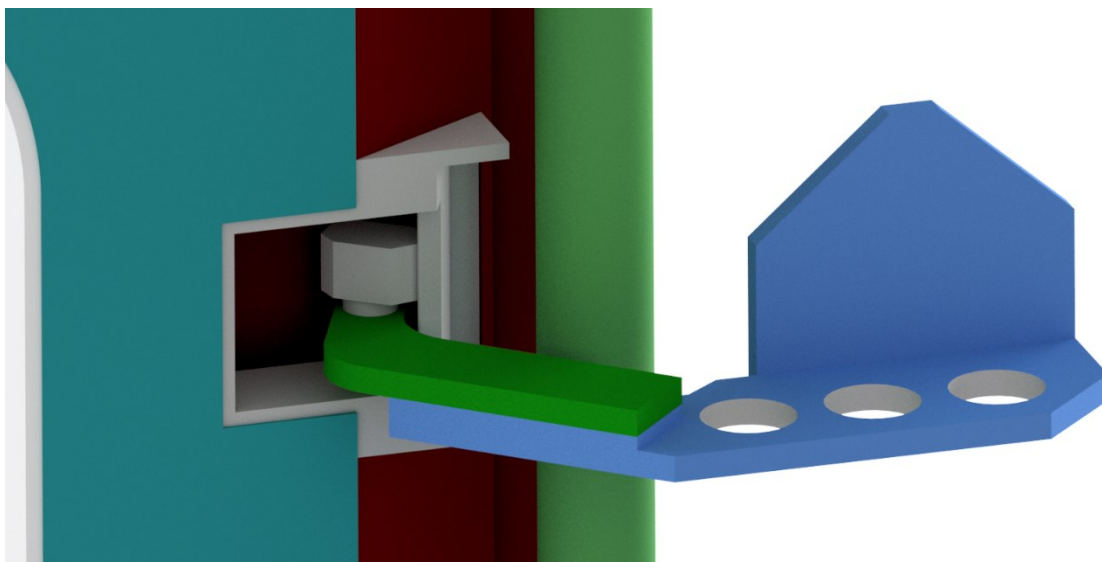
11 STANOVENÍ PODMÍNEK SIMULACE

11.1 Závěsná lopata

Pohyb závěsné lopaty fixuje pohonný mechanismus. Tím, že jsou zafixovány lopaty, dojde k zafixování dveřních křídel v zavřené poloze. Ve výpočtu je nutno zohlednit tuhost lopat tak, že může dojít ke krutu a ohybu lopat a také k posunutí ve směru vodících lišt. Vodící lišty budou uvažovány jako absolutně tuhé. V idealizovaném modelu není potřeba zohlednit vodící tyče, pouze je nahradit podporou.

11.2 Boční naváděče

Při plném dovršení zavření dveří zajedou boční naváděče do kapsy a pomáhají tak přidržovat dveře zavřené při tlakovém rázu od protějšího vlaku. Styk mezi bočním naváděčem a kapsou je realizován otočnou kladkou pouze s čárovým dotykem. Pro zjednodušení je v idealizované sestavě vytvořen malý plošný styk mezi kapsou a kladkou, tak aby se dal vytvořit pevný kontakt mezi kladkou a kapsou. Uchycení bočního naváděče lze uvažovat absolutně tuhé, v realitě se tak chová (je spojen s rámem vlaku).



Obrázek 28 – Idealizovaný boční naváděč

11.3 Převáděcí tyč

Převáděcí tyč je uchycena v horní části s rámem dveřního systému, který drží mechanismus otvírání dveří. Lze tedy v simulaci zamezit převáděcí tyči pohyb v Z-souřadnici v horní poloze. Převáděcí tyč je uložena ve dvou ložiskách, proto musí být povolena rotace kolem osy Z. Uchycení převáděcí tyče je připevněno k rámu, lze tedy uvažovat uchycení jako absolutně tuhé. K převáděcí tyči je uchyceno zavěšení, které s převáděcí tyčí otáčí. V zavřené poloze je toto zavěšení plně zafixováno brzdou a lze tedy konec zavěšení uvažovat jako absolutně tuhý, a tedy použít fixní podporu, která zavezbe celý mechanismus převáděcí tyče a tím se může úloha počítat jako staticky určitá. V realitě při zatížení převáděcí tyč hodně zapruží krutem, proto bude spočítáno i posunutí převáděcí tyče v krutu.

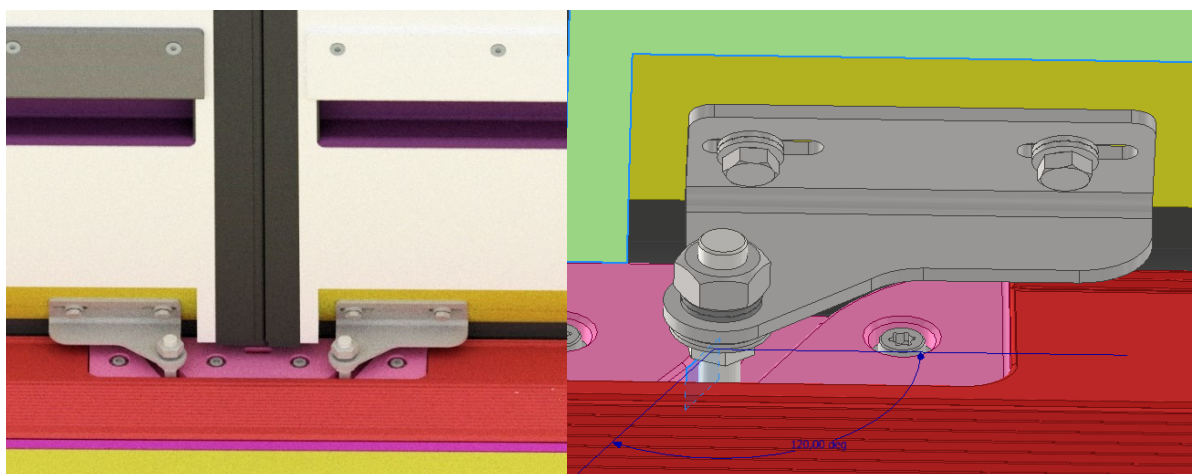
11.4 Dolní kladka převáděcí tyče

Dolní kladka přidržuje spodní část dveří v otevřené/zavřené poloze. Při otevření se na převáděcí tyči vyklopí a vysune spodní část dveří mimo otvor dveří. Mezi kladkou a kolejnicí je v realitě bodový dotyk, ten je pro zjednodušení v idealizované sestavě přetvořen na malý plošný styk. Dolní kladka dveří drží dveřní křídlo zespodu a je tudíž velmi důležitým prvkem dveřního systému.

11.5 Střední naváděč

Jedná se o svislý čep, který zapadá do spodní drážky vyfrézované ve dveřním prahu. Střední naváděč začíná fungovat v okamžiku, kdy se dveře odchlípnou vlivem vnějšího podtlaku. Ačkoli mají velký vliv na zamezení odchlípnutí dveří při tlakové vlně, dokáží způsobit spoustu problémů při zavírání a otvírání dveří. Občas se v praxi stává, že střední naváděč přesně netrefí drážku při zavírání dveří a pak nastávají problémy. Dveřní mikroprocesor vyhodnotí, že mezi dveřmi se nachází osoba a dveře zajedou do otevřené polohy, proto dnes výrobci dveřních systémů vlaků od středních naváděčů ustupují. S klientem bylo dohodnuto, že při výpočtu dveřního systému střední naváděč nebude uvažován a do budoucna se ani do dveří montovat nebude. Přesto bude vypočtena simulace, kdy střední naváděč zohledním, abych mohl porovnat míru odchlípnutí dveří při uvážení naváděče.

Střední naváděč bude řešen lineárně, a to pomocí vazby, která dovolí naváděči pohyb jen po jedné ose ve směru drážky.



Obrázek 29 – Střední navádeč

11.6 Voština

Vnitřní plocha dveří je vyplněna papírovou a hliníkovou voštinou. Voštiny je velmi důležité v simulaci zohlednit, protože mají významný vliv na deformaci vnitřního a vnějšího plechu. Důležitým milníkem je fakt, že nám stačí pouze přenos zatížení voštinou a nezajímá nás napětí na voštině. Díky tomu lze voštinu zjednodušit vytvořením modelového kontinua ve formě boxu a jemu přidělit patřičné materiálové hodnoty. Více se o voštinách zabývám v kapitole 13. Vnější a vnitřní plech slouží jako potah voštiny.

11.7 Rám dveřního křídla

Rám dveřního křídla se skládá ze stojiny, spodního a horního ramene rámu, sloupku a rohovníku. Slouží pro přenos zatížení a pohlcení deformací při zátěžném stavu. Je důležité v simulaci vytvořit co nejvíce hustou síť na dveřním rámu, protože právě tady potřebuji sledovat hodnoty zatížení a podle nich navrhnout optimalizovaný rám.

11.8 Okno

Sklo ve dveřích není na pevně spojeno s rámem dveřního systému. V realitě jsou okna do rámu zakomponována pomocí těsnící guma. Pokud tedy dojde k zatížení tlakem na dveře, a tedy i okno, deformaci pohltí těsnící guma, která přenáší zatížení dál na okraj rámu okna. Po domluvě s klientem nebude bráno okno v simulaci vůbec v potaz, pouze zatížení, které okno přenesse na rám.

Výpočet síly působící na okraji rámu v místě uchycení okna při zatížení převrácení vozidla

$$S_{okno} = a_{okno} \cdot b_{okno} = 400 \cdot 1289 = 515\,600 \text{ mm}^2 = 0,516 \text{ m}^2 \quad (5)$$

$$F_{okpv} = p_h \cdot S_{okno} = 6000 \cdot 0,516 = 3\,096 \text{ N} \quad (6)$$

S_{okno}	[mm ²]	Obsah okna
a_{okno}	[mm]	Šířka okna
b_{okno}	[mm]	Výška okna
F_{okpv}	[N]	Síla působící na okraj rámu při havarijním stavu

Výpočet síly působící na okraji rámu v místě uchycení okna při zatížení podtlakové vlny 3000 Pa

$$F_{oktv} = p_{tv} \cdot S_{okno} = 3000 \cdot 0,516 = 1\,548\,N \quad (7)$$

p_{tv} [Pa] Tlak působící na dveře při zatížení podtlakovou vlnou

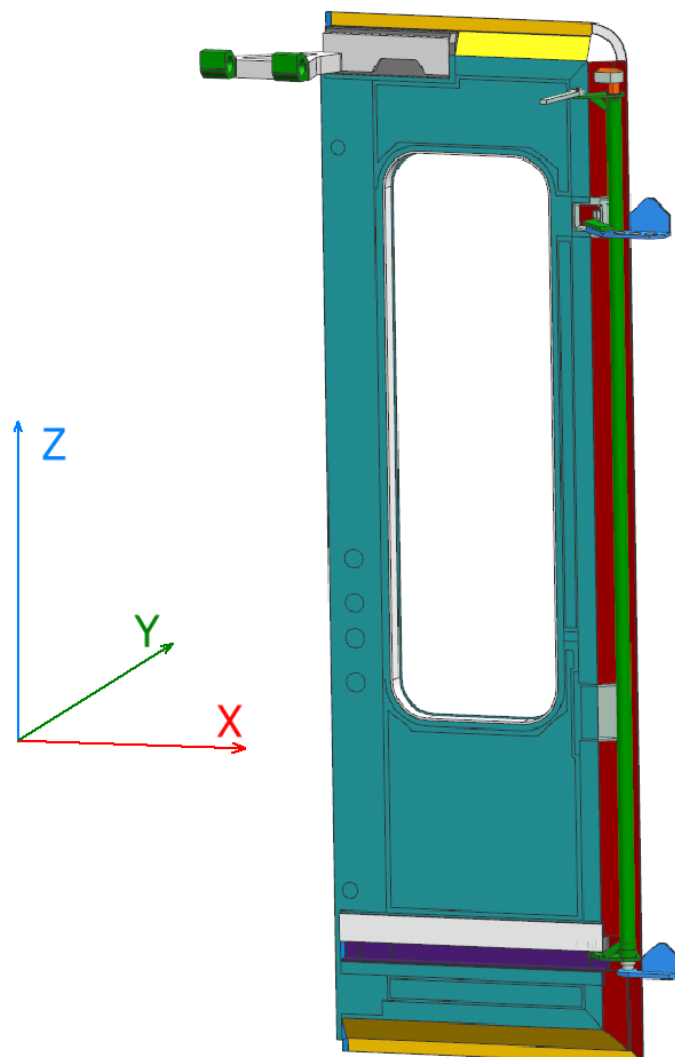
11.9 Ostatní komponenty

V idealizované sestavě také zahrnují výklopnou západku, tedy mechanický zámek sloužící k zamknutí dveří, pokud jsou dveře nefunkční nebo se nachází vlak v depu. Tato součást slouží pouze jako vyplnění drážky. Pokud bych zámek neuvažoval, vycházeli by v místě zámku malé špičky napětí.

V idealizované sestavě nezahrnují ustavovací šablony otvíracího mechanismu, protože nemají žádný vliv na pevnostní analýzu.

11.10 Definování souřadného systému

Definování souřadného systému je důležité pro správnou orientaci vazbení dílů v jednotlivých osách. Souřadný systém je navrhnout, aby osa Z směřovala směrem nahoru, osa Y ve směru plochy dveří a osa X směřovala do boku dveří.



Obrázek 30 – Souřadný systém dveřního křídla používaný pro všechny simulace

12 MATERIÁLY

12.1 Hliníková slitina EN AW 6060 T6 a EN AW 6060 T4 [9,10]

Materiálem pro všechny protlačované profily rámu vstupních dveří, kostku, rám dveří, vnější a vnitřní plech, rohovník a kolejnici je hliníková slitina EN AW 6060, která má české označení ČSN 42 4401. Výhodou hliníkových slitin je jejich lehkost a přijatelná pevnost. Dnes se nejvíce využívá slitiny hliníku s mědí a hořčíkem známá jako dural.

Jedná se vytvrzenou hliníkovou slitinu AlMgSi, která se nejčastěji používá při výrobě odlišných protahovaných profilů. EN AW 6060 má dobrou odolnost proti korozi za normálních podmínek, přičemž se dá odolnost ještě zlepšit anodickou oxidací. Hliníková slitina EN AW 6060 je dobře svařitelná, což je podmínkou pro díly rámu dveřního křídla, protože jsou k sobě svařované. U svařovaných ploch je nutno počítat se snížením pevnosti (snížení až o 50 %), kterou je možné eliminovat rozpouštěcím žiháním a vytvrzením. Slitina je taktéž dobře obrobitelná.

Mechanické vlastnosti, které jsou vstupním parametrem FEM simulace jsou pro všechny slitiny hliníku stejné, a to hustota $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$, modul pružnosti $E = 70 \text{ GPa}$ a Poissonovo číslo $\mu = 0,33$.

Značka T za označením hliníkové slitiny definuje pevnostní třídu. Běžně se používá T4, T5, T6, T64, T66. Důležitým parametrem je mez kluzu hliníkové slitiny EN AW 6060 t6, protože podle této meze kluzu bude optimalizován rám dveřního křídla na bezpečnost $k = 1$, tedy největší napětí bude rovno mezi kluzu.

Tabulka 3 – mechanické vlastnosti hliníkových slitin EN AW 6060 T4 a T6

Materiál	Tvrдость (N/mm ²)	Mez kluzu (MPa)	Pevnost v tahu (MPa)	Tažnost A (%)
EN AW 6060 T4	70	60	120	8
EN AW 6060 T6	70	150	190	16

12.2 Nerezová ocel 1.4301

Materiál bočního naváděče a kapsy, do které zapadá boční naváděč, je legovaná ušlechtilá nerezová ocel 1.4301 (evropským označením AISI 304). Vyrábí se z ní veškerý sortiment jako jsou plechy, trubky, jekly, tyče i profily. Tato ocel disponuje vysokou kvalitou, velmi dobrou svařitelností a obrobitelností. Nerezová ocel 1.4301 má hustotu $\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$, modul pružnosti $E = 210 \text{ GPa}$ a Poissonovo číslo $\mu = 0,27$.

Tabulka 4 – mechanické vlastnosti nerezové oceli 1.4301

Materiál	Tvrдость (N/mm ²)	Mez kluzu (MPa)	Pevnost v tahu Rm (MPa)	Tažnost A (%)
1.4301	150 - 330	190	540 - 750	45

12.3 Bezpečnostní sklo podle normy ČSN 70 1570

Jedná se o tepelně tvrzené sodno-vápenato-křemičité bezpečnostní sklo, které se používá do dopravních prostředků. Ochranné bezpečnostní sklo je lepeno na rám okna a slouží k náhledu pasažérů z dopravního prostředku do venkovního okolí. Bezpečnostní skla ve vlaku mají zabránit poranění osob při rozbití a explozi, ochránit před vandalismem a ochránit před střelnými zbraněmi.

Bezpečnostní skla třídy 7015 mají hustotu $\rho = 2500 \text{ kg/m}^3$, modul pružnosti $E = 73 \text{ GPa}$, Poissonovo číslo $\mu = 0,22$ a disponují pevností tlaku až 1000 MPa , velkou ohybovou tuhostí a odolností proti tepelnému šoku.

12.4 Hliníková slitina EN AW 5754

Tento materiál je použit pro ohýbaný plech koryta s prolisem, na kterém je uchycena kolejnice. Jedná se o nevytvrzenou hliníkovou slitinu, která dobře odolává mořské vodě, má dobré eloxovací vlastnosti a dobrou svařitelnost.

12.5 Ocel S235 a S355

Převodní tyč, boční naváděč a uchycení převodní tyče jsou vyrobeny z běžné uhlíkové konstrukční oceli S235, která se používá pro široké spektrum konstrukčních dílů. Číslo za označením S definuje mez kluzu $R_e = 235 \text{ MPa}$. Oceli S235 jsou vhodné ke svařování všemi obvyklými metody. Mez pevnosti dosahuje až $R_m = 470 \text{ MPa}$. Hustota oceli se všeobecně udává $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, modul pružnosti $E = 210 \text{ GPa}$ a Poissonovo číslo se pohybuje okolo $\mu = 0,27 - 0,30$.

Z oceli S355 jsou vyrobeny závěsné lopaty a ramena kladky převáděcí tyče. Jedná se o nelegovanou jakostní ocel, která se používá běžně v technické praxi. Ocel je vhodná ke svařování a je možno ji tvářit za tepla i za studena.

Tabulka 5 – mechanické vlastnosti oceli S235 a S355

Materiál	Tvrдость (N/mm ²)	Mez kluzu (MPa)	Pevnost v tahu R_m (MPa)	Tažnost A (%)
S235	199 - 223	205 - 235	340 - 470	24 - 26
S355	205 - 230	275 - 355	450 - 600	17 - 22

12.6 Ertalon [11,12,13]

Jedná se o polyamid ze skupiny silonů s označením PA 6. Z ertalonu jsou vyrobeny kladky na konci bočního naváděče a kladka, která jezdí v kolejnici ve spodní části dveřního křídla.

Mezi nejdůležitější vlastnosti ertalonu patří:

- Vysoká mechanická pevnost, tuhost, tvrdost a houževnatost
- Schopnost pracovat pod vysokým zatížením
- Vysoká tlumící schopnost
- Odolnost proti otěru
- Kluzné vlastnosti
- Vysoká mez únavy

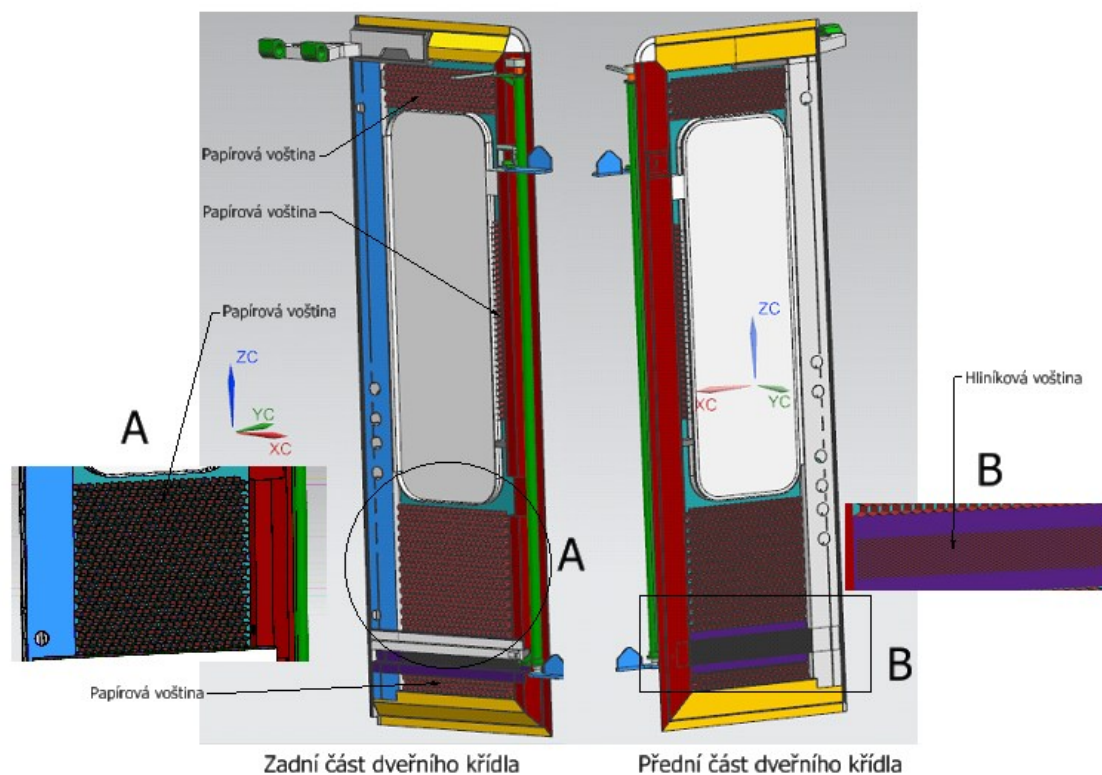
Tabulka 6 – Souhrn materiálových vstupů do simulace

Součást	Materiál	Hustota (kg/m ³)	Poissonovo číslo (-)	Modul pružnosti E (MPa)
Kolejnice	EN AW 6060 T6	2700	0,33	70 000
Stojina	EN AW 6060 T6	2700	0,33	70 000
Zavěšení	EN AW 6060 T6	2700	0,33	70 000
Kostka	EN AW 6060 T6	2700	0,33	70 000
Vnější a vnitřní plech	EN AW 6060 T6	2700	0,33	70 000
Horní rameno rámu	EN AW 6060 T6	2700	0,33	70 000

Dolní rameno rámu	EN AW 6060 T6	2700	0,33	70 000
Rohovník	EN AW 6060 T6	2700	0,33	70 000
Rám okna	EN AW 6060 T4	2700	0,33	70 000
Koryto s prolisem	EN AW 5754	2700	0,33	70 000
Mechanický zámek	EN AW 6060 T4	2700	0,33	70 000
Rameno dolní kladky	S355	7850	0,28	210 000
Rameno horní kladky	S355	7850	0,28	210 000
Závěsná lopata	S355	7850	0,28	210 000
Uchytení převodní tyče	S235	7850	0,28	210 000
Převodní tyč	S235	7850	0,28	210 000
Boční naváděč	S235	7850	0,28	210 000
Uchytení bočního naváděče	S235	7850	0,28	210 000
Kapsa bočního naváděče	1.4301	7900	0,27	210 000
Kladky	Ertalon	1150	0,39	3 600
Papírová voština	Kraftový papír	915	0,40	200
Hliníková voština	Hliníková slitina	2700	0,33	70 000

13 Simulační výpočet voštin

Volný prostor dveřního křídla je zcela vyplněn voštinou (obrázek 31). Jelikož voština přenáší zatížení od vnějšího potahu na vnitřní, je nutné ji ve výpočetní simulaci MKP zahrnout. Analýza napjatosti homogenních izotropních strojních součástí metodou MKP je dnes hojně používána, ovšem pro složitější součásti jako jsou voštiny mohou nastávat problémy. V první řadě je potřeba vzít v úvahu fakt, že nepotřebujeme znát napětí na voštinách, ale stačí, aby voština přenesla zatížení z jednoho potahu na druhý. Pro výpočet voštiny v MKP lze uplatit 3 metody.

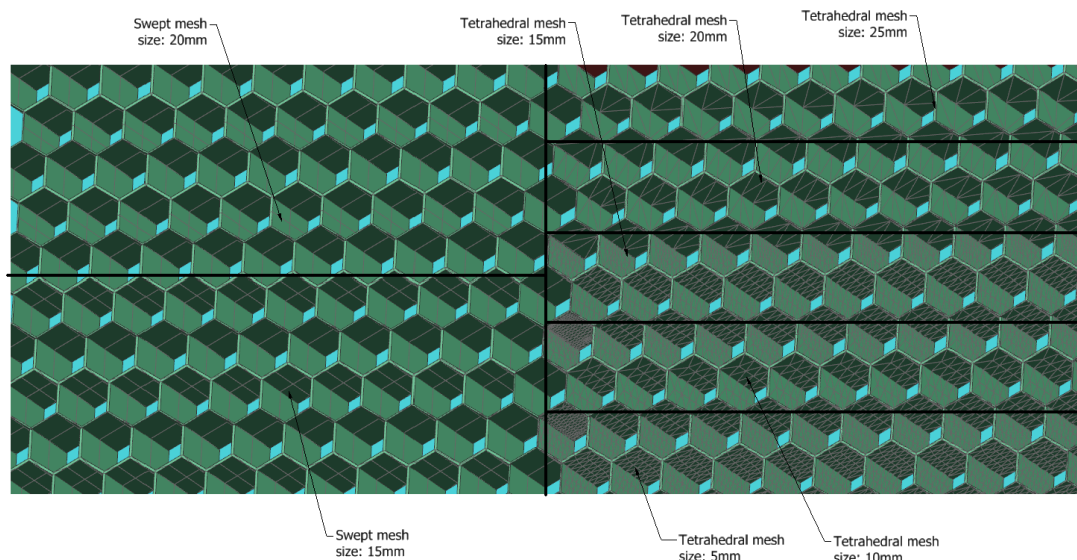


Obrázek 31 – Rozmístění voštiny

13.1 Výpočet voštiny jako 3D mesh element

Tato metoda je založená na 3D síťování buněčného jádra voštinové struktury. Je to metoda velmi složitá na výpočetní čas, ale za to je nejpřesnější. Vzhledem k tomu, že není nutné mít hustou síť voštiny, protože nám stačí jen přenos zatížení voštinou, je tato metoda realizovatelná, pokud by ale bylo úlohou navrhnut voštinu či zjistit nejvíce zatěžující místa na voštině, pak by musela být síť voštiny hodně hustá a vyplatilo by se raději použít jednodušší metodu.

Na obrázku 30 je zobrazena síť voštiny užitím různých metod síťování a změny velikosti prvku sítě. Pro moji aplikaci by byla nejvhodnější síť 3D swept s velikostí prvku 20mm.

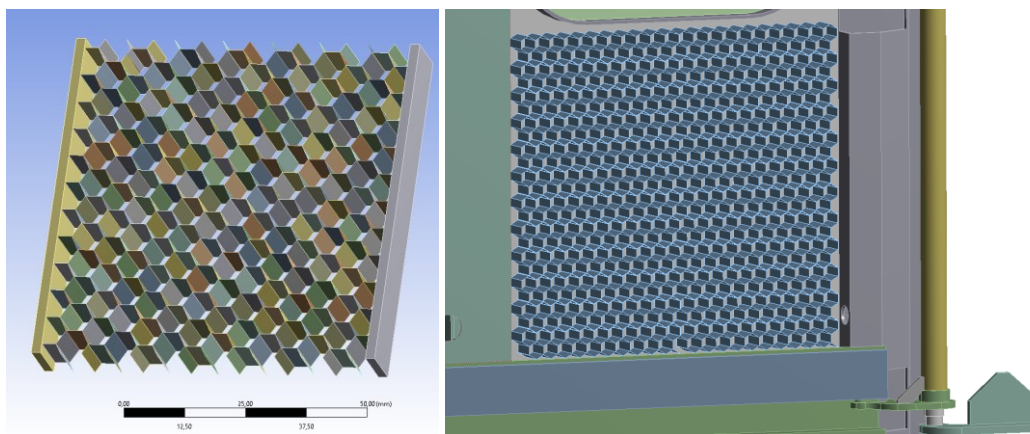


Obrázek 32 – Síťování voštiny

13.2 Výpočet voštiny jako 2D mesh element

Tato metoda je založená na převedení 3D buněčného jádra voštiny na 2D shell elementy pomocí funkce midsurface. 2D shell elementy mají méně síťových prvků jak 3D prvky a přesnost je velmi podobná, proto je tato metoda více využívána pro výpočet sendvičových struktur. Ovšem výpočetní časy této metody jsou pořád dlouhé.

Idealizovaný model dveří byl importován do softwaru Ansys Workbench, v DesignModeleru byl převeden 3D model voštin na 2D shell elementy. V Mechanicalu byla jednotlivým elementům přiřazena tloušťka vrstvy 2D shell elementu a vytvořena síť.



