



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Analýza chování leteckých interiérových podsestav při statickém a dynamickém namáhání

Analysis of behaviour of aircraft interior subassemblies under
static and dynamic loadings

Diplomová práce

Autor:	Zdeněk Lacina
Vedoucí práce:	Ing. Bc. Zdeněk Padovec Ph.D.
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Aplikovaná mechanika
Školní rok:	2019/2020



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Lacina** Jméno: **Zdeněk** Osobní číslo: **481739**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Aplikovaná mechanika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Analýza chování leteckých interiérových podsestav při statickém a dynamickém namáhání

Název diplomové práce anglicky:

Analysis of behavior of interior subassemblies under static and dynamic loadings

Pokyny pro vypracování:

- 1) Rešerše v oblasti konstrukce, materiálů a výpočtů interiérů dopravních letadel
- 2) Statický výpočet zádržného systému
- 3) Statický test zádržného systému, porovnání s výpočtem a zhodnocení výsledků
- 4) Rozbor možnosti výpočtů při zohlednění dynamického způsobu namáhání

Seznam doporučené literatury:

- [1] Poslední revize leteckého předpisu CS-25
- [2] E.F. Bruhn, Analysis and Design of Flight Vehicle Structures
- [3] M.C.Y. Niu, Airframe Stress Analysis and Sizing, Third Edition
- [4] V. Laš, Mechanika kompozitních materiálů, Plzeň: Západočeská univerzita, 2004

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Bc. Zdeněk Padovec, Ph.D., odbor pružnosti a pevnosti FS

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

Datum zadání diplomové práce: **22.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **07.08.2020**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Bc. Zdeněk Padovec, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Miroslav Špániel, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

24.6.2020

Datum převzetí zadání

Lacina

Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Bc. Zdeněk Lacina		
Název DP:	Analýza chování leteckých interiérových podsestav při statickém a dynamickém namáhání		
Anglický název:	Analysis of behaviour of interior subassemblies under static and dynamic loadings		
Rok:	2020		
Obor studia:	Aplikovaná mechanika		
Ústav/odbor:	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Odbor pružnosti a pevnosti		
Vedoucí práce:	Ing. Bc. Zdeněk Padovec, Ph.D.		
Konzultant:	Ing. Michal Dufek		
Bibliografické údaje:	počet stran:	86	
	počet obrázků:	83	
	počet tabulek:	3	
	počet příloh:	1	
Klíčová slova:	letecká kuchyňka, zádržný systém, sendvičový panel, MKP analýza		
Keywords:	aircraft galley, retainers, sandwich panel, FEM Analysis		

Anotace

Práce se zabývá leteckými interiérovými podsestavami. V úvodu je stručně popsána problematika leteckých interiérů a používaných materiálů. Dále je popsán postup přípravy MKP modelu, aplikace okrajových podmínek a analýza výsledků. Práce obsahuje také rozbor provedené statické zkoušky. Poslední částí práce je rozbor možností dynamického způsobu zatěžování a návrh dynamického experimentu.

Abstract

Thesis deals with aircraft interior subassemblies. The introduction briefly describes the issue of aircraft interiors and materials used in them, Then there is described procedure of preparation of the finite element model, application of boundary conditions and analysis of the results. Thesis also contains analysis of static test that was performed. The last part of the thesis deals with possibilities of dynamic loadings and also there is preparation for future dynamic test.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který je k nalezení na konci této práce.

Tato diplomová práce „Analýza chování leteckých interiérových podsestav při statickém a dynamickém namáhání“ byla zpracována s použitím důvěrných informací a se souhlasem společnosti Safran Cabin CZ s.r.o.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Rád by poděkoval panu Ing. Bc. Zdeňku Padovcovi, Ph.D. za ochotu a pomoc při konzultacích. Velké díky patří mým kolegům z firmy Wingitworks s.r.o., kteří mi byli nápomocni svými radami a zkušenostmi. Dále bych chtěl poděkovat pracovníkům z firmy Safran Cabin CZ v Plzni, kteří mi pomáhali zejména s experimentem. Největší díky bych chtěl ale věnovat svým rodičům, kteří mě podporovali po celou dobu mých studií, a své přítelkyni, která mi vždycky byla oporou.

Obsah

Úvod.....	8
1 Teoretická část.....	9
1.1 Zadavatel práce.....	9
1.1.1 Safran Cabin CZ s.r.o.	9
1.1.2 Wingit Works spol. s r.o.....	9
1.2 Letecké interiéry.....	10
1.2.1 Letecké kuchyňky (<i>galleys</i>).....	11
1.2.2 Bezpečnostní prvky.....	12
1.2.3 Retainery.....	13
1.3 Materiály používané v leteckých interiérech.....	14
1.3.1 Kompozity.....	15
1.3.2 Kovy.....	17
1.4 Letecké předpisy.....	18
2 Statický výpočet zádržného systému.....	20
2.1 Geometrie.....	20
2.2 Tvorba výpočtové sítě.....	22
2.2.1 2-D prvky.....	22
2.2.2 3-D prvky.....	23
2.3 Materiály.....	25
2.4 Okrajové podmínky.....	27
2.4.1 Napojení objemových a rovinných prvků.....	28
2.4.2 Aplikace zatížení.....	30
2.4.3 Mechanické kontakty.....	32
2.5 Nelineární výpočet.....	34
2.6 Vyhodnocení statického výpočtu.....	35
2.6.1 Deformace kuchyňky.....	36
2.6.2 Horní retainer.....	38
2.6.3 Boční retainer.....	41
2.6.4 Sendvičové panely v okolí zádržného systému.....	44
2.7 Závěr statického výpočtu.....	52
3 Statický test zádržného systému.....	53
3.1 Návrh testovací sestavy.....	53
3.2 Provedení experimentu.....	54
3.2.1 První test.....	57

3.2.2	Druhý test	59
3.3	Zhodnocení statické zkoušky	61
3.4	Porovnání výpočtu a experimentu	62
4	Rozbor dynamického způsobu namáhání.....	66
4.1	Dynamické děje v MKP	66
4.1.1	Explicitní algoritmus	67
4.1.2	Kritický krok výpočtu	70
4.1.3	Prvky v explicitní MKP, hourglassing	71
4.1.4	Škálování hmotnosti	72
4.1.5	Materiály při dynamických dějích	72
4.2	Dynamická zkouška	73
4.2.1	Návrh testovací sestavy.....	73
4.2.2	Návrh dynamického experimentu	74
4.2.3	Návrh statického experimentu k porovnání.....	76
	Závěr	77
	Přílohy	86

Úvod

Letecká doprava patří k nejmladším druhům dopravy. Svůj rozmach na poli komerční přepravy osob zažila zejména po druhé světové válce a v rostoucím trendu pokračuje až do dnešních dnů. Denně jsou letecky přepraveny miliony cestujících, ať už cestují za prací či odpočinkem. Letecká doprava je jednou z hlavních hybných sil globalizace, neboť dokázala zkrátit přepravu lidí i zboží na zlomky času, který by byl dosažen jinými druhy dopravy. Lidstvo však několikrát zaplatilo za svou snahu vyrovnat se ptactvu krutou daň ve formě fatálních nehod a neštěstí. Dalo by se říct, že na rozdíl od jiných druhů dopravy je každý problém, který se ve vzduchu vyskytne mnohem nebezpečnější. Komerční letouny jsou velké stroje, které se nedají jednoduše kdykoli odstavit či zastavit. Proto je v letectví velmi dbáno na dodržování bezpečnostních pravidel a norem, které mají těmto nebezpečím předcházet, a pokud i přesto k něčemu nečekanému dojde, mají za cíl co nejvíce eliminovat riziko zranění či ohrožení životů cestujících a posádky.

Tato práce se zabývá pevnostní analýzou zádržných systémů kuchyňských sestav dopravních letounů pomocí výpočtového modelování a jejich experimentální analýzou. Tyto zádržné systémy mají za úkol zamezit volnému pohybu vybavení letadla, které zrovna není používáno. Pokud dojde k nečekané události, musí být zádržný systém schopen plnit své povinnosti alespoň do zatížení, které nařizují letecké předpisy vydané autoritami v této oblasti.

Cílem této práce je analyzovat chování interiérových podsestav, konkrétně kuchyňských celků, při početním zatížení (*ultimate load*). Toto zatížení je dáno bezpečnostními předpisy, obvykle bývá 1,5x větší než dosažitelné provozní zatížení (*limit load*) a nesmí při něm dojít k žádnému fatálnímu porušení, tedy hodnoty napětí jsou srovnávány s mezí pevnosti materiálů. Práce obsahuje statický výpočet kuchyňské sestavy, který má za úkol zanalyzovat chování kuchyňky a identifikovat nejvíce namáhaná místa. Experiment pak slouží k ověření výdrže zádržného systému. Dále je cílem práce i rozvaha nad možností porovnání statických a dynamických účinků zatížení a návrh testu, který by tato zatížení porovnal.

V úvodu diplomové práce je popsána problematika leteckých interiérů, bezpečnostních prvků a užívaných materiálů, zejména těch, které byly v práci použity. V další části je popsán postup stavby výpočtového modelu, proces tvorby sítě, použití okrajových podmínek a způsobu zatížení. Výsledky výpočtu jsou poté zkoumány a zhodnoceny. Následující kapitola se zabývá popisem experimentu, jeho zhodnocením a porovnáním MKP výpočtu s experimentem. Poslední částí práce je rozbor možnosti dynamického zatěžování modelu a návrh zkoušky, která by porovнала statické a dynamické zatěžování zádržného systému.

1 Teoretická část

1.1 Zadavatel práce

Na začátku práce jsou krátce představeny firmy, které práci zadaly a které se problematikou leteckých interiérů, jejich návrhy, výpočty, konstrukcí a výrobou zabývají.

1.1.1 Safran Cabin CZ s.r.o.

Firma Safran Cabin CZ s.r.o. (původně Driessen Aerospace CZ, poté Zodiac Aerospace) patří pod nadnárodní koncern Safran. V České republice působí od roku 2001, kdy byla postavena první výrobní hala v Plzni. Zabývá se návrhy a výrobou kuchyňských sestav a úložných skříní pro letadla společnosti Airbus (zejména pro typ A320) a odpočinkových místností pro posádku letounů Airbus A330 [1].



Obrázek 1 Safran Cabin Plzeň [2]

1.1.2 Wingit Works spol. s r.o.

Wingit Works spol. s r.o. je firma zabývající se pevnostními a aerodynamickými výpočty leteckých konstrukcí a interiérů. Spolupracuje s leteckými společnostmi, jako jsou například Safran Cabin CZ, Aero Vodochody či Aircraft Industries [3].



Obrázek 2 Logo firmy Wingitworks [3]

1.2 Letecké interiéry

Vybavení leteckého interiéru obsahuje mnoho různých prvků, přičemž každý slouží svému specifickému účelu. Základními prvky každého dopravního letadla jsou sedadla pro cestující, dále pak úložné prostory, toalety, sedadla pro posádku, rozvody vzduchotechniky a klimatizace a ve specifických případech, jako jsou malá soukromá trysková letadla nebo naopak velké dvoupodlažní stroje, to mohou být i barové pulty, stoly, gauče či postele. Hlavními požadavky kladené na toto vybavení jsou nízká hmotnost, pohodlí pasažérů při přepravě, jejich bezpečnost, možnost poskytnutí palubního servisu a v neposlední řadě i zábavy.

V závislosti na požadavcích zákazníků jsou víceméně dvě cesty, jak lze upravit letecký interiér. První z nich je cesta maximální transportní kapacity. V tomto případě je paluba připravena tak, aby přepravila co nejvíce zákazníků a nákladu, což samozřejmě vede ke snížení cestovního komfortu pasažérů. Touto cestou se vydávají zejména nízkonákladové aerolinie. Druhou cestou je naopak zvýšený komfort cestujících, který se projeví snížením počtu míst a zvýšením ceny letenky [4].



Obrázek 3 Interiér dopravního letadla [5]

Rozlišují se různé typy skladovacích a úložných prostor. Existují skladovací prostory nad hlavami cestujících, tzv. *overhead bins*, které slouží především pro uložení osobních zavazadel pasažérů, jejich oděvů a jiných osobních věcí. Druhým typem pak jsou tzv. *monuments*, tedy sestavy, které jsou připojeny k podlaze a trupu letounu. Mezi tyto monumenty se řadí tzv. *lavatories*, tedy toaletní zařízení, dále pak např. *front-row monuments* a zejména pro naši práci důležité *galleys*, tedy kuchyňské sestavy [6].

1.2.1 Letecké kuchyňky (*galleys*)

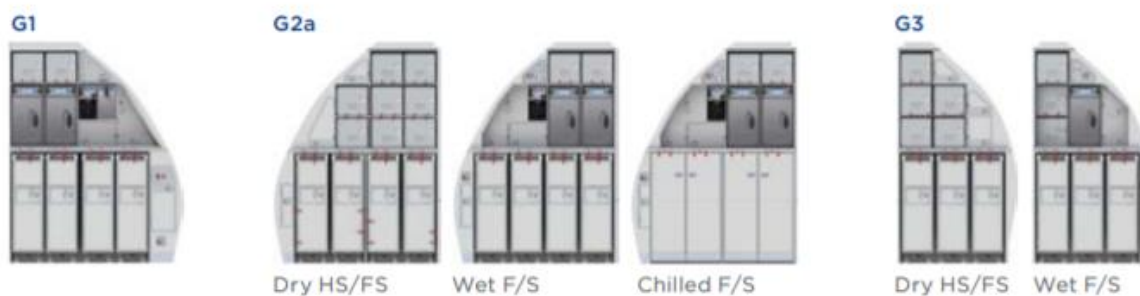
Kuchyňky se v letadlech začaly objevovat s rozvojem osobní přepravy, přičemž jejich úkolem bylo a stále je poskytovat gastronomický komfort cestujícím během letu. Slouží zejména ke skladování potravin, ohřevu pokrmů a přípravě nápojů. Jsou konstruovány tak, aby mohly být jednotlivé spotřebiče jednoduše vyjmuty a vyměněny. Kuchyňky též obsahují sedadla pro posádku, bezpečnostní vybavení a další potřebné věci.

Mezi základní komponenty kuchyňky patří trouby určené k ohřevu jídel pro pasažéry, kávovary pro přípravu čerstvé kávy, jídelní vozíky sloužící palubní posádce k rozvozu jídel, nápojů a dárkových předmětů, dále kontejnery pro uchovávání potravin, úložné prostory, rozvodné skříňe a odpadkové koše.



Obrázek 4 Letecká kuchyňka [7]

Po celém světě se vyrábí mnoho různých typů kuchyněk, neboť různí zákazníci mohou pro své letouny požadovat různě specifická zařízení. Dělí se podle použití například na tzv. *dry galleys* a *wet galleys*. *Dry galleys* nejsou připojeny k žádnému systému a používají se zejména pro uskladnění nákladu. Oproti tomu *wet galleys* jsou napojeny na další systémy, jako jsou rozvody pitné vody, odpadní potrubí, elektřina či ventilace, tudíž se používají pro přípravu pokrmů a nápojů. Další modifikace kuchyněk jsou podle délky vozíků, podle typu dvířek či retainerů (viz kapitola 2.2.3) nebo podle velikosti (zda zabírají celý průřez letadla nebo pouze polovinu) [8].



Obrázek 5 Příklady konfigurací leteckých kuchyňek [9]

Kuchyňky mohou být umístěny v rozličných částech letounu, záleží na typu letadla či preferencích zákazníka. Obr. 6 ukazuje možnosti umístění kuchyňek a jiných úložných prostor, které nabízí výrobce Safran Cabin CZ s.r.o.



Obrázek 6 Možnosti umístění struktur v půdorysu letadla [9]

1.2.2 Bezpečnostní prvky

Jelikož je letecká doprava velmi rozšířeným a hojně využívaným způsobem přepravy, který denně využívají miliony lidí, je samozřejmě dbáno na bezpečnost posádky i pasažérů. Proto se v interiérových sestavách objevuje množství bezpečnostních prvků, které slouží k tomu, aby nedocházelo k úrazům a zraněním, ať už při běžném provozu, nebo zejména při nečekaných a kritických situacích. Dostatečná šířka uliček může napomoci rychlé evakuaci v případě nouzového režimu. Mezi pasivní bezpečnostní prvky, které patří k nejviditelnějším a nejpoužívanějším jsou bezpečnostní pásy. Nutnost použití pásů je nařízena předpisy při startu a přistání letadla, dále pak může být nařízena pilotem či palubním personálem při nebezpečnějších fázích letu. Za bezpečnostní prvky mohou být považována i samotná sedadla, neboť i ony podléhají přísným bezpečnostním předpisům. Dalšími prvky zajišťujícími bezpečnost jsou různé přihrádky, boxy, sítky a západky, které zajišťují vybavení letadla tak, aby se žádný předmět na palubě nemohl samovolně pohybovat po prostoru interiéru. Za bezpečnostní prvky lze považovat i použité materiály, které musí splňovat přísné bezpečnostní normy, nesmí

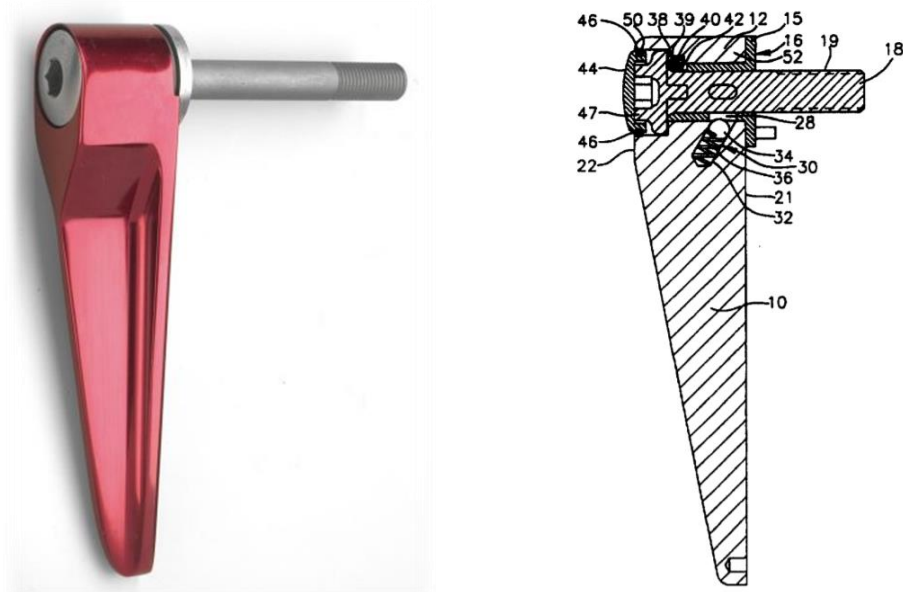
uvolňovat nadlimitní množství kouře, toxických plynů ani tepelné energie a v některých případech se klade důraz i na jejich neprůstřelnost. Hasicí přístroje a další podobné vybavení se pak řadí mezi aktivní bezpečnostní prvky, které v případě nouze přispívají ke zmírnění či eliminaci nebezpečí [4].