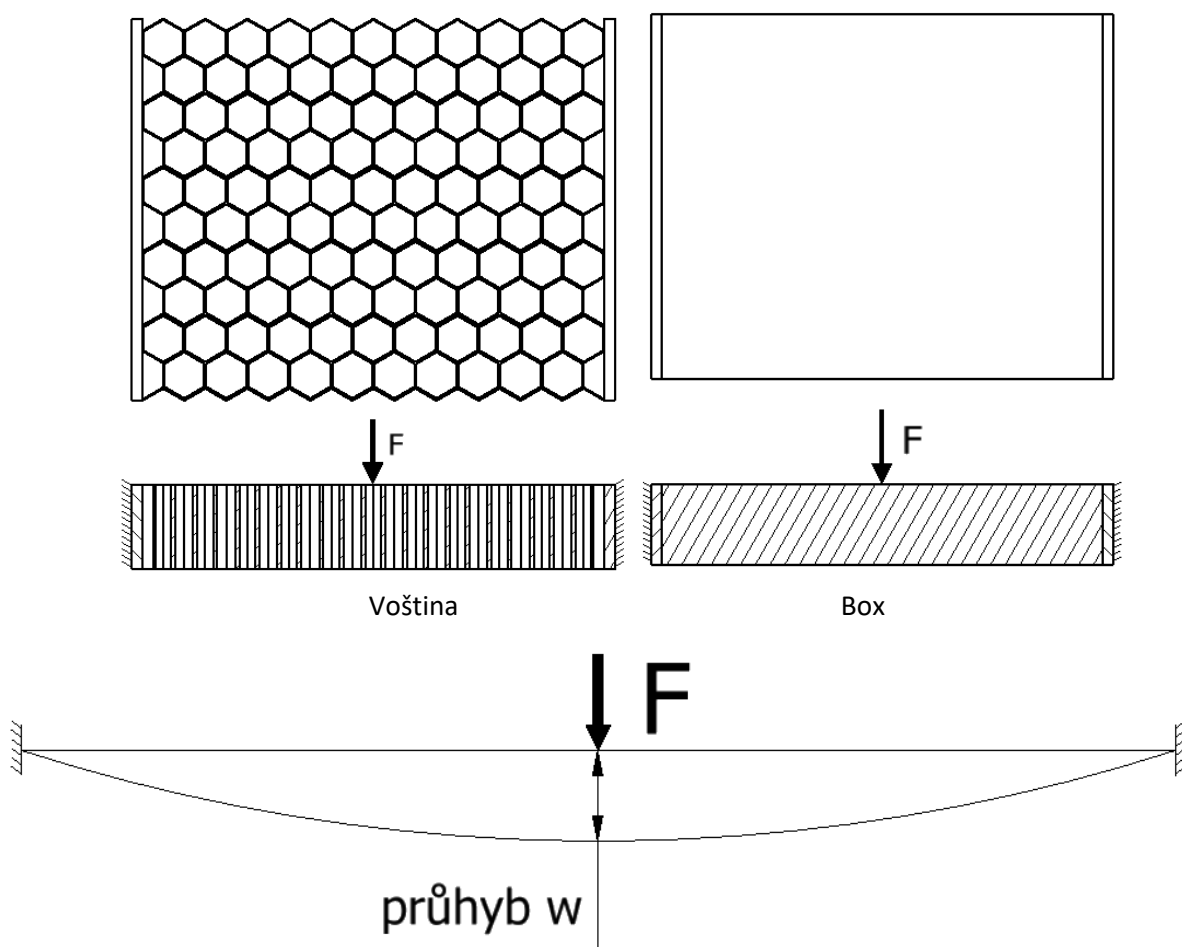
Obrázek 33 – 2D shell prvky buněčného jádra voštiny

13.3 Metoda vytvoření modelu kontinua

Metoda vytvoření kontinua spočívá v převodu voštinového jádra na box a němu přiřadit patřičné mechanické vlastnosti. Tato metoda je méně přesná jak při použití 2D shell elementů, ale za to výpočetní časy jsou mnohonásobně menší. Jelikož dveřní systém je ve všech zátěžných stavech namáhán na ohyb, musí se stanovit podmínky, kdy nahrazený box bude mít stejnou ohybovou tuhost jako voština.

Voštinové jádro ve tvaru boxu má ortotropní vlastnosti, to znamená, že jeho modul pružnosti v tahu a smyku a Poissonovo číslo jsou ve směrech x , y , z rozdílné.

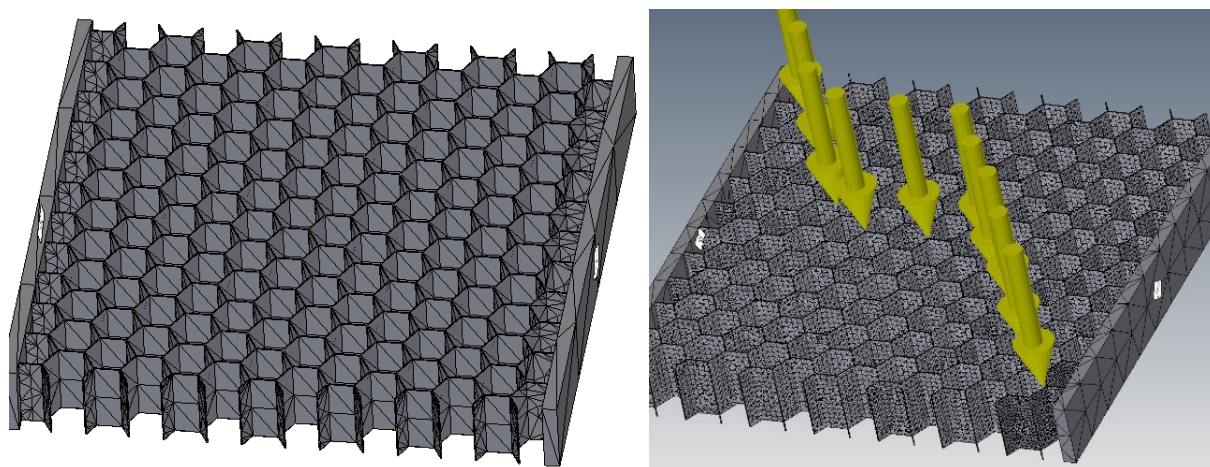
Pro tuto metodu je potřeba stanovit mechanické vlastnosti, které budou přiřazeny boxu. Ty se zjistí tak, že se vytvoří FEM simulace 3D modelu voštiny a bude se sledovat průběh deformace při určitém zatížení. Dále pak bude vytvořena FEM simulace boxu o stejných rozměrech jako byla voština. Vypočítá se hustota boxu, tak aby byla hmotnost totožná s hmotností voštiny. V simulaci se box zatíží stejnou silou a změnou Youngova modulu pružnosti bude dosaženo stejných deformací (stejného průhybu w) jako u simulace voštiny. Na obrázku 34 je schematicky znázorněna statická úloha zatěžování boxu a voštiny pro získání odpovídajícího modulu pružnosti boxu, tak aby měla voština i jednotkový box stejný průhyb.



Obrázek 34 – Statická úloha výpočtu průhybu na voštině a boxu

13.3.1 Stanovení vlastností boxu hliníkové voštiny

Byla vytvořena sestava jednotkové voštiny o rozměrech 70x70x10 mm mezi dvěma deskami jako je tomu na obrázku 34 vlevo. Dále byla založena FEM pevnostní simulace zaměřená na výsledky posunutí. Síla F by měla být zvolena tak, aby průhyb w odpovídal $0,5 \div 1,5$ mm. Voština byla tedy zatížena 500 N s ohledem na velikost průhybu. Velmi důležité je u této simulace hustě zasítovat voštinu. Pokud voština nemá dostatečnou síť, výsledky jsou hodně nepřesné. Buňky hliníkového jádra voštiny mají velmi malé rozměry, proto je potřeba volit velikost prvku sítě pod 1 mm. Pokud je síť voštiny jemná jako je tomu na obrázku 35 vlevo (velikost prvku sítě 1,2 mm), liší se výsledky od reality až o 40 %. Pravá část obrázku 35 zobrazuje správné síťování voštiny (velikost prvku 0,2 mm).

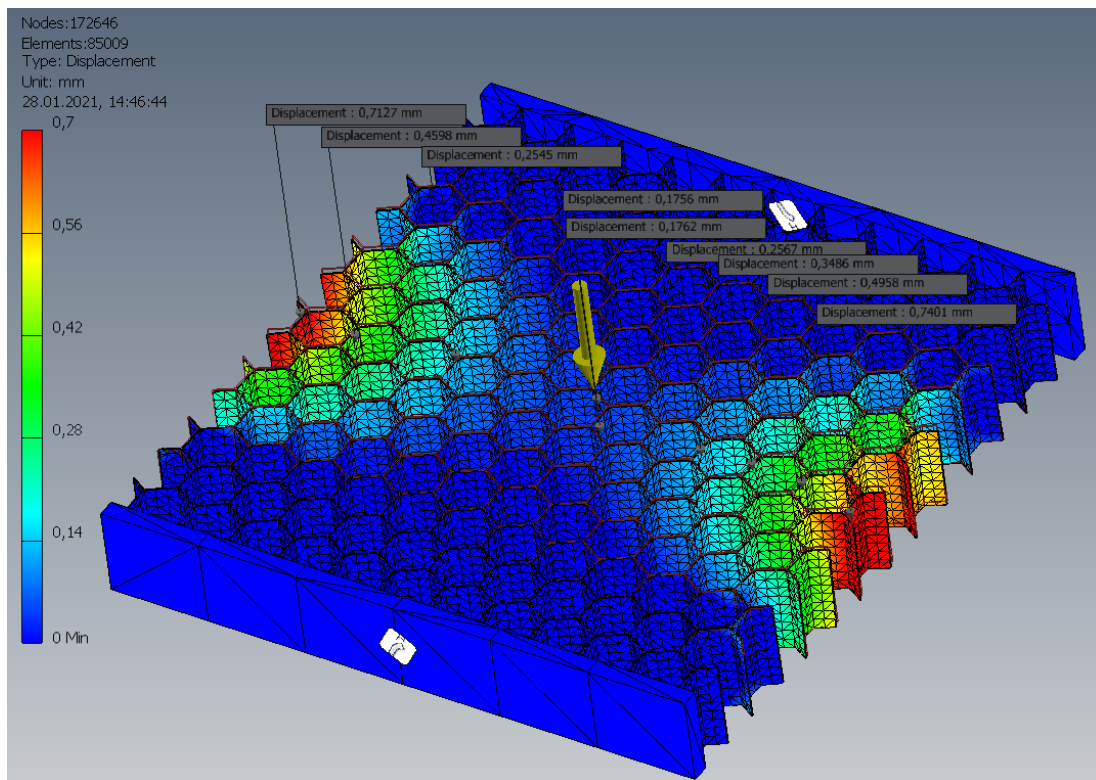


Obrázek 35 – Zobrazení špatného síťování voštiny (vlevo) a správného síťování (vpravo)

Tabulka 7 – Vlastnosti hliníkové voštiny

Velikost (průměr) oka jádra	6 mm
Pevnost v tlaku	500 000 kg/m ²
Výška voštiny	10 mm
Tloušťka t	0,15 mm
Modul pružnosti E	70 000 MPa
Hustota	2700 kg/m ³
Poissonovo číslo	0,33

Mezi bočními deskami a voštinou byl přidán pevný kontakt a z vnější strany byla deska vetknuta. Dále byl přiřazen voštině materiál hliníkové slitiny podle tabulky 7. Simulace byla provedena v Siemens NX a Inventoru. Při správném síťování voštiny byly vypočteny stejné výsledky průhybu v obou programech. Největší průhyb hliníkové voštiny na rozměrech 70x70x10 mm při zatížení 500 N vychází na 0,7 mm (obrázek 36).



Obrázek 36 – Výsledky průhybu hliníkové voštiny zatížená 500 N

V druhé části je potřeba vytvořit box o stejných rozměrech jako byla voština a taktéž ho vetknout mezi dvěma deskami. Jako první byla spočtena hustota boxu voštiny, tak aby hmotnost voštiny byla stejná s hmotností boxu.

Výpočet hustoty boxu nahrazený hliníkovou voštinou

Hustota je jeden ze tří vstupů do FEM simulace, proto musí být stanovena hustota boxu, která uvažuje prázdná místa voštiny. Objem a hmotnost hliníkové voštiny na rozměrech 70x70x10 jsem získal z Inventoru $V_{Alvos} = 2220 \text{ mm}^3 = 0,000002220 \text{ m}^3$, $m_{Alvos} = 0,006 \text{ kg}$.

$$m = \rho \cdot V \rightarrow \rho = \frac{m}{V} \quad (8)$$

$$\rho_{Alvos} = \frac{m_{Alvos}}{V_{Alvos}} = \frac{0,006}{0,000002220} = 2703 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (9)$$

V	$[\text{m}^3]$	Objem
ρ	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	Hustota
m	$[\text{kg}]$	hmotnost
m_{Alvos}	$[\text{kg}]$	Hmotnost hliníkové voštiny
V_{Alvos}	$[\text{m}^3]$	Objem hliníkové jednotkové voštiny na rozměrech 70x70x10
ρ_{Alvos}	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	Hustota hliníkové voštiny

Hustota hliníkové voštiny se shoduje s hustotou hliníkové slitiny.

Výpočet objemu boxu

$$V_{Albox} = a_{Albox} \cdot b_{Albox} \cdot c_{Albox} = 70 \cdot 70 \cdot 10 = 49\,000 \text{ mm}^3 = 0,000049 \text{ m}^3 \quad (10)$$

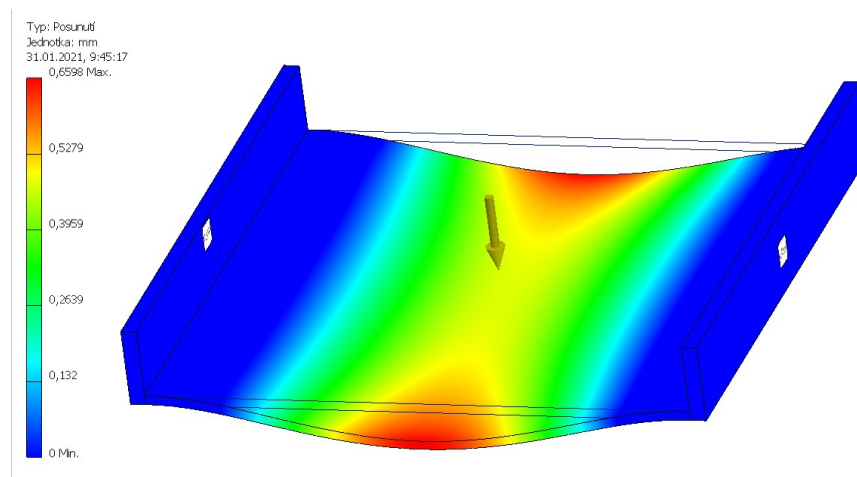
$$\rho_{Alvos} = \frac{m_{Alvos}}{V_{Albox}} = \frac{0,006}{0,000049} = 122,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11)$$

V_{Albox}	[m ³]	Objem nahrazeného boxu hliníkovou voštinou
a_{Albox}	[mm]	Velikost strany a hliníkového boxu
b_{Albox}	[mm]	Velikost strany b hliníkového boxu
c_{Albox}	[mm]	Velikost strany c hliníkového boxu
ρ_{Alvos}	[kg/m ³]	Hustota hliníkové voštiny
m_{Alvos}	[kg]	Hmotnost hliníkové voštiny
V_{Albox}	[m ³]	Objem nahrazeného boxu hliníkovou voštinou

Hustota boxu, kterým nahrazuji hliníkovou voštinou je 122,5 kg/m³.

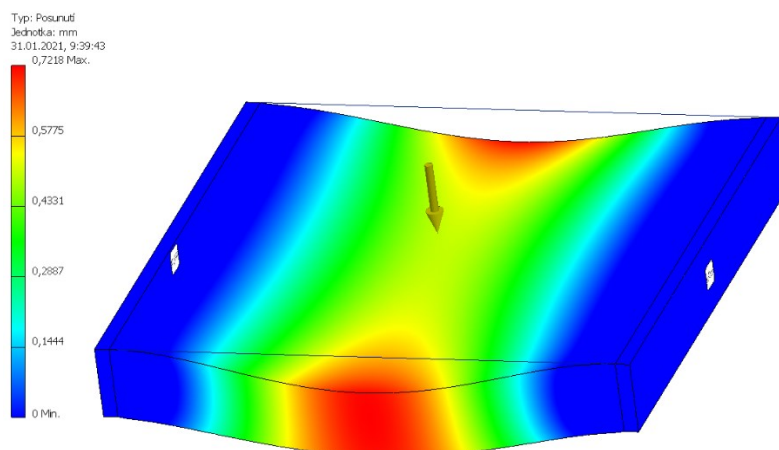
FEM simulace boxu

V další fázi bylo rozhodnuto, že velikost průhybu boxu bude ovlivněna modulem pružnosti E. Bylo také bráno v potaz, že stejného průhybu boxu s voštinou lze dosáhnout zmenšením tloušťky boxu při zachování stejných materiálových hodnot jako je voštiny. Tato metoda je sice správná, ale mezi potahy a jádrem vzniká velký volný prostor, který dále při definování kontaktů vytváří problémy. Na obrázku 37 je zobrazeno dosažení stejného průhybu boxu při stejných materiálových hodnotách, ale s tloušťkou boxu $t = 1,18 \text{ mm}$.



Obrázek 37 – Dosažení průhybu 0,7 mm boxu při změně tloušťky na 1,18 mm

Byly provedeny simulace pro zjištění odpovídající hodnoty youngového modulu pružnosti E boxu nahrazeného hliníkovou voštinou. Box dosáhl stejného maximálního průhybu jako voština při přiřazení modulu pružnosti 0,13 GPa. V tabulce 8 lze pozorovat maximální průhyby při přiřazení jednotlivých modulů pružnosti. Na obrázku 38 je zobrazen průhyb boxu při zatížení 500N, $E = 0,13 \text{ GPa}$ a plné tloušťce boxu 10mm.



Obrázek 38 – Dosažení průhybu 0,7 mm boxu při změně modulu pružnosti $E = 0,13 \text{ GPa}$

Tabulka 8 – změna průhybu boxu nahrazeného hliníkovou voštinou při změně modulu pružnosti E

Youngův modul pružnosti E [GPa]	Maximální průhyb boxu [mm]
69	0,0018
35	0,0032
17	0,0062
5	0,02
1	0,1
0,2	0,45
0,15	0,66
0,13	0,72
0,1	0,99

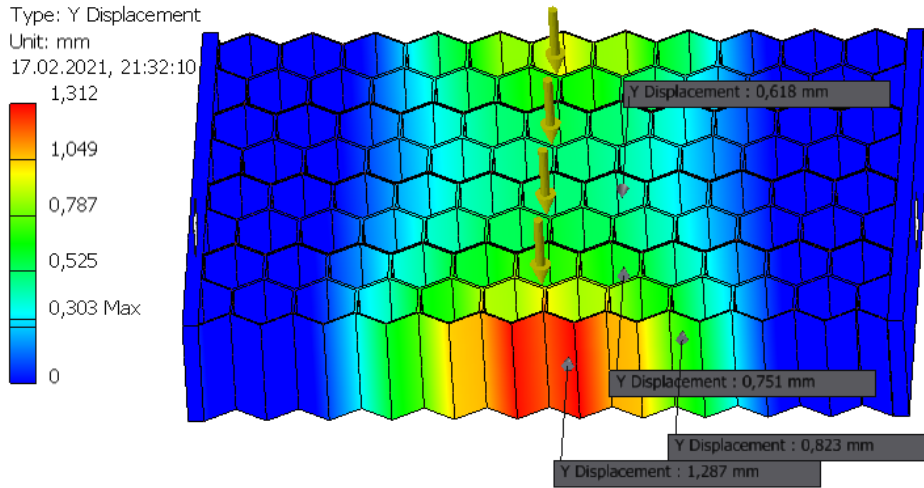
13.3.2 Stanovení vlastností boxu papírové voštiny

Pro stanovení vlastností boxu papírové voštiny budu postupovat obdobně jako u boxu hliníkové voštiny. Papírová voština s rozměry 220x145x40 mm byla zavazbena mezi dvě desky. Na vnějších stranách desek bylo přidáno vetknutí. Dále byl mezi voštinou a deskami vytvořen pevný kontakt. Jelikož je jednotková voština mnohem větších proporcí jako hliníková voština a kraftový papír má mnohem menší modul pružnosti, musí být zatížení mnohonásobně menší jako tomu bylo u hliníkové jednotkové voštiny. Tak aby bylo dosaženo průhybu $0,5 \div 1,5 \text{ mm}$, bylo přidáno zatížení 40 N. Síť jádra voštiny byla vytvořena dostatečně hustě, aby byly výsledky co nejpřesnější. Simulace byla provedena v Inventoru.

Jádro papírové voštiny je vyrobena z kraftového papíru, voštině tedy byly přiřazeny mechanické vlastnosti kraftového papíru, které lze nalézt v tabulce 9. Maximální průhyb FEM simulace jednotkové papírové voštiny při zatížení 40N vychází na $w = 1,3 \text{ mm}$ jako lze vidět na obrázku 39.

Tabulka 9 – Vlastnosti papírové voštiny

Velikost (průměr) oka jádra	21 mm
Výška voštiny	40 mm
Tloušťka t	1 mm
Modul pružnosti E	200 MPa
Hustota kg/m^3	915 kg/m^3
Poissonovo číslo	0,4



Obrázek 39 – FEM simulace jednotkové papírové voštiny – posunutí

Výpočet hustoty boxu nahrazený papírovou voštinou

Objem a hmotnost jednotkové papírové voštiny o rozměrech 220x145x40 mm jsem získal z Inventoru $V_{Pavos} = 113\,660\text{ mm}^3 = 0,000113660\text{ m}^3$, $m_{Pavos} = 0,104\text{ kg}$

$$\rho_{Pavos} = \frac{m_{Pavos}}{V_{Pavos}} = \frac{0,104}{0,000113660} = 915 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (12)$$

V_{Pavos}	[m ³]	Objem papírové jednotkové voštiny na rozměrech 220x145x40
m_{Pavos}	[kg]	Hmotnost papírové voštiny
ρ_{Pavos}	[kg/m ³]	Hustota papírové voštiny

Hustota papírové voštiny se shoduje s hustotou kraftového papíru.

Výpočet objemu boxu

$$V_{Pabox} = a_{Pabox} \cdot b_{Pabox} \cdot c_{Pabox} = 0,220 \cdot 0,145 \cdot 0,040 = 0,001276\text{ m}^3 \quad (13)$$

$$\rho_{Pabox} = \frac{m_{Pavos}}{V_{Pabox}} = \frac{0,104}{0,001276} = 81,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (14)$$

V_{Pavos}	[m ³]	Objem papírové jednotkové voštiny na rozměrech 220x145x40
a_{Pabox}	[m]	Velikost strany a papírového boxu
b_{Pabox}	[m]	Velikost strany b papírového boxu
c_{Pabox}	[m]	Velikost strany c papírového boxu
ρ_{Pabox}	[kg/m ³]	Hustota papírového boxu
m_{Pavos}	[kg]	Hmotnost papírové voštiny
V_{Pabox}	[m ³]	Objem nahrazeného boxu papírovou voštinou

Hustota boxu, kterým nahrazuji papírovou voštinou bude mít hustotu 81,5 kg/m³.

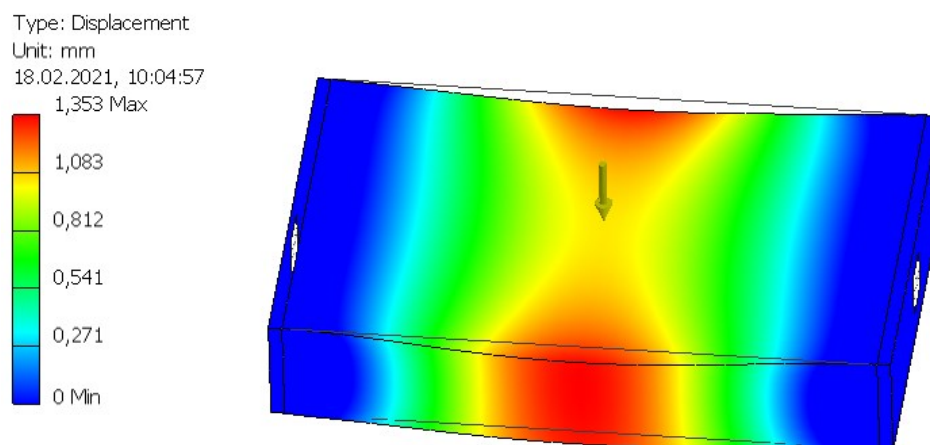
FEM simulace boxu

Tak jako u hliníkové voštiny byly provedeny FEM simulace boxu nahrazeného papírovou voštinou s jednotlivými moduly pružnosti E a bylo dosaženo stejného průhybu jako na voštině. Papírový box byl zatížen silou 40 N, vetknut na vnějších stranách desek, přidány pevné kontakty mezi boxem a deskami a byla vytvořena síť. Boxu byl přiřazen materiál kraftového papíru, u kterém jsem postupně měnil modul pružnosti, abych dosáhl stejného průhybu jako u papírové voštiny. V tabulce 10 lze pozorovat hodnoty modulu pružnosti E a příslušný maximální průhyb boxu.

Stejného průhybu bylo dosaženo při $E = 1,5$ MPa a to maximální průhyb $w = 1,35$ mm, velikost průhybu lze pozorovat na obrázku 40.

Tabulka 10 – změna maximálního průhybu boxu nahrazující papírovou voštinou při změně modulu pružnosti E

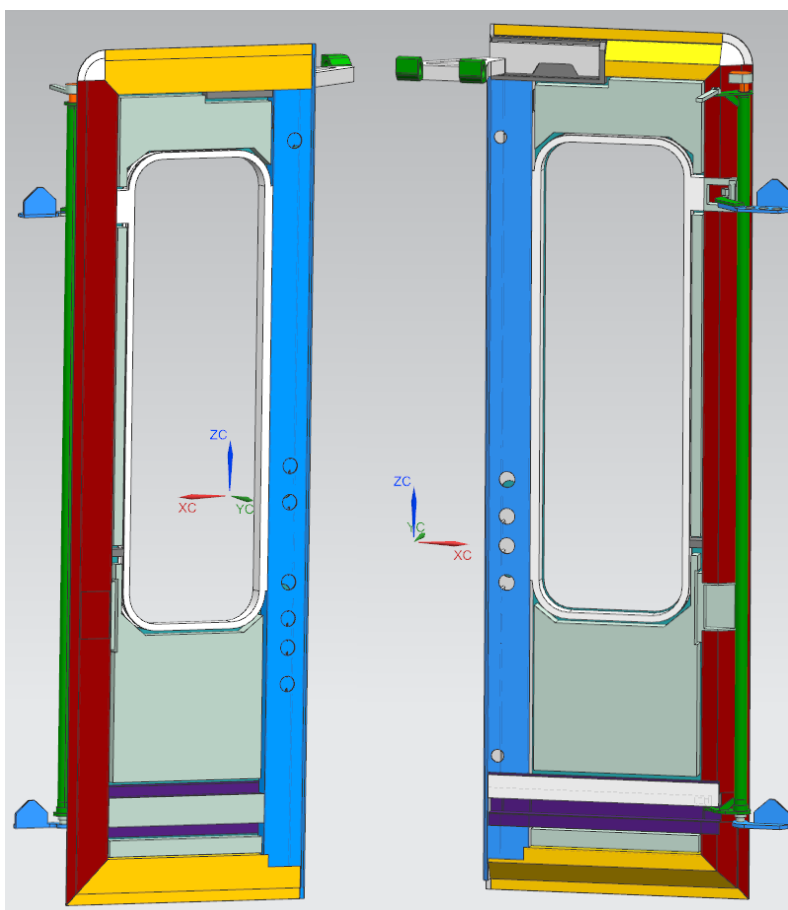
Youngův modul pružnosti E [MPa]	Maximální průhyb boxu [mm]
200	0,01
15	0,14
8	0,25
5	0,41
3	0,68
1,8	1,13
1,5	1,35
1	2,03



Obrázek 40 – FEM simulace boxu nahrazující papírovou voštinu – posunutí

13.3.3 Implementace voštinových boxů do idealizované sestavy

Do idealizované sestavy byly vloženy boxy, tak, aby byly zaplněné místa, kde je reálně voština. Boxům byly přiděleny materiály o hodnotách, které lze nalézt v tabulce 11. Na obrázku 41 lze pozorovat umístění boxů přímo v idealizované sestavě. Snahou výrobců je dveřní prostor vyplnit opravdu pečlivě, aby nevznikala prázdná mezera mezi potahy.



Obrázek 41 – Zobrazení vyplnění dveřního křídla voštinovým boxem, vnější pohled (vlevo), vnitřní pohled (vpravo)

Tabulka 11 – Mechanické vlastnosti voštin uvažující voštinový box jako izotropní materiál

Komponent	Materiál	Hustota kg/m ³	Poissovo číslo (-)	Modul pružnosti E (MPa)
Hliníková voština	Hliníková slitina	2700,0	0,33	69 000
Box hliníkové voštiny	Hliníková slitina	122,5	0,33	130
Papírová voština	Kraftový papír	915	0,40	200
Box papírové voštiny	Kraftový papír	81,5	0,40	1,5

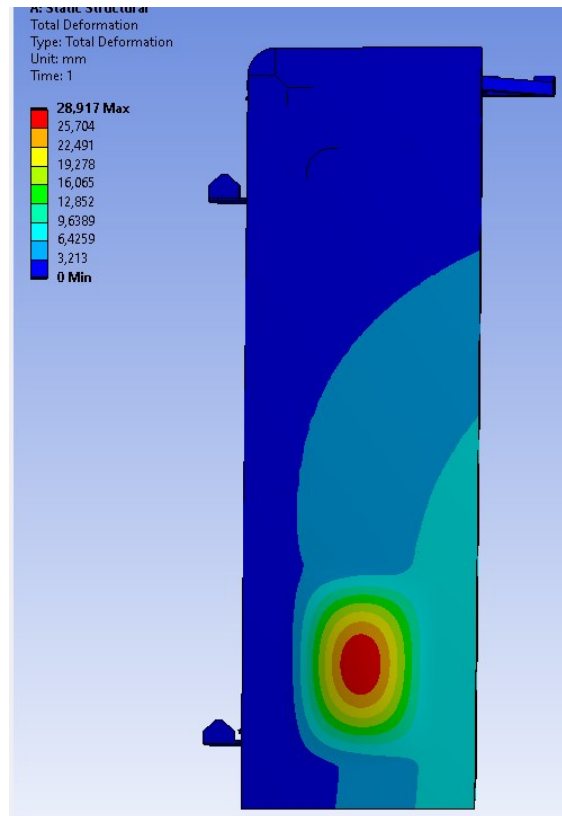
13.4 Porovnání metod simulace voštiny

Výsledky ukázali, že metody se od sebe s přesností nijak zásadně neliší, můžu tedy využívat metodu vytvoření 3D kontinua boxu a němu přiřadit mechanické vlastnosti boxu z tabulky 11.

Tabulka 12 – Změna deformace v závislosti na změně modulu pružnosti voštinového boxu

Modul pružnosti voštiny boxu E (MPa)	Maximální deformace dveřního systému
Bez voštiny	29 mm
1,5	10,054 mm
3	10,038 mm
15	10,019 mm
50	9,987 mm

Je důležité si uvědomit fakt, že voština drží dveře pohromadě, tedy drží vnitřní a vnější plech k sobě. Pokud by voština ve dveřích nebyla, vnější a vnitřní plech by měl při zatížení ve volných místech velké deformace (zobrazeno na obrázku 42), což bylo potvrzeno i z klientovy strany. Z tabulky 12 je zase patrné, že další zvětšení tuhosti voštiny už nemá žádné velké účinky na snížení deformací. Voština tedy ve dveřním systému plní důležitou roli, avšak do budoucna je možno uvažovat i o lepší alternativě (např. pěnová výplň), která by byla ještě více lehčí jako papírová voština a držela by vnitřní a vnější potah k sobě.



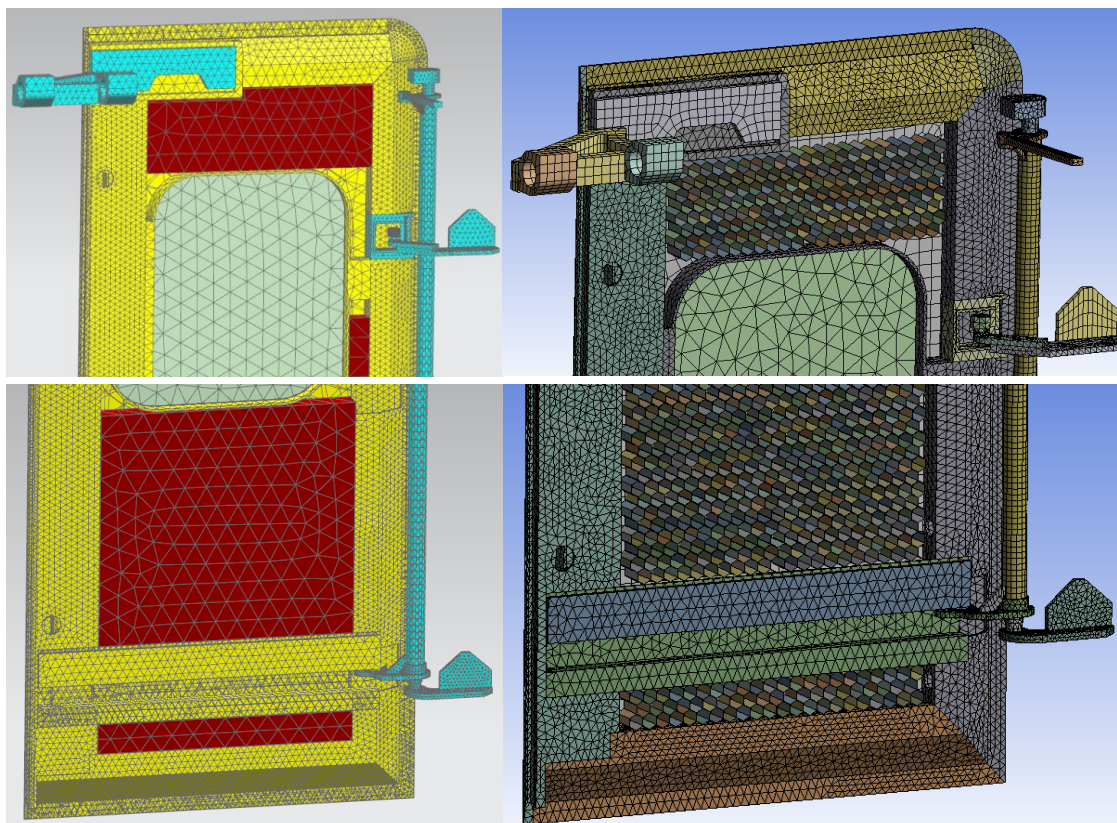
Obrázek 42 – Deformace na vnějším plechu dveřního křídla bez uvážení voštiny

14 SÍŤOVÁNÍ

Simulace byla provedena v softwaru Ansys a Siemens NX, oba tyto softwary mají podobné nástroje pro tvorbu sítě. Hlavním aspektem je však hustota sítě, která ovlivňuje počet uzlů a elementů a tím i výpočetní čas. Pro Siemens NX mi byla poskytnuta licence s neomezeným počtem síťových prvků. U Ansysu tomu bylo opačně, prvně jsem měl k dispozici pouze studentskou licenci, která je omezená na maximální počet 32k síťových elementů a 300 bodies v sestavě, což idealizovaná sestava překročila. Později jsem měl k dispozici Teaching Licenci, která nemá omezení na počet bodies, ale maximální počet síťových elementů je 120K pro jednotný díl. Pokud se jedná o sestavu s mnoha kontakty je dovolený počet elementů ještě menší. Kvůli tomuto omezení jsem nemohl mít síť tak hustou, jako jsem chtěl. V tabulce 13 znázorňuji fáze redukování sítě a jim patřičný počet síťových elementů a uzlů. Síť byly tvořeny metodou 3D síťování mechanického materiálu s jemným chování sítě.

V NX se ještě před síťováním párují jednotlivé díly k sobě, tak aby jejich společná plocha měla stejnou síť pomocí funkce mesh mating. Je důležité dobře si rozvrhnout, kde potřeba párovat, protože

při špatném párováním software vyhodnotí, že nelze vytvořit 3D síť. Byly k sobě spárovány jednotlivé poddíly lopaty, rám dveřního křídla a sestava převáděcí tyče. Pro síťování jsem používal 3D tetrahedral síťování o velikosti prvku jako je tomu v první fázi v tabulce 13. 2D shell voštiny jsem síťoval pomocí funkce 2D mesh síťování s co největší velikostí prvku, protože voštinou nám jen stačí přenést zatížení. Lopata, rám a sestava převáděcí tyče musí mít dostatečně hustou síť, aby bylo docíleno správných výsledků v kritických místech, obzvláště na spodní části u kolejnice.



Obrázek 43 – Pohled na síť dveřního křídla – NX(zleva), Ansys(zprava)

Tabulka 13 – přehled počtu síťových prvků pro jednotlivé fáze redukovaní sítě

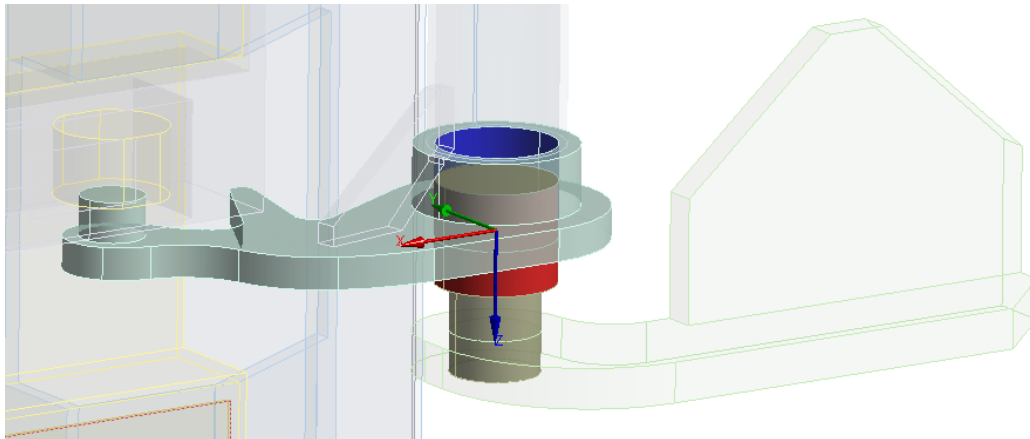
Skupina síťování	Velikost prvku [mm] 1. fáze	Velikost prvku [mm] 2. fáze	Velikost prvku [mm] 3. fáze	Velikost prvku [mm] 4. fáze
Lopata	14	14	14	25
Skupina převodní tyče	8	14	20	35
Potahy	25	35	50	60
Dveřní rám	15	15	20	25
Kolejnice	30	30	30	40
Boční navádění	10	14	20	35
Okraj okna	12	20	25	40
Kapsa	14	14	14	25
Počet uzlů	221 000	176 000	120 850	81 600
Počet síťových prvků	92 600	81 600	56 800	31 500

15 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

15.1 Kontakty

Rám dveřního křídla je k sobě svařovaný pomocí metody TIG, v místě svárů je přidán lepený kontakt bonded. Jsou tedy k sobě přilepeny části – horní rameno, spodní rameno, stojina, sloupek, koryto s prolisem, zavěšení lopaty, kolejnice a rám okna. Tyto všechny součásti mají dále lepený kontakt s vnějším a vnitřním plechem. Mezi plechy jsou voštiny, kterým byly přiřazeny taktéž pevné kontakty bonded. Závěsná lopata je k jejímu zavěšení pevně přišroubovaná, uvažuji kontakt bez přepětí šroubů a přidal jsem mezi ně kontakt bonded.

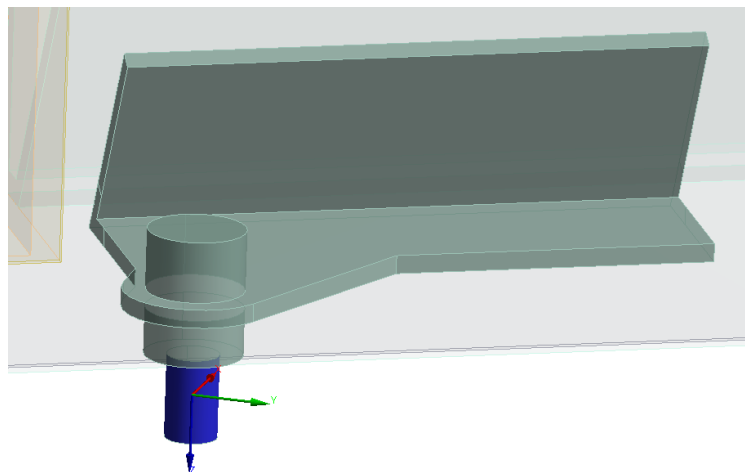
Dolní kladka převodní tyče má lepený kontakt v kolejnici. Převodní tyč se točí ve dvou ložiskách, které byly nahrazeny rotační kloubovou vazbou revolute. Vazba byla přidána mezi dvě plochy přímo v místě ložiska. Tato vazba zakazuje pohyb v ose X a Y, ale dovoluje rotaci kolem své osy, což je v případě převodní tyče osa Z. V realitě je převodní tyč uchycena tak, aby se nemohla pohybovat v ose Z nahoru a dolů, proto byla přidána i general joint vazba v místech axiálního zajištění, která zakazovala pohyb převodní tyči v ose Z. Bočnímu naváděči byl přidán pevný kontakt mezi kladkou a kapsou.



Obrázek 44 – revolute joint body-body uložený v ložisku dolní kladky

Pro střední naváděč byl vytvořen nový souřadnicový systém tak, aby osa Y vedla ve směru drážky středního naváděče. Dále mu byla přidána body-ground general joint vazba, která povolovala pohyb pouze po ose Y.

Definition	
Connection Type	Body-Ground
Type	General
Suppressed	No
Translation X	Fixed
Translation Y	Free
Translation Z	Fixed
Rotations	Fix All
Element APDL Name	



Obrázek 45 – General joint přiřazený střednímu naváděči, který povoluje pohyb po ose Y

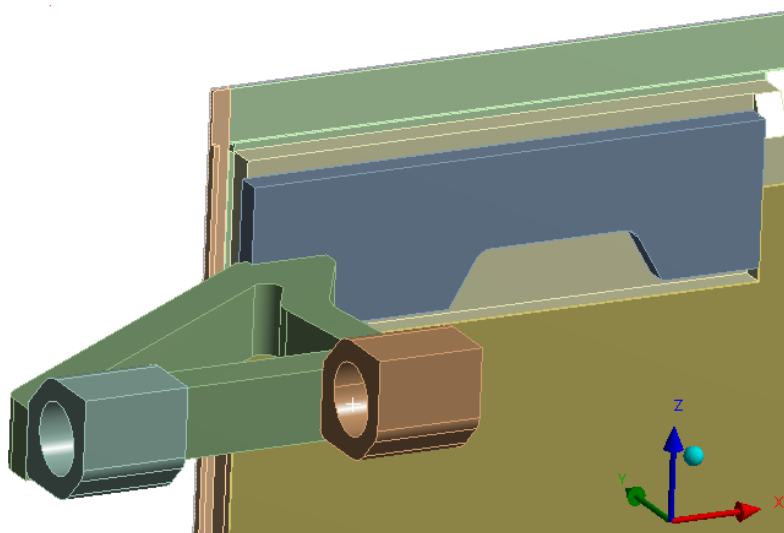
15.2 Síly

Jak bylo popsáno v kapitole 9, zatížení vlivem podtlakové vlny bude uvažováno 3000 Pa na celou plochu dveřního křídla při setkání s regionálním vlakem a 4200 Pa při setkání s rychlovlakem. Tlak, který působí na plochu okna byl převeden na sílu, která působí na okraji rámu okna (B na obr. 47). Výpočet byl proveden v kapitole 11.8. Další zátěžný stav je při havárii vozidla, kdy dojde k převrácení vlaku a lidé s věcmi napadají na dveře a vytvoří tak zatížení tlakem 6000 Pa (A na obr. 47), který uvažují rovnoměrně na aktivní plochu dveřního křídla.

15.3 Podpory

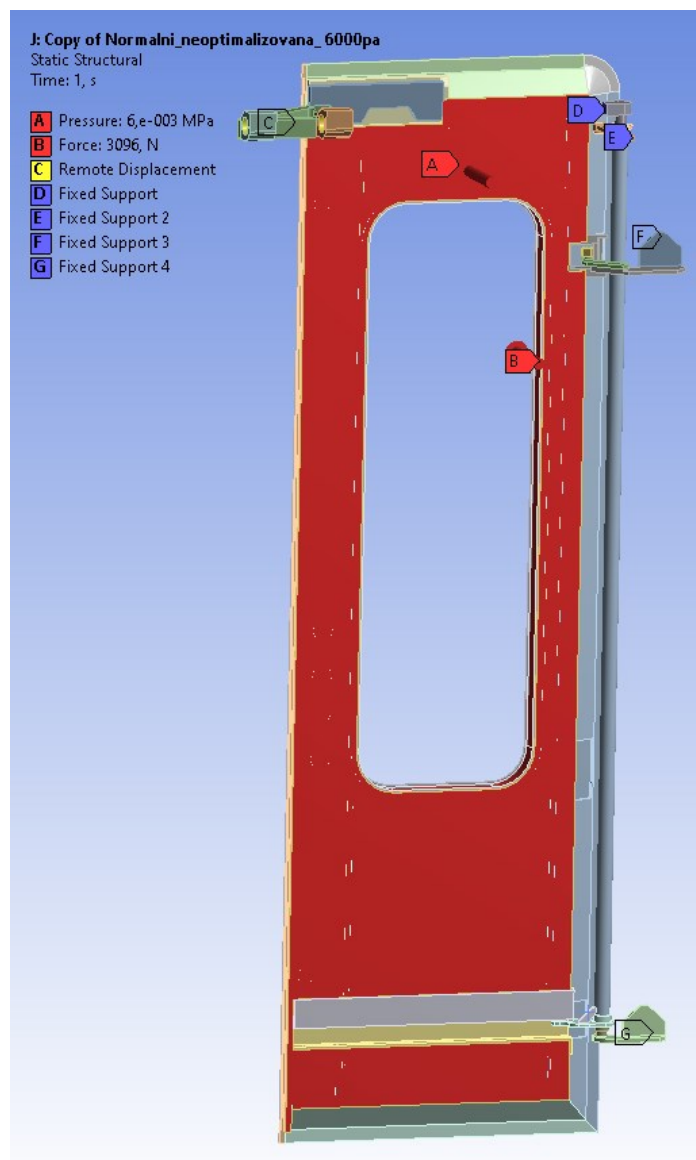
Celý dveřní systém je z bočních stran uchycen k hrubé stavební konstrukci vlaku, kterou uvažují jako absolutně tuhou, a proto je v místech uchycení dveřního systému k rámu vlaku přidána fixní podpora, která funguje jako vetknutí (vazba D, F a G na obr. 47). Další podpora je uvažována v místě kontaktu lopaty a vodících tyčí (vazba C na obr. 47 a obr 46). Zde byla přidána podpora, která zakazuje všechny pohyby až na rotaci kolem osy X. V realitě při zatížení lze vidět, že lopata opravdu kolem ose X rotuje.

Definition	
Connection Type	Body-Ground
Type	General
Suppressed	No
Translation X	Fixed
Translation Y	Fixed
Translation Z	Fixed
Rotations	Free X



Obrázek 46 – Podpora na lopatě, která dovoluje rotaci kolem osy X

Poslední vazba, která změnila úlohu na staticky určitou, je podpora na konci zavěšení převodní tyče (podpora E na obr. 47). Na toto místo byla přidána fixní vazba. V realitě se tomu dá přiblížit, neboť zavěšení je ukotveno bezpečnostní brzdou. Fixní vazba na zavěšení převodní tyče zakazuje jakýkoliv pohyb a tím tedy i rotaci převodní tyče.



Obrázek 47 – Okrajové podmínky pevnostní simulace v Ansysu

15.4 Nastavení simulace

Je nutné si uvědomit, že při výpočtu FEM simulace existují tři typy nelinearity, které je nutností vzít v úvahu. První nelinearita nastává při drcení nebo praskání betonu. Druhá nelinearita nastává při extrémních deformacích plastových nebo gumových materiálů. Třetí nelinearita při výpočtu plastických deformací v kovových částech. Pro moji aplikaci přichází v úvahu třetí typ nelinearity. Ansys má možnost v nastavení simulace nastavit parametr Large Deflection (dále jen LD), který právě podporuje výpočet se zahrnutím nelinearity (začne zohledňovat změny tuhosti způsobené změnami tvaru simulovaných dílů), je to ale vykoupeno mnohonásobě větším výpočetním časem (v mých simulacích až 7x delší výpočetní čas). Není přesně možné říci, kdy je potřeba zahrnout LD, ovšem pokud nás Ansys upozorní, že je zapotřebí to vzít v úvahu, je správné, pokud je simulace provedena s LD a bez něj a následně vyhodnoceny výsledky, které více odpovídají realitě. V mé práci jsem všechny simulace počítal se zapnutím parametru LD a uvažoval jsem tedy nelinearitu při překročení plastické meze materiálů. Výsledkem byly menší deformace, které i klient potvrdil, že jsou více reálné jak při vypnutí LD.

16 VÝSLEDKY SIMULACE

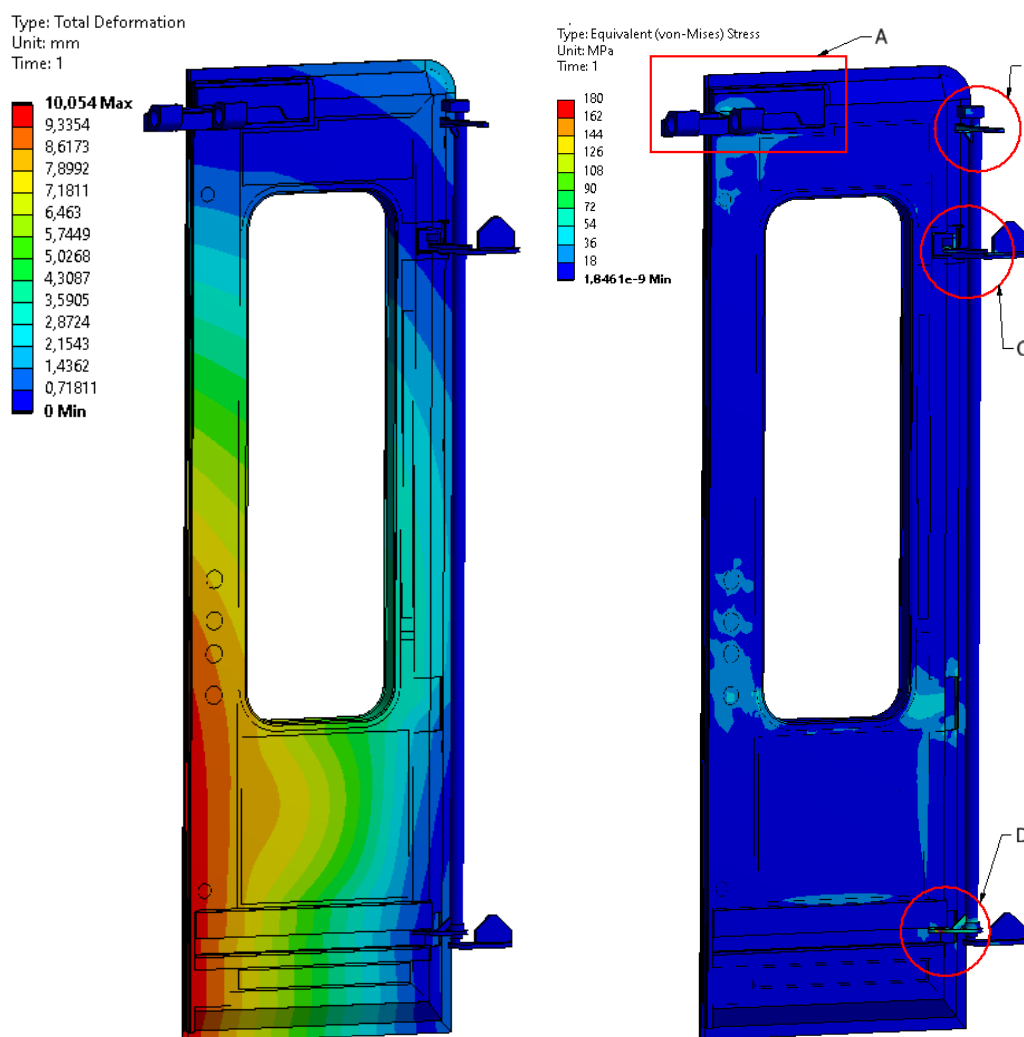
Celkem bylo provedeno 9 pevnostních analýz, než jsem se dopracoval k finální podobě simulace, která dávala výsledky, tak jak je klient čekal. Poté byly provedeny pevnostní simulace dveřního systému při stavech potkání dvou regionálních vlaků o maximální rychlosti, potkání regionálního vlaku s rychlovlakem a při havarijním stavu, kdy se vozidlo převrátí a cestující napadají na dveřní křídlo.

16.1 Výsledky při potkání dvou regionálních vlaků

Jedná se o zatížení podtlakovou vlnou, která tahá dveře směrem ven z vozidla. V této simulaci není uvažován střední naváděč, který zajíždí do drážky. Na obrázku 48 lze pozorovat deformace při zatížení – dveře se mírně odchlípnou. Míra odchlípnutí se může měnit, záleží na hodně faktorech, ale reálná hodnota při tomto stavu se opravdu pohybuje kolem 1 cm jako je tomu ve výsledku simulace.

Dále jsou zobrazeny kritická místa na dveřním křídle, kde dochází k velkým napětím. Jednotlivá místa jsem označil body A, B, C, D.

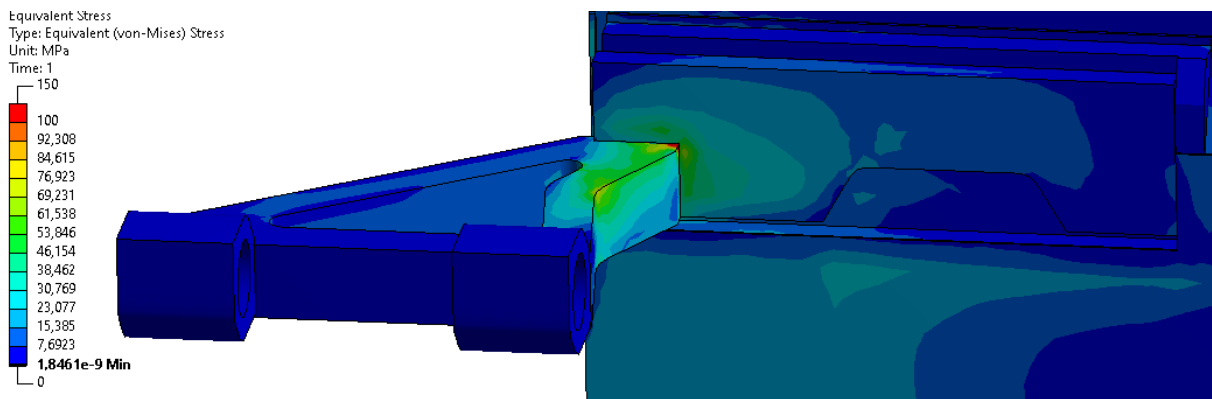
Nedílnou součástí rozboru maximálních napětí je rám dveřního křídla, neboť právě ten bude optimalizován.



Obrázek 48 – Deformace dveřního systému (vlevo), napětí v kritických místech (vpravo)

16.1.1 Bod A

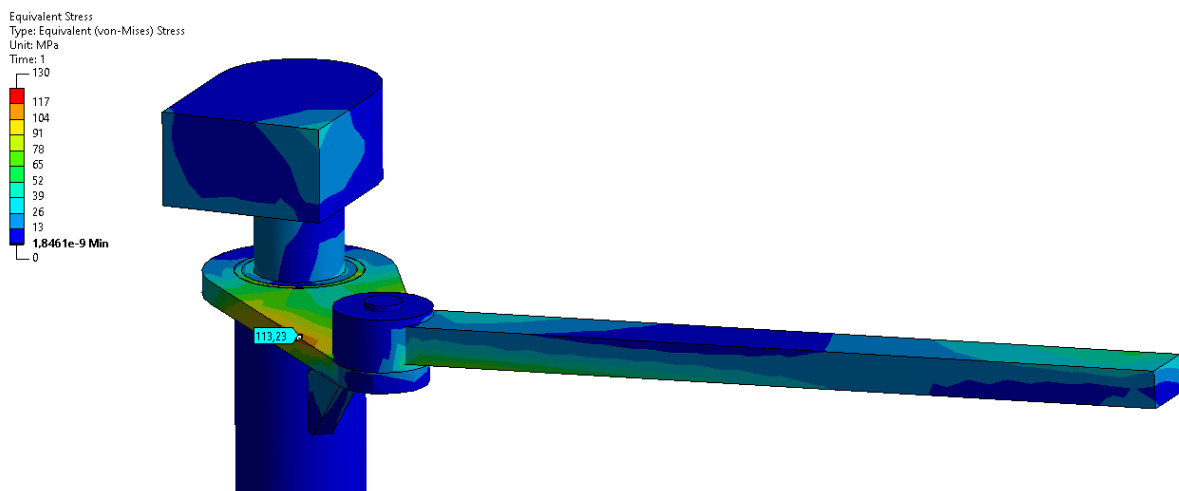
Bod A je v místě uchycení závěsné lopaty. Lopata je z materiálu S355, tedy uvažují mez kluzu 350 MPa. Maximální napětí na lopatě dosahuje cca 150MPa, proto toto místo není tak kritické. Na idealizované lopatě jsou odstraněny rádius, tudíž jsme na straně bezpečnosti, protože rádiusy by toto napětí ještě snížily, ovšem na druhou stranu na místě největšího napětí jsou také sváry, které pevnostní vlastnosti zhoršují. V realitě se nestává, že by lom nastal právě v místě lopaty, i přesto se musí klást důraz na správnost svarů, aby nedošlo k porušení při zatížení kvůli špatné kvalitě sváru.