1.2.3 Retainery

Bezpečnostními prvky, kterými se zabývá tato práce, jsou tzv. retainery, tedy části zádržného systému, které mají za úkol zajišťovat komponenty usazené v policích na svých místech. Retainery se mohou lišit tvarem, velikostí i barvou, principiálně se ale jedná o tělesa z hliníkové slitiny (na obr. 7 označen číslem 10), která jsou v kontaktu s vnitřním pouzdrem (č.16) a zajištěna šroubem (č.18), přičemž se mohou otáčet o 90 i více stupňů a lze tedy měnit jejich pozici mezi polohami zajištěno/odjistiťeno. Mechanismus retaineru obsahuje zároveň i zajišťovací kuličku (č.34) a pružinu (č.36), které společně s otvory v pouzdru vymezují zajištěné polohy [10].

Retainer je přes pouzdro připojen k hliníkovému bloku, který je vsazen do panelu. Tím je zajištěno připojení ke struktuře konstrukce. Axiální pohyb retaineru je zajištěn zašroubováním šroubu do hliníkového bloku nebo pomocí zajišťovací matice.

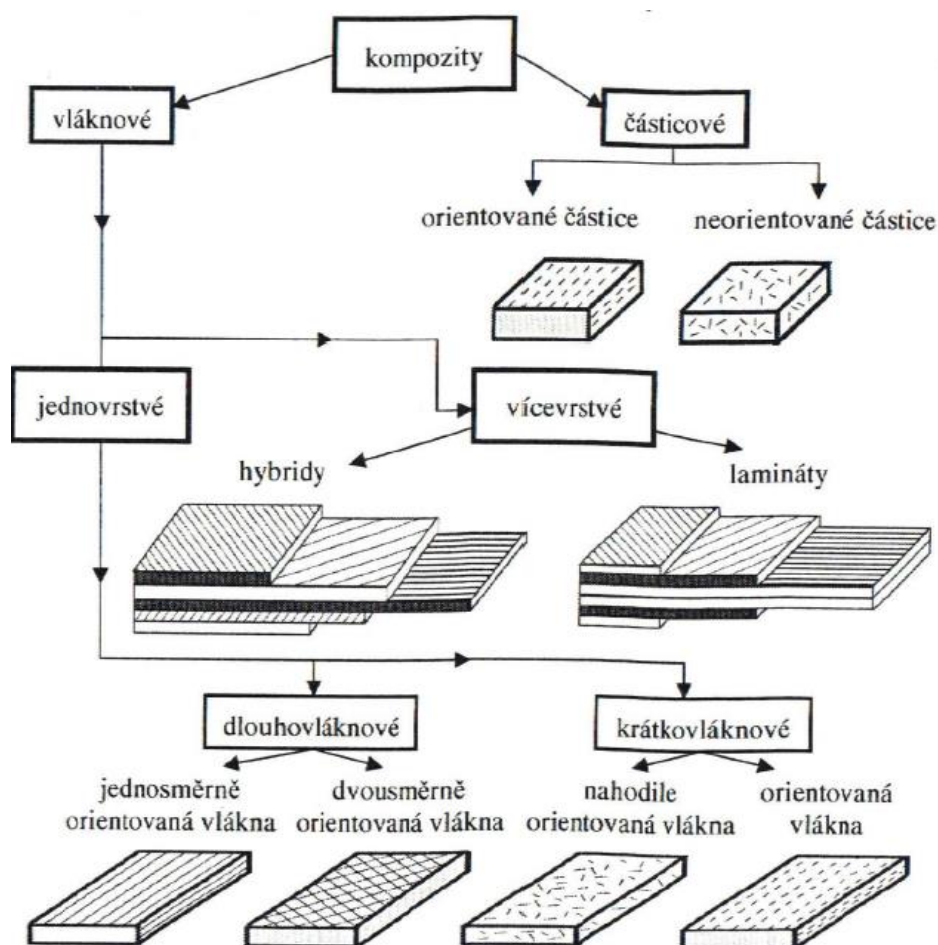
Retainery bývají použity vždy v páru, a to z provozních a bezpečnostních důvodů. Pokud totiž jeden z páru přestane plnit svoji funkci z důvodu poškození, letadlo je díky funkčnosti druhého prvku stále letuschopné.



Obrázek 7 Retainer, vpravo řez retainerem [10; 11]

1.3 Materiály používané v leteckých interiérech

V leteckých aplikacích jsou používány materiály, které musí splňovat hned několik funkcí zároveň. Velký požadavek je kladen na co nejlehčí konstrukce, avšak při zachování co největší tuhosti. V letectví platí více než v jakémkoli jiném odvětví dopravy, že každá, byť sebemenší, úspora váhy znamená i úsporu peněz při provozu. Díky tomu se může převést více nákladu či osob, nebo naopak ušetřit za palivo. Dalším požadavkem je samozřejmě bezpečnost, použité materiály musí pomáhat zajišťovat ochranu pasažérů a nesmí pro ně být rizikem. Důraz je kladen ve velké míře na odolnost proti ohni, ať už při vypuknutí požáru na palubě či při havárii. Materiály by měly pomáhat zpomalovat šíření ohně a neměly by vypouštět více toxických plynů a kouře, než je povoleno předpisy. Proto byly dříve používané materiály jako PVC nebo ABS nahrazeny modernějšími, např. fenolickými pryskyřicemi. Materiály musejí snášet dlouhodobé používání, být tedy odolné nejen vůči mechanickému poškození, ale i špíně či znečištění. Zároveň by měly být i zajímavé svou barvou a designem, neboť to pak může činit jejich přidanou hodnotu z hlediska estetiky a marketingu [4].

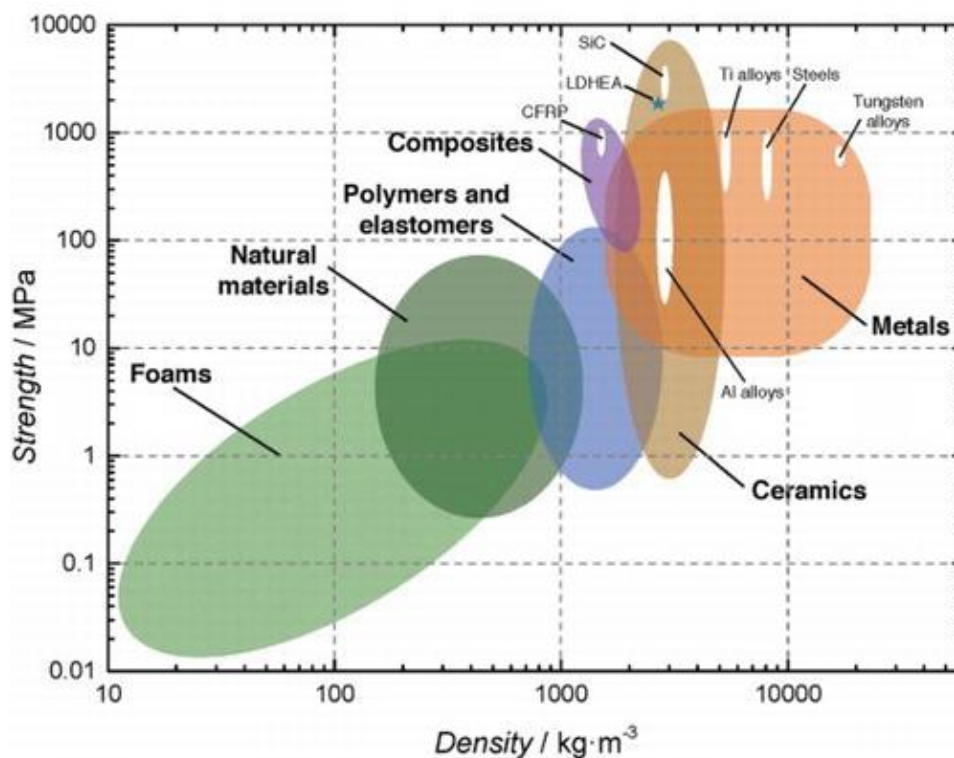


Obrázek 8 Dělení kompozitů [12]

1.3.1 Kompozity

Největšího zastoupení se v leteckých interiérových konstrukcích těší materiály kompozitní. Jsou z nich vyrobeny stropní desky i stěny, nábytek i podlahy [13]. Kompozity jsou materiály, které se skládají z dvou a více složek odlišných vlastností, přičemž hlavním účelem vytváření kompozitů je využití výhodných vlastností všech obsažených materiálů a jejich vzájemné výhodnému propojení. Nutno poznamenat, že pokud se spojením dvou nebo více materiálů zlepší jedna mechanická vlastnost, jiná se může zhoršit, tudíž se musí při vytváření kompozitů pracovat s jistou opatrností. Rozlišujeme různé typy kompozitních materiálů, což znázorňuje schéma na obrázku 8 [12].

Mezi hlavní přednosti kompozitů patří především vysoké pevnosti a tuhosti na jednotku hmotnosti. Dále se s nimi dá dobře pracovat a vytvářet materiály pro konkrétní aplikace, a to tím, jak se zvolí složení kompozitu [12], [14]. Obrázek 9 ukazuje porovnání materiálů používaných v průmyslových aplikacích, kompozitní materiály při porovnatelné pevnosti dosahují menších hodnot hustoty, a tedy i hmotnosti.

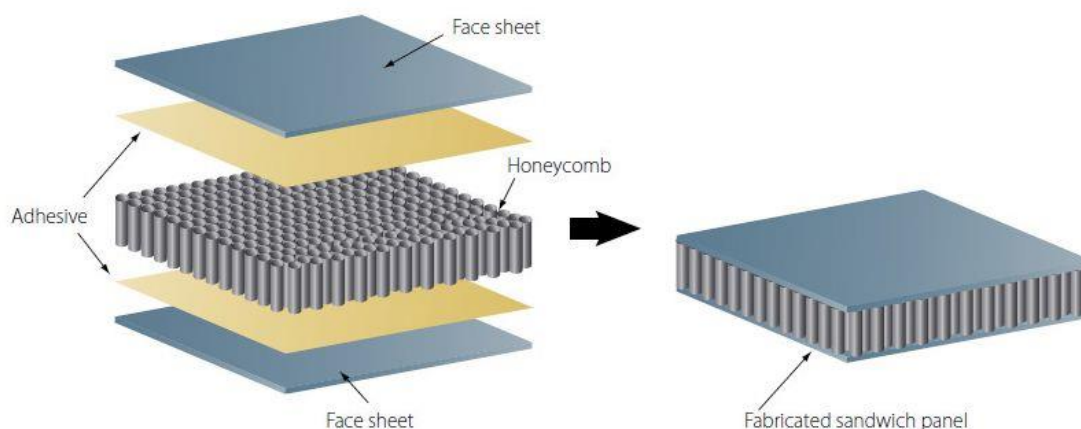


Obrázek 9 Porovnání poměrů pevnost/hustota různých materiálů [15]

1.3.1.1 Sendviče

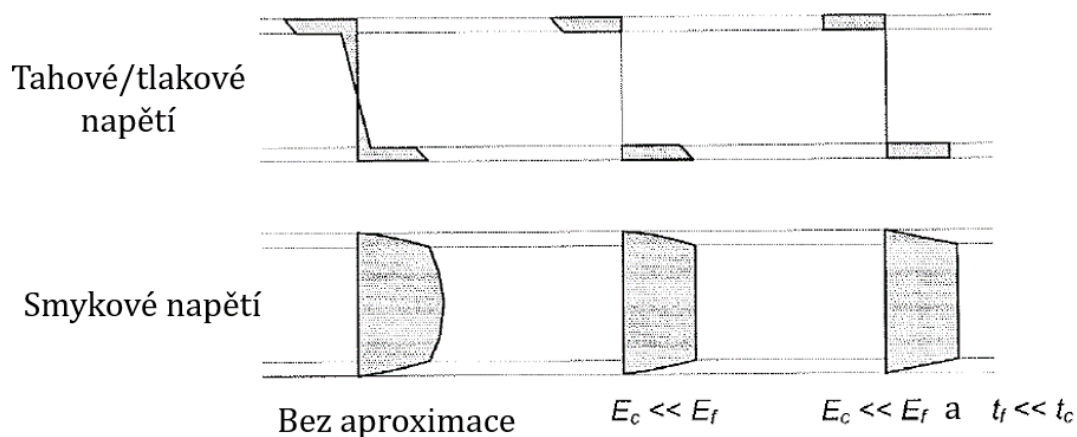
Často využívaným typem kompozitních materiálů v leteckých interiérech jsou sendvičové kompozity. Výhoda sendvičových konstrukcí oproti konvenčním materiálům je ve vysoké tuhosti (vykazují výbornou ohybovou tuhost) a nízké hustotě, tedy velmi dobrém poměru tuhosti

na jednotku hmotnosti. Sendviče se skládají ze dvou, resp. tří hlavních složek, a to vnější vrstvy (*face sheet*), jádra (*core*) a jejich vzájemnou vazbu zajišťujícího pojidla (*adhesive*) [16].



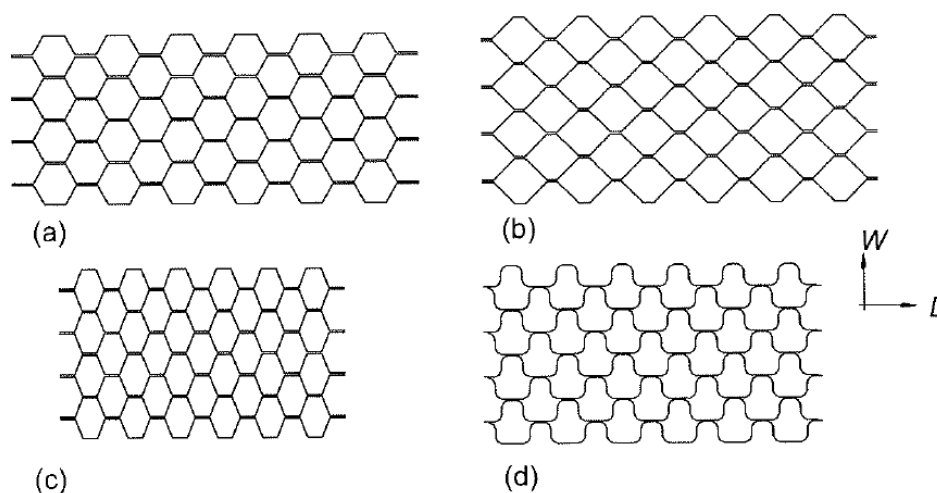
Obrázek 10 Popis složení sendvičového panelu [17]

Při zatížení přenáší vnější vrstvy hlavně ohybové napětí (jeden z dvojice přenáší tahové napětí, druhý tlakové), tudíž jsou tvořeny mechanicky pevnými materiály, kdežto jádro přenáší smykové napětí a jelikož tvoří většinu objemu sendviče, mělo by být i co nejlehčí. Dohromady je tedy získán materiál velmi tuhý, ale zároveň lehký. Obr. 11 zobrazuje distribuci normálového (nahore) a smykového (dole) napětí v sendvičovém panelu a jejich možné aproximace [16].



Obrázek 11 Distribuce normálového (nahore) a smykového (dole) napětí v sendvičovém panelu [16]

Vnější vrstvy mohou být z kovových slitin, např. hliníku či oceli, nebo ze skleněných či uhlíkových vláken v epoxidové matrici, možností je však daleko více. Jádro je obvykle tvořeno pěnou nebo voštinou. Voštinová jádra inspirovaná strukturou včelích pláství byla vyvinuta speciálně pro letecké aplikace. Mohou nabývat různých vzorů a stejně tak se může lišit jejich uplatnění. Materiály používané na voštinová jádra jsou jak kovové, zejména hliníkové, tak nekovové, např. NOMEX®, což je materiál z aramidových vláken [16].



Obrázek 12 Druhy voštinových jader [16]

Způsob výroby jádra sendvičového panelu má následně vliv na mechanické vlastnosti panelu. Na obr. 12 lze vidět souřadnicový systém W a L , který udává orientaci voštinového jádra. Je proto nutné dbát na to, jak je panel orientován, neboť v různých směrech může mít různé mechanické vlastnosti.

1.3.2 Kovy

Stejně jako v jiných průmyslových aplikacích, i v letectví jsou často využívány kovové materiály. Ačkoli jsou v mnoha případech nahrazovány novými, progresivnějšími a modernějšími materiály, jako právě například kompozity, stále mají nezastupitelné místo zejména v termálně a mechanicky namáhaných částech, třeba i právě v částech konstrukcí leteckých interiérů [4]. Používají se zejména ke zvýšení tuhosti kritických oblastí (často v kombinaci se sendvičovými panely jako lokální výztuhy – *doublery*) nebo právě pro výrobu bezpečnostních prvků, jako jsou například retainery. Samotná těla retainerů jsou tvořena převážně z hliníku, další části však mohou být například z oceli či jiného kovu.

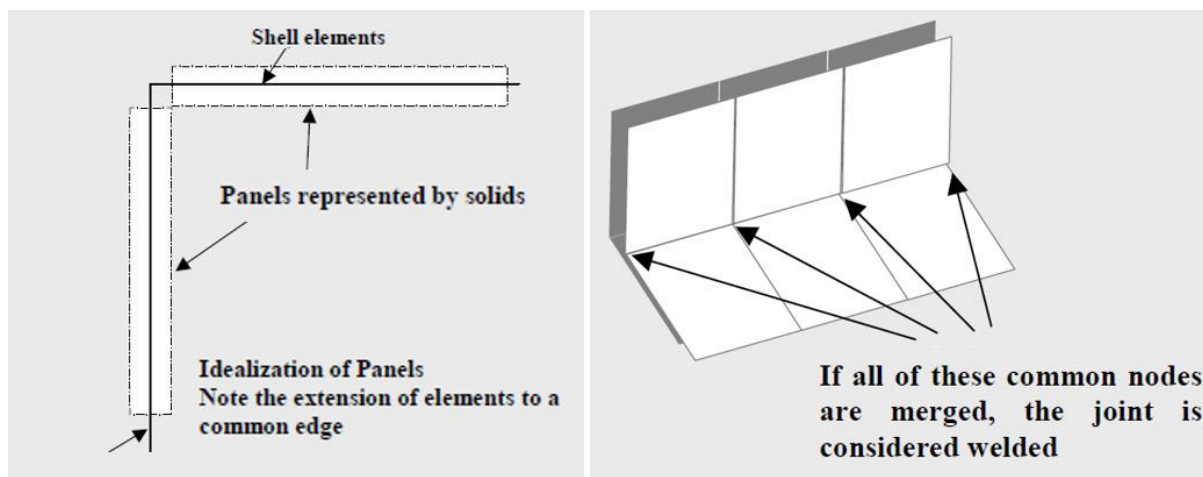
1.4 Letecké předpisy

Letectví je obor, ve kterém se mimořádně dbá na bezpečnost, a proto není divu, že je svázán mnoha předpisy, regulacemi a nařízeními, které přispívají k zajištění pohodlí a bezpečí cestujících. V této kapitole je představeno několik předpisů, které se k této práci bezprostředně vztahují.

1.4.1 Gama 13

Tento dokument byl vytvořen asociací GAMA (General Aviation Manufacturers Association) za účelem standardizace a sjednocení procesu modelování a testování leteckých interiérových struktur a zjednodušení jejich certifikace. Byl vytvořen ve spolupráci s americkým leteckým úřadem FAA. Obsahuje informace o tom, jak by měly být připravovány a prováděny testy a napěťové analýzy, aby byly splněny podmínky zaručující bezpečný provoz.

V kapitole 3, *“Demonstration by analysis”*, jsou popsány požadavky, které by měla splňovat analýza, aby bylo vyhověno předpisům FAA. Specifikuje, za jakých podmínek by měl být výpočet ověřen odpovídajícím fyzickým testem, a popisuje, jaké výstupy by měla analýza obsahovat. Na jednoduchých příkladech také vysvětluje, v jakých případech je dobré analýzu s využitím metody konečných prvků použít. Ukázané příklady se týkají zejména uchycení interiérových struktur k podlaze a trupu letounu. V další části jsou popsány způsoby, jak volit parametry výpočtové sítě, či jaké použít prvky, a jak nahrazovat reálnou geometrii výpočtovým modelem [18].



Obrázek 13 Ukázka modelování geometrie v dokumentu Gama 13 [18]

1.4.2 CS-25

Dokument, označený jako CS-25 (v originále *Certification Specifications for Large Aeroplanes CS-25*), je letecký předpis platný pro velká proudová letadla (*turbine powered*). Jeho vydání a aktualizaci zajišťuje EASA (*European Aviation Safety Agency*), tedy Evropská agentura pro bezpečnost letectví, která má za úkol dohled nad dodržováním bezpečnostních pravidel letecké dopravy a spolupráci s ostatními mezinárodními leteckými organizacemi. Slouží jako nezávazná technická norma pro splnění nezbytně nutných podmínek stanovených v Základních nařízeních (*Basic regulations*), tedy podmínek, které je v rámci bezpečnosti nutné splnit, aby bylo letadlu umožněn provoz v rámci Evropské unie. Pro naši práci je nejdůležitější kapitola Podmínky nouzového přistání (*Emergency Landing Conditions*), odstavec CS 25.561 – Obecné podmínky (*general*). V odstavci jsou stanoveny podmínky, které musí vydržet části leteckého interiéru a ostatní vybavení, pokud dojde k nouzovému přistání či jiné nestandardní, nebezpečné či kritické situaci. Jsou zde specifikovány kritická přetížení pro 6 směrů pohybu letadla, z nichž největší přetížení musí vydržet ve směru vpřed (*forward*), tedy ve směru od ocasu letadla směrem ke kabině. Konkrétně je zde specifikováno zatížení 9.0 g, tedy devítinásobek tíhového zrychlení [19].

(3) The occupant experiences the following ultimate inertia forces acting separately relative to the surrounding structure:

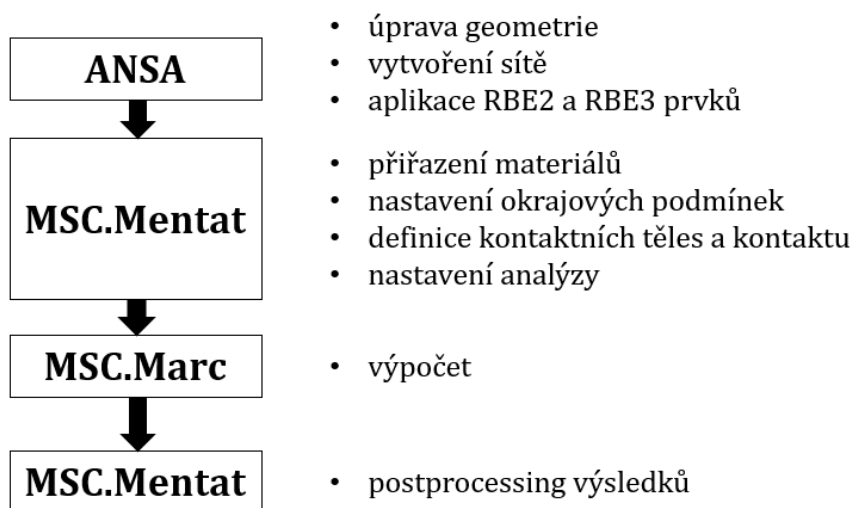
- (i) Upward, 3·0g
- (ii) Forward, 9·0g
- (iii) Sideward, 3·0g on the airframe and 4·0g on the seats and their attachments
- (iv) Downward, 6·0g
- (v) Rearward, 1·5g (See AMC 25.561 (b) (3).)

Obrázek 14 Pasáž předpisu CS-25 definující kritické zatížení [19]

Celé originální znění odstavce CS 25.561 předpisu CS-25 je k nahlédnutí v Příloze A.

2 Statický výpočet zádržného systému

Statický výpočet zádržného systému kuchyňské sestavy byl proveden pomocí nelineárního řešiče softwaru MSC.Marc, k preprocessingu i postprocessingu úlohy pak posloužil přidružený software MSC.Mentat. K přípravě geometrie a vytvoření sítě byl pro lepší vybavenost použit software ANSA, což je nástroj sloužící k přípravě modelů vyvinutý společností BETA CAE systems.



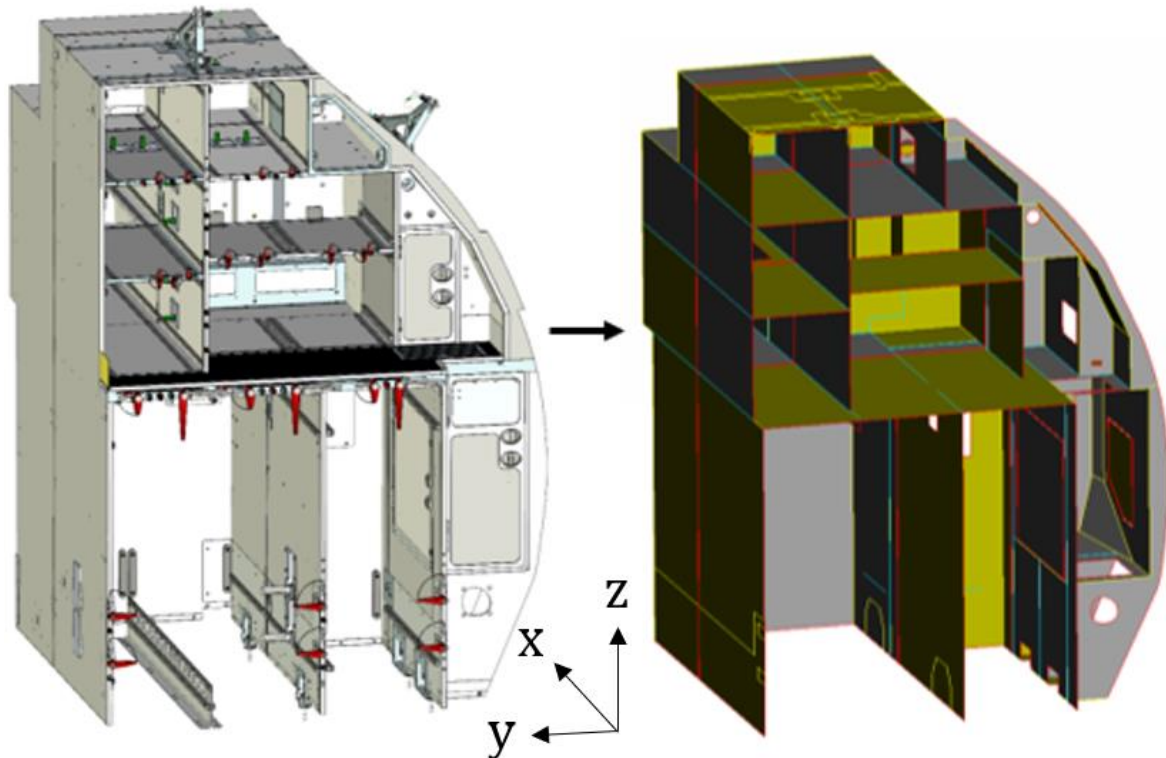
Obrázek 15 Schéma analýzy

Tato část práce se zabývá popisem tvorby výpočtového modelu, nastavením analýzy a vyhodnocením výsledků. Zkoumaným jevem je zatížení retainerů kuchyňky od jídelního vozíku (tzv. *trolley*) v případech nouzového stavu, kdy by veškeré vybavení letadla mělo vydržet přetížení minimálně 9g (devítinásobek tíhového zrychlení) bez toho aby došlo k uvolnění vybavení nebo aby byla jakkoli ohrožena posádka nebo cestující na palubě.

2.1 Geometrie

Prvním krokem při tvorbě výpočtového modelu je vytvoření geometrie řešené sestavy. Za součást kuchyňské sestavy lze brát i jídelní vozík, který bývá v kuchyňce uschováván, pokud zrovna není používán. Jelikož je deformační a napěťová analýza vozíku z hlediska cílů práce nepotřebná, nebude se s ním v této části zabýváno a dále bude jeho problematika popsána v části věnující se zatížení modelu. Kuchyňka se sestává z velmi velkého počtu dílů a komponent. Pro tuto práci však nejsou všechny součásti podstatné, a proto je důležité rozhodnutí, jak model, v tomto případě importovaný CAD model, upravit tak, aby zahrnoval všechny důležité části a komponenty pro pevnostní analýzu, ale zároveň tak, aby neobsahoval součásti, které nejsou z hlediska cílů práce důležité a které by výpočet prodlužovaly, např. zemnicí plechy apod. Základními stavebními prvky kuchyňky jsou sendvičové panely, které tvoří celou kostru konstrukce. Panely jsou

kompozitní, tedy tvořeny více vrstvami materiálů. Modelovat tedy tyto panely objemovými prvky, tzn. zvláště jádro a zvláště vnější vrstvu kompozitu, by bylo výpočtově náročné z důvodu násobně většího množství stupňů volnosti, proto se při tvorbě modelu využívá vlastností rovinných 2D prvků, kterým lze přiřadit vlastnosti odpovídající prostorovému prvku a které jsou přijatelnou idealizací z hlediska kvality výsledků. Zjednoduší se tím výpočet a sníží výpočetní čas, neboť dojde ke snížení počtu uzlů i elementů. Obrázek 16 znázorňuje i globální souřadnicový systém, ve kterém je model orientován.



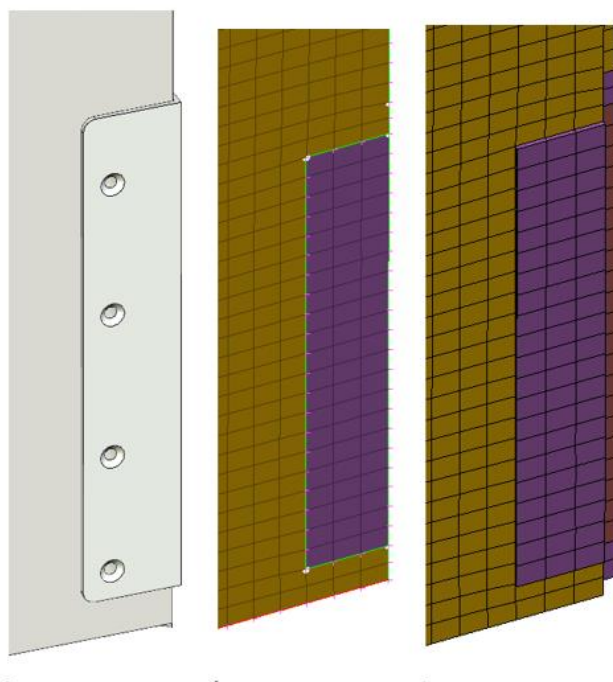
Obrázek 16 Transformace CAD modelu na MKP model

Co však nelze jednoduše vymodelovat pomocí rovinných prvků, je samotný zádržný systém, tedy retainery. Geometrii retaineru z CAD modelu musíme vzít tak jak je, a v preprocessingu ji upravit do takového stavu, aby byla použitelná pro konečnoprvkový model. I zde však lze udělat dílčí úpravy, odstranit např. zbytečné rádiusy či jiné konstrukční nebo technologické prvky. Ačkoli kuchyňky obsahují hned několik jednotek až desítek retainerů, detailněji byly modelovány pouze ty dva retainery, které byly zatíženy.

2.2 Tvorba výpočtové sítě

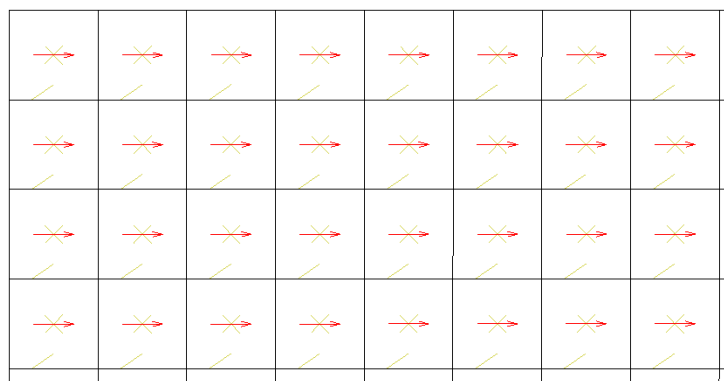
2.2.1 2-D prvky

Při tvorbě výpočtového modelu jsou použity skořepinové (*shell*) elementy, neboť tloušťka panelu je mnohem menší než ostatní dva rozměry. Pro modelování kompozitů lze v programu ANSA využít speciální typ skořepinových prvků, a to prvky typu PCOMP. V nich lze skládat jednotlivé vrstvy materiálů, přičemž každé vrstvě se předepíše materiál, tloušťka a jelikož mohou být materiály ortotropní či anizotropní, tak i úhel natočení. Pokud je kompozitový prvek nesymetrický (např. symetrický panel s výztužným plechem pouze na jedné straně), zadá se hodnota offsetu tak, aby poloha panelu odpovídala realitě. Zkontrolovat, zda je offset nastavený přesně, lze pomocí zobrazení skořepinového prvku jako objemového.



Obrázek 17 CAD geometrie detailu kuchyňky, výpočtový model se skořepinovými prvky, výpočtový model se skořepinovými prvky zobrazenými jako objemové prvky

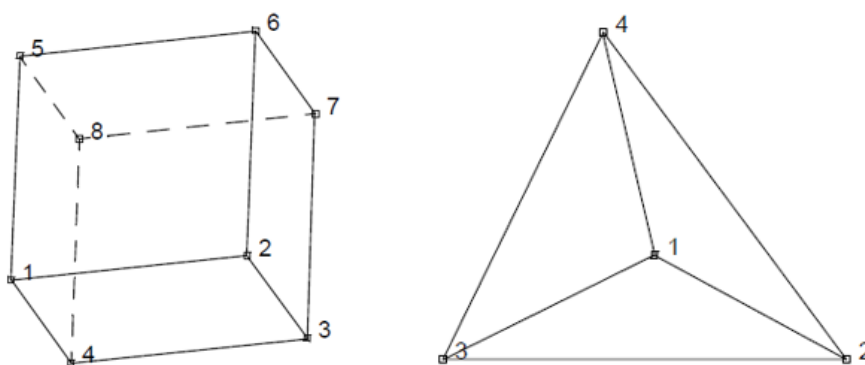
Důležité je dbát na orientaci materiálu, jelikož se pracuje s ortotropními materiály. Jak již bylo zmíněno v teoretické části, výrobní technologie má vliv na materiálové vlastnosti, tudíž v jednom směru může být panel tužší než ve druhém, což musí být bráno na zřetel. Výrobní technologie nejenže má vliv na materiálové vlastnosti, ale také omezuje maximální možnou velikost panelu.



Obrázek 18 Kontrola orientace materiálu sendvičového panelu

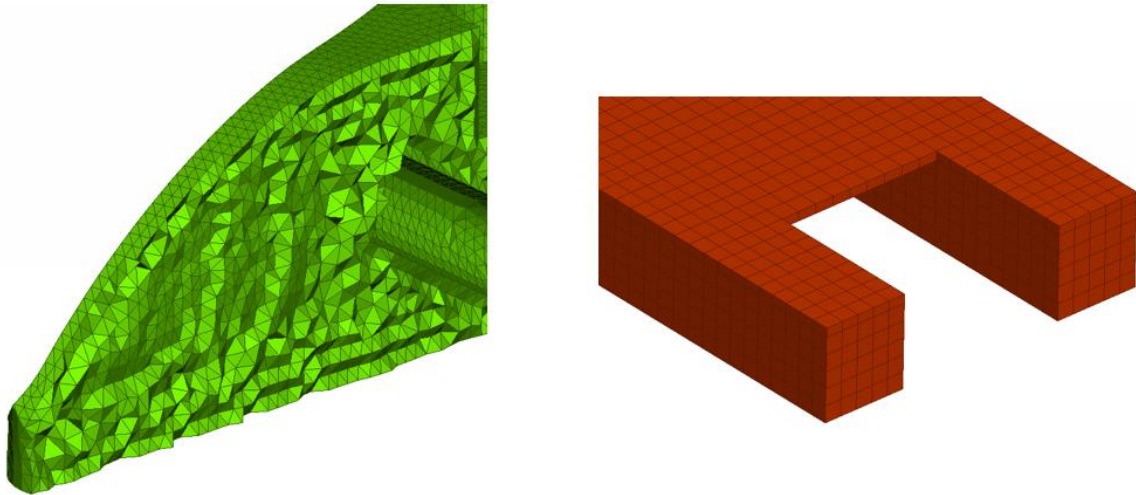
2.2.2 3-D prvky

Při síťování modelu retainerů a jejich bezprostředního okolí jsou použity objemové prvky. Jednotlivé součásti modelu jsou síťovány zvlášť, aby bylo možné dosáhnout co nejlepší kvality sítě. Pokud je daná součást symetrická nebo tvarově pravidelná, je vysítována šestistěnnými prvky, v preprocessoru ANSA označovanými jako CHEXA. Tyto prvky jsou izoparametrické a mají 8 uzlů. Pro analýzu jsou použity prvky prvního řádu, tedy lineární.