Obrázek 49 – Maximální napětí na závěsné lopatě – bod A

16.1.2 Bod B

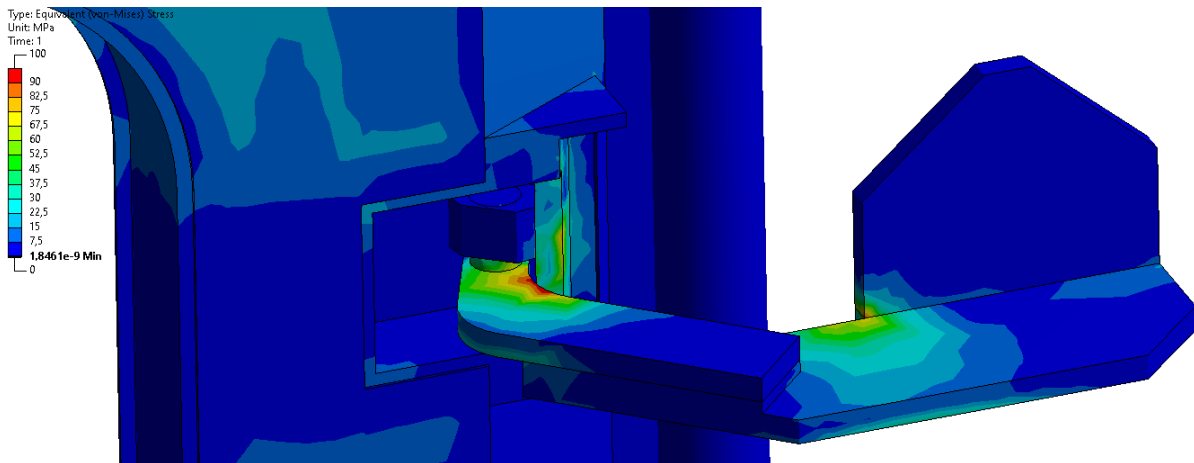
Maximální napětí na horním ramenu převodní tyče dosahuje 130MPa. Materiál horní kladky je S355, proto i zde je vysoká bezpečnost při tomto stavu zatížení. Napětí zde vzniká vlivem krutu ze spodní kladky převodní tyče, které se projeví na horním ramenu převodní tyče v podobě ohybového napětí, protože druhá strana horního ramene převodní tyče je zajištěno zavěšením. Zavěšení horní kladky je pevně uchyceno a zajištěno bezpečnostní brzdou. V realitě zde nedochází k lomu či nějakému zásadnímu porušení materiálu.



Obrázek 50 – Maximální napětí na horní kladce převodní tyče – bod B

16.1.3 Bod C

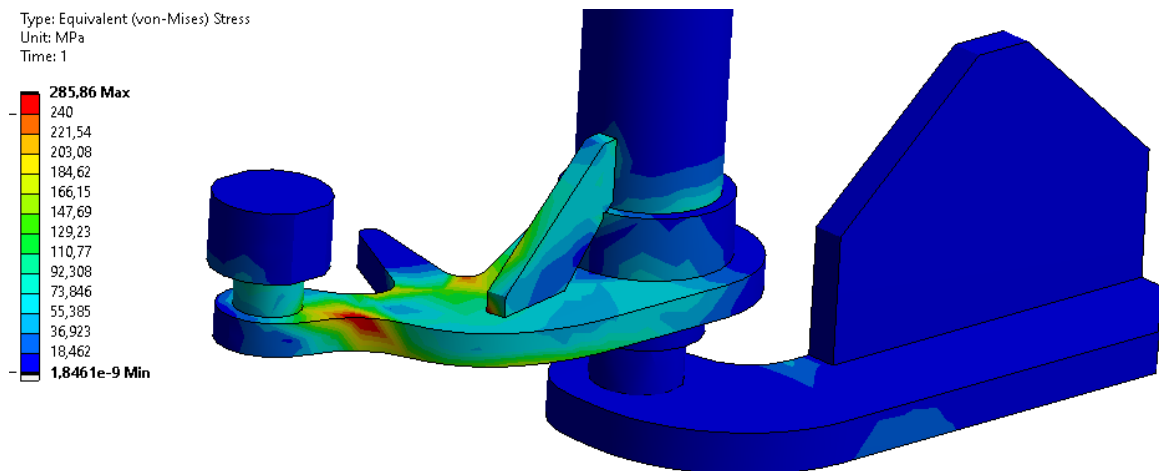
Boční naváděč je vyroben z oceli S235, která disponuje mezí kluzu pouze 235 MPa. Maximální napětí na bočním naváděči je cca 100 MPa. Toto místo je tedy dostatečně bezpečné.



Obrázek 51 – Maximální napětí na bočním naváděči – bod C

16.1.4 Bod D

Dolní kladka je z oceli S355, která má mez kluzu max 355 MPa. Nejvyšší napětí na kladce dosahuje cca 240MPa, což zhruba odpovídá bezpečnosti $k = 1,5$. Je to nejrizikovější místo na dveřním systému z hlediska pevnosti. Klient si tuto vážnost uvědomuje, ví dobře, že je toto místo rizikové, ale rozměry a hmotnost dolní kladky nedovolují toto místo zpevnit.

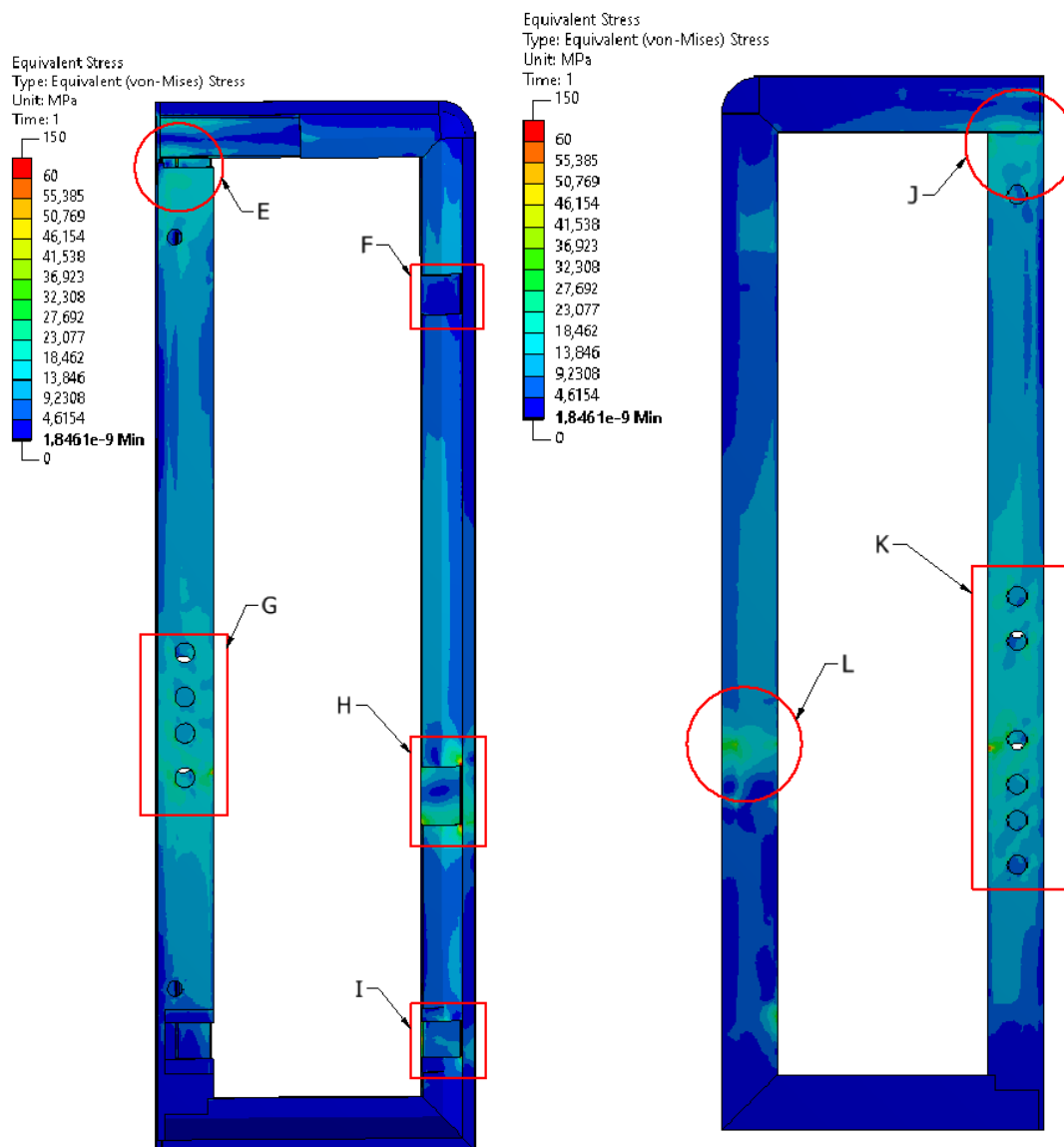


Obrázek 52 – Maximální napětí na dolní kladce – bod D

16.1.5 Maximální napětí na rámu dveřního křídla

Rám dveřního křídla je z hliníkové slitiny EN AW 6060 T6 o mezi kluzu 150 Mpa. Rám je svařovaný a má v sobě vyřiznutých spoustu drážek pro komponenty jako je mechanický zámek, kapsa bočního naváděče, kapsa na upevnění lopaty apod. Na obrázku 53 jsem vytyčil místa, kde jsou největší napětí na rámu, podle těchto napětí budu rám optimalizovat. Při tomto zatížení jsou na rámu nejvyšší napětí okolo 55 MPa, což odpovídá bezpečnosti zhruba $k = 2,7$. Idealizovaný rám je plně zbaven rádiusů, které by v realitě napětí ještě snižovali.

Dále je taky potřeba hned nebrat dané maximální napětí jako striktně pravdivé, jsem hodně limitován sítí, kterou už mi licence nedovolí více zhušťovat, proto byla jednotlivá místa prokonzultována s klientem, zda představují potenciální riziko.



Obrázek 53 – Kritická místa na rámu dveřního křídla, vnitřní strana(vlevo), vnější strana(vpravo)

Největší riziko na rámu představují místa E, I, K, G a H. V místě E se opírá závěsná lopata, která tlačí na rám. V místě I je navařena kolejnice, o kterou se opírá dolní kladka. V místě H je upevněn mechanický zámek. V místech G a K jsou vyřezány drážky na tlačítka vysunutí dveří.

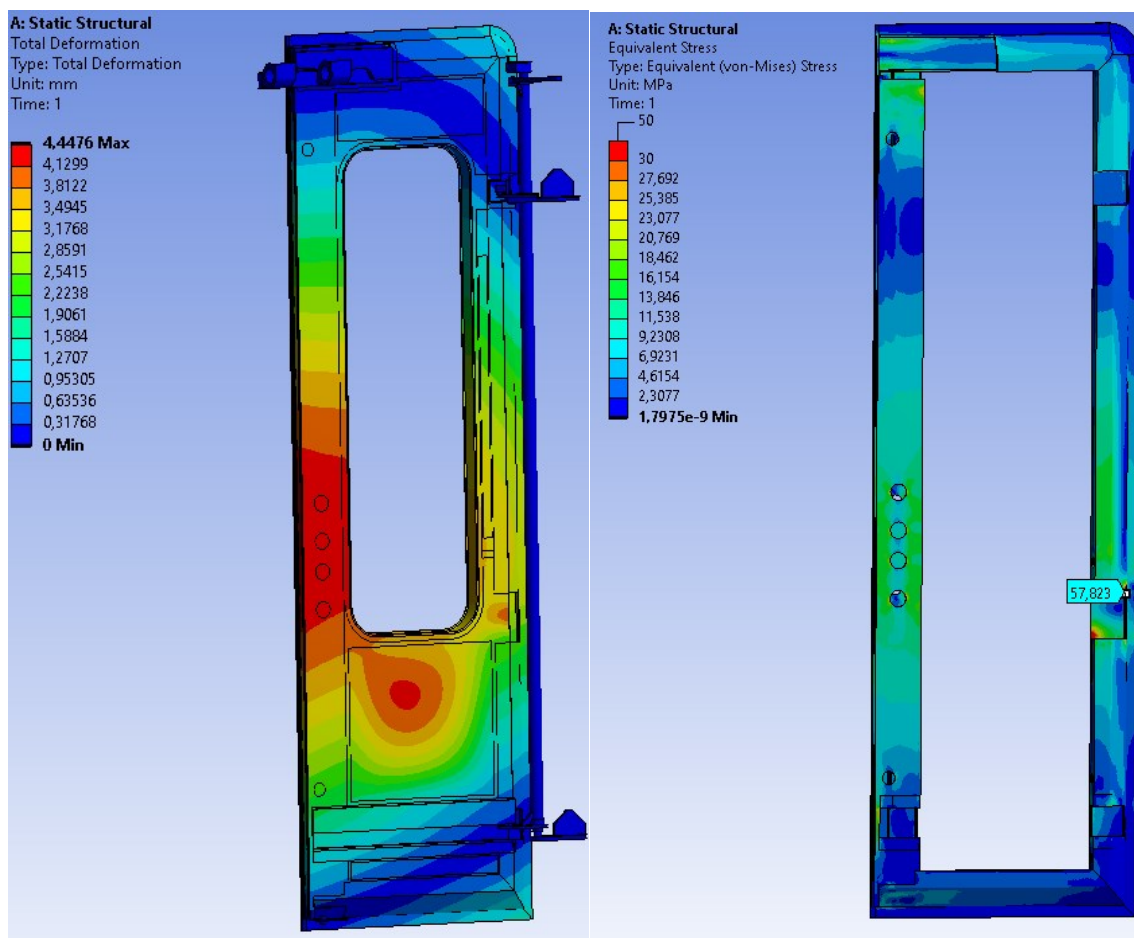
Tabulka 14 – Přehled maximálních napětí na kritických místech pro stav při podtlaku rázové vlny

Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]	Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]
A	150	G	40
B	130	H	50
C	100	I	55
D	240	J	22
E	50	K	45
F	15	L	30

16.1.6 Výsledky při uvážení středního navádeče

Pokud v simulaci vezmu v potaz střední navádeč, který zajíždí do drážky, deformace dveřního křídla se sníží na polovinu a maximální průhyb se posune na střední část dveří, protože zespona je držena navádečem. Tato simulace byla provedena pouze pro zajímavost klienta, neboť střední navádeč v optimalizované verzi nebude realizován z důvodu jeho problémovosti (popsáno v kapitole 11.5)

Při srovnání výsledků se středním navádečem (obrázek 54) a bez něj (obrázek 48) se napětí lépe rozprostře při použití středního navádeče, ovšem rozdíly nejsou až tak razantní. Dále lze pozorovat i napětí 12 MPa na spodním ramenu rámu dveřního křídla, které je způsobeno tahem od středního navádeče.



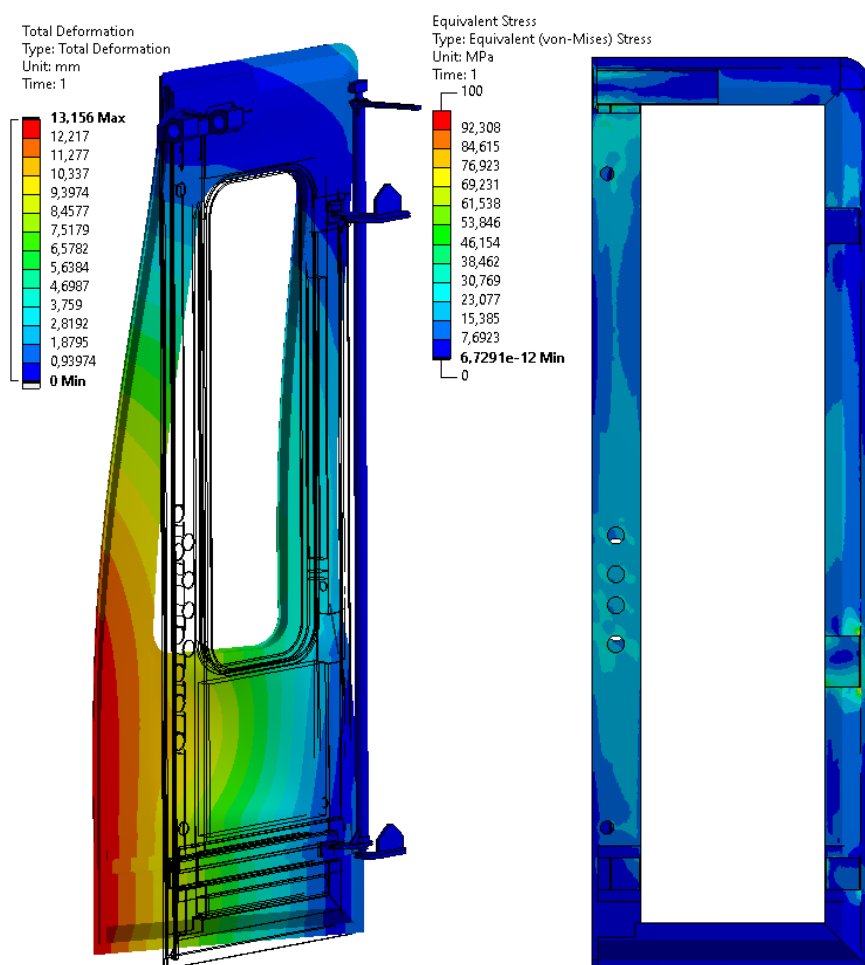
Obrázek 54 – výsledky simulace při uvážení středního navádeče, deformace(vlevo), napětí na rámu(vpravo)

Na ohýbaném plechu, který drží střední navádeč je maximální napětí 140 MPa. Plech je vyroben z nerezové oceli 1.4301 o mezi kluzu 210 MPa. Plech by tedy vydržel s bezpečností $k = 1,5$.

16.2 Výsledky při setkání regionálního vlaku s rychlovlakem

Tento stav byl počítán pouze pro zajímavost klienta, neboť dveřní systém, který optimalizují bude implementován do regionálního vlaku, který jezdí po tratích pouze pro regionální vlaky s maximální rychlostí 160 km/hod. Dnešní trend je ale všechno zrychlovat a do budoucna je počítáno, že na tratích pro regionální dopravu začnou jezdit i rychlovlaky, proto klient chce znát hodnoty napětí, pokud by se regionální vlak potkal s rychlovlakem v plné rychlosti.

Maximální deformace se pohybují okolo 13 mm bez středního navádeče (obrázek 55). Maximální napětí na jednotlivých kritických místech lze nalézt v tabulce 15. Napětí jsou samozřejmě větší jako při setkání dvou regionálních vlaků, avšak pořád by nemělo dojít k lomu, protože žádné napětí nepřekročí mez kluzu.



Obrázek 55 – výsledky simulace vlivem zatížení podtlakové vlny při setkání regionálního vlaku s rychlovlakem TGV, deformace – zobrazeno 20x více než je realita(vlevo), napětí na rámu(vpravo)

Tabulka 15 – Přehled maximálních napětí na kritických místech při stavu setkání rychlovlaku

Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]	Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]
A	180	G	45
B	150	H	70
C	117	I	66
D	295	J	28
E	68	K	42
F	16	L	40

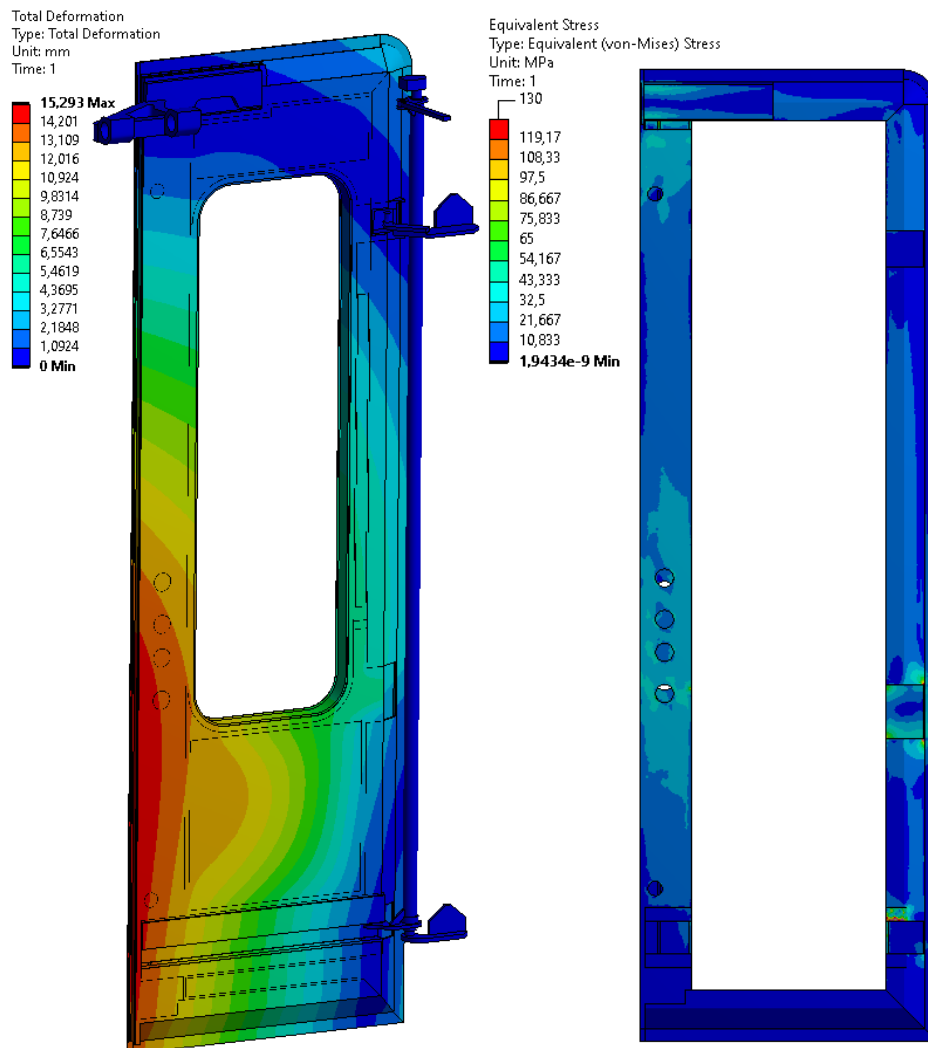
16.3 Výsledky při havarijním stavu vlaku

Při tomto stavu může být přesáhnutá mez kluzu, tedy může dojít k plasticitě, ale nesmí se stát, že se některá součást utrhne a dveře se prolomí. Hlavní mezník bude tedy mez pevnosti. Což sebou nese spoustu problému, protože nelze z lineární simulace určit, zda dané napětí, které přesáhlo mez kluzu

je pravdivé. Jednotlivé hodnoty napětí byly konzultovány s klientem, který potvrdil či vyvrátil, zda daný výsledek odpovídá realitě.

Maximální deformace při tomto zatížení vycházejí 15 mm. V realitě je tomu tak, že na 15 mm to začíná a může se stát, že odchlípnutí dosahuje až 3 cm (záleží na rozprostření napadaných lidí a věcí).

Dolní kladka je zatížena nejvyšším napětím 330 MPa, což odpovídá hodnotě mezi kluzu. Rám dveřního křídla dosahuje nejvyšších napětí 90 MPa v místech drážky dolní kladky a 95 MPa v místě drážky pro mechanický zámek, která je v realitě ještě menší, protože nebyl uvážen v simulaci zámek, který by napětí lépe rozprostřel. Mez kluzu hliníkové slitiny použité na rámu je 150 MPa, tedy rám by se neměl utrhnout, pokud by došlo k převrácení vlaku.



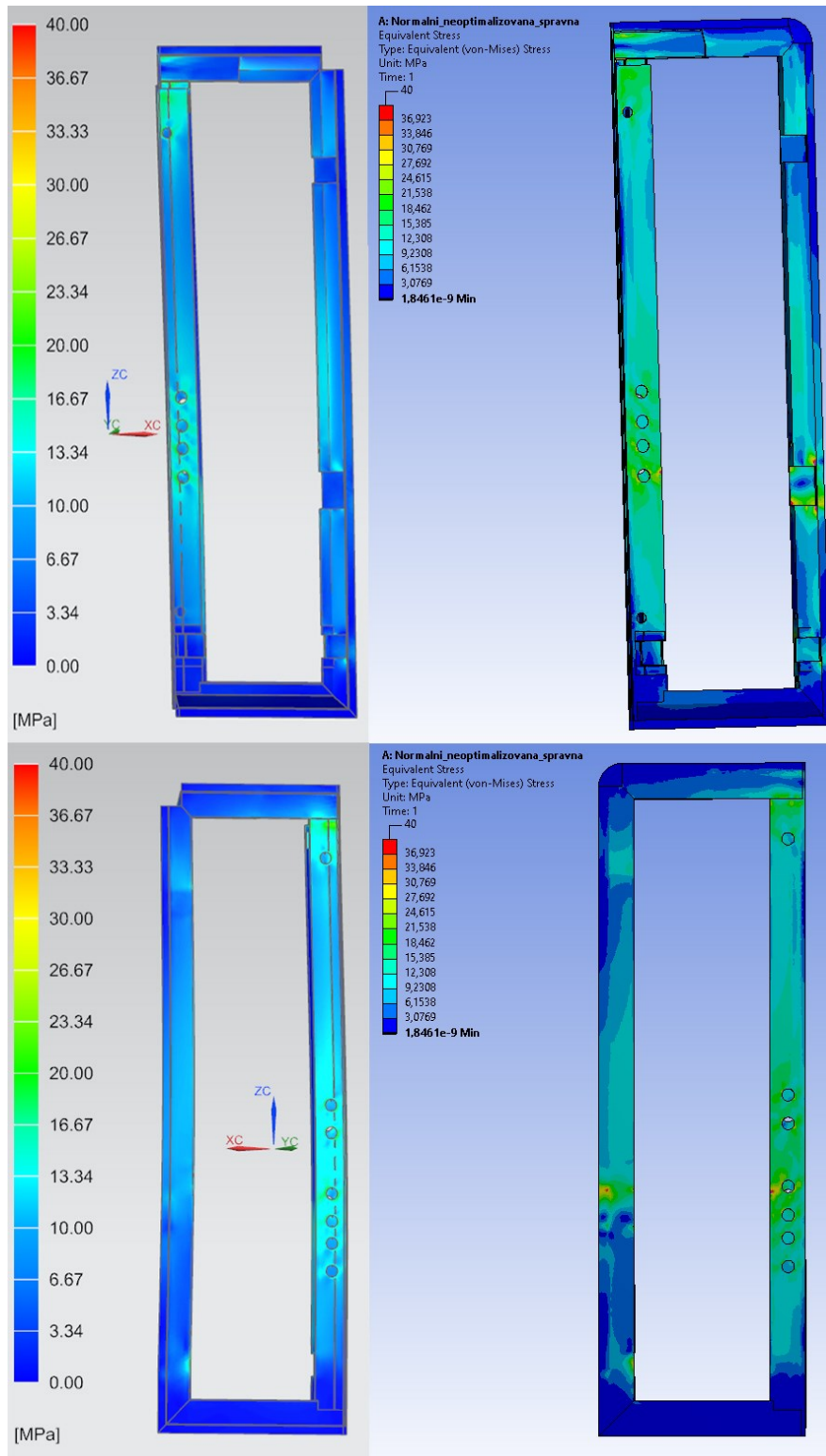
Obrázek 56 – Výsledky simulace při převrácení vozidla, deformace(vlevo), napětí(vpravo)

Tabulka 16 – Přehled maximálních napětí na kritických místech při havarijním stavu

Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]	Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]
A	230	G	50
B	160	H	98
C	130	I	90
D	330	J	30
E	70	K	44
F	20	L	50

16.4 Srovnání výsledků z NX a Ansys

Pevnostní simulace dveřního systému byla provedena jak v Ansysu, tak i v NX. Výsledky z obou programů se téměř shodují, až na malé špičky napětí, které vyšly v Ansysu. Tyto napěťové špičky nejsou reálné, vznikají, protože jsem omezen hustotou sítě. Pokud by byla síť více hustá a v jednotlivých špičkách bylo více elementů, napěťové špičky by zmizely.



Obrázek 57 – Porovnání výsledků pevnostní analýzy z NX(vlevo) a Ansysu(vpravo)

16.5 Výpočet zkrutu převodní tyče

Převodní tyč je hodně namáhaná na krut. V realitě to jde dokonce vidět, když se potkávají dva vlaky a vytvoří se podtlaková vlna, dveře se odchlípnou a převodní tyč zapruží. Toto vypružení se dá spočítat lineární statickou simulací nebo analyticky. Převodní tyč je vyrobena z oceli S235 o modulu pružnosti ve smyku $G_{\text{ocel}} = 81 \text{ GPa}$.

16.5.1 Výpočet zkrutu pomocí simulace

První byla zjištěna působící síla na dolní kladku při podtlakové vlně a při stavu havárie tak, že jsem kladku nahradil podporou a z výsledků jsem vyčetl působící sílu na podporu, která se rovná síle na kladku. Při tlakové vlně působí na kladku síla $F_{\text{tvklad}} = 2616 \text{ N}$ a při převrácení vlaku $F_{\text{hklad}} = 5000 \text{ N}$. Poloměr vzdálenosti působíště síly na kladce je $r_{\text{klad}} = 0,095 \text{ m}$.

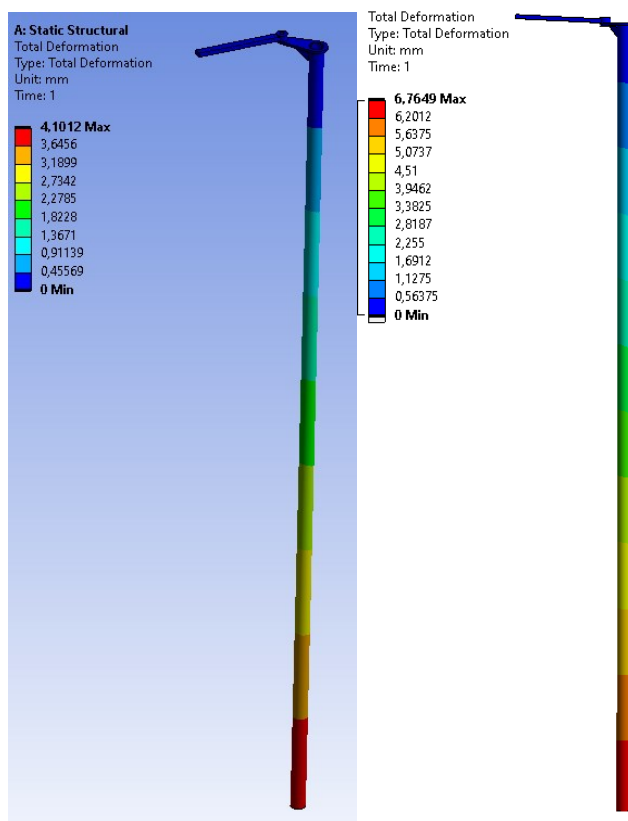
Výpočet momentu působícího na konci převodní tyče při podtlakové vlně

$$M_{\text{tvpt}} = F_{\text{tvklad}} \cdot r_{\text{klad}} = 2616 \cdot 0,095 = 248,5 \text{ Nm} \quad (15)$$

Výpočet momentu působícího na konci převodní tyče při převrácení vozidla

$$M_{\text{hpt}} = F_{\text{hklad}} \cdot r_{\text{klad}} = 5000 \cdot 0,095 = 475 \text{ Nm} \quad (16)$$

Moment byl přidán do spodní části převodní tyče v úrovni dolní kladky. Dále byla přidána fixní podpora na konec zavěšení a v místech ložisek byl přidán revoluce joint body-ground, aby mohla převodní tyče rotovat kolem osy Z. Důležitým aspektem při výpočtu krutu počítačovou simulací je hustota sítě, která musí být velmi jemná a hustá, aby výpočet proběhl správně. V sestavě převodní tyče bylo při výpočtu 407 000 elementů sítě.



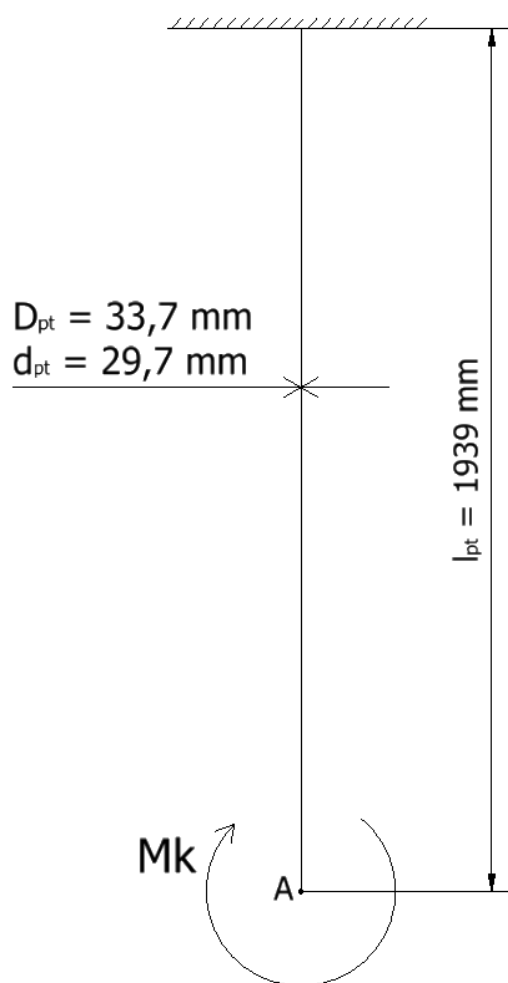
Obrázek 58 – Výsledný zkrut převodní tyče – při podtlakové vlně (vlevo), při převrácení vlaku (vpravo)

Tabulka 17 – Výsledky výpočtu zkrutu vodící tyče

Zkrut vodící tyče	Zatížení při tlakové vlně	Zatížení při převrácení vlaku
Působící moment	254 Nm	485 Nm
Maximální velikost zkrutu	4,1 mm	6,76 mm

16.5.2 Výpočet velikost zkroucení analytickou metodou

Výpočet zkrutu analyticky budu počítat podle statické úlohy na obrázku 59 pro stav při zatížení podtlakovou vlnou. Horní stranu převodní tyče budu uvažovat jako vetknutou a na dolní straně bude působit kroutící moment od kladky. Převodní tyč uvažuji jako prut o mezikruží $D_{pt} = 0,0337$ m $d_{pt} = 0,0297$ m a délce převodní tyče $l_{pt} = 1,939$ m.



Obrázek 59 – Statická úloha výpočtu zkrutu převodní tyče

Výpočet polárního momentu mezikruhového průřezu převodní tyče

$$I_{ppv} = \frac{\pi \cdot (D_{pt}^4 - d_{pt}^4)}{32} = \frac{\pi \cdot (0,0337^4 - 0,0297^4)}{32} = 5,2 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (17)$$

I_{ppv}	[m ⁴]	Polární moment průřezu převodní tyče
D_{pt}	[m]	Vnější průměr převodní tyče
d_{pt}	[m]	Vnitřní průměr převodní tyče

Výpočet průřezového modulu v krutu pro mezikruhový průřezu převodní tyče

$$W_{kpv} = \frac{\pi \cdot (D_{pt}^4 - d_{pt}^4)}{16 \cdot D_{pt}} = \frac{\pi \cdot (0,0337^4 - 0,0297^4)}{16 \cdot 0,0337} = 3,04 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 \quad (18)$$

W_{kpv} [m⁴] Průřezový modul v krutu pro převodní tyč

Výpočet úhlu zkroucení převodní tyče v místě dolní kladky

$$\varphi_{tv} = \frac{M_{tvpt} \cdot l_{pt}}{G_{ocel} \cdot I_{ppv}} = \frac{248,5 \cdot 1,939}{81 \cdot 10^9 \cdot 5,2 \cdot 10^{-8}} = 0,1184^\circ \quad (19)$$

l_{pt} [m] Délka převodní tyče
 M_{tvpt} [Nm] Působící moment na konci převodní tyče při zatížení podtlakové vlny
 G_{ocel} [MPa] Modul pružnosti ve smyku pro ocel S235
 φ_{tv} [°] Úhel zkroucení převodní tyče v místě dolní kladky

Výpočet velikosti zkroucení převodní tyče v místě dolní kladky

$$L_{tv} = \varphi_{tv} \cdot D_{pt} = 0,1184 \cdot 33,7 = 3,99 \text{ mm} \quad (20)$$

L_{tv} [mm] Velikost zkroucení převodní tyče v místě dolní kladky

Výpočet velikosti napětí v krutu

$$\tau_{ktv} = \frac{M_{tvpt}}{W_{kpv}} = \frac{248,5}{3,04 \cdot 10^{-6}} = 81,7 \text{ MPa} \quad (21)$$

τ_{ktv} [MPa] Velikost napětí v krutu převodní tyče v místě dolní kladky

Dovolené napětí v krutu pro ocel převodní tyče S235 je 130 MPa, což odpovídá bezpečnosti $k = 1,6$ a to není ve výpočtu zahrnuto tlakové napětí. Převodní tyč už byla v minulosti optimalizována na minimální možnou tloušťku kvůli snížení hmotnosti, proto je i bezpečnost tak nízká.

17 OVĚŘENÍ VÝSLEDKŮ REÁLNÝM TESTEM

K ověření výsledků pevnostní simulace byl proveden reálný pevnostní test dveřního systému, který ukázal opravdové deformace dveřního křídla a nejslabší místo, kde dojde k lomu. Dveřní křídlo je určeno ke zničení, tudíž zatížení bylo zvyšováno, dokud se dveře zcela nezničí.

Pro dveřní systém, kterým se zabývám, byla vytvořena maketa, což je rámová konstrukce nahrazující hrubou stavbu vlaku, ve které drží dveře. Maketa je vyrobena ze svařovaných ocelových jechlů a plechů s přesným umístění kotvicích bodů jako je tomu na rámu vlaku, aby dveře do makety zapadly a mohly se testovat. Na maketě (obrázek 60) se pak dveřní systém testuje na všechny požadavky klienta, jako například životnost, pevnost, těsnění apod.

Test probíhal tak, že se dveřní systém s maketou položil na zem a na aktivní plochu dveřního systému se zevnitř pokládaly zátěžové kostky s 25 kg až se dosáhlo stejného zatížení, jako nastane při potkání dvou vlaků nebo při stavu havárie. Zátěžné kostky mají rozměr 300 x 250 x 200 mm a jsou vyplněny železným odpadem jako jsou třísky z obrábění apod. Deformace se měřily na třech místech, kde dochází k největšímu prohnutí. Dále byly na dveřním křídle připevněny tenzometry na měření zatížení.

17.1 Test zatížení podtlakovou vlnou

První probíhal test zatížení při setkání dvou regionálních vlaků a tím vytvoření podtlakové vlny, které vytlačí 3000 Pa dveřní křídlo ven z vlaku. Tím, že nejsme schopni napodobit zatížení z vně vlaku, byly zátěžné kostky pokládány zevnitř dveří. Tento stav zatížení nastane, kdy dveře jsou ve vodorovné hladině, proto zde nepůsobí vlastní tíha. Pokud tedy dveře testujeme, kdy jsou položeny dolů, působí také gravitační síla dveří, kterou je potřeba odečíst od zatížení, kterou mají vytvořit zátěžné kostky. Celý dveřní systém váží 150 kg (gravitační síla 1470 N), což představuje odečet 6 zatěžujících kostek. Při tomto stavu nesmí dojít k plastickým deformacím. Pokládání kostek bude rozloženo na jednotlivé vrstvy.

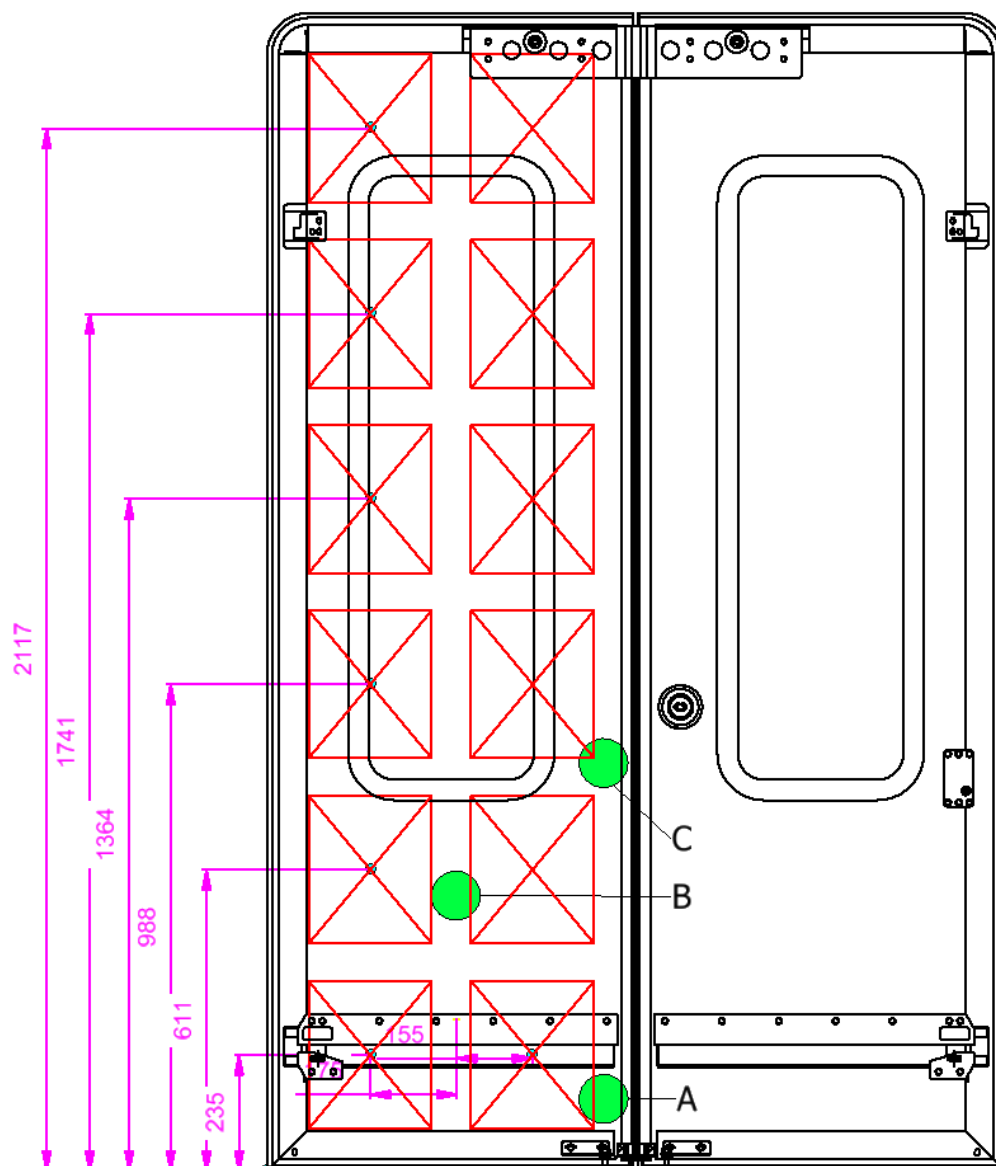


Obrázek 60 – Dveřní systém ukotvený v maketě

Při působení tlakového rázu na aktivní plochu $S_{atv} = 3,53\text{m}^2$ působí síla $F_{tv} = 10\,600\text{ N}$, což se rovná zhruba 1 080 kg při uvažování působení gravitační síly. Pokud od této hmotnosti odečteme hmotnost

dveřního systému 150 kg, dostáváme se na hodnotu 930 kg, což představuje zhruba 38 zátěžových kostek.

Při první vrstvě bylo položeno 24 kostek rovnoměrně po celém dvoukřídle (obrázek 61). Druhá vrstva se skládala z 12 kostek, které byly položeny do prostřední části křídla. Poslední třetí vrstva se skládala jen ze dvou kostek, které byly položeny na spodní část dveřního křídla, aby se vykompenzovalo horní zatížení otvírajícího mechanismu, který váží 50 kg. Důležité je kostky skládat jemně na sebe, aby nevznikaly rázy při pokládání. Na obrázku 61 je zobrazeno pokládání kostek v první vrstvě, v příloze diplomové práci je zobrazeno pokládání vrstev pro jednotlivé stavy zatížení.



Obrázek 61 – Rozložení zátěžových kostek první vrstvy napodobení stavu tlakového rázu

V zeleně označených bodech A, B, C byly měřeny deformace. Dveřní systém odolal zatížení při položení všech 38 kostek, dveře se tedy nezničily a nedošlo k žádné trvalé deformaci. V tabulce 18 jsou zobrazeny deformace v jednotlivých bodech při položení určitého počtu kostek.

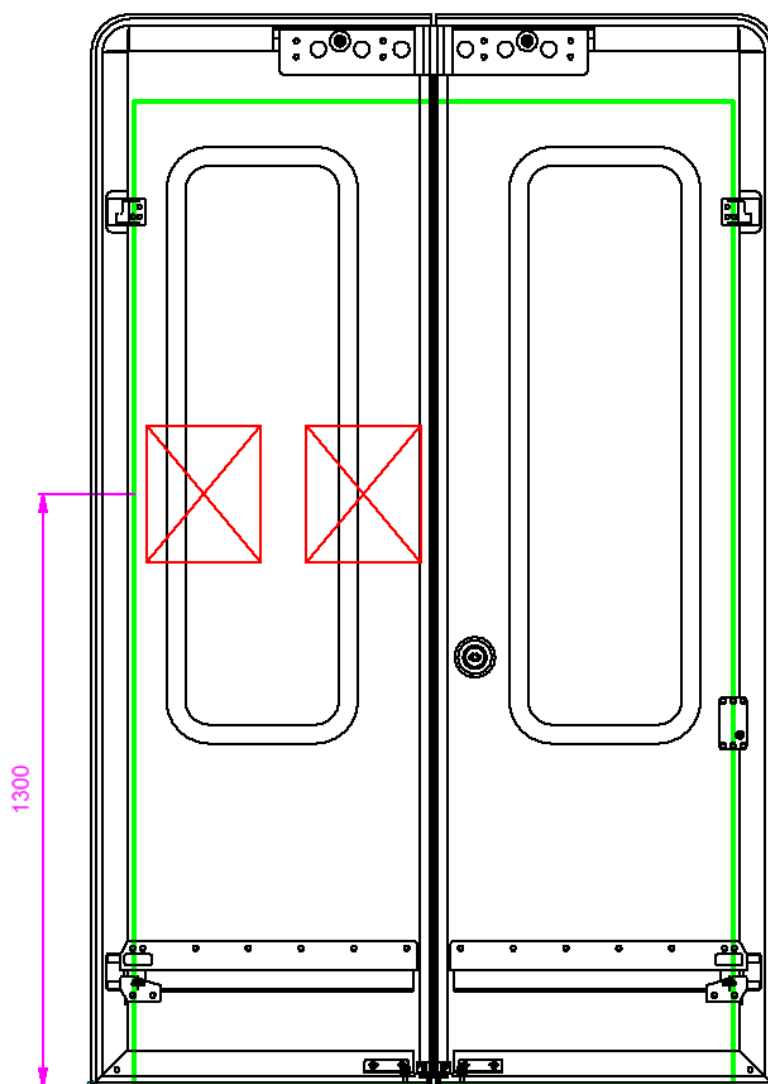
Tabulka 18 – Deformace při testování dveřního systému při tlakovém rázu.

Zatížení	Bod A [mm]	Bod B [mm]	Bod C [mm]
24 kostek = 600 kg	7	2,5	1,5
36 kostek = 900 kg	11	3	2,5
38 kostek = 950 kg	11,5	4,5	3

17.2 Test zatížení stanovený normou ČSN EN 14 752

Norma ČSN EN 14 752 stanovuje pevnostní test, který simuluje nápor cestujících ve vozidle. Tento test musí být proveden před uvedením dveřního systému do výroby. Tento stav je zanedbatelný při srovnání se zatížením talkovým rázem nebo při náporu napadaných cestujících při havárii, proto není tomuto testu kladen tak velký důraz, ale i přesto musí být otestován.

Zatížení je stanoveno na působení síly 1320 N na plochu dveřního křídla v místě, kde se lidé nejčastěji opírají, norma tuto plochu definuje vzdáleností 1 300 mm od podlahy vlaku. Sílu 1320 N představuje 6 zátěžných kostek. Kostky jsou pokládány ve 2 vrstvách. První vrstva tvoří 4 kostky, které jsou položeny do určené plochy, kterou stanovuje norma a druhá vrstva už je jen položení 2 kostek na první vrstvu.



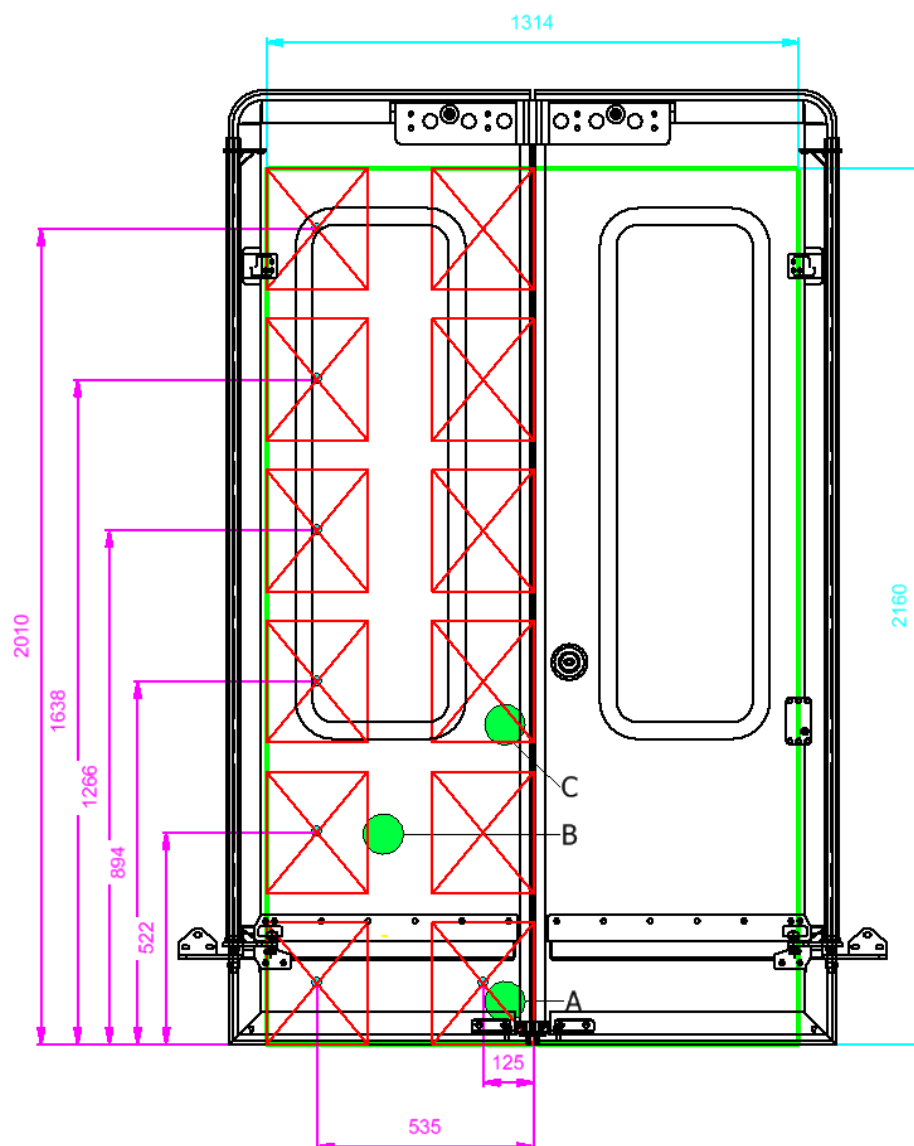
Obrázek 62 – Rozložení zátěžových kostek první vrstvy při testování náporu cestujících

Dveře tomuto zatížení odolaly bez jakéhokoliv problému a maximální naměřená deformace byla cca 0,5 mm. Deformace je tak malá, protože kostky byly skládány do střední části dveří, kde jsou dveře více tužší na rozdíl od prvního zátěžného stavu, kdy jsou kostky skládány také do dolní oblasti dveřního systému, kde jsou nejvíce náchylné na deformaci.

17.3 Test zatížení při stavu havárie

Tento stav je pro testování nejkritičtější, protože ukáže, zda dveře skutečně vydrží, jaké budou deformace a při jakém zatížení nastane lom. Při tomto stavu působí na dveře síla $F_{dv} = 17\,030\text{ N}$, což odpovídá cca 1 740 kg (tedy 70 zátěžových kostek). Tento stav nastává, kdy je vozidlo obráceno o 90 stupňů, tedy přesně tak jako při testování, proto bereme v potaz vlastní hmotnost dveřního systému. Při tomto stavu mohou nastat plastické deformace.

Pokládání zátěžových kostek je rozděleno do tří vrstev s tím, že první vrstva bude pokládána dvakrát. V první vrstvě bude položeno 48 zátěžových kostek jako je tomu na obrázku 63, dále v druhé vrstvě bude položeno 14 kostek na dveřní křídlo a v třetí vrstvě 8 kostek. V bodech A, B, C byly měřeny deformace.



Obrázek 63 – Rozložení zátěžových kostek první vrstvy při stavu havárie

V tabulce 19 lze pozorovat naměřené hodnoty deformací na dveřním křídle při zatížení po jednotlivých vrstvách. Největší deformace byla v místě A s hodnotou 18 mm.

Tabulka 19 – Deformace při testování dveřního systému při stavu havarie

Zatížení	Bod A [mm]	Bod B [mm]	Bod C [mm]
24 kostek = 600 kg	7	3	2
48 kostek = 1200 kg	12	7	5
62 kostek = 1550 kg	16	9	6
70 kostek = 1750 kg	18	10	7

Naměřené deformace zhruba odpovídají výsledkům pevnostní analýzy. Dveřní systém odolal bez plastických deformací zatížení při stavu havárie. Výsledky pevnostní simulace vycházejí správně a lze podle jich i navrhovat optimalizovaný rám.

Po zjištění, že dveřní systém opravdu odolá napětí, které vyšlo v FEM simulaci, byly dveře dále zatěžovány, aby bylo zjištěno, pod jakým zatížením se dveře poškodí (zničí). Lom nastal při položení 88. zátěžové kostky, což představuje 2200 kg a sílu 21 580 N a nastal v úzkém místě na dolní kladce jako vyšlo v pevnostní simulaci. Víme tedy, že dveřní systém se utrhne, pokud by na něj tlačila síla 21 580 N neboli 7 600 Pa na celou aktivní plochu dveřního křídla S_{adv} .

18 OPTIMALIZACE

Úkolem mé diplomové práce není jen dveřní systém pevnostně spočítat a ověřit, ale také na základě výpočtu navrhnout optimalizovanou verzi dveří. Jelikož na dodavatele dveřních systémů jsou obrovské nátlaky z hlediska hmotnosti, musí se dveře hmotnostně optimalizovat, jak to jen jde. Pokud dodavatel nesplní požadovanou hmotnost, hrozí obrovské pokuty anebo ztráta zakázky. Tento problém nastává hlavně u regionálních vlaků, kdy se vlak velmi často zastavuje a rozjíždí. I přesto, že jsme dnes schopni relativně dobře rekurovat setrvačnost vlaku při zastavení na elektřinu, která se zpětně posílá do troleje, pořád platí, že každé odlehčení vlaku znamená větší efektivitu a rychlejší rozjezd. Je pravda, že jsou dnes dodavatelé dveřních systémů vlaku nuceni tak moc snižovat hmotnost, že dveřní systém je s pevností přesně na hraně, aby prošel normou, tedy ideálně koeficient bezpečnosti $k = 1$. Pokuty za nedodržení hmotnosti jsou v řádech milionů, což pro menší firmy může znamenat potencionální konec. Z tohoto důvodu jsem opravdu nucen jít s hmotností rámu na maximální minimum, které bylo domluveno na cca 80 % hmotnosti dosavadního rámu dveřního křídla.

Sestava převodní tyče, lopata, boční naváděč a mechanismus otvírání dveřního křídla už bylo v minulosti optimalizováno na minimum. Tloušťka převodní tyče byla postupně ztenčována až dosáhla minima. Mojí úlohou bude optimalizovat rám dveřního křídla na 80 % hmotnosti a nejlíp, aby největší napětí odpovídaly zhruba mezi kluzu.

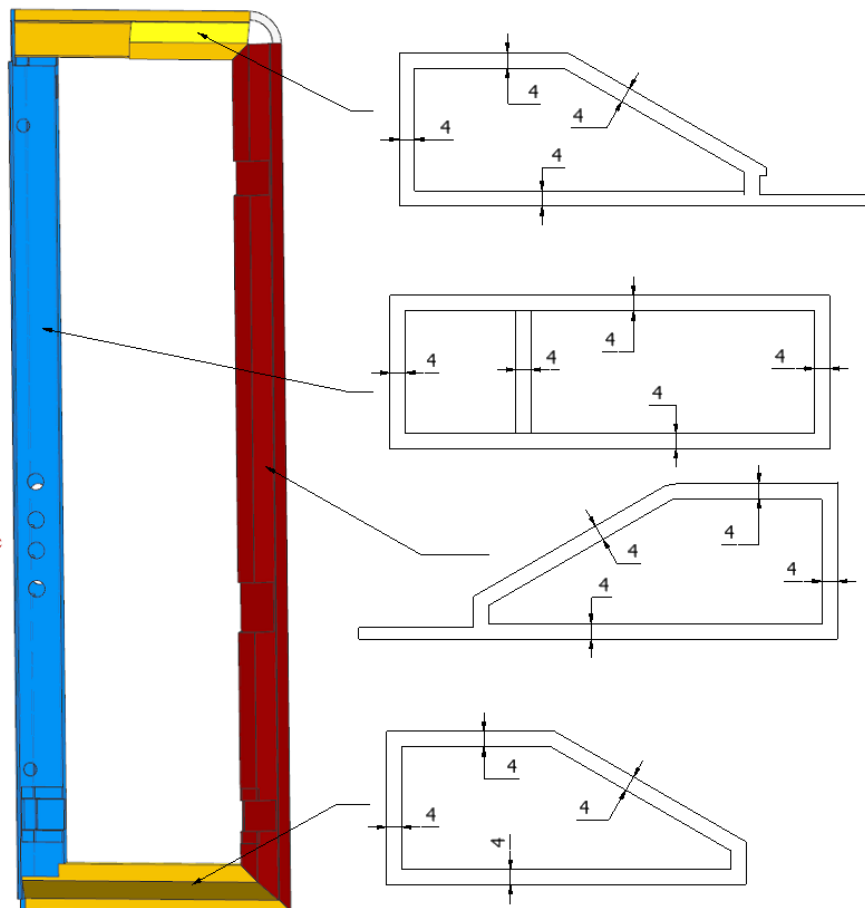
Optimalizovat rám dveřního křídla budu snižováním tlouštěk stěn na základě výsledků ze simulace. Na obrázku 64 lze pozorovat tloušťky stěn neoptimalizovaného rámu dveřního křídla.