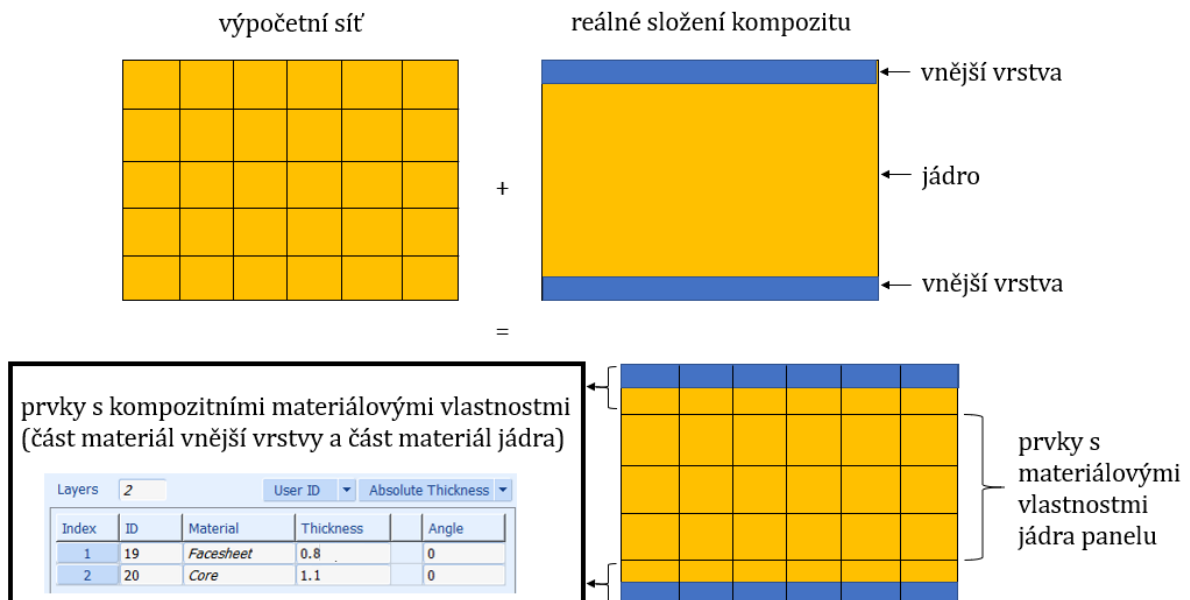
Obrázek 19 Lineární CHEXA a CTETRA prvky [20]

Jelikož některé části zádržného systému mají komplexní geometrii a obsahují otvory, je k jejich vysítování použito čtyřstěnných izoparametrických prvků se čtyřmi uzly CTETRA. Tyto prvky nejsou tak kvalitní jako CHEXA a mohou přidávat do modelu větší tuhost, dokážou však lépe pokrýt požadovanou geometrii. Těmito prvky jsou vysítované i oba retainery.



Obrázek 20 Řez retainerem tvořeným CTETRA prvky (vlevo), blok tvořený CHEXA prvky (vpravo)

Část sendvičových panelů je kvůli návaznosti na geometrii retaineru modelována objemovými prvky. Práce se zabývá sendviči, jejichž tloušťka vnějších vrstev je zřetelně menší než tloušťka jádra. Proto je při vytváření sítě v oblasti sendvičového panelu využito možnosti nastavení kompozitního materiálu. Panely mají vytvořenou síť z osmiuzlových šestistěnných prvků, přičemž vnitřním prvkům jsou přiřazeny materiálové vlastnosti jádra. Krajní prvky využívají možnosti formulace materiálových vlastností v jednotlivých vrstvách a jsou tak pomyslně rozděleny na dva materiály. Výhoda tohoto postupu je zachování dobré kvality prvků a kritéria výpočetní sítě tzv. *aspect ratio*, tedy poměru výšky ku délce prvku.



Obrázek 21 Schéma modelování sendvičového panelu objemovými prvky

Následující tabulka ukazuje typy a počty prvků použitých při analýze kuchyňky.

Typ prvku (značení dle sw ANSA)	Popis	Počet prvků
CROD	Tyčový prvek	15
CTUBE	Nosníkový prvek kruhového průřezu	1
RBE2	<i>Rigid body</i> prvek	5
RBE3	<i>Rigid body</i> prvek, interpolační	87
SHELL - CQUAD4	Čtyřuzlový skořepinový prvek	136445
SHELL - CTRIA3	Tříuzlový skořepinový prvek	548
SOLID - CHEXA	Osmiuzlový objemový prvek	132977
SOLID - CTETRA	Čtyřuzlový objemový prvek	706892

Tabulka 1 Přehled použitých typů prvků

2.3 Materiály

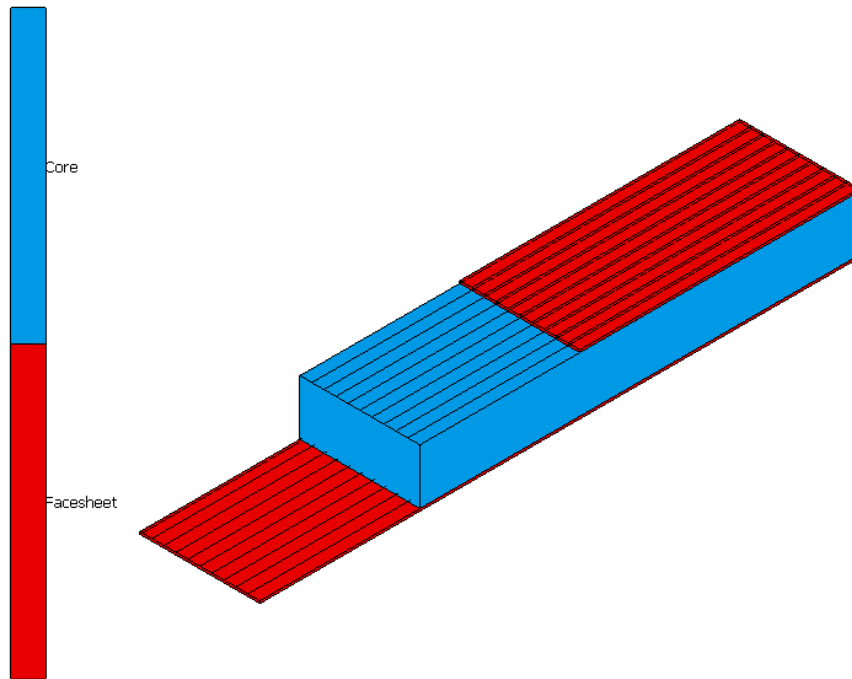
Jak již bylo zmíněno v rešeršní části této práce, v leteckých aplikacích se používají jak materiály kovové, tak i materiály kompozitní. Celá kostra struktury kuchyňky je tvořena sendvičovými panely, které mají voštinové jádro a vláknové kompozitní vnější vrstvy. Panely se ve struktuře objevují v různých tloušťkách a velikostech. Jádro i vnější vrstvy vykazují ortotropní chování, tedy mají různé materiálové vlastnosti ve třech navzájem kolmých směrech. Při manipulaci s nimi je tedy nutné dbát na to, jak jsou jednotlivé materiály orientovány. Konkrétní materiálová data jsou vzhledem k tomu, že práce je zadána průmyslovým partnerem a jsou jeho duševním vlastnictvím, utajena. Obecně však lze o vnější vrstvě sendvičového panelu říct, že je tvořen materiály s relativně vysokým Youngovým modulem pružnosti, kdežto jádro je velmi poddajné. Velmi dobrým nástrojem programu MSC.Mentat je možnost nechat si vykreslit, jak vypadá uživatelem definovaný kompozit a jak jsou tloušťky jednotlivých vrstev vůči sobě velké a natočené. To může sloužit jako kontrola, že jsou parametry kompozitu zadány správně, viz obr. 22.

Abý mohl řešič s ortotropním materiálem pracovat, musí materiál splňovat tzv. kritérium stability, které má tři podmínky [21]:

$$|v_{ij}|^2 < \frac{E_i}{E_j} \quad \text{pro } i, j = 1, 2, 3 \quad (3.1)$$

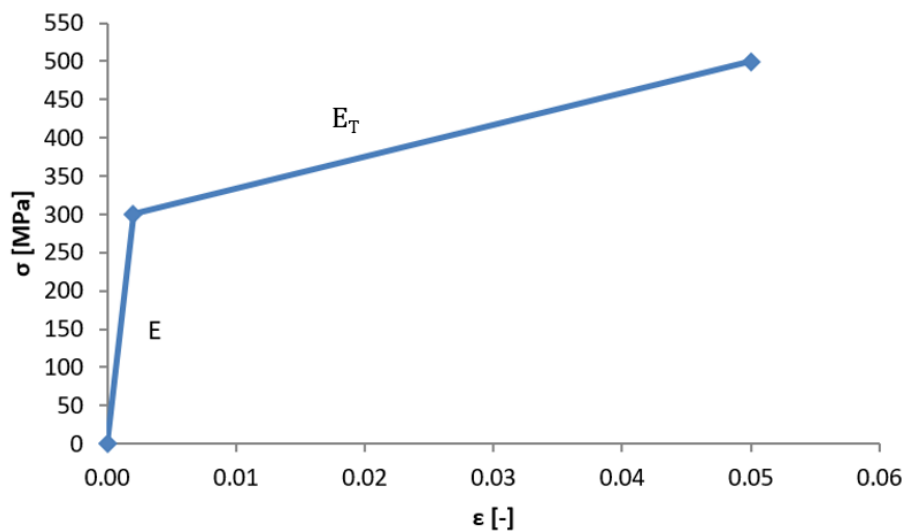
$$1 - v_{12} \cdot v_{21} - v_{23} \cdot v_{32} - v_{31} \cdot v_{13} - 2 \cdot v_{21} \cdot v_{32} \cdot v_{13} > 0 \quad (3.2)$$

$$E_1, E_2, E_3, G_{12}, G_{23}, G_{31} > 0 \quad (3.3)$$



Obrázek 22 Vizualizace skladby kompozitového panelu v prostředí MSC.Mentat

Součástí zádržného systému, jako je páka retaineru, blok, ve kterém je retainer upevněn, a který je vsazen do sendvičového panelu, nebo doublery, jsou z různých slitin hliníku. Ostatní kovové části, zejména spojovací součásti jsou pak z oceli. Pro všechny materiály jsou definovány hodnoty Youngova modulu pružnosti E a Poissonova čísla ν . Kovové materiály jsou formulovány pomocí bilineárního modelu. To znamená, že po překročení meze kluzu vznikají v materiálu trvalé plastické deformace a je definován tangenciální modul pružnosti E_T . Bilineární model patří k jednodušším modelům plasticity a pro účel práce je dostačující.

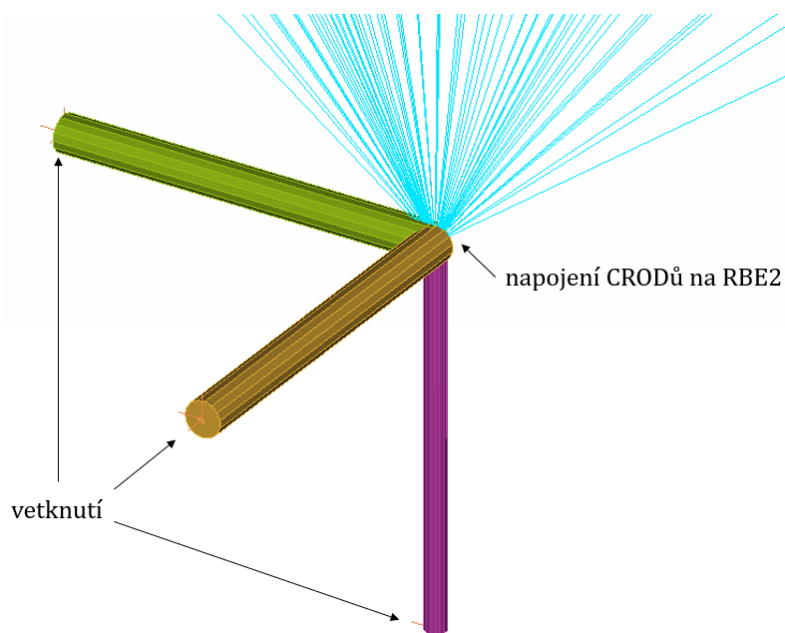


Obrázek 23 Ukázka bilineárního materiálového modelu

2.4 Okrajové podmínky

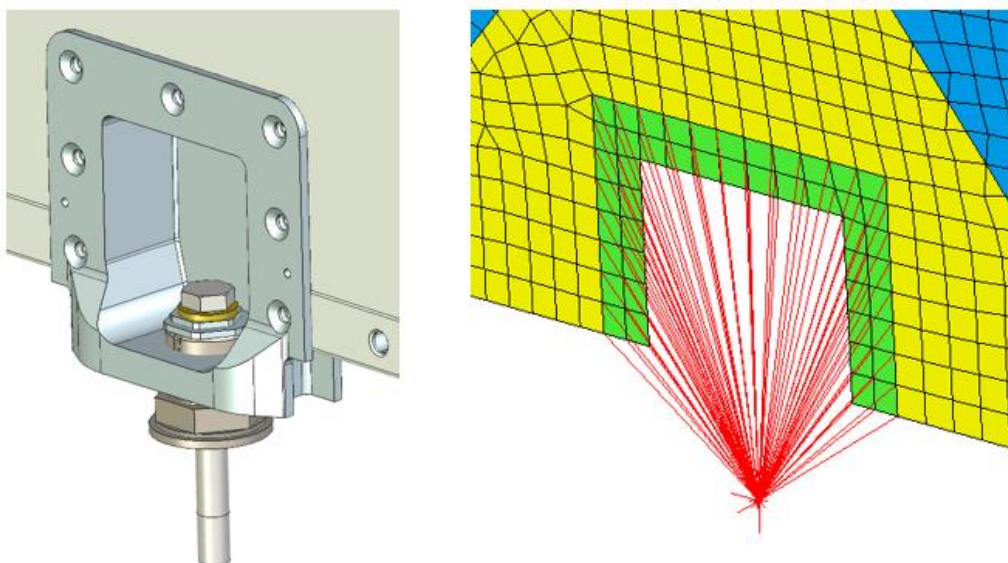
Interiérové konstrukce, jako jsou kuchyňky a skříňky, musejí být uchyceny k trupu a podlaze letounu, aby došlo k zajištění polohy na určitém místě. K tomu se používají tzv. *fittings*, které můžeme rozlišit na horní (*upper fittings*) a dolní (*floor fittings*). Při návrhu a výpočtech interiérových sestav je důležité znát zatížení (*interface loads*), která jsou přenášena právě těmito spojovacími prvky. Zatížení přenesené *floor fittingy* totiž dále působí na podlahu letounu, *upper fittingy* zase přenášejí zatížení do trupu, s čímž je nutné počítat právě při výpočtech konstrukce letadla.

V modelu kuchyňky jsou *floor fittings* modelovány pomocí kombinace RBE2 a CROD prvků. Tři vzájemně kolmé CROD prvky mají své parametry (modul pružnosti, délku, průřez) nastaveny tak, aby tuhostně reprezentovaly podlahu, samotné *floor fittings* jsou modelovány jako absolutně tuhá tělesa pomocí RBE2 prvků. Použitá tuhostní náhrada je verifikována společností Safran Cabin CZ.



Obrázek 24 Napojení prvků CROD k prvku RBE2

Volným koncům CRODů jsou zamezeny posuvy ve všech třech směrech a společné uzly jsou navázány na RBE2 prvek. Ten má v tomto uzlu svůj nezávislý (*Master*) uzel, který je svázán se závislými (*Slave*) uzly na struktuře kuchyňky. Mezi takto propojenými uzly dochází k svázání posuvů a natočení (a tedy i přenosu zatížení), aniž by se jednotlivé závislé uzly vůči sobě posouvaly a natáčely.

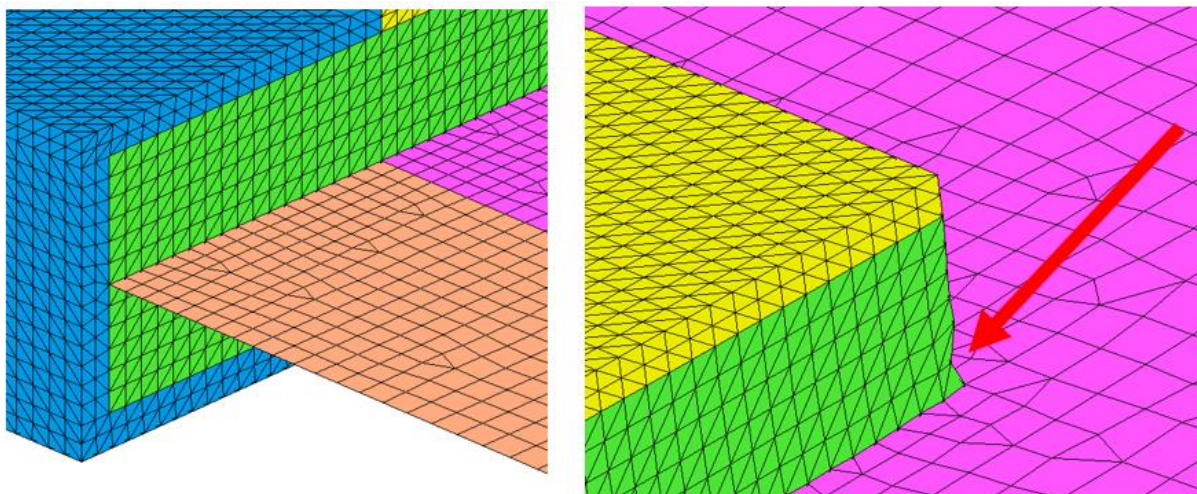


Obrázek 25 Náhrada floor fittingu ve výpočtovém modelu

Obdobně je vymodelováno i horní uchycení kuchyňky, tzv. *top attachment*. Opět jsou použity CROD prvky, které ale tentokrát nejsou navázány přímo na RBE2 element, ale mezi nimi je CTUBE prvek, tedy nosníkový prvek trubkovitého průřezu, který je výpočetní náhradou kloubově uloženého táhla, které zajišťuje přenos sil pouze v předozadním směru (směr letu letounu).

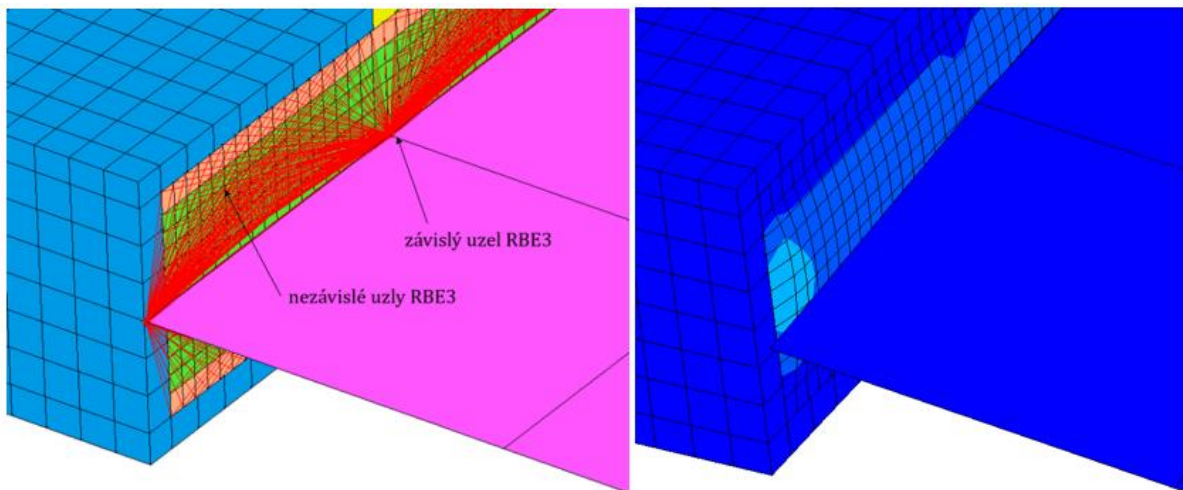
2.4.1 Napojení objemových a rovinných prvků

Při řešení této úlohy je potřeba stanovit způsob, jakým napojit objemové prvky na rovinné, tak aby toto spojení co nejméně ovlivnilo deformace a napjatost v místě přechodu. Prvním přístupem je promítnutí uzlů objemových prvků do rovinné plochy představující panel, následné vytvoření výpočetní sítě pomocí skořepinových prvků a ztotožnění korespondujících uzlů ze skořepiny a objemového prvku. Skořepinová síť tak je připojena v polovině objemové sítě, a tím, že se skořepině předepíše stejná tloušťka jako je tloušťka tvořená objemovými prvky, tvoří to zdánlivě spojitý panel. Tato varianta však nefunguje při výpočtu. Napojení skořepinových prvků v polovině výšky panelu znamená, že dojde k připojení na objemové prvky, které mají přiřazeny materiálové vlastnosti jádra panelu. Jádro panelu je velmi poddajné a při zatížení se začne deformovat způsobem, který neodpovídá skutečnosti (došlo by k porušení jádra), a výpočet tak nedokáže splnit konvergenční kritéria výpočtu.



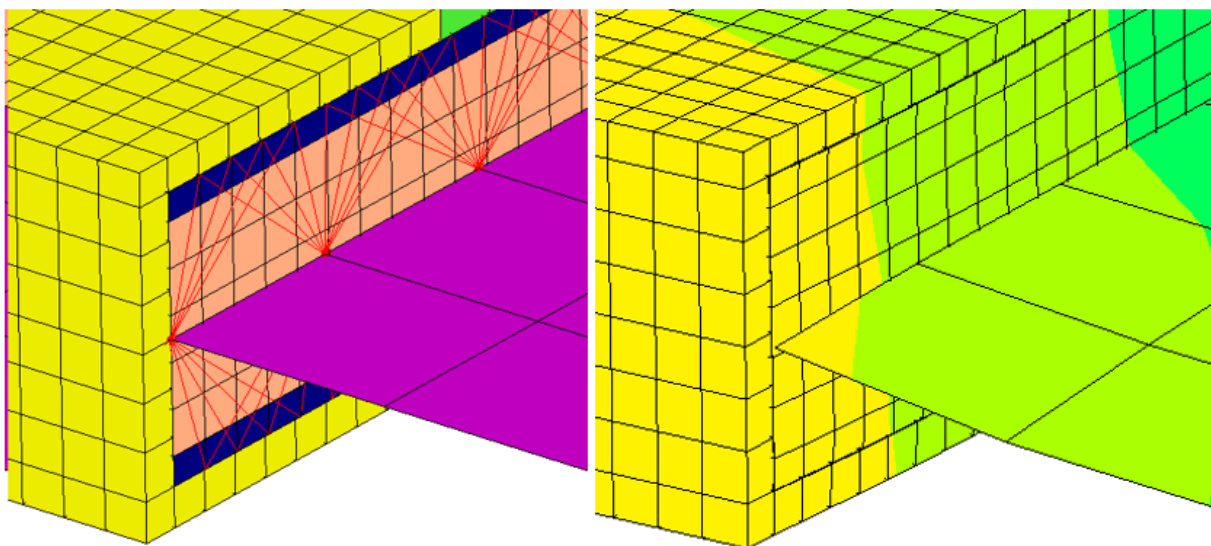
Obrázek 26 Detail napojení sítí (vlevo) a ukázka zdeformované sítě vlivem propadnutí jádra panelu

Druhý přístupem je použití RBE3 prvků. Jedná se o interpolační prvky přenášející posuvy a natočení z nezávislých (*Master*) uzlů do jednoho závislého (*Slave*) uzlu. Nezávislým uzlům mohou být předepsány různé stupně volnosti podle toho, jaké posuvy (resp. natočení) mají být přenášeny. Jako nezávislé uzly jsou v první variantě vybrány uzly na objemových prvcích, závislý pak je uzel na skořepinové síti. I u této varianty se však vyskytuje problém s deformací prvků jádra, a proto je pro použití v práci nevyhovující.



Obrázek 27 Detail napojení sítí pomocí RBE3 (vlevo) a ukázka zdeformované sítě vlivem deformace jádra panelu

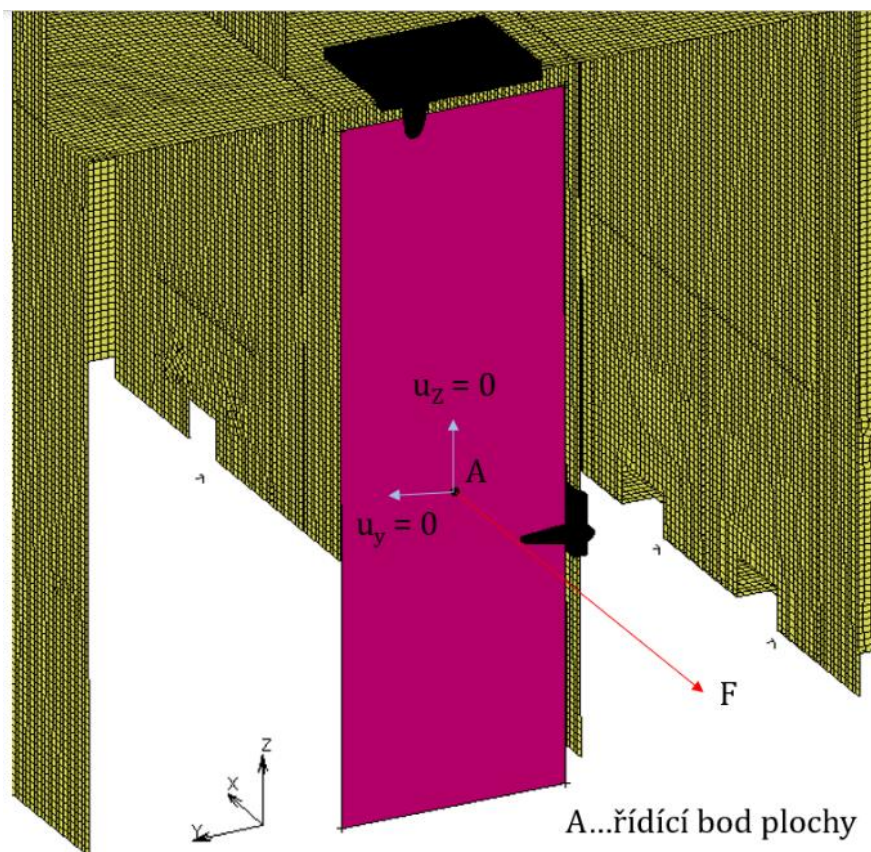
Jako nejvhodnější nakonec je zvolena varianta použití RBE3 prvků, ale jako nezávislé uzly jsou vybrány pouze uzly horního a dolního okraje panelu, tedy ty oblasti, kde je definován materiál vnější vrstvy, a nedochází tak k degeneraci prvků. Tento přechod mezi dvěma typy prvků je z hlediska reálného chování ne zcela přesný, na což musí být brán zřetel i při vyhodnocování výsledků, pro účel zkoumání této práce však může být považován za dostačující.



Obrázek 28 Detail napojení RBE3 pouze na hrany panelu (vlevo) a ukázka zatížené sítě (vpravo)

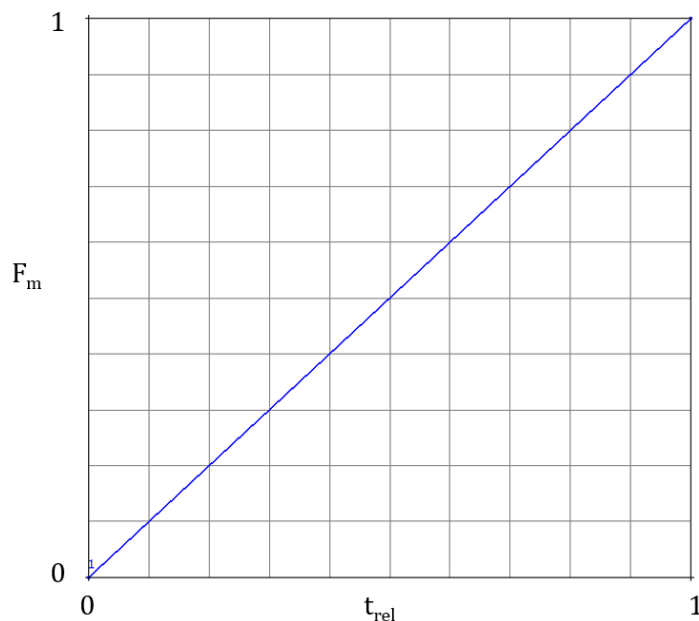
2.4.2 Aplikace zatížení

Dalším krokem při přípravě výpočetního modelu je aplikace zátěže na retainery. Zatížení na ně není totiž přenášeno přímo, ale přes testovací maketu, tzv. *dummy*. Tato maketa je pak zatížena silou známé velikosti. Maketa se opře o retainery a přes tento kontakt dochází k zatížení struktury. Model testovací makety může být vytvořen hned několika způsoby, ne všechny však jsou vhodné pro řešenou úlohu. První možností je vymodelovat maketu podle skutečných rozměrů, avšak to je značně neefektivní, neboť se tím zbytečně zvyšuje počet prvků, pro cíle práce není potřeba vyhodnocovat rozložení napjatosti ani přesná deformace makety. Druhým způsobem je možnost vymodelování pouze čela makety pomocí jedné vrstvy nebo určitého počtu vrstev objemových prvků. Při tomto přístupu však dochází k problémům s konvergencí v místech kontaktů, a ačkoli oproti první možnosti dochází ke značné redukci, počet přidávaných prvků je stále dost výrazný. Poslední zvažovanou, a nakonec i aplikovanou možností je použití tzv. *rigid geometric body*. Princip této metody je následující. Vytvoří se čelo testovací makety pomocí plochy, které se přiřadí vlastnost absolutně tuhého tělesa. Tato plocha tedy nepodléhá deformaci, což je pro řešený případ vhodné. Nezbytným krokem je vytvoření externího bodu, na který se aplikuje zatěžovací síla, a kterému jsou předepsány okrajové podmínky zamezující posuvy ve všech směrech kromě směru nositelky síly. Tento bod se poté přiřadí k ploše jako řídicí a určuje tedy zatížení makety.



Obrázek 29 Rigid body plocha a popis jejího řídicího bodu

Struktura je zatěžována silou, přičemž tato síla je z důvodu nelineárního výpočtu definována jako funkce času. Proto musí být definována tabulka časové závislosti (obr. 30). Na vodorovné ose je relativní čas výpočtu (0 znamená začátek výpočtu, 1 konec). Obdobně na svislé ose nula značí, že struktura není zatížena, jednička značí plnou zátěž. Výpočet tedy nejprve začne v prvním kroku se zlomkem síly, pokud úspěšně zkonverguje, síla se navýší, a tak to pokračuje až do plné zátěže. Velikost síly je určena podle leteckého předpisu CS-25. Ten předepisuje, že při nouzových podmínkách musí být schopny retainery vydržet přetížení minimálně 9g, tedy devítinásobek tíhového zrychlení. Jelikož však jídelní vozíky nejsou ve svých boxech zajištěny napevno, a mají tedy možnost pohybovat se ve svém prostoru o několik centimetrů i při zajištěných retainerech, může být náraz při nouzovém stavu spíše dynamického charakteru. Z toho důvodu společnost Safran Cabin CZ uvažuje navýšení přetížení na 16g, aby byly kompenzovány případné dynamické účinky nárazu. Pro 100 kg jídelní vozík vychází hodnota zatěžovací síly přibližně na 15696 N, ve výpočtu byla síla nastavena na 16000 N.



Obrázek 30 Tabulka řídicí přírůstek síly

2.4.3 Mechanické kontakty

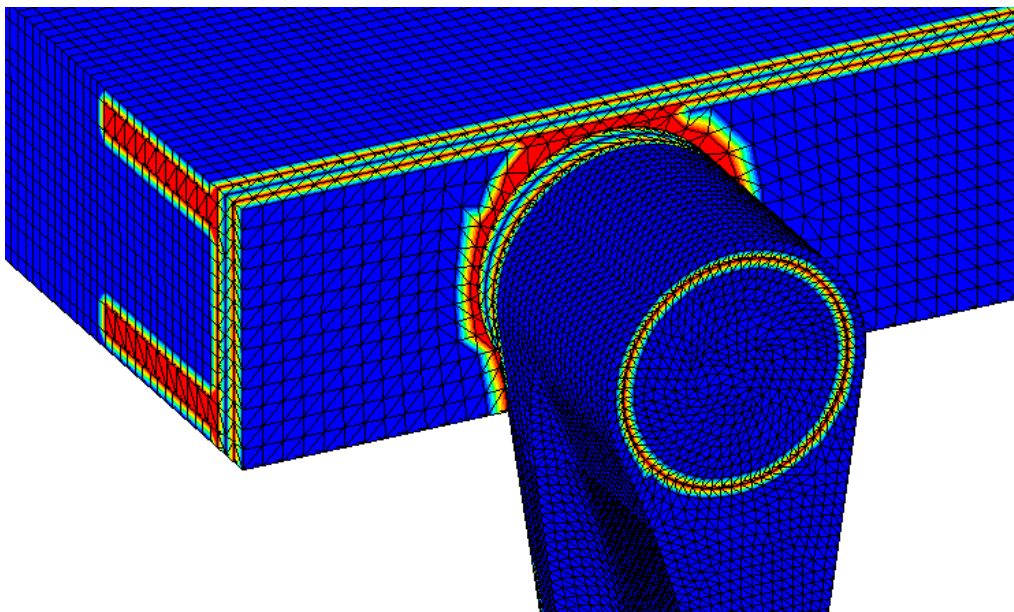
Analýza obsahuje velké množství částí, které spolu vzájemně interagují. Musí jim být přiřazena identita kontaktního tělesa a nastaveny jednotlivé interakce mezi nimi. Je vytvořeno celkem 19 kontaktních těles, z toho 18 deformovatelných (*deformable*) a jeden nedeformovatelný (*rigid*). Jak již bylo popsáno v kapitole o 3D prvcích, u jednotlivých objemových součástí je vytvořená výpočtová síť zvláště kvůli lepší kvalitě sítě a menšímu množství prvků. Aby jednotlivé součásti mohly vzájemně interagovat, jsou použity tzv. *glue* kontakty. Tento typ kontaktu na rozdíl od klasického dotykového (*touch*) kontaktu nedovoluje relativní pohyb těles vůči sobě. Tělesa jsou k sobě „přilepena“ hned na začátku výpočtu, a drží po celou dobu zatěžování, pokud není nastaveno kritérium, po jehož překročení by došlo k rozpojení kontaktu. Tento druh interakce je použit mezi všemi deformovatelnými tělesy, neboť se předpokládá, že nedochází k rozpojení kontaktů a vzájemným posuvům součástí vůči sobě. Předpoklad vychází z reálné geometrie, kde jsou jednotlivé součásti spojeny šrouby a jsou tímto způsobem vůči sobě zafixovány.

Druhým typem interakce je již zmiňovaný klasický dotykový (*touch*) kontakt. Tento kontakt je nastaven mezi retainery a plochou makety, neboť zde dochází k vzájemným posuvům mezi kontaktními tělesy. U dotykového kontaktu je definován koeficient tření. Hodnota koeficientu tření $\mu_s = 0.47$ je brána podle tabulkových hodnot koeficientu tření mezi ocelí a hliníkem [22]. Posledním krokem při nastavování kontaktu je určení kontaktních dvojic, což prostředím MSC.Mentat umožňuje definovat prostřednictvím přehledné kontaktní tabulky, ve které uživatel vybere pozice příslušných těles a přiřadí jim danou interakci.