Rám dveřního křídla by se nejlíp optimalizoval, kdybych 3D solid převedl na 2D shell elementy a každému elementu přiřadil tloušťku. Tato metoda by byla mnohem rychlejší na iteraci, za to ale méně přesná. Rám by se dobře optimalizoval, protože bych nemusel tloušťku přemodelovat v CAD programu, ale měnil bych pouze parametr. Profily by byly převedeny v DesignModeleru na 2D shell prvky s pozicí

elementu na vnější straně (bottom) a pečlivě propojeny. Dále by musely být výsledky zkontrolovány s výsledky s 3D solid prvky. Po dohodě s klientem jsem upřednostnil raději variantu, že optimalizace proběhne s 3D solid prvky rámu a tloušťku budu měnit v CAD programu, abych byl s výsledky co nejpřesnější.

Jednotlivé optimalizace budu iterovat podle zátěžného stavu, který nastává při havárii, tedy vlak se převrátí a na plochu dveřního křídla napadají lidi.

Navrhnuté profily musí být v soulasu s všeobecnými předpisy pro konstruování hliníkových profilů. Při navrhování tloušťek profilů jsem využil zásady navrhování hliníkových protlačovaných profilů podle [14].



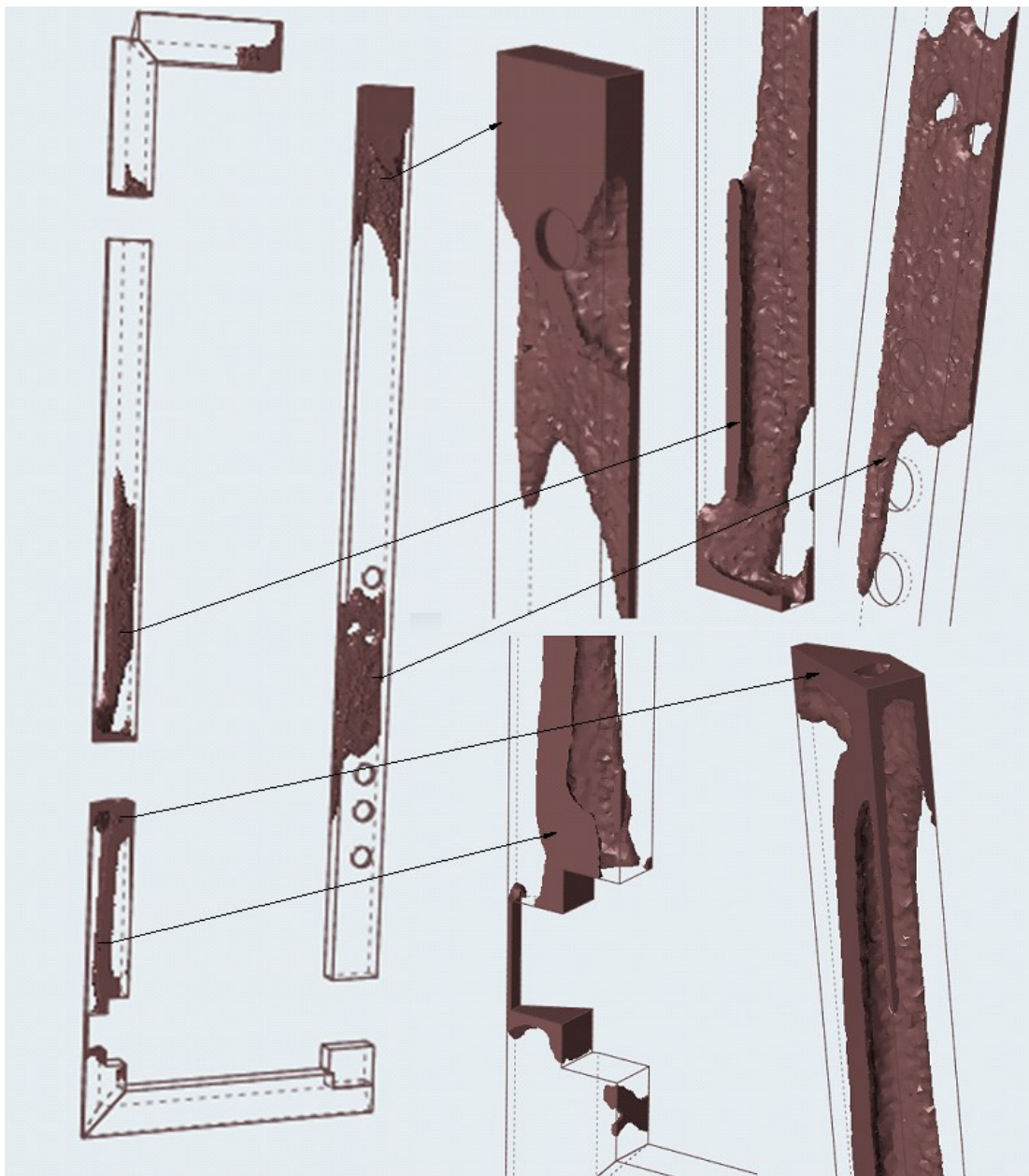
Obrázek 64 – Tloušťky profilů neoptimalizovaného rámu dveřního křídla

18.1 Topologická optimalizace

Jako první jsem chtěl provést topologickou optimalizaci (dále jen TO), která mi ukáže místa, kde je potřeba hmotu odebrat a kde naopak přidat. Základem je definovat si takzvaný design space (dále jen DS), což je prostor, ve kterém může dojít k optimalizaci. Pro moji optimalizaci rámu dveřního křídla jsem provedl dvě topologické analýzy. První TO byla vytvořena se záměrem zjistit, kde všude ve vnitřku rámu by mohlo být žebro, které by rám dobře vyztužilo (DS obsahuje plný objem dveřního rámu). Druhá TO byla provedena ke zjištění konkrétního odběru hmoty z dveřního rámu, aby se dosáhlo 80% hmotnosti. Obě dvě TO proběhly v softwaru SolidThinking Inspire. TO byla provedena pouze pro zjištění kritických míst, neboť výsledný model, který TO vyhodnotí není možné vyrobit pomocí technologie protahovaných hliníkových profilů.

18.1.1 První topologická optimalizace

V CAD programu jsem si vytvořil duplikát dveřního rámu, abych vytvořil DS a zároveň, abych mohl mít obal dveřního rámu. Abych mohl TO simulovat, je zapotřebí mít i objemy, které se nebudou optimalizovat, tudíž musím mít tenkou obálku dveřního rámu. Vytvořené duplikáty jsem tedy modifikoval, aby obálka měla ze všech stran 1 mm pro všechny díly (horní rameno, spodní rameno, stojina, sloupek) a DS zcela vyplnil vnitřní objem profilů dveřního rámu. Poté už byl model importován do Inspiru a byly nadefinovány kontakty, materiály, vazby a síly stejně jako tomu bylo u pevnostní analýzy v Ansysu (kapitola 15 – okrajové podmínky). Je nutné definovat, které části jsou DS, a které části budou zachovány bez optimalizace. Následně jsem definoval parametry pro definování topologické optimalizace. Úběr hmoty byl stanoven na 70 % z DS, cíl TO maximalizovat tuhost a minimální vzdálenost prvku byla zvolena na 5 mm s ohledem na délku výpočetního času. Celková simulace probíhala 21 hodin.

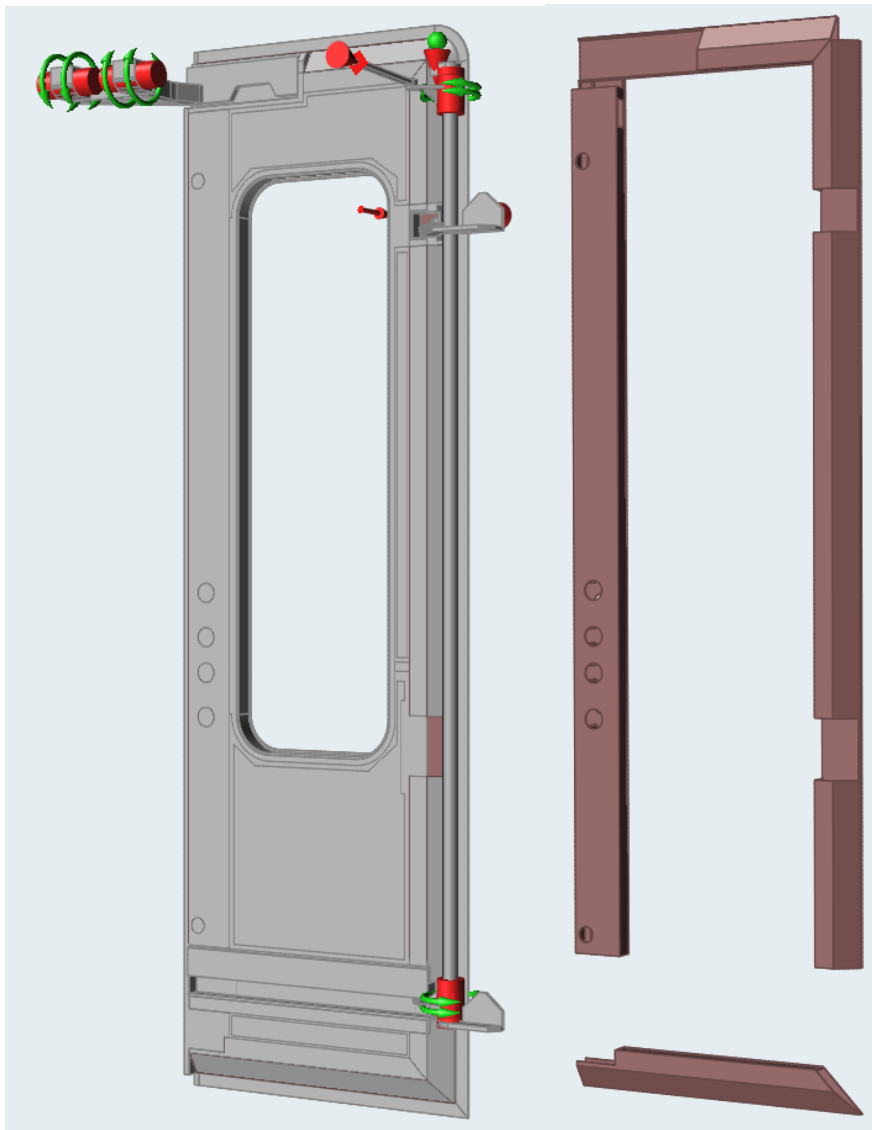


Obrázek 65 – Výsledky první topologické optimalizace (pohled z vnější strany)

Z výsledků lze pozorovat, že výztuž by byla vhodná v místech, kde jsou v profilu vyříznuty drážky. Lze také vidět, že žebro uprostřed stojiny by zvýšilo tuhost. Bohužel klient potvrdil, že žebro ve stojině by přineslo další práci při výrobě, která už by se ekonomicky nevyplatila, proto je potřeba navrhnout stojinu bez vnitřního žebra. Další kritické místo, kde bude potřeba více hmoty je v oblasti úchytu lopaty. Poslední lokální místo, kde TO vyhodnotila potřebný materiál je v místech děr tlačítek na sloupku. Výsledky první TO opravdu odpovídají realitě a ukazují nejkritičtější místa, kde by měl být materiál odebrán s ohledem na bezpečnost.

18.1.2 Druhá topologická optimalizace

Druhá topologická optimalizace je zaměřená na odhalení úběru tloušťek stěn rámu dveřního křídla. V CAD programu byl vytvořen duplikát stojiny, sloupku, horního a dolního ramene. První složka rámu slouží jako obalová a byla upravena na tloušťku 1 mm od vnější strany. Jedná se o části, které nebudou optimalizovány. Dále byl vytvořen DS, který obsahoval zbytek výplně rámu, tedy tloušťku 3 mm každého profilu. Spojením DS a obalu by vznikl neoptimalizovaný rám dveřního křídla. Model byl importován do Inspiru a byly nadefinovány okrajové podmínky a kontakty. Simulace TO byla nastavena na úběr 20 % hmoty z DS.



Obrázek 66 – Nastavení druhé topologické optimalizace v Inspire (vlevo), Design space (vpravo)

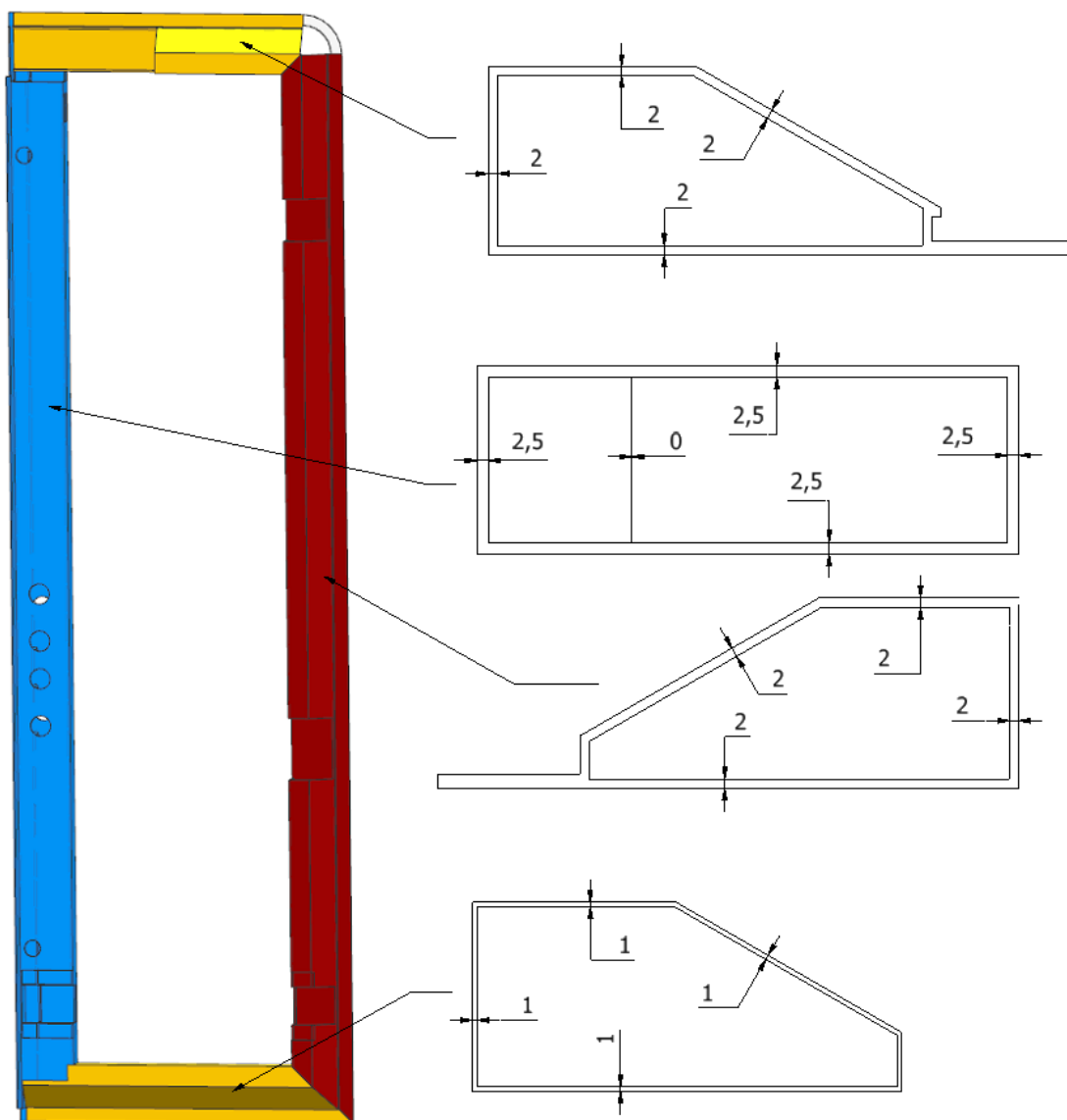
Výsledky ukazují, kde lze ubírat tloušťku profilů za cílem snížení hmotnosti při nejmenším snížení tuhosti. Z obrázku 67 lze vidět, že na spodním rameni můžeme odebrat hmotu co nejvíce. Dále lze odebrat tloušťku na stojině (obzvláště na spodní ploše) a horním rameni. Na sloupku musí být největší tloušťky profilů a nejvíce hmoty.



Obrázek 67 – Výsledky druhé topologické optimalizace

18.2 První optimalizace

Rozhodl jsem se, že pro první optimalizaci uberu cca 40 % hmotnosti rámu a postupně budu přidávat materiál tam, kde budou největší napětí. Tloušťky jednotlivých profilů po první optimalizaci lze pozorovat na obrázku 68. Dolní rameno, na které nepůsobí nijak velké síly jsem ztenčil na jeden milimetr, což je nejmenší možná tloušťka pro protlačované hliníkové profily AW 6060. Horní rameno, kde působí síly od závěsné lopaty byly ztenčeny na 2 mm. Sloupek (modrá část) jsem optimalizoval na tloušťku 2,5 mm, protože na tuto část působí největší napětí a je nejvíce ohýbána. Stojina (červená část) je ztenčena na 2 mm, největší napětí je ve střední drážce pro mechanický zámek a v spodní drážce, kde dojde navařit kolejnice.



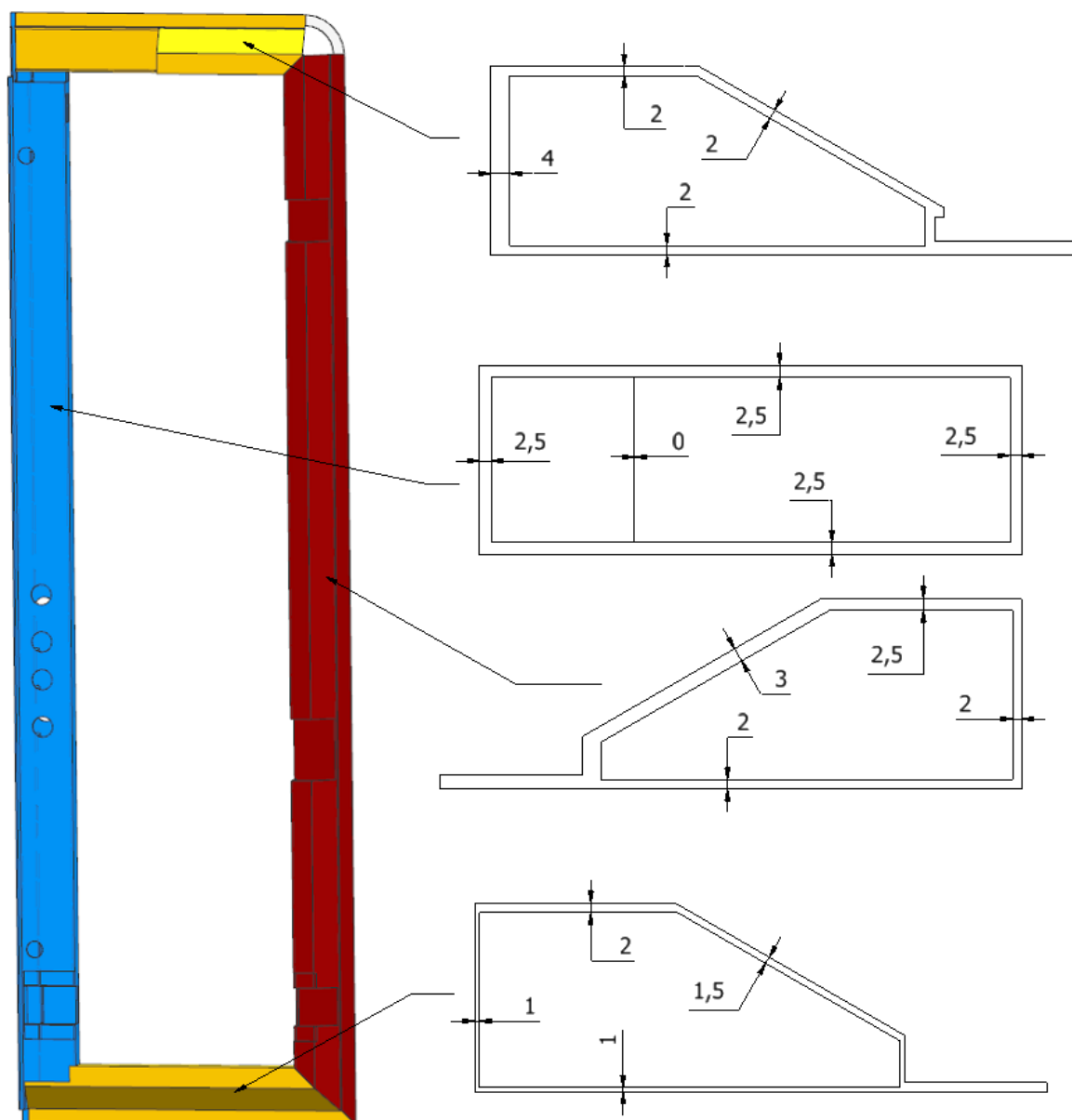
Obrázek 68 – Tloušťky profilů po první optimalizaci rámu dveřního křídla

Tabulka 20 – souhrn hmotností první optimalizace

Součást	Hmotnost [kg]	Původní hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
Horní rameno	0,73	1,27	57,5
Stojina	3,12	5,53	56,4
Sloupek	4,70	7,35	64,0
Spodní rameno	0,55	1,60	34,4
Součet	9,1	15,75	57,8

Maximální deformace prvního optimalizovaného rámu dosahují 17,5 mm při havarijním stavu, což je rozdíl 2,3 mm od neoptimalizovaného rámu. V místě drážek na stojině jsou překročeny hodnoty napětí nad mezí kluzu, je tedy zapotřebí vyztužit stojinu. Dále v místě lopaty je překročena mez pevnosti, proto bude vyztuženo i horní rameno. Spodní rameno je mírně vyztuženo kvůli snížení deformaci dveřního křídla a také s ohledem na možnost montáže středního naváděče.

18.3 Druhá optimalizace



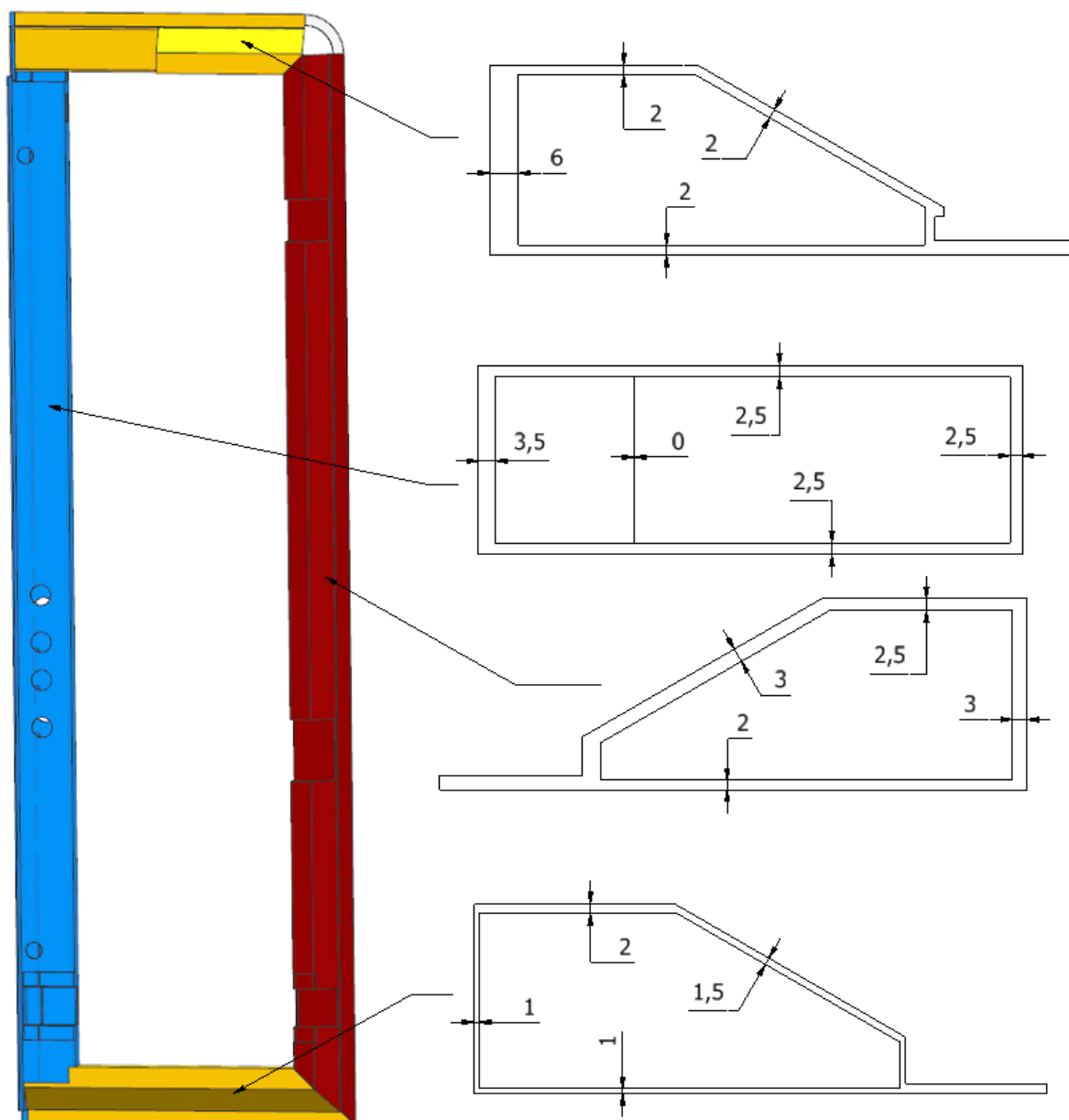
Obrázek 69 – Tloušťky profilů po druhé optimalizaci rámu dveřního křídla

Tabulka 21 – souhrn hmotností druhé optimalizace

Součást	Hmotnost [kg]	Původní hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
Horní rameno	0,79	1,27	62,2
Stojina	3,60	5,53	65,0
Sloupek	4,70	7,35	64,0
Spodní rameno	0,66	1,60	41,3
Součet	9,75	15,75	61,9

Pevnostní analýzou druhé iterace optimalizace bylo zjištěno překročení meze kluzu v místě závěsné lopaty, proto bude v třetí iteraci zpevněno horní rameno a taktéž jedna strana na sloupku, která drží lopatu. Dále je překročena mez pevnosti v drážce na stojině, proto je její boční stěna zpevněna.