Body Name	Body Type	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1 WD_retainer	Meshed (Deformable)			G	G											
2 WD_plech	Meshed (Deformable)				G		G									
3 WD_bolt	Meshed (Deformable)	G			G	G		G	G							
4 WD_pouzdro	Meshed (Deformable)	G	G	G		G	G									
5 WD_blok	Meshed (Deformable)			G	G	-	G	G								
6 WD_lista	Meshed (Deformable)		G		G	G										
7 WD_podlozka	Meshed (Deformable)			G		G			G							
8 WD_matka	Meshed (Deformable)			G				G								
9 KL_lista	Meshed (Deformable)											-	G	G	G	G
10 KL_blok	Meshed (Deformable)												G			G
11 KL_bolt	Meshed (Deformable)													G		
12 KL_cover	Meshed (Deformable)									G	G	G		G		G
13 KL_doubler	Meshed (Deformable)									G			G			G
14 KL_doubler_upper	Meshed (Deformable)									G						G
15 KL_panel	Meshed (Deformable)									G	G		G	G	G	

Obrázek 31 Kontaktní tabulka (neúplná)

Při zpracování výsledků lze následně vykreslit status kontaktu. Prvky, které mají vlastnost kontaktního tělesa, jsou barevně zvýrazněny. Uživatel tak získává zpětnou vazbu při kontrole nastavení kontaktů a lze tímto způsobem identifikovat případné nedostatky v nastavení.



Obrázek 32 Kontrola kontaktů, červeně jsou vyznačeny prvky s kontaktním statutem

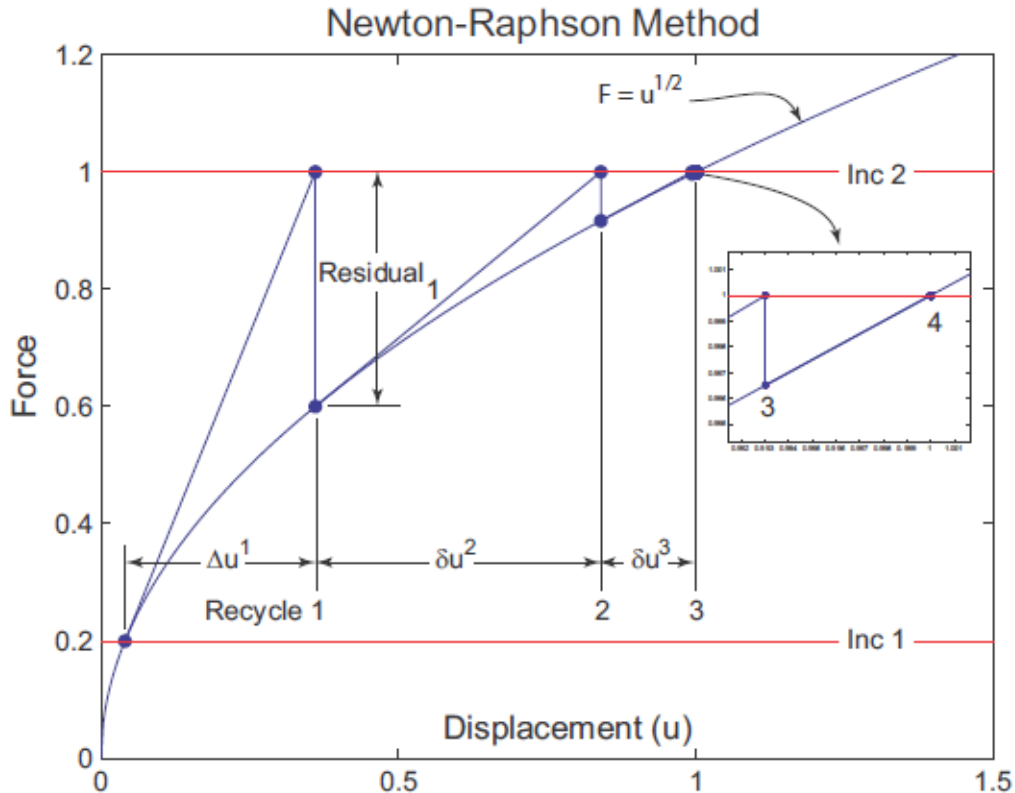
2.5 Nelineární výpočet

Řešič v MSC.Marc je nelineární a pracuje s velkými deformacemi. Nelineární analýza je na rozdíl od lineární komplexnější a časově náročnější, nelineární problémy nelze řešit pomocí superpozice. Řešení nelineárních problémů vyžaduje inkrementální schéma, přičemž může docházet k iteracím či recyklacím časového kroku, pokud není dosaženo konvergenčních kritérií. Těchto kritérií je vícero a mohou být nastaveny uživatelem. Řešič MSC.Marc nabízí vícero metod řešení, např. Newton-Rhapsonovu metodu, modifikovanou Newton-Rhapsonovu metodu nebo metodu délky oblouku.

Pro řešení úlohy v této práci byla využita Newton-Rhapsonova metoda, jejíž algoritmus je níže popsán. Je definován vektor vnějších uzlových sil \mathbf{F} a vektor vnitřních uzlových sil \mathbf{R} . Tyto síly se vyskytují v rovnici

$$\mathbf{K}(\mathbf{u}) \cdot \delta \mathbf{u} = \mathbf{F} - \mathbf{R}(\mathbf{u}) \quad (3.4)$$

Kde \mathbf{K} je matice tečné tuhosti a \mathbf{u} je vektor uzlových posuvů. Takto výpočet iteračně vypočítává rovnováhu, a ideálně by měl dosáhnout výsledku, že rozdíl $\mathbf{F} - \mathbf{R}(\mathbf{u}) = 0$. Pro efektivnější pracování výpočtu však stačí, když je dosaženo požadované přesnosti $\mathbf{F} - \mathbf{R}(\mathbf{u}) < \epsilon$. Graficky je Newton-Rhapsonova metoda znázorněna na obrázku 33 [23].



Obrázek 33 Newton-Rhapsonova metoda [23]

2.6 Vyhodnocení statického výpočtu

Na začátku vyhodnocování výpočtu je provedena kontrola reakčních sil. Tato kontrola může případně pomoci s identifikací chyb ve výpočtu. Její princip spočívá v tom, že se nechají vypsát reakční síly a momenty v uzlech, kde byly předepsány okrajové podmínky omezující posuvy a rotace (koncové uzly prvků CROD). Zatížení aplikované na skříň kuchyňky by tak mělo korespondovat se zjištěnými reakčními silami a momenty, přičemž vlivem výše popsaného iteračního výpočtu je přípustná odchylka v rámci nastavení konvergenčního kritéria.

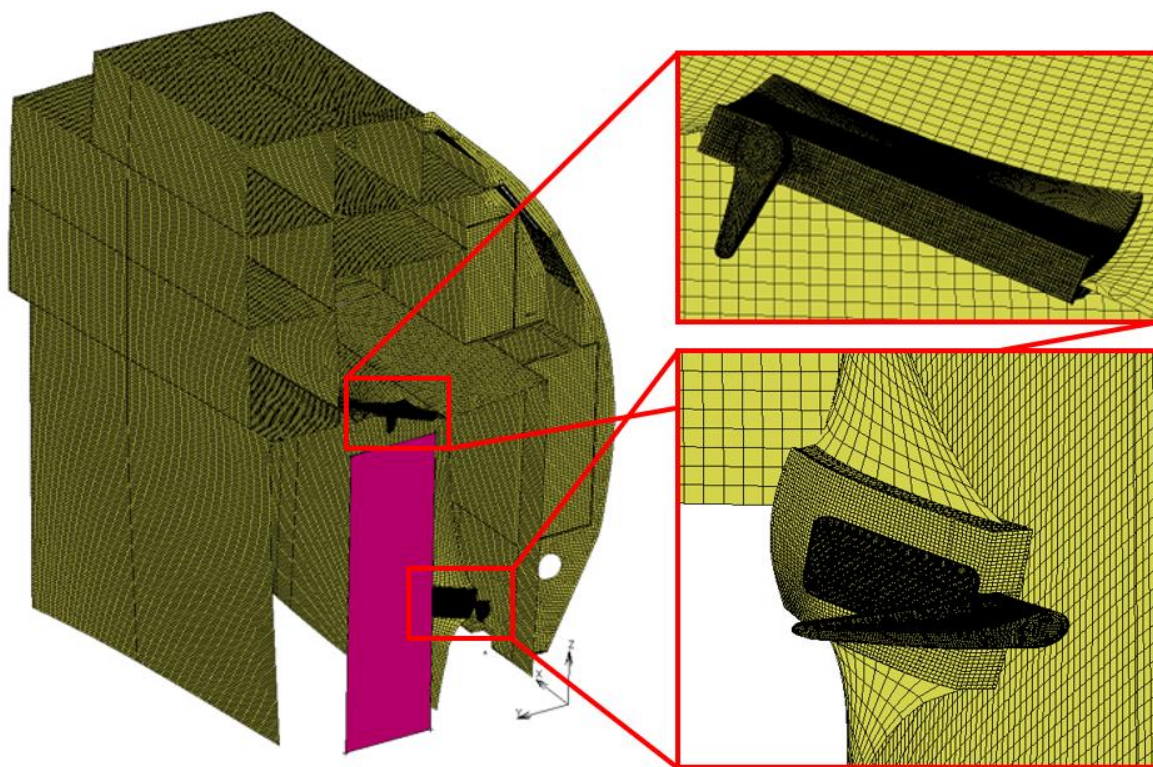
		Reakční síly [N] (zaokrouhleno na celá čísla)		
		x	y	z
Top attachment	CROD 1	3374	150	-171
	CROD2	0	0	0
	CROD3	0	0	0
Floor fitting 1	CROD 1	6240	-62	-501
	CROD2	-38	-908	77
	CROD3	142	-36	-3758
Floor fitting 2	CROD 1	0	0	0
	CROD2	0	0	0
	CROD3	5531	-11	459
Floor fitting 3	CROD 1	482	-3	-10
	CROD2	-3	-907	18
	CROD3	3	-5	-965
Floor fitting 4	CROD 1	0	0	0
	CROD2	0	0	0
	CROD3	439	4	0
	suma	15998	2	-1
		Aplikované síly [N]		
		16000	0	0

Tabulka 2 Kontrola aplikovaných a reakčních sil

Z tabulky vyplývá, že reakční síly se rovnají aplikovaným silám (rozdíl je způsoben zaokrouhlením reakčních sil), což znamená, že struktura přenáší celé zatížení.

Další kontrolou je kontrola spojení výpočetní sítě. Ta může být provedena postupem, kdy se deformace několikanásobně uměle zvětší (pomocí funkce *scale factor*). To se projeví nereálnou deformací struktury, lze z toho však pozorovat způsob deformace a posuvů jednotlivých částí sestavy. Zároveň se tímto zkrácením dá sledovat, jestli při přípravě modelu

nedošlo k chybě při spojování jednotlivých částí geometrie (a následně výpočetní sítě), a tedy jestli mezi částmi, které mají být spojeny, nevznikají nespojitosti.

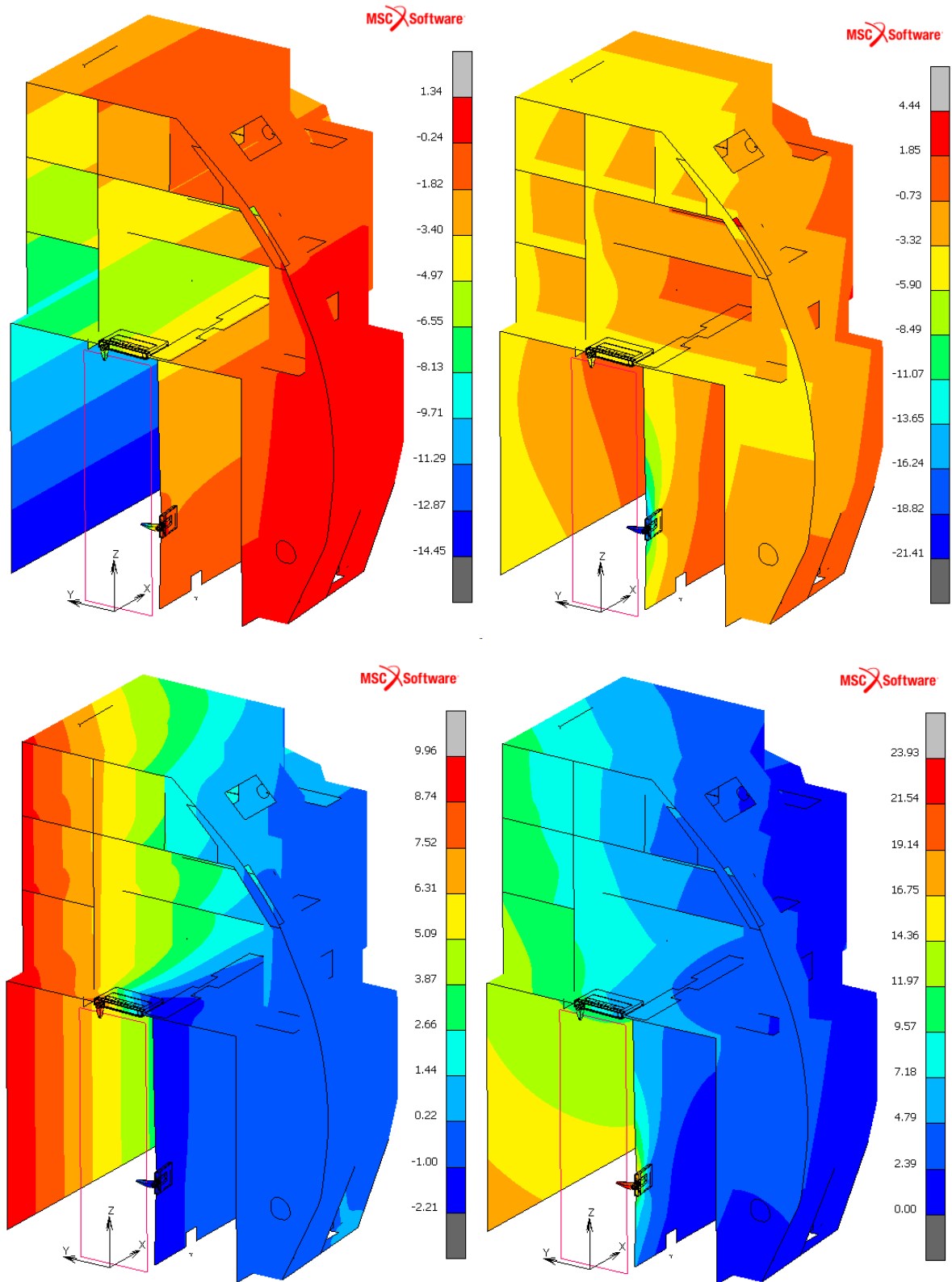


Obrázek 34 Deformace kuchyňky, 10x zvětšená

Z obrázku 34 je patrné, jak se při zatížení deformují retainery a jejich okolí. Panel u horního retaineru se začne zvedat a natáčet, což je způsobeno větší tuhostí v důsledku bočního panelu na jedné straně. Panel u bočního retaineru se začne prohýbat a natáčet a to primárně kolem osy z .

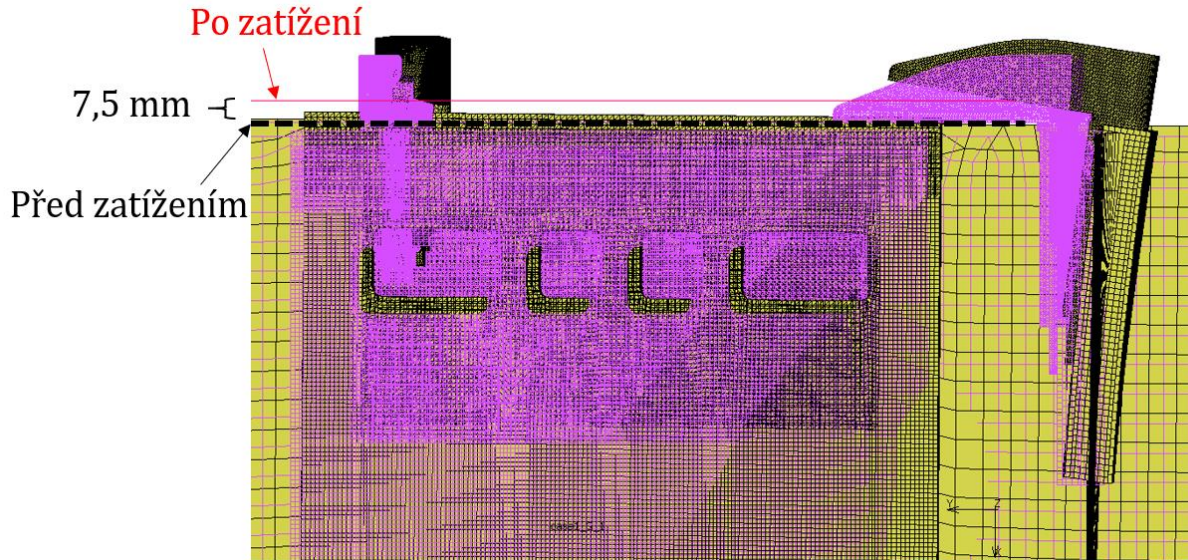
2.6.1 Deformace kuchyňky

Obr. 35 znázorňuje posuvy kuchyňky ve skutečném měřítku. Je patrné, že největší posuvy jsou v místech bočního retaineru, kde bylo aplikováno zatížení, a také ve spodní části kuchyňky v místě s největší souřadnicí v ose y . Je to dáno tím, že bočnímu panelu nebyly předepsány žádné okrajové podmínky, neboť všechny *floor fittingy* se nacházejí proti směru osy y od bočního retaineru.



Obrázek 35 Posuvy v ose x (vlevo nahoře), y (vpravo nahoře), z (vlevo dole) a celkový posuv (vpravo dole) v mm

Deformace retainerů je zobrazena na obr. 36. Posuv testovací makety je pouze v ose zatěžování, v ostatních směrech má maketa předepsaný nulový posuv. Posunutí modelu makety je po celé ploše rovnoměrné, nedochází k natočení kolem žádné osy. Hodnota posuvu makety je cca 7,5 mm.



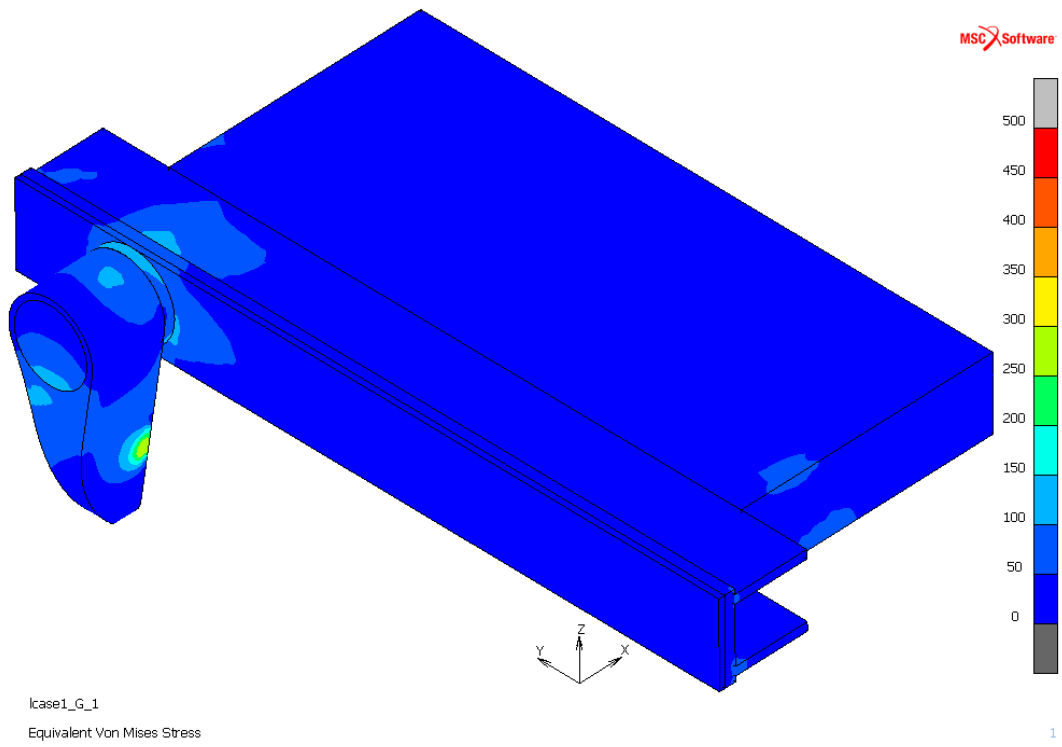
Obrázek 36 Deformace horního retaineru (vpravo) a bočního retaineru (vlevo) - růžově výchozí stav, žlutě deformovaný stav, pohled zespod kuchyňky

2.6.2 Horní retainer

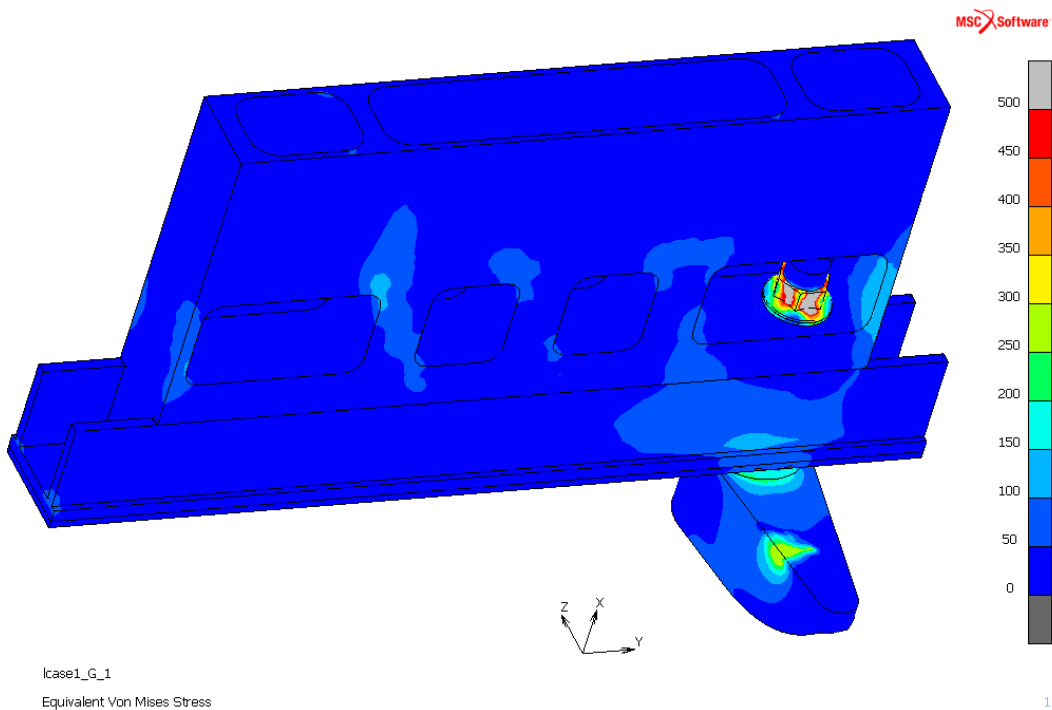
Pro hodnocení napjatosti v kovových částech horního retaineru je použito redukované napětí. Toto napětí je v řešiči MSC.Marc spočteno a do postprocessoru MSC.Mentat vyjádřeno jako výsledek v integračních bodech, ze kterých jsou poté hodnoty průměrovány do uzlů prvku.

Na obr. 37 a 38 jsou zřejmé výrazné hodnoty napětí v místě kontaktu retaineru se zatěžovací maketou. Špička napětí je koncentrována v oblasti jedné hrany retaineru. Znamená to, že se kontaktní plocha retaineru při zatížení natáčí a zatížení tak není po ploše distribuováno rovnoměrně.

Dalším místem, které vykazuje extrém napětí, je matice zajišťující šroub retaineru. V modelu není modelován závit matice ani šroubu, kontakt mezi tělesy je proveden pomocí hladkých ploch a použitím *glue* kontaktu. Ačkoli použitý kontakt relativně dobře odpovídá způsobu spojení šroubu a matice, pro detailnější rozložení napětí v matici by bylo potřeba přemodelovat obě součásti, do geometrie zahrnout závit a sledovat, jak koncentrátoři napětí, tedy závitové drážky, ovlivní výsledky napjatosti.

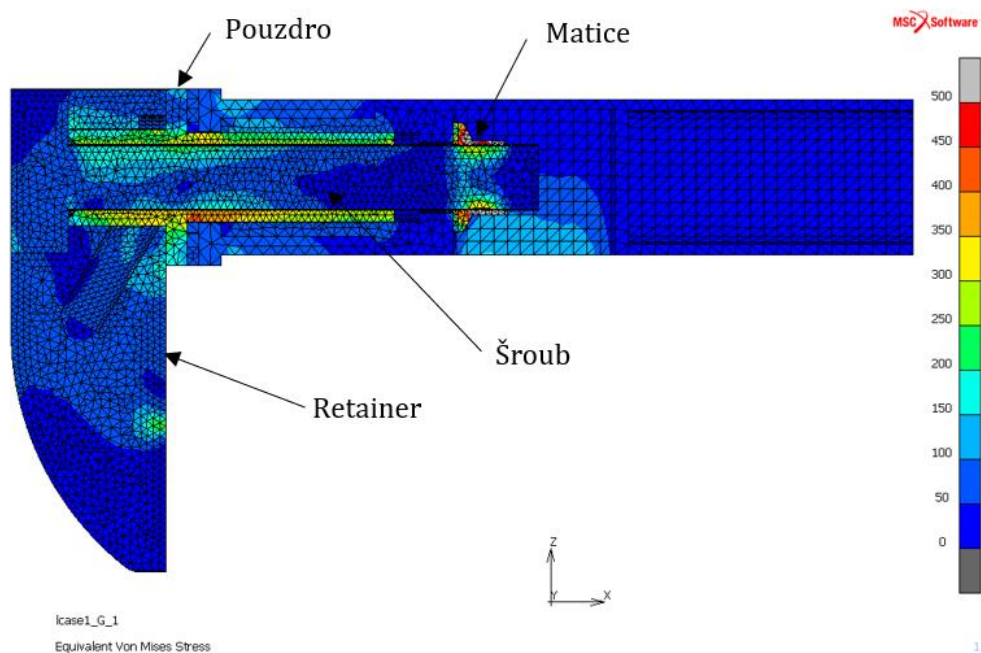


Obrázek 37 Rozložení redukovaného napětí na horním retaineru

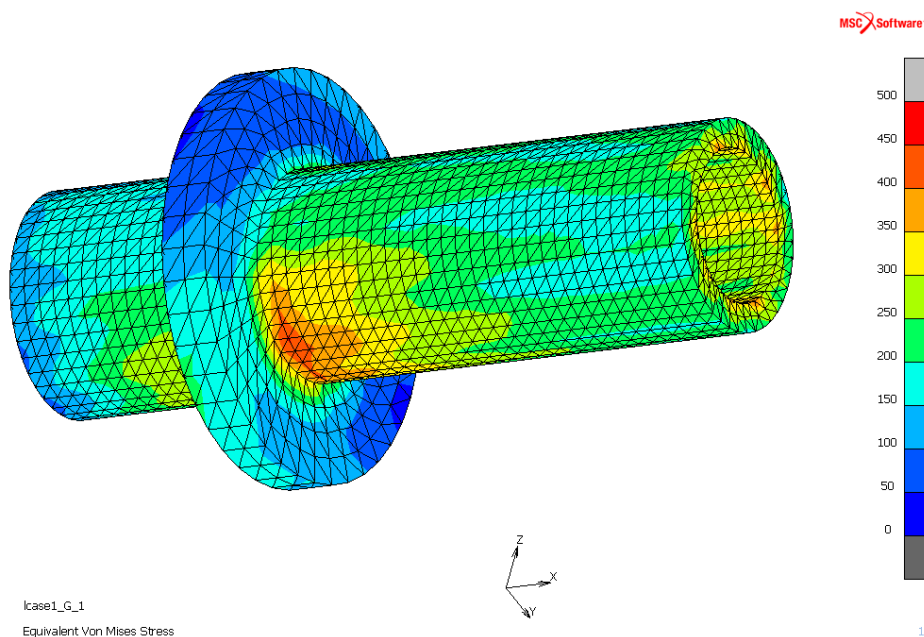


Obrázek 38 Rozložení redukovaného napětí na horním retaineru

Z obr. 39 je patrné, že zvýšené hodnoty redukovaného napětí se objevují v pouzdru retaineru, tedy součásti spojující retainer s kovovým bokem v panelu. Tato součást je nejvíce namáhaná, neboť přes ní se přenáší celé zatížení z retaineru do struktury kuchyňky. Zatížena je zejména ohybem v kombinaci s tahem a maximum redukovaného napětí se nachází ve spodní části pouzdra v místě kořene obruby.

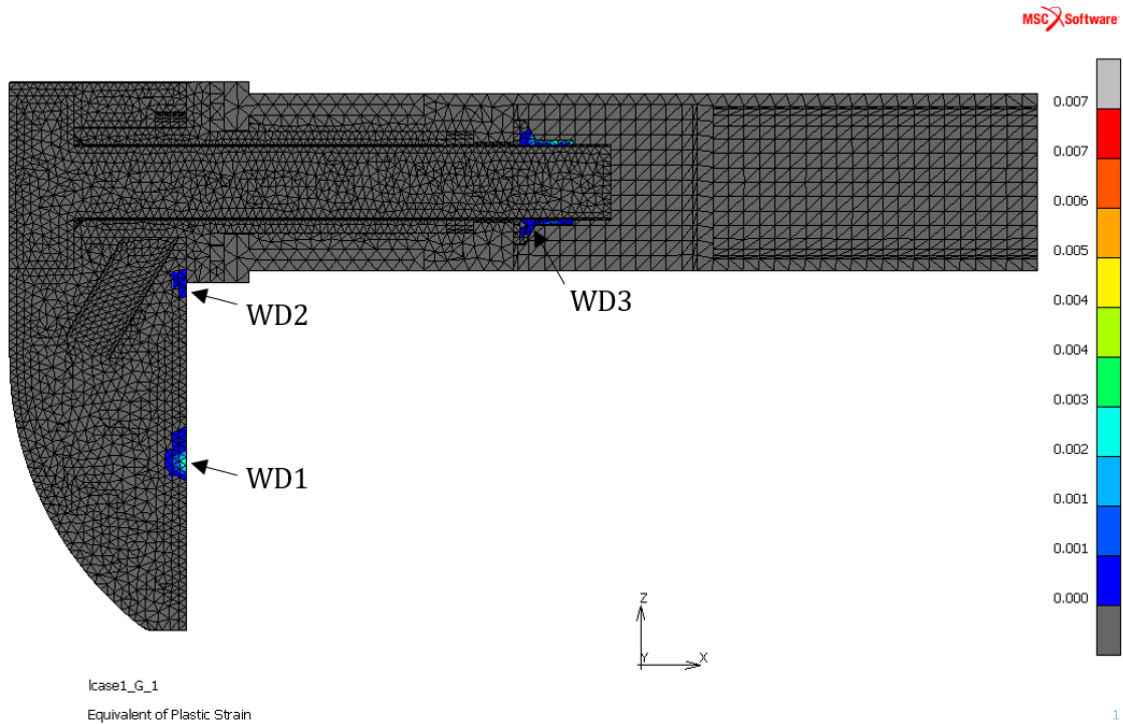


Obrázek 39 Rozložení redukovaného napětí na horním retaineru (v řezu)



Obrázek 40 Rozložení redukovaného napětí v pouzdře retaineru

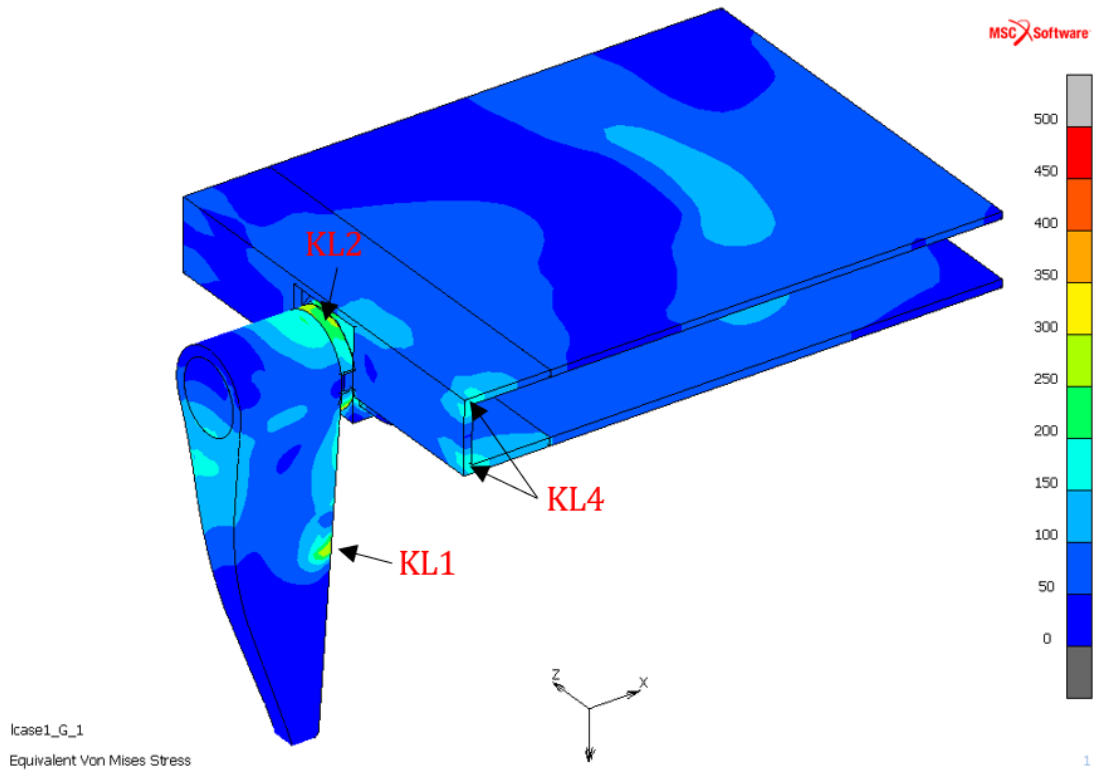
Jelikož jsou při vytváření modelu přiřazeny kovovým materiálům bilineární materiálové modely, mohou být identifikována místa, ve kterých dochází ke vzniku trvalých plastických deformací. Z obr. 41 je patrné, že plastické deformace vznikají v retaineru v místě kontaktu s testovací maketou (WD1) a v místě kontaktu s pouzdem (WD2) a dále v celé součásti matice (WD3).



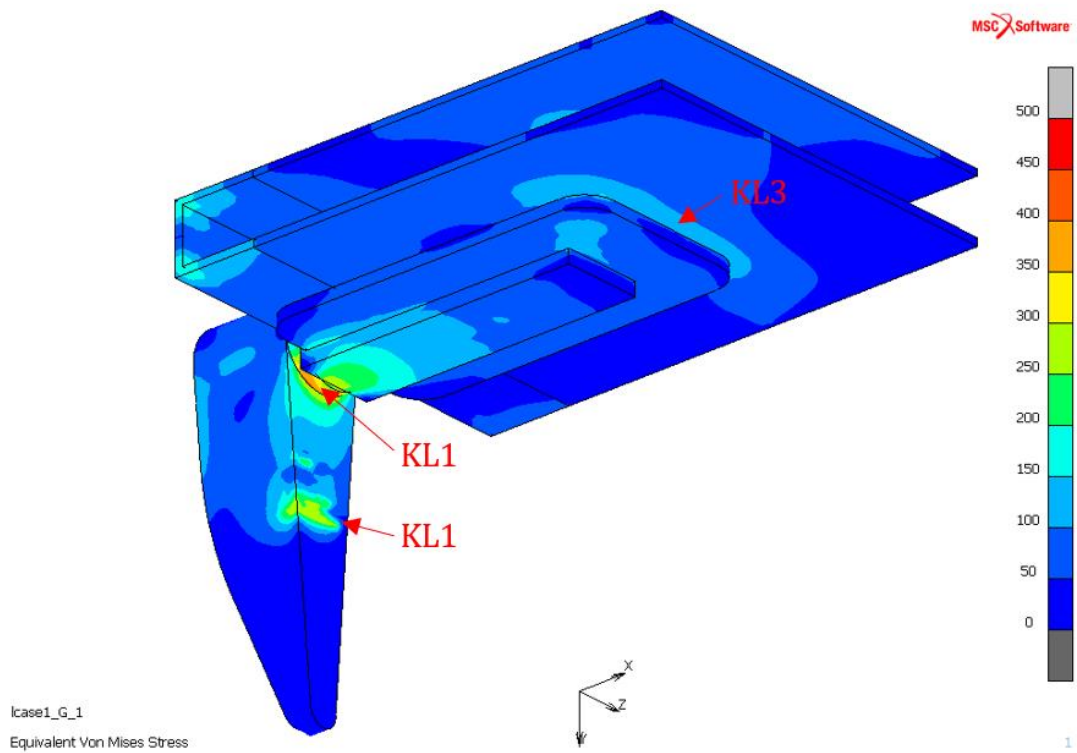
Obrázek 41 Oblasti plastické deformace v horním retaineru

2.6.3 Boční retainer

Porovnání napjatosti horního a bočního retaineru ukazuje, že boční retainer je více namáhaný než horní, neboť vykazuje více oblastí se zvýšenými hodnotami napětí. Při vyhodnocování výsledků u bočního retaineru lze postupovat obdobně jako u horního retaineru. Na obrázcích 42 a 43 je znázorněno rozložení redukovaného napětí. Oblasti zvýšených hodnot napětí lze pozorovat v místech kontaktu retaineru s testovací maketou (KL1), dále pak v místech, kde je retainer připojen k panelu pomocí pouzdra (KL2) anebo v místě dotyku krytu bloku s vyztužovacím plechem (tzv. doublerem) (KL3). Zvýšené hodnoty v místě (KL4) jsou nejspíše způsobeny napojením objemových prvků na skořepiny.