18.4 Třetí optimalizace



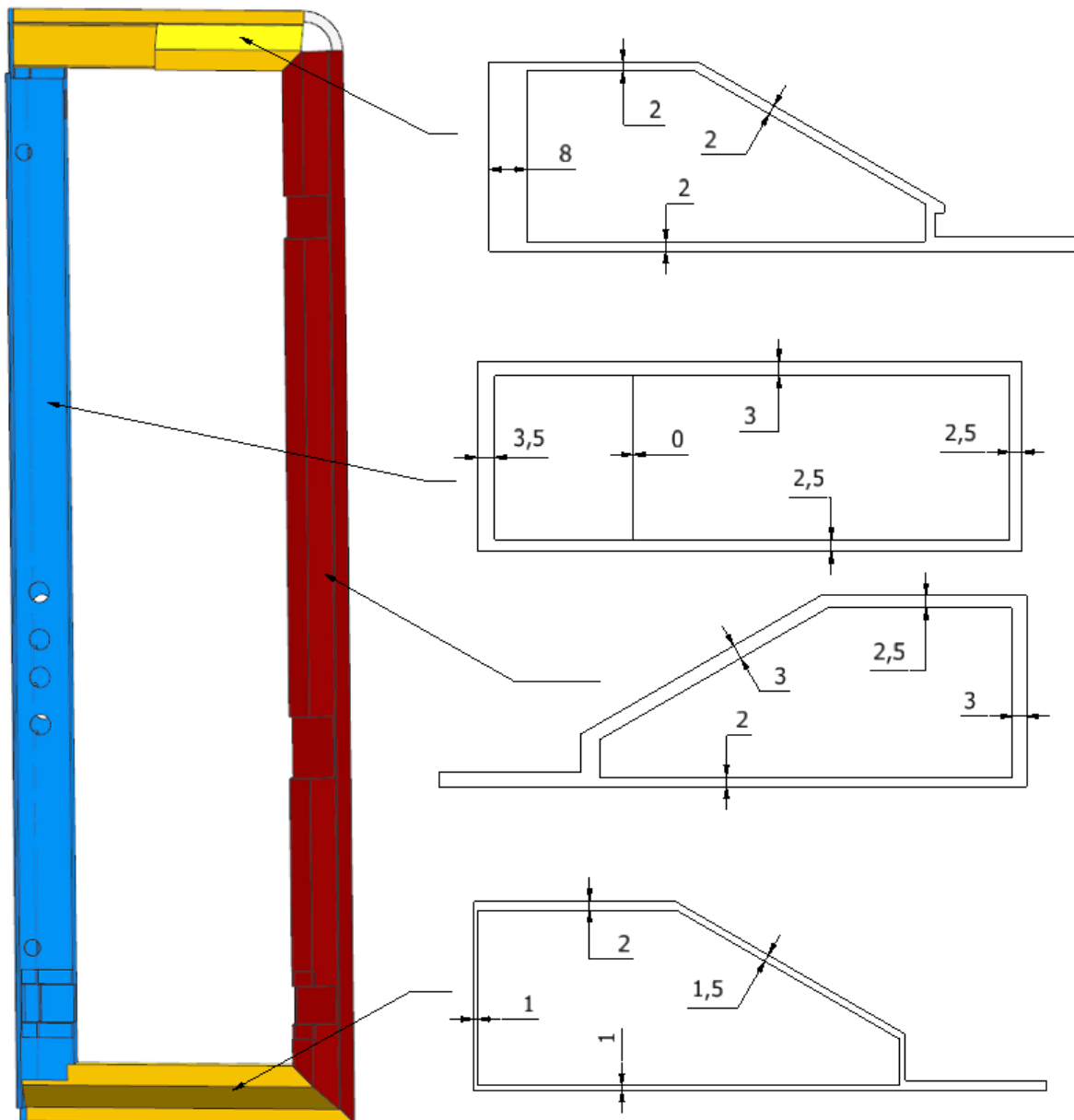
Obrázek 70 – Tloušťky profilů po třetí optimalizaci rámu dveřního křídla

Tabulka 22 – souhrn hmotností třetí optimalizace

Součást	Hmotnost [kg]	Původní hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
Horní rameno	0,80	1,27	63,0
Stojina	3,77	5,53	68,2
Sloupek	4,85	7,35	66,0
Spodní rameno	0,66	1,60	41,3
Součet	10,08	15,75	64,0

Výsledky ukázaly, že v místě lopaty je stále moc velké napětí, které převyšuje mez kluzu, proto bude horní rameno ještě více zpevněno. Dále je zpevněn sloupek, na který působí velké napětí po celé ploše a je hodně namáhán na ohyb.

18.5 Čtvrtá optimalizace

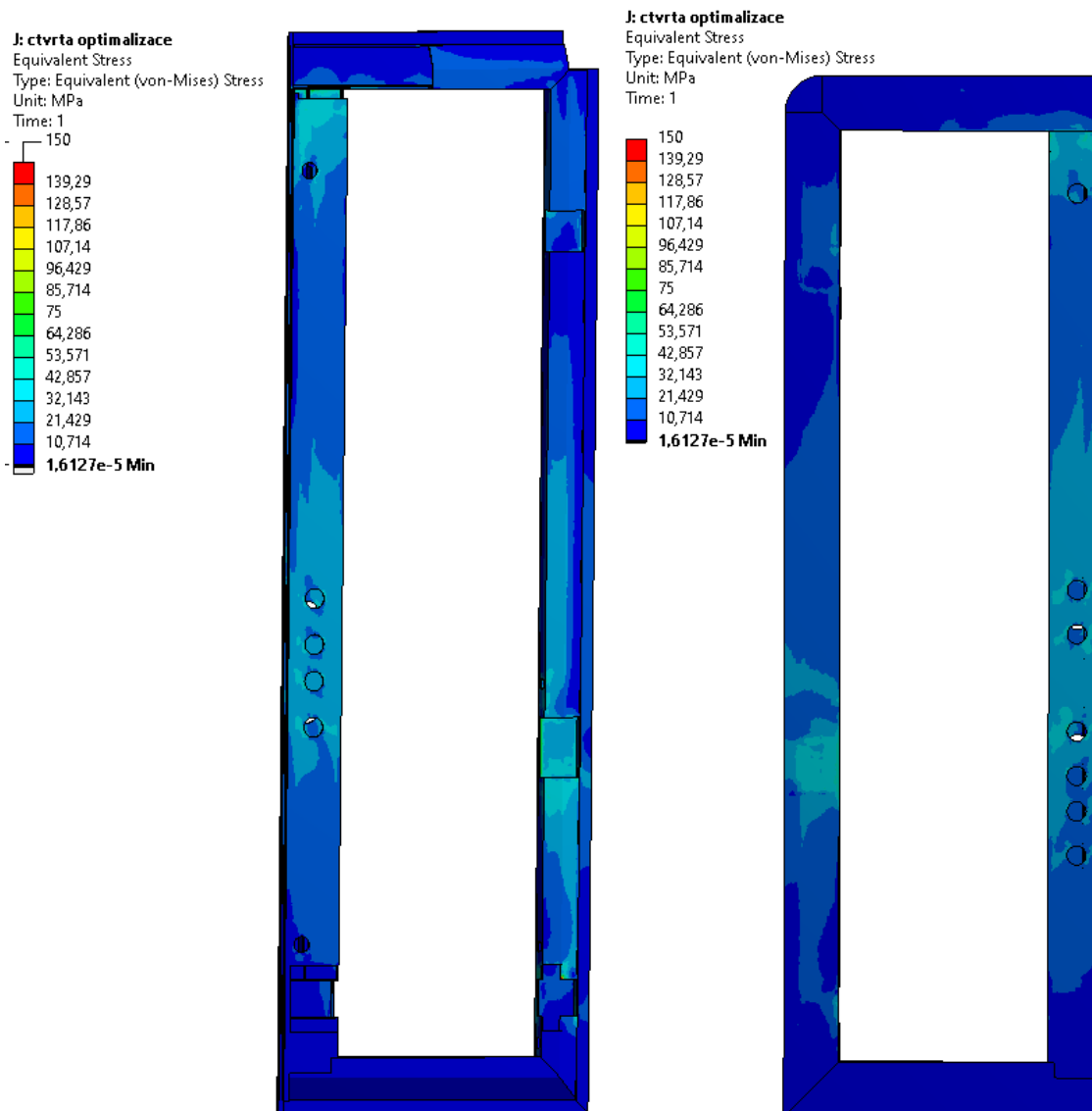


Obrázek 71 – Tloušťky profilů po čtvrté optimalizaci rámu dveřního křídla

Tabulka 23 – souhrn hmotností čtvrté optimalizace

Součást	Hmotnost [kg]	Původní hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
Horní rameno	0,80	1,27	63,0
Stojina	3,77	5,53	68,2
Sloupek	5,13	7,35	70,0
Spodní rameno	0,66	1,60	41,3
Součet [kg]	10,36	15,75	65,8

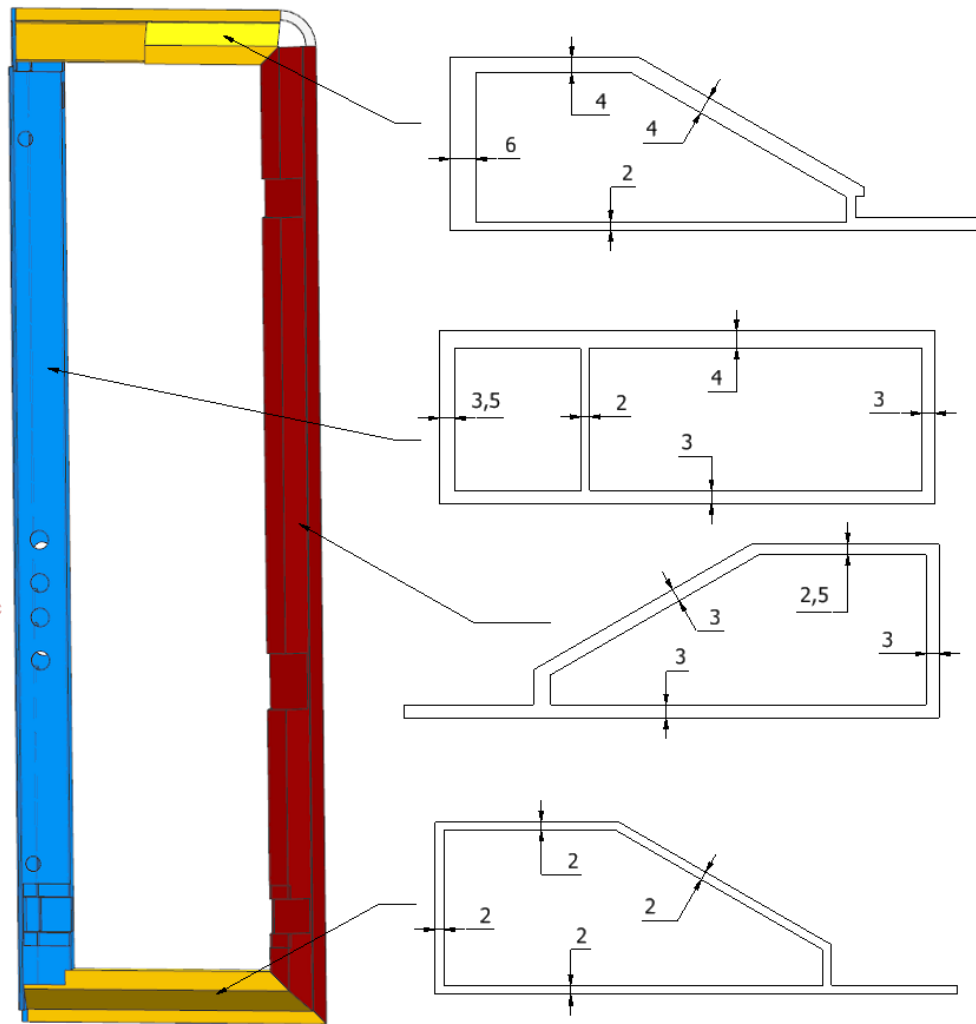
Výsledky pevnostní simulace čtvrté optimalizace ukázaly, že na rámu už není žádné napětí, které by převyšovalo mez kluzu. Nejvyšší napětí je v místě uchycení lopaty 130 MPa, v místě drážky pro kolejnici (bod I) 125 MPa a v místě drážky pro mechanický zámek (bod H) 130 MPa.



Obrázek 72 – výsledky pevnostní simulace čtvrté iterace optimalizace

18.6 Pátá optimalizace

Pátá iterace optimalizace bude zpevněna tak, aby se docílilo úspory hmotnosti 20 %. Zjistil jsem, že větší napětí, které byly v místě uchycení lopaty byly způsobeny malého opření zavěšení lopaty o rám. Horní rameno je tedy zpevněno tam, kde bylo úzké opření. Vyztužení této části zabere velmi málo hmoty a hodně pomůže zmenšit napětí. Dále byl hodně zpevněn sloupek, aby se eliminovalo napětí na celé ploše sloupku. Stojina byla zpevněna z vnější strany, aby se zmenšilo napětí, které tlačí mechanický zámek na stojinu. Spodní rameno bylo vyztuženo na stejnou tloušťku 2 mm, aby se eliminovaly deformace rámu.



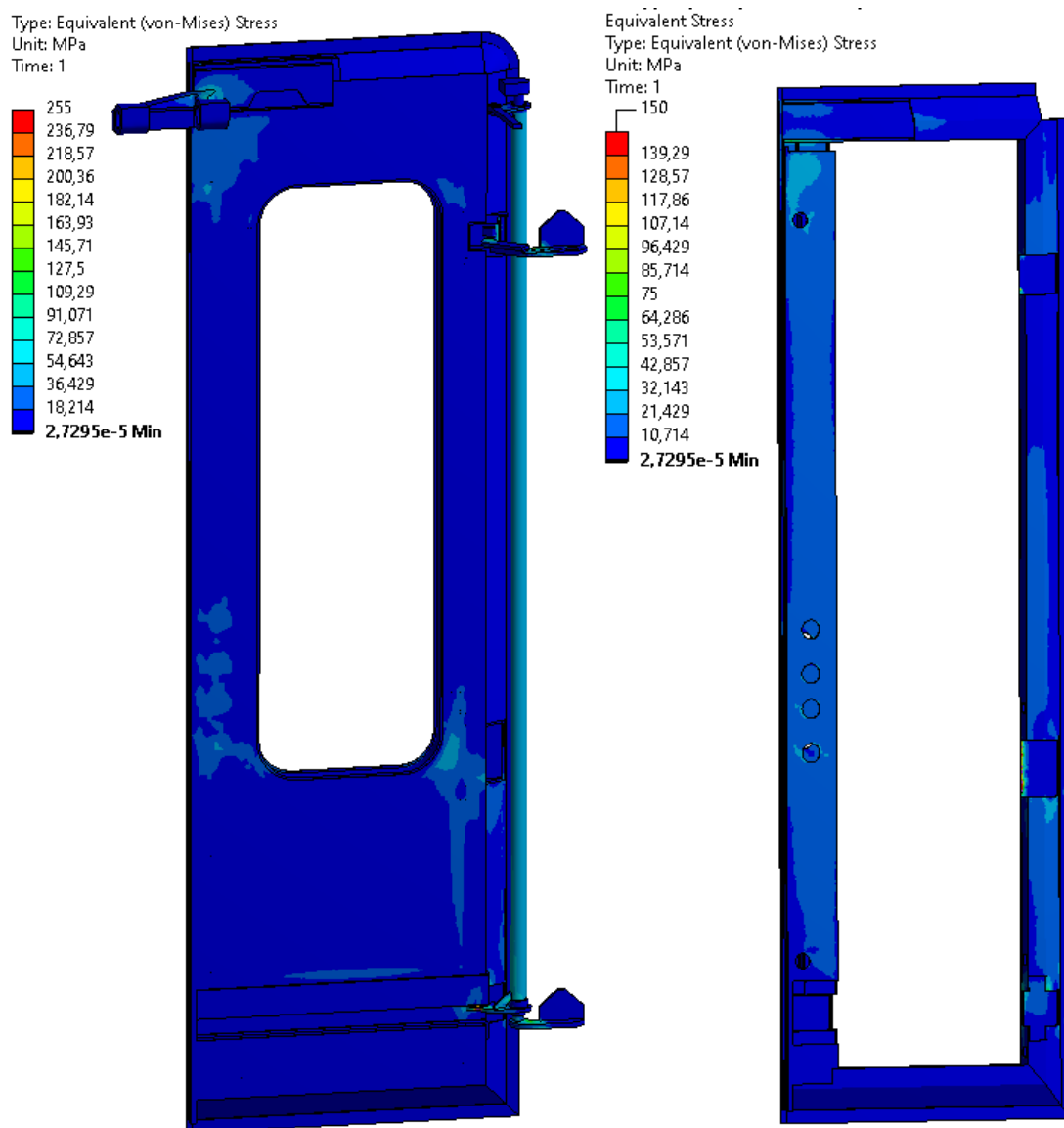
Obrázek 73 – Tloušťky profilů po páté optimalizaci rámu dveřního křídla

Tabulka 24 – souhrn hmotností páté optimalizace

Součást	Hmotnost [kg]	Původní hmotnost [kg]	Odlehčení [%]
Horní rameno	0,88	1,27	69,3
Stojina	4,29	5,53	77,6
Sloupek	6,30	7,35	85,7
Spodní rameno	0,87	1,60	54,4
Součet	12,34	15,75	78,4

18.6.1 Výsledky pevnostní simulace páté optimalizace při zatížení podtlakovou vlnou

Při zátěžném stavu potkání 2 regionálních vlaků, tedy 3000 Pa na vnější plochu potahového plechu, dosahují největší deformace 14,2 mm. Maximální zatížení na dolní kladce převodní tyče (bod D) se pohybuje okolo 255 MPa s bezpečností $k = 1,4$. Největší napětí na rámu je v místě drážky na mechanický zámek (bod H) a to 80 MPa s bezpečností $k = 1,9$. Obě tyto napětí jsou menší jak mez kluzu jejich materiálu a lze říci, že vlak tento zátěžný stav zvládne bez trvalých deformací.



Obrázek 74 – Výsledky pevnostní simulace páté iterace optimalizace při zatížení podtlakovou vlnou

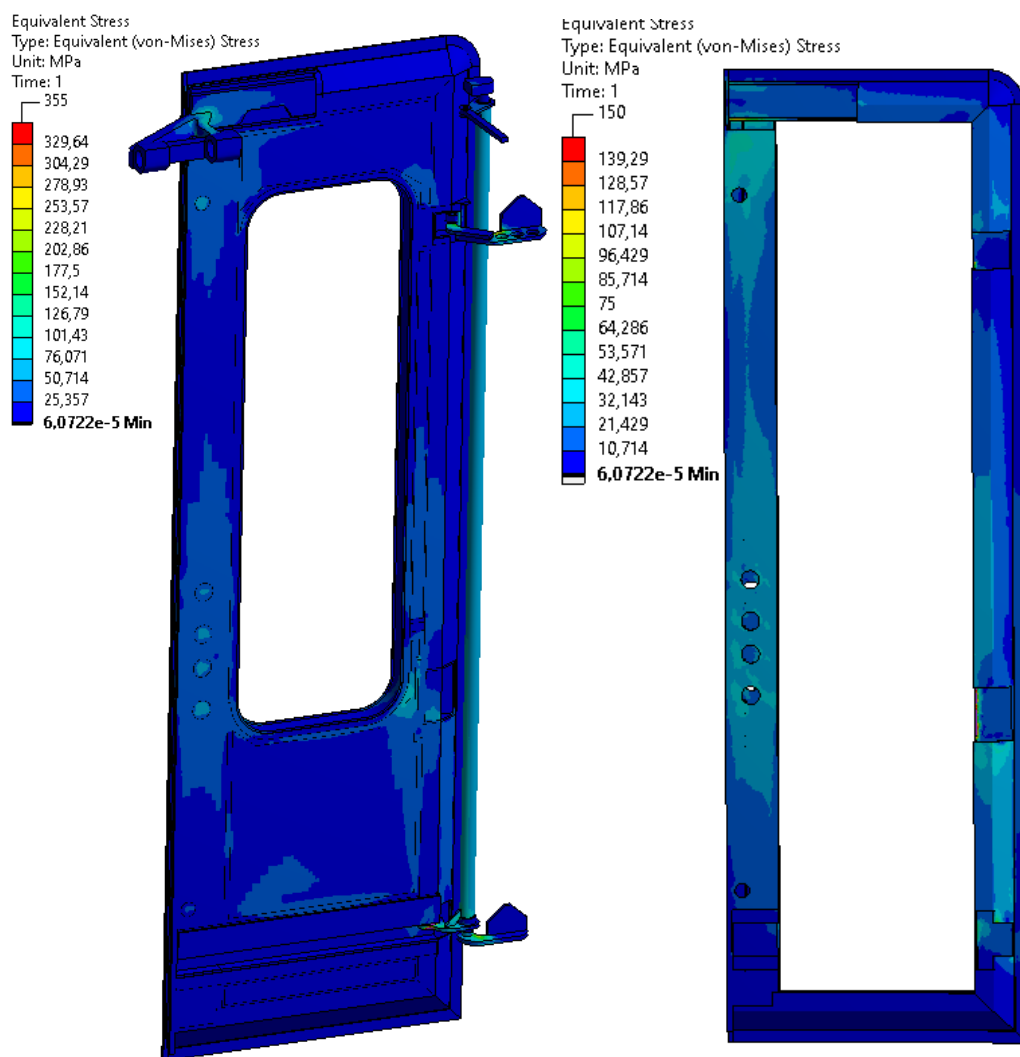
Tabulka 25 – Přehled maximálních napětí na kritických místech při zatížení podtlakovou vlnou

Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]	Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]
A	136	G	45
B	140	H	80
C	130	I	70
D	255	J	30
E	60	K	50
F	30	L	50

18.6.2 Výsledky pevnostní simulace páté optimalizace při stavu havárie

Při stavu havárie výsledky ukázali, že maximální posunutí se pohybuje okolo 18 mm, tedy o 3 mm více jako před optimalizací. Výsledky pevnostní analýzy páté optimalizace jsou velmi klíčové, neboť podle nich bude rozhodnuto, zda optimalizace vydrží pevnostní požadavky klienta.

Jak už bylo řečeno, při tomto stavu zatížení může dojít k plasticitě, ale nesmí žádná část prasknout nebo utrhnout, aby lidé nepropadli přes dvevní křídlo. Největší napětí, které nastává na dolní kladce převodní tyče dosahuje 355 MPa, tedy hodnoty mezi kluzu. Na rámu dvevního křídla je největší napětí 120 MPa v místě drážky na mechanický zámek a 115 MPa v místě připevnění kolejnice. Rám je tedy optimalizován na bezpečnost $k = 1,3$.



Obrázek 75 – Výsledky pevnostní simulace páte iterace optimalizace při stavu zatížení havárie

Tabulka 26 – Přehled maximálních napětí na kritických místech při stavu havárie

Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]	Místo zatížení	Maximální napětí [MPa]
A	240	G	55
B	170	H	120
C	170	I	115
D	355	J	45
E	90	K	55
F	45	L	61

18.6.3 Porovnání optimalizovaného s neoptimalizovaným rámem dveřního křídla

Bylo docíleno 22% odlehčení na rámu dveřního křídla. Optimalizace byla provedena změnou tloušťky jednotlivých částí dveřního rámu podle výsledků pevnostní analýzy. V tabulce 27 je znázorněno porovnání optimalizovaného a neoptimalizovaného rámu dveřního křídla.

Tabulka 27 – porovnání optimalizovaného a neoptimalizovaného rámu dveřního křídla

Zátěžný stav	Hodnotící faktor	Optimalizovaný rám	Neoptimalizovaný rám
Podtlaková vlna	Maximální deformace	14,2	10
	Maximální napětí na dveřním systému	255	240
	Maximální napětí na rámu dveřního křídla	80	55
	Nejmenší bezpečnost	1,4	1,5
	Nejmenší bezpečnost na rámu	1,9	2,7
havárie	Maximální deformace	18	15,3
	Maximální napětí na dveřním systému	355	330
	Maximální napětí na rámu dveřního křídla	120	98
	Nejmenší bezpečnost	1	1,1
	Nejmenší bezpečnost na rámu	1,3	1,5
	Hmotnost	12,3	15,8

Docílil jsem tak přesného požadavku klienta, neboť bezpečnost dveřního systému je při havarijním stavu opravdu na $k = 1$ a bylo ubráno zhruba 20 % hmotnosti, tak jak si klient přál. S úběrem hmotnosti také souvisí větší deformace, které jsou v řádech milimetrů. Pro dveřní systémy je těsnost hodně důležitá vlastnost, tudíž je odchlípnutí dosti nežádoucí, bohužel tomuto vlivu se nedá vyhnout a při potkání dvou vlaků k tomu u dvoukřídlých dveřních systémů dojde pokaždé.

19 ZÁVĚR

Úkolem mé diplomové práce bylo provést pevnostní simulaci dveřního systému a odhalit tak potenciální místa, kde může dojít k lomu. Následně navrhnout optimalizovaný rám dveřního křídla, který bude lehčí než ten původní a stále bude odolávat zatížení při potkání dvou regionálních vlaků, což způsobí nejprve tlakovou a poté podtlakovou vlnu a stavu havárie, kdy se vozidlo převrátí na stranu a na aktivní plochu dveřního křídla napadají lidi a věci. Dveřní systém bylo také za úkol reálně otestovat, zda opravdu pevnostně odolá zátěžným stavům a mé výsledky FEM analýzy jsou správné.

V první část diplomové práci se zabývám rešerší, kde popisuji regionální dopravu, protože dveřní systém, který jsem optimalizoval je nasazen do regionálního vlaku v Polsku. Klíčovou informací pro moje zadání je použití dvoukřídlých dveřních systémů pro regionální dopravu kvůli rychlé výměně cestujících. Pro rychlovlaky se používají jednokřídlé dveřní systémy, protože není kladen tak velký důraz na rychlou výměnu pasažérů. Jednokřídlé dveřní systémy při zavření zajedou do drážky a jsou podepřeny ze všech stran, tedy pevnostně vydrží mnohem více než dveře dvoukřídlé, které nemají uprostřed křídla žádnou podporu. Pro regionální vlaky také platí, že dveře se mnohonásobně více otevírají, protože vlak zastavuje v každém městě nebo vesnici, proto dveřní systém absolvuje za svou životnost okolo dvou až tří milionů otevření/zavření, které se musí ještě před uvedením dveřního systému do výroby otestovat.

V druhé části rešerše se věnuji rozdělení dveřních systémů. Ve vlaku jsou tři typy dveří a to vstupní, mezivozové a interiérové. V méj diplomové práci se věnuji vstupním dveřím. Dále jsou popsány způsoby pohybu otevření dveří, které platí nejen pro vlaky, ale také autobusy či tramvaje. Dnes se zpravidla pro vlaky používají jen ty předsuvné, které se skládají z převodní tyče, která vyklopí dveře vpřed a pak se přes mechanismus rozjedou do stran.

Popsány jsou také způsoby ovládní, přičemž dnes převažuje automatické otvírání, tedy na dveřích je tlačítko, které když se zmáčkne, dveře se automaticky otevrou, popřípadě může řidič centrálně otevírat všechny dveře, což se dělo například za korona krize na každé zastávce, aby se snížil přenos viru při mačkání tlačítka na dveřích. Mechanismus otvírání dveří se dnes ve vlacích používá jen elektrický, protože nepotřebujeme žádné další pneumatické prvky a elektřinu si vezmeme přímo ze sítě.

Pro sestavení dveřního systému platí velká spousta norem, přičemž ta nejdůležitější ČSN EN 14 752 stanovuje požadavky jako pevnostní zkoušky, aerodynamické podmínky, vibrace, polohy tlačítek, zvukovou izolaci, tepelnou izolaci a další. Společnosti, které staví vlaky pak stanovují dodavatelům požadavky na základě těchto norem.

Volný prostor dveřního křídla je vyplněn voštinou, která hraje dost důležitou roli při přenosu zatížení, proto jsem se rozhodl věnovat teoretické tématice voštiny v rešeršní části. Voština disponuje perfektním poměrem hmotnosti k pevnosti a tuhosti. Pro můj výpočet dveřního systému není důležitý výpočet voštiny z hlediska pevnosti, ale musí ve výpočtu být zahrnuta, jinak by se při zatížení vnější a vnitřní plech výrazně deformoval. Voština je nejvíce namáhaná na ohyb, což vyvolá tlakové a tahové napětí v jádru voštiny na vnějších stranách voštiny a uvnitř je voština namáhaná na smyk. Proto se pro vyšetřování pevnosti voštiny sleduje hodnota pevnosti ve smyku, která je dána dvěma směry, protože voština se nechová izotropně.

V praktické části se jako první věnuji postupu simulace a jaký bude průběh vyšetřování dveřního systému. Dále je specifikováno zadání klienta, který ví, že dveřní systém vydrží zátěžné stavy, ale neví

přesná napětí na kritických místech. Jelikož firma, pro kterou diplomovou práci dělám, se v branži dveřních systému pohybuje velmi dlouho, vědí, kde zhruba očekávat největší napětí, kde bude působit krut a kde zase ohyb. To, co neznají jsou konkrétní hodnoty napětí na jednotlivých místech, díky kterým můžou dále optimalizovat jednotlivé díly dveřního systému.

Dveřní systémy jsou zatěžovány hlavně v zavřené poloze. V otevřené poloze pouze hrozí, že cestující zakopne či se opře o dveřní křídlo. Takové zatížení nelze srovnávat se zátěžným stavem, kdy vlak najede do tunelu nebo se potká s jiným vlakem. První stav zatížení je při stavu, kdy se setkají dva protijedoucí regionální vlaky při maximální rychlosti 160 km/hod a vytvoří tlakovou vlnu, která má charakteristiku, že prvně tlačí na dveře, přičemž dveře se opřou o rám vlaku a poté jsou následně podtlakem vtahovány ven z vlaku, což je ten horší stav, kdy jsou dveře drženy pouze závěsnou lopatou, spodní kladkou a bočním naváděčem. Při tomto zatížení jsou dveře odtahovány pod tlakem 3000 Pa působící na celou vnější plochu dveřního křídla. Další zátěžný stav nastává při stavu havárie, kdy se vlak převrátí a na dveřní křídlo napadají cestující a věci ve vozidle. Dveřní systém musí v tomto stavu odolat tlaku 6000 Pa na aktivní plochu dveřního křídla a nesmí se prolomit.

Jedním z nejdůležitějších procesů bylo vytvořit idealizovanou sestavu dveřního systému, neboť původní CAD model sestavy obsahoval 1800 komponentů. Bylo zapotřebí odstranit elementy, které v simulaci nemusí být vůbec uvažovány jako kabely, tlačítka, štítky, podlaha, držáky elektronických součástek apod. Dále byly odstraněny součásti, které lze nahradit kontaktem, tedy šrouby, nýty a svary. V další fázi už byly upravovány jednotlivé části dveřního systému, které v simulaci musí vystupovat. Nejčastěji byl odebírán rádius za účelem snížení počtu elementů na výpočetní síti či vyplnění děr. Bylo rozhodnuto, že úloha se nebude počítat s 2D shell prvky a dveřní dvoukřídlo bude uvažováno jako symetrické, tedy úloha se bude počítat jen pro jedno křídlo, které má více děr na sloupku, abych byl na straně bezpečnosti.

Pro každou podsestavu dveřního systému byly stanoveny podmínky a předpoklady simulace. Od klienta jsem věděl, jaký typ zatížení na dané části očekávat a jaký bude průběh deformací. Závěsná lopata je namáhána na krut a ohyb. Vodící lišty uvažuji absolutně tuhé, tedy závěsná lopata se nemůže nijak hýbat, pouze rotovat kolem osy x. Boční naváděč uvažuji, že zabírá hned od prvního okamžiku odchlípnutí a uchycení bočního naváděče k rámu uvažuji jako absolutně tuhé. Převáděcí tyč je namáhána na krut, její největší zkroucení dosahuje až 7 mm. Dolní kladka klouže po kolejnici, je zde uvažován pevný kontakt. Střední naváděč zajíždějící do podlahy ve finální simulaci není uvažován, protože jej klient do budoucna nechce využívat. Okno není taktéž uvažováno, protože je uloženo v gumovém těsnění.

V další části se věnuji jednotlivým materiálům daných součástí dveřního systému. Nejčastěji použitý materiál je hliníková slitina EN AW 6060 T6, z něhož je vyroben celý rám dveřního křídla. Závěsná lopata a sestava převáděcí tyče je z oceli S235 nebo S355.

Existují tři typy výpočtu voštiny metodou MKP, které vedou k výsledkům napětí voštinového jádra. Pro naši aplikaci stačilo pouze zahrnout voštinu ve výpočtu a přenést přes ni zatížení, k čemu stačí třetí nejjednodušší varianta, a to vytvoření 3D modulu kontinua v podobě boxu. První varianta počítá s 3D prvky voštinové struktury, což je varianta přesná a lehká na zadání vstupních dat, ale zato má obrovské výpočetní časy, které si nelze dovolit pro moji úlohu, kdy je potřeba výpočet iterovat kvůli následné optimalizaci. Druhá varianta je velmi podobná, pouze se 3D model převede na 2D shell prvky a jim se přiřadí daná tloušťka. Pro správné vytvoření 3D modelu kontinua je zapotřebí získat vstupní data týkající se dané voštiny o parametrech – výšce jádra, velikosti buňky a tloušťky stěny. Materiál

boxu by měl být ortotropní, tedy modul pružnosti, Poissonovo číslo i modul pružnosti ve smyku by měl být rozdílný ve všech třech osách, nicméně pro moji aplikaci lze výpočet zjednodušit na izotropní vlastnosti, protože voština nemá nijak zásadní vliv na snížení/zvýšení napětí či změně deformací, když je zeslabena/zesílena, pouze drží potahy k sobě, aby nevypružily. Modul pružnosti 3D modelu kontinua boxu byl vytvořen tak, že byla zatížena jednotková voština určitým napětím a výslednou deformaci musel dát při stejném zatížení i voštinový box při změně modulu pružnosti E . Takhle jsem docílil obrovského zjednodušení úlohy a voštinu jsem mohl uvažovat jako 3D model.

Při síťování jednotlivých částí v Ansysu došlo k problému kvůli studentské licenci, která dovoluje jen omezený počet síťových prvků. Při získání Teaching licence se počet maximálních síťových elementů zvýšil na 120k a já už byl schopen simulaci nechat počítat. Při síťování v NX jsem naopak neměl omezený počet síťových prvků, ale měl jsem problémy s párování ploch pomocí funkce mesh mating. Po pár iteračních pokusech jsem došel k správně variantě síťování i v programu NX.

Mezi jednotlivými díly v sestavě byly přiřazeny kontakty, které z většiny případů byly bonded (takzvaně pevné). Dolní i horní kladka se v převodní tyči otáčí v ložisku, proto zde byl dán revoluce joint, který dovoluje rotaci kolem osy Z . Při uvážení středního naváděče byl přidán body-ground general joint, který povoloval pohyb střednímu naváděči pouze po jeho drážce. Zatížení bylo přidáno v podobě tlaku na plochu vnějšího (při podtlakové vlně) a vnitřního (při stavu havárie) plechu a přidána síla na okraj rámu okna, která je vyvolaná působením tlaku na okno. Podpory byly přidány do místa uchycení lopaty mezi vodící tyče, dále na uchycení dolní, horní kladky a bočního naváděče. Poslední fixní podpora, byla přidána na konec zavěšení převodní tyče a tím se stala úloha staticky určitá. Při výpočtu simulace bylo uvažováno nelineární deformování materiálů zapnutím funkce Large Deflection.

Výsledky zprvu nebyly podle mého odhadu, místem se vyskytovali velké napěťové špičky, které jsem odstranil lokálním zhuštěním výpočetní sítě. Jakmile byly výsledky reálné tak, jak si je klient představoval, označil jsem si na dveřním systému body A-L, kterým jsem přiděloval největší možné napětí. Jelikož ve středu dveřního křídla není žádný držák nebo něco o co by se mohlo křídlo opřít, vznikají vprostřed dveřního křídla vysoké deformace v podobě odchlípnutí dveří. Nejvíce kritické místo na dveřním systému v obou zátěžných stavech je v místě dolní kladky, které nelze nijak víc vyztužit, protože je zde omezený prostor. Druhé kritické místo je v místě sváru závěsné lopaty namáhané na ohyb. Při zátěžném stavu potkání dvou regionálních vlaků dosahuje místo D dolní kladky napětí 240 MPa, což zhruba představuje bezpečnost $k = 1,5$. Největší napětí na rámu dveřního křídla při tomto stavu je okolo 55 MPa, tedy při uvážení mezi kluzu hliníkové slitiny pevnosti T6 150MPa je bezpečnost zhruba $k = 2,7$. Rám je tedy dostatečně pevný, aby odolával zatížení po dobu své životnosti a lze jej optimalizovat na nejmenší hmotnost, která bude pořád představovat bezpečnou variantu s ohledem na únavu materiálu.

Byla také provedena pevnostní simulace při uvážení středního naváděče, která ukázala, že deformace odchlípnutí jsou razantně menší (o 6 mm menší) při použití středního naváděče. Jelikož ale střední naváděč umí někdy nadělat více problémů jak užítku (nezajede správně do drážky a poté se dveře pořád otevírají a zavírají), klient se rozhodl v dalších verzích dveřního systému střední naváděče nepoužívat.

Při stavu havárie může dojít k přesáhnutí mezi kluzu, ovšem řešit úlohu i z hlediska plasticity je velmi komplexní řešení, proto jsem neuvažoval dané napětí jako reálné, pokud byla přesáhnuta mez kluzu. Maximální napětí vycházejí taktéž v místě D a to 330 MPa, což se hodně blíží mezi kluzu. Lze také říct, že mez kluzu materiálu S355 nemusí být přesně S355, ale může být posunuto níž kvůli

nepřesností výroby, vadám ve struktuře materiálu či menší tloušťce materiálu. V mojí úloze však uvažuji mez kluzu materiálu S355 jako $Re = 355$ MPa. Na rámu bylo maximální napětí okolo 100 MPa.

Jelikož převodní tyč je velmi namáhaná na krut, byl proveden výpočet zkroucení tyče jak pomocí výpočetní metody MKP, tak analyticky. Při výpočtu zkrutu MKP programem musí být síť součásti velmi hustá, aby výsledky byly reálné. Já jsem použil absolutní maximum, které mi můj počítač dovolil a to 407 000 elementů sítě při udělení research licence v Ansysu. Dále jsem zkrut převodní tyče vypočítal analyticky a ověřil tak správnost výsledků pomocí MKP metody. Zkrut převodní tyče při zatížení podtlakovou vlnou dosahuje 4 mm.

Aby se ověřilo, zda výsledky pevnostní simulace souhlasí s realitou, byl proveden pevnostní test dveřního systému. K testování byla vyrobena maketa uzpůsobená přímo na dveřní systém, kterým se zabývám. Maketa funguje jako vlaková rámová konstrukce tedy drží dveře pohromadě a zajišťuje tuhost v kotvicích bodech. Dveře byly testovány na pevnost tak, že se na dveřní křídlo skládaly zátěžové kostky o hmotnosti 25 kg, které svou vahou vytvořili gravitační sílu stejnou jako při zátěžných stavech. Při testování jsme ještě hodně na straně bezpečnosti, neboť například tlakový ráz podtlakové vlny trvá jen zlomek sekundy, zatímco při testu bude zatížení trvalé. Kostky byly skládány po jednotlivých vrstvách, tak, aby byly dveře rovnoměrně zatíženy. Při testování zatížení podtlakovou vlnou bylo naskládáno celkem 38 zátěžových kostek na dveřní křídlo a maximální deformace byla naměřena 11,3 mm ve středovém spodním místě jako vyšlo pomocí FEM simulace. Reálná deformace se liší od vypočtené jen o 1 mm. Dále byl proveden test stanovený normou, který simuluje nápor cestujících ve vlaku při jízdě. Tento stav je oproti ostatním testovaným zanedbatelný, protože zde působí mnohonásobně menší síly jako u ostatních stavů. Třetí test simuloval stav havárie, kdy se vozidlo převrátí a dveřní křídlo napadají lidé a věci. Síla, která je vyvozená na aktivní plochu dveřního dvoukřídla dosahuje 17 kN. Aby bylo takové síly dosaženo, muselo být položeno 70 zátěžových kostek. Dveřní systém odolal bez plastických deformací a nejvyšší naměřená deformace necelých 2 cm. Dveřní systém na maketě byl určen ke zničení, proto bylo rozhodnuto, že se s testem bude dále pokračovat dalším zatěžováním, aby bylo zjištěno, při jakém zatížení se dveře trvale poškodí. Lom nastal při položení 88 zátěžových kostek, tedy při zatížení 21 580 N. Utržení nastalo v místě dolní kladky, tak jak vyšlo v pevnostní simulaci, lze tedy předpokládat, že provedená pevnostní analýza se shoduje s realitou a lze podle výsledků FEM analýzy navrhnout optimalizovaný rám dveřního křídla.

V další fázi se věnuji optimalizaci rámu dveřního křídla na základě výsledků pevnostní simulace dveřního systému. Pro dodavatele jednotlivých součástí kolejových vozidel jsou dnes kladeny obrovské nároky na snižování hmotnosti, obzvláště pokud se jedná o regionální dopravu. Pokud je vlak lehčí, spotřebuje méně energie na rozjezd a zlepší se dynamika. Cena vlaku se pohybuje v řádek stovek milionů až jednotek miliard, tu stejnou finanční sumu stojí elektřina, kterou vlak za dobu své životnosti najede, proto každé odebrané kilo je přepočítáno na finanční ušetření elektrické energie. Velkým mezníkem v šetření elektrické energie byly elektrodynamické brzdy, které při brždění rekuperují elektrickou energii a posílají ji zpět do troleje.

Klientův požadavek byl snížení hmotnosti rámu dveřního křídla o 20 %, tak aby byla nejmenší bezpečnost $k = 1$, tedy snížit hmotnost na absolutní minimum. Optimalizace bude probíhat změnou tloušťek stěn na protlačovaných profilech rámu. Prvně jsem provedl dvě topologické optimalizace dveřního rámu, abych zjistil, kde je hmota nejvíce nutná a kde naopak mužů odebrat. První varianta TO ukázala, zda by se vyplatilo vytvářet žebra v protlačovaných profilech. Jelikož jsou ale žebra velkým koncentrátem napětí a také se stěžuje a zdražuje výroba protlačovaných profilů, rozhodl jsem

se žebrováním vyhnout. Druhá TO se ukazuje místa, kde může být materiál odebírán. Výsledky druhé TO jsem se inspiroval pro následnou optimalizaci

Byla navržena první varianta optimalizace se snížení hmotnosti o 40 % a provedena pevnostní simulace, podle které byl přidáván materiál tam, kde byl nejvíce potřeba. Postupně jsem takto provedl pět iterací optimalizace, kdy u poslední jsem dosáhl přesného výsledku, jaký chtěl klient. Pro poslední pátou verzi optimalizace byla provedena pevnostní analýza obou zátěžných stavů a výsledky ukázaly, že při zatížení podtlakovou vlnou se zvýší deformace odchlípnutí dveří pouze o 4 mm. Největší napětí na dolní kladce dosahovalo 255 MPa a na rámu 80 MPa v místě drážky na mechanický zámek. Při stavu havárie dosahuje největší napětí na dolní kladce mez kluzu, a tedy koeficient bezpečnosti $k = 1$. Rám je optimalizován na nejmenší bezpečnost $k = 1,3$ v místě drážky na mechanický zámek a napětí dosahuje 98 MPa. Podařilo se mi tak tedy optimalizovat rám dveřního křídla o 3,5 kg, který splňuje požadavky na pevnost a odolá nejhorším zátěžným stavům.

20 CONCLUSION

The task of my master thesis was to perform a FEM simulation of a door system and thus reveal potential places where a fracture may occur. Subsequently, to design an optimized door leaf frame that will be lighter than the original and still withstand the load of the encounter of two regional trains (which will first cause a pressure wave and then a vacuum wave) and withstand the state of an accident when the vehicle rolls to the side and people and things fall on the active area of the door leaf. The task is also to realistically test the door system to see if it really can withstand load conditions and the results of the FEM analysis are correct.

In the first part of the master thesis, I deal with the research, where I describe regional transport, because the door system that I optimized is deployed in a regional train in Poland. Crucial information for my assignment is the use of double-leaf door systems for regional transport due to the rapid exchange of passengers. Single-leaf door systems are used for high-speed trains because not so much emphasis is placed on quick passenger changes. When closed, single-leaf door systems slide into the groove and are supported on all sides, therefore it can withstand much longer tension than double-leaf doors, which have no support in the middle of the leaf. The door of regional trains also opens many times more because the train stops in every town or village thus the door system cycles around two to three million openings / closures over its lifetime, which must be tested before the door system can be put into production.

In the second part of the research, I deal with the division of door systems. There are three types of doors in the train – entrance, inter - vehicle and interior doors. In my master thesis I focus on the entrance door. Furthermore, the methods of door opening movement are described, which apply not only to trains, but also to buses or trams. Today, as a rule, only the pre-sliding ones are used for trains, which consist of a transmission rod that tilts the door forward and then moves sideways through the mechanism.

Control methods are also described, with automatic opening predominating today, ie there is a button on the door, which pressed, opens the door automatically, or the driver can open all the doors centrally, for example in the crown of crisis at each stop to reduce virus transmission when a button on a door is pressed. Today, the door opening mechanism is only used electrically in trains, because we do not need any additional pneumatic elements and we take electricity directly from the network.

A large number of norms apply to the assembly of the door system, while the most important ČSN EN 14 752 sets requirements such as strength tests, aerodynamic conditions, vibrations, button positioning, sound insulation, thermal insulation and more. Companies that build trains set requirements for suppliers based on these norms.

The free space of the door leaf is filled with honeycomb, which plays an essential role in load transfer, thus I decided to focus on the theoretical topic of honeycomb in the research part. The honeycomb has a perfect ratio of weight to strength and stiffness. For my calculation of the door system, the calculation of the honeycomb from the point of view of strength is not important, but it must be included in the calculation, otherwise the outer and inner sheet metal would deform enormously under load. The honeycomb is most stressed by bending, which causes compressive and tensile stress in the core of the honeycomb on the outer sides of the honeycomb, and inside the honeycomb is subjected to shear stress. Therefore, to investigate the strength of the honeycomb, the value of the shear strength is observed, which is given in two directions, because the honeycomb does not behave isotropically.

In the practical part, firstly, I focus on the simulation procedure and course of forces of the door system. It also specifies the assignment of a client who knows that the door system is able to withstand load cases but does not know the exact stresses at critical points. Since the company for which I do my master thesis has been operating in the door system industry for a very long time, they know where to expect the highest tension, where the torsion and bend will act. What they do not know are specific tensions values in individual places, thanks to which it can be optimized individual parts of the door system.

The door systems are loaded mainly in the closed position. In the open position, there is only a risk that the passengers will trip or lean on the door leaf. Such a load cannot be compared to a load condition when a train enters a tunnel or meets with another train. The first load condition is when two oncoming regional trains meet at a maximum speed of 160 km / h and create a pressure wave that is characterized by first pushing on the door, the door is supported by the train frame and then being pulled out by the negative pressure out of the train, which is a worse situation, because the door is held only by an upper holder, a lower pulley and a side holder. Under this load, the door is pulled out under a pressure of 3000 Pa acting on the entire outer surface of the door leaf. Another stressful condition occurs in the state of an accident when the train overturns and passengers and things in the vehicle fall on the door leaf. In this state, the door system must withstand a pressure of 6000 Pa on the active surface of the door leaf and have not to break.

One of the most important processes was to create an idealized door system assembly, as the original CAD model of the assembly contained 1800 components. It was necessary to remove elements that may not be considered at all in the simulation as cables, buttons, labels, floor, holders of electronic components, etc. Furthermore, components that can be replaced by contact (screws, rivets, welds) were removed. In the next phase, the individual parts of the door system, which must appear in the simulation, were modified. The radiuses were taken and holes were filled in order to reduce the number of elements in simulation. It was decided that the task will not count with 2D shell elements and the double door leaf will be considered symmetrical, so the task will only count for one leaf door that has more holes on the frame to be on the safety side.

Simulation conditions and assumptions were determined for each subassembly of the door system. Client confirmed what type of load to expect on the given part and what will be the course of

deformations. The upper holder is stressed by torsion and bending. I consider the sliding rails to be absolutely rigid, so the upper holder cannot move in any way, only rotate around the x-axis. Side holder is assumed that works from the first moment of detachment and I consider the attachment of the side holder to the frame to be absolutely rigid. The transfer tube is stressed by torsion, its greatest twist reaches up to 7 mm. The lower pulley slides on the rail, a bonded contact is considered here. The middle holder entering the floor in the final simulation is not considered, because the client does not want to use it in the future. The window is also not considered because it is housed in a rubber seal.

In the next part I dealt with individual materials of the given parts of the door system. The most commonly used material is the aluminum alloy EN AW 6060 T6, from which the entire door leaf frame is made. The bucket and transfer tube assembly are made of S235 or S355 steel.

There are three types of honeycomb calculation by the FEM method, which lead to the results of the honeycomb core stress. For our application, it was enough to include the honeycomb in the calculation and transfer the load through it, for which the third simplest variant is sufficient - the creation of a 3D continuum module in the form of a box. The first variant takes account of the 3D elements of the honeycomb structure, which is an accurate and easy variant to enter the input data, but it has huge computational times that cannot be afforded for my task, when it is necessary to iterate the calculation for subsequent optimization. The second variant is very similar, only the 3D model of honeycomb is converted to 2D shell elements and assigned a given thickness. To correctly create a 3D model of the continuum, it is necessary to obtain input data related to the honeycomb with parameters - core height, cell size and wall thickness. The material of the box should be orthotropic (modulus of elasticity, Poisson ratio and modulus of elasticity in shear should be different in all three axes), because honeycomb has no significant effect on stress increase or deformation change. The modulus of elasticity of the 3D model of the box continuum was created in such a way that the unit honeycomb was loaded with a certain force and the resulting deformation had to give the honeycomb box at the same load when changing the modulus of elasticity E . This way I achieved a huge simplification of the task and I could assume the honeycomb as a 3D model.

During meshing individual parts in Ansys, there was a problem due to the student license, which allows only a limited number of elements. When obtaining the Teaching license, the number of maximum of elements increased to 120k and I was already able to let the simulation count. I had unlimited license for NX, therefore I was able to have very dense mesh, but I had problems with pairing surfaces using the mesh mating function. After a few iterative attempts, I came to the right variant of meshing in the NX program.

Contacts were assigned between the individual parts in the assembly, which in most cases were bonded contact. Both the lower and upper pulleys rotate in the bearing in the transfer tube, so a revolute joint was given here, which allows rotation around the Z axis. Assuming the middle holder, a body-ground general joint was added, which allowed the middle guide to move only along its groove. The load was added in the form of pressure on the surface of the outer (negative pressure) and inner (in case of accident) sheet metal and a force was added to the edge of the window frame, which is caused by the action of pressure on the window. Supports were added to the attachment point of the upper holder, in the middle of the sliding rails, the lower, upper pulley and side holder. The last fixed support was added to the end of the transfer tube suspension, making the task statically definite.

When calculating the simulation, nonlinear deformation of materials was considered by considering the Large Deflection function.

At first, the results were not according to my estimate, there were large tension peaks in the place, which I removed by higher density of mesh in local places. Once the results were as realistic as the client had assumed, I marked the A-L points on the door system which I assigned the greatest possible tension. In view of the fact that there is no holder or something in the center of the door leaf which can the leaf support, high deformations occur in the middle of the door leaf in the form of door detachment. The most critical place on the door system in both load cases is in the place of the lower pulley, which cannot be reinforced any more, because there is limited space. The second critical point is at the weld point of the upper holder. In the load condition when two regional trains met, the tension of place of the lower pulley reaches 240 MPa, which roughly represents factor of safety $k = 1.5$. The highest stress on the door leaf frame in this state is about 55 MPa, so considering the yield strength of the aluminum alloy T6 150MPa, the safety is about $k = 2.7$. The frame is therefore strong enough to withstand loads for its lifetime and can be optimized for the lowest weight, which will still be a safe option with regard to material fatigue.

Structure analysis assuming the middle holder was also performed, which showed that the deflection deformations are drastically smaller (6 mm smaller) when using the middle holder. However, the middle holder can cause more problems than benefits (it does not fit properly into the groove and then the door begins to cycle opening and closing), the client decided not to use the middle holder in the next versions of the door system.

In the state of an accident when train overturns, there is a risk that tension exceeds the yield strength and solving the problem in terms of plasticity is a very complex solution, so I did not consider the stress as real if the yield strength was exceeded. The maximum stresses also occur at point D with 330 MPa, which is very close to the yield strength. There is also fact that the yield strength of material S355 may not be exactly S355, but may be shifted lower due to manufacturing inaccuracies, defects in material structure or smaller material thickness. In my task I consider the yield strength of S355 as $R_e = 355$ MPa. The maximum stress on the frame was around 100 MPa.

The transfer tube is very torsionally stressed, therefore; the calculation of the torsion of the tube was performed using the FEM calculation method and analytical calculation. When calculating the torsion of the FEM program, the part mesh must be very dense for the results to be realistic. I used the absolute maximum that my computer allowed me (407,000 mesh elements) using research license in Ansys. The torsion of the transfer tube was also performed by analytical calculation and results verified the accuracy of the results using the FEM method. The torsion of the transfer tube when loaded with a negative pressure wave reaches 4 mm.

To verify that the results of the FEM simulation agree with reality, a strength test of the door system was performed. For testing, a testing frame was made adapted directly to the door system, which I dealt with. The testing frame works as a train frame structure, which holds the door together and ensures stiffness at the anchor points. The door was tested for strength by stacking load cubes weighing 25 kg on the door leaf. The weight of stacking load cubes created the same gravitational force as in load cases. Because of fact, that the pressure wave lasts only a fraction of a second, while during the test the load will be permanent, the test is on the side of safety. The cubes were stacked in individual layers in order to loaded them evenly. When testing the negative pressure wave load, a total of 38 load cubes were stacked on the door leaf and the maximum deformation was measured 11.3

mm in the central lower point as obtained by FEM simulation. The real deformation differs from the calculated by only 1 mm. Furthermore, a test specified in the norms was performed, which simulates the onslaught of passengers in the train while running. This condition is negligible compared to other tested ones, because there are many times smaller forces than in other conditions. The third test simulated the state of an accident, when the vehicle overturns and people and things fall on the door leaf. The force that is exerted on the active surface of the double door leaf reaches 17 kN. In order to achieve such a force, 70 load cubes had to be laid. The door system withstood the load without plastic deformations and the highest measured deformation was less than 2 cm. The door system in the testing frame was designed to be destroyed, so it was decided that the test would be continued with further loading to determine the load at which the door would break. The fracture occurred at the laying of 88 load cubes (21,580 N). The fracture occurred at the location of the lower pulley, as it appeared in the strength simulation, therefore; it can be assumed that the FEM analysis agrees with reality.

In the next phase, I focus on the optimization of the door leaf frame based on the results of the structure simulation of the door system. Nowadays, there are huge demands on weight reduction of parts of rail vehicle which goes for supplier especially in case of regional transport. If the train is lighter, it will use less energy to start and the dynamics will improve. The price of a train ranges from hundreds of millions to billions of Czech crowns, the same financial amount costs the electricity that the train run over its lifetime, therefore; each released kilogram is converted into financial savings on electricity. A major milestone in saving electricity was the electrodynamic brakes, which recover energy during braking and send it back to the trolley wire.

The client's requirement was to reduce the weight of the door leaf frame by 20 % and in the same time achieve factor of safety $k = 1$ in order to reduce the weight to an absolute minimum. The optimization will be carried out by changing the wall thicknesses on the extruded frame profiles. Firstly, I performed a topological optimization of the door frame to find out where the material is most needed and where I can remove the mass. The first variant of TO showed whether it would be worthwhile to create ribs in the extruded profile. In view of fact that the ribs are a large concentrate of tension and the production of extruded profiles is also difficult and expensive, I decided to avoid ribbing. The second TO shows the places where the material can be removed. I was inspired by the results of the second TO for subsequent optimization.

The first optimization variant with a weight reduction of 40 % was designed and the FEM simulation was performed. Results of FEM simulation showed where the mass is most needed and based on results of FEM simulation, the thickness on the profile was added. Gradually, I performed five iterations of optimization, in the last I achieved the exact result that the client wanted. For the last fifth version of the optimization, the structure simulation of both load cases was performed and the results showed that when loaded with the negative pressure wave, the deformation of the door detachment increases by only 4 mm. The highest stress on the lower pulley reached 255 MPa and on the frame 80 MPa in the place of the groove for the mechanical lock. In the event of an accident, the highest stress on the lower pulley reaches the yield strength which means the factor of safety $k = 1$. The frame is optimized for the lowest safety $k = 1.3$ at the location of the mechanical lock groove and the stress reaches 98 MPa. I managed to optimize the frame of the door leaf by 3.5 kg, which meets the requirements of client and withstands the worst load conditions.

21 PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Zdeňku Porubovi Ph.D. za užitečné rady při konzultacích. Dále bych chtěl poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Tomáši Haplovi za vedení diplomové práce. Velký dík také patří panu Ing. Fialovi z firmy Pars Komponenty, který semnou konzultoval veškeré potřebné informace k řešení diplomové práce. Chtěl bych také poděkovat mojí rodině za podporu při studiu.

22 CITACE

[1] Interní materiály Siemens Mobility

[2] Jihomoravský kraj nakoupi 37 vlaku od skody transportation. In: Elogistika.info [online]. [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: <https://www.elogistika.info/jihomoravsky-kraj-nakoupi-37-vlak-od-skody-transportation/>

[3] ČSN EN 14752. Železniční aplikace – Boční vstupní systémy. 1. 2006.

[4] Mechanical properties of different types of honeycomb core used for the FE models. Researchgate [online]. 2014, 10 [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: doi:10.1007/s00107-014-0782-z

[5] Pavol Šatka. 3D voštinové štruktúry v dopravnom priemysle [online]. Zlín, 2016 [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: <https://digilib.k.utb.cz/handle/10563/38126>. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně.

[6] FM sendvičové panely s hliníkovou voštinou [online]. Hodonín, 2020, , 1 [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: <https://www.fmetal.cz/cz/sendvicove-panely/>

[7] Aerodynamic performances and vehicle dynamic response of high-speed trains passing each other [online]. 2012, 1(20), 8 [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/BF03325775>Začátek formuláře

[8] Aerodynamic Analysis of Pressure Wave of HighSpeed Maglev Vehicle Crossing: Modeling and Calculation [online]. Energies, 2019, 12(19), 18 [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/19/3770>

[9] EN AW-6060 T6 (AlMgSi0,5 F22) [online]. In: Pardubice, 2018, s. 1 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <http://www.alunet.cz/ENAW-6060>

[10] EN AW-6060 (AlMgSi) [online]. In: Ostrava-Svinov, 2020, s. 1 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://proal.cz/hlinik/slitiny-hliniku/en-aw-6060/>

[11] ERTALON [PA] Polyamid [online]. In: Vyškov, 2018, s. 1 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://plastum.cz/zakladni-technicke-plasty/ertalon/>

[12] Mechanical Properties of Plastic Materials [online]. In: Singapore, 2018, s. 4 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://www.professionalplastics.com>

[13] Nylatron GS [online]. In: Munich, 2016 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://matmatch.com/materials/mama309310-nylatron-gs>

[14] Sapa Profily a.s a Johsson and Lindén. Dizajnový manuál - Úspěch s hliníkovými profily. Žiar nad Hronom, 2006.

23 SEZNAM PŘÍLOH

Přiložené výkresové dokumentace:

DP_MH_1_IDEALIZOVANÁ SESTAVA

DP_MH_2_STOJINA

DP_MH_3_HORNÍ RAMENO

DP_MH_4_SVAŘENEC RÁMU DVEŘNÍHO KŘÍDLA

DP_MH_5_PRŮBĚH TESTU