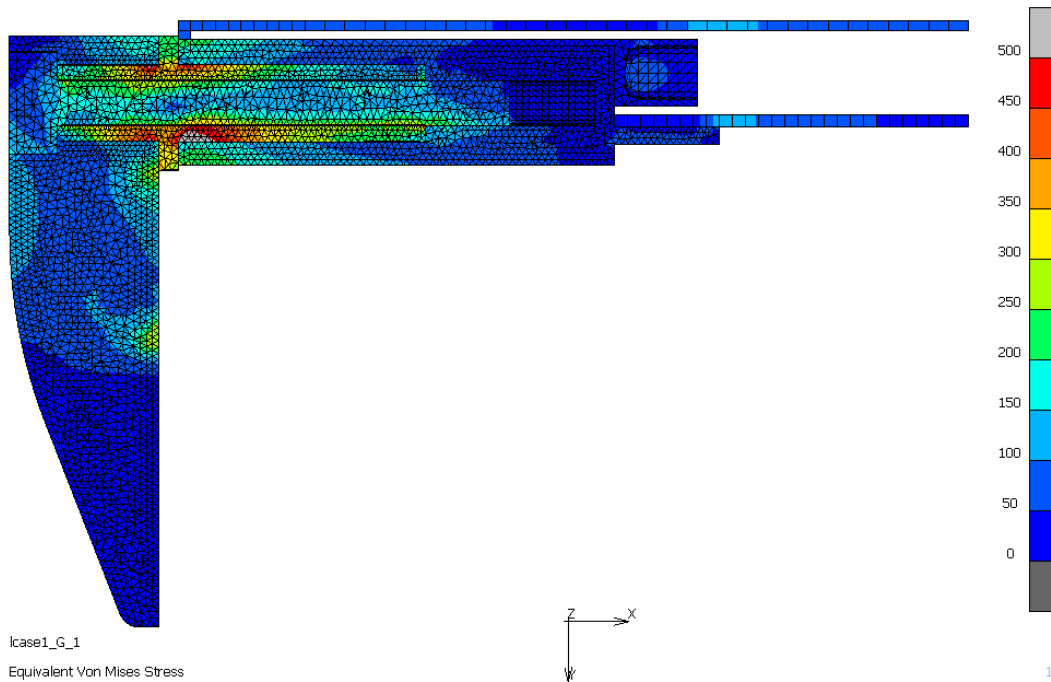


Obrázek 42 Rozložení redukovaného napětí na bočním retaineru



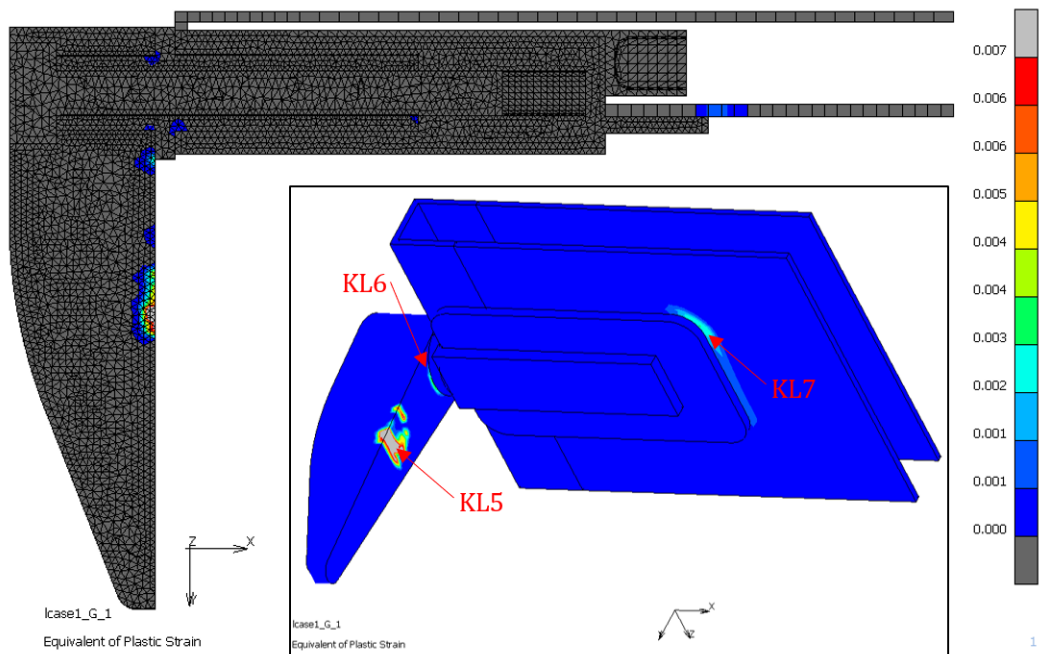
Obrázek 43 Rozložení redukovaného napětí na bočním retaineru

Na obr. 44 je znázorněn řez součástmi, na kterém lze vidět, že největší napětí jsou v pouzdře retaineru. Z rozložení napjatosti je patrné, že nejvíce namáhaným místem sestavy zádržného systému je právě přechod mezi retainerem a panelem skrz pouzdro.



Obrázek 44 Rozložení von Misesova napětí na bočním retaineru (v řezu)

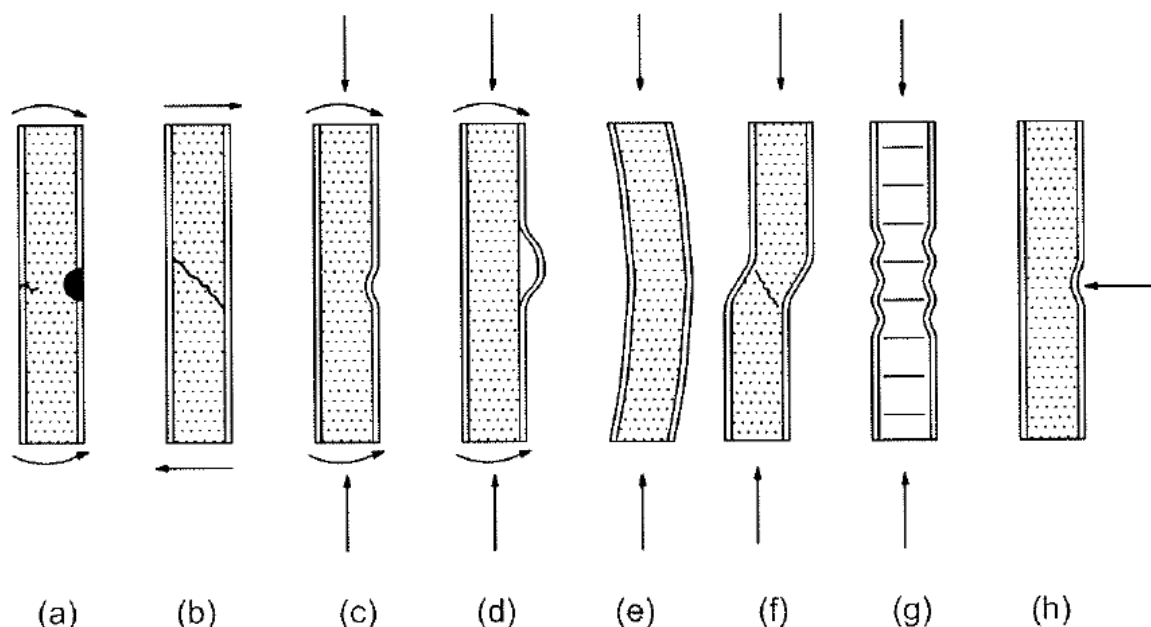
Vykreslením hodnot ekvivalentního plastického přetvoření lze získat představu, kde vzniknou trvalé deformace. Obdobně jako u horního retaineru je to oblast kontaktu retaineru s testovací maketou (KL5), dále je vidět i oblast plastizace v místech kontaktu retaineru s pouzdrům (KL6) a v místech kontaktu krytu a vyztužovacího plechu (KL7).



Obrázek 45 Oblasti plastické deformace v bočním retaineru

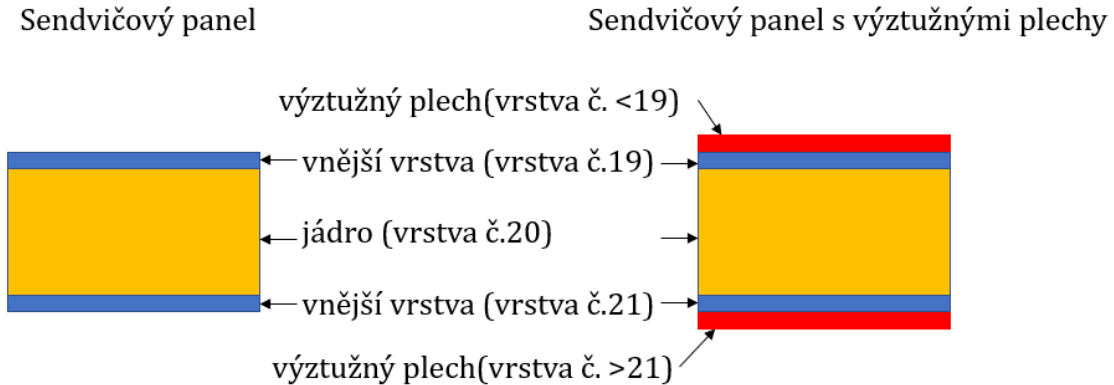
2.6.4 Sendvičové panely v okolí zádržného systému

Sendvičové panely mohou být poškozeny různými způsoby, přičemž velmi záleží na způsobu zatěžování a geometrii panelu. Záleží také, v jaké části sendviče vyhodnocujeme napjatost. Vnější vrstvy sendviče jsou totiž tvořeny tuhými, pevnými materiály, mají malou tloušťku a přenášejí zejména tahová a tlaková napětí. Jádra sendvičů jsou namáhána zejména smykovým napětím. Na obr. 46 jsou znázorněny nejčastější módy porušení, které se u sendvičových panelů vyskytují. Módy ztráty vzpěrné stability (*buckling*, (e)), zvlnění panelu (*shear crimping*, (f)), propadnutí vnější vrstvy do voštiny (*face dimpling*, (g)) ani lokální promáčknutí (*local indentation*, (h)) nejsou vyhodnocovány, neboť se jejich vliv v této práci nepředpokládá. U vnějších vrstev nejčastěji dochází k porušení vnější vrstvy (*face yielding/fracture*, (a)) a zvrásnění (*face wrinkling*, (c,d)). U jádra panelu se nejvíce projevuje smykové porušení jádra (*core shear failure*, (b)).

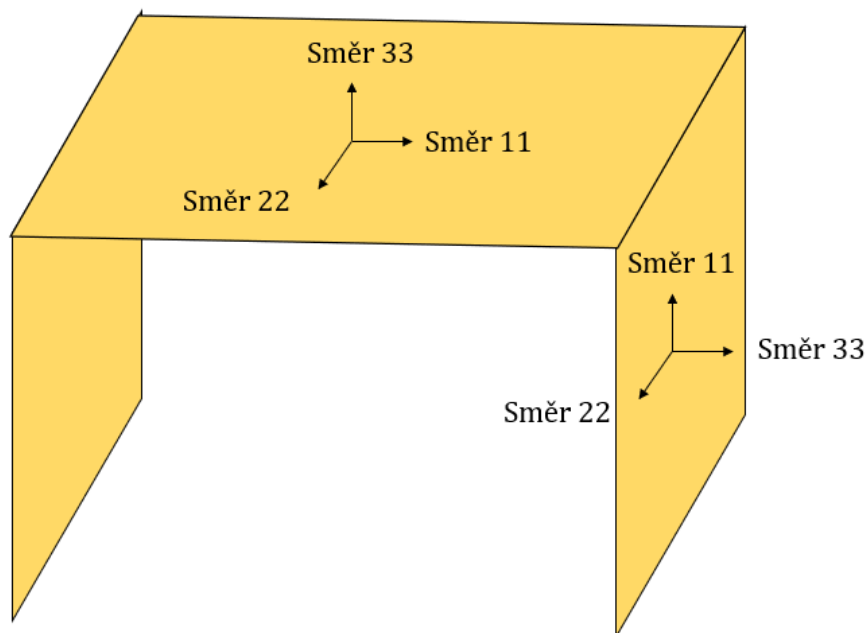


Obrázek 46 Módy porušení sendvičových panelů [16]

Při vytváření výpočetního modelu jsou definovány kompozitní materiály, které jsou následně odpovídajícím způsobem přiřazeny skořepinovým prvkům. Panely v leteckých kuchyňkách však mohou být v kritických místech zpevněny výztužnými plechy či okrajovými lištami. Z toho důvodu je vytvořeno vícero typů kompozitních materiálů s různými počty vrstev. Aby se po výpočtu dobře pracovalo s výsledky, je zvoleno jednotné značení jednotlivých částí vrstev kompozitů. Horní vnější vrstvy sendviče se nacházejí ve vrstvě číslo 19. Jádro sendviče má přiřazeno číslo 20 a spodní vnější vrstvy číslo 21. Díky tomuto značení lze v postprocesu vykreslit jednotlivá napětí v definovaných vrstvách. Ostatní vrstvy, např. výztužné plechy apod., mají čísla menší než 19 nebo větší než 21.



Obrázek 47 Ukázka číslování jednotlivých vrstev v kompozitním materiálu



Obrázek 48 Znázornění směrů sendvičových kopolitů

Vnější vrstvy

Vnější vrstvy jsou vyhodnocovány pomocí napětí ve směru 11 a 22, tedy pomocí napětí v rovině panelu. Tyto směry nejsou globální, ale respektují, v jaké poloze a jak orientovaný je panel. Platí, že směry 11 a 22 leží v rovině panelu, směr 33 je pak na tyto směry kolmý (viz obr. 48).

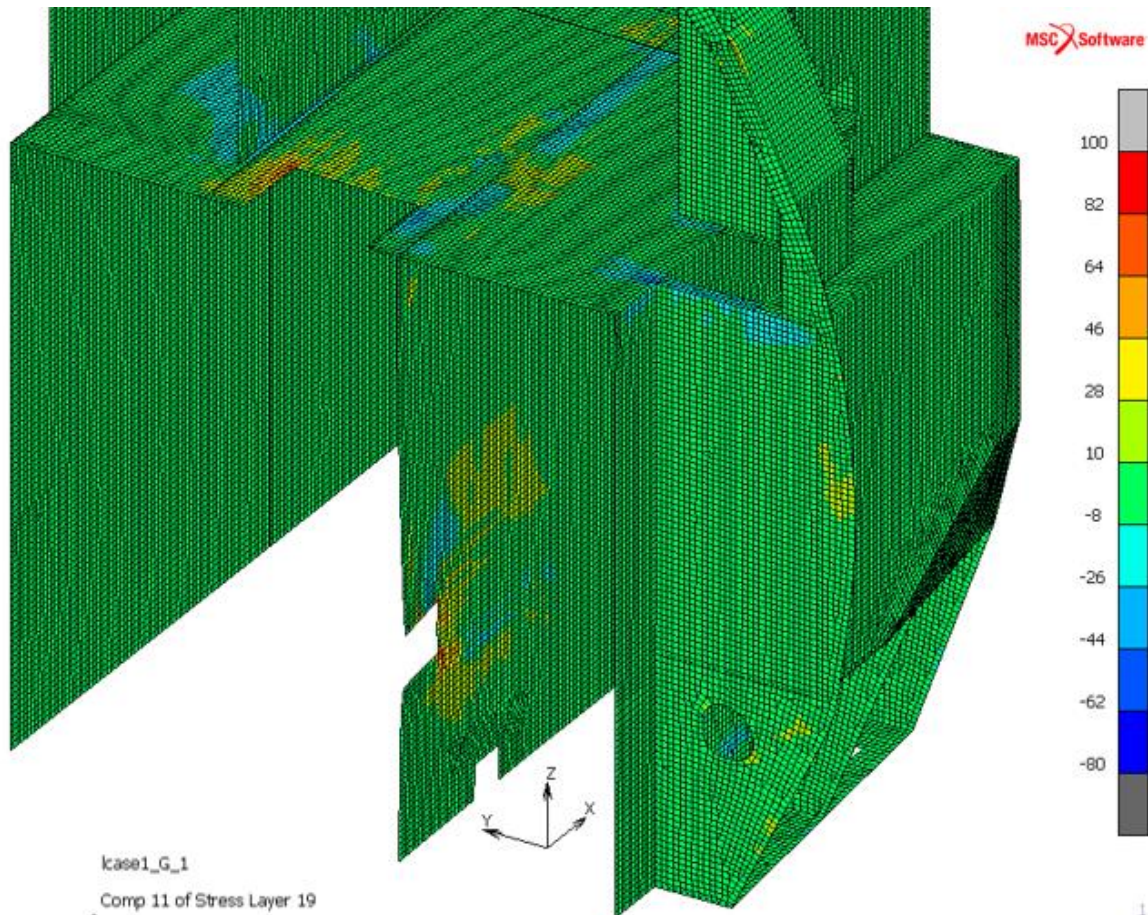
Pro materiály, z nichž jsou vnější vrstvy vyrobeny, je udávána hodnota tahové pevnosti okolo 300 MPa [24]. Po překročení této hodnoty dochází k porušení vnější vrstvy podle módu (a) z obr.46. Pro tlaková napětí je mezní hodnotou tzv. *wrinkling stress*, tedy napětí, po jehož dosažení dochází k zvrásnění vnější vrstvy, viz obr.46 c),d). Limitní hodnoty tlakového napětí σ_{f1} pro směr 11 a σ_{f2} pro směr 22 se vypočítají podle vzorce [16].

$$\sigma_{f1} = 0,5 \cdot \sqrt[3]{E_{f1} \cdot E_{c3} \cdot G_{c1}} \quad (3.5)$$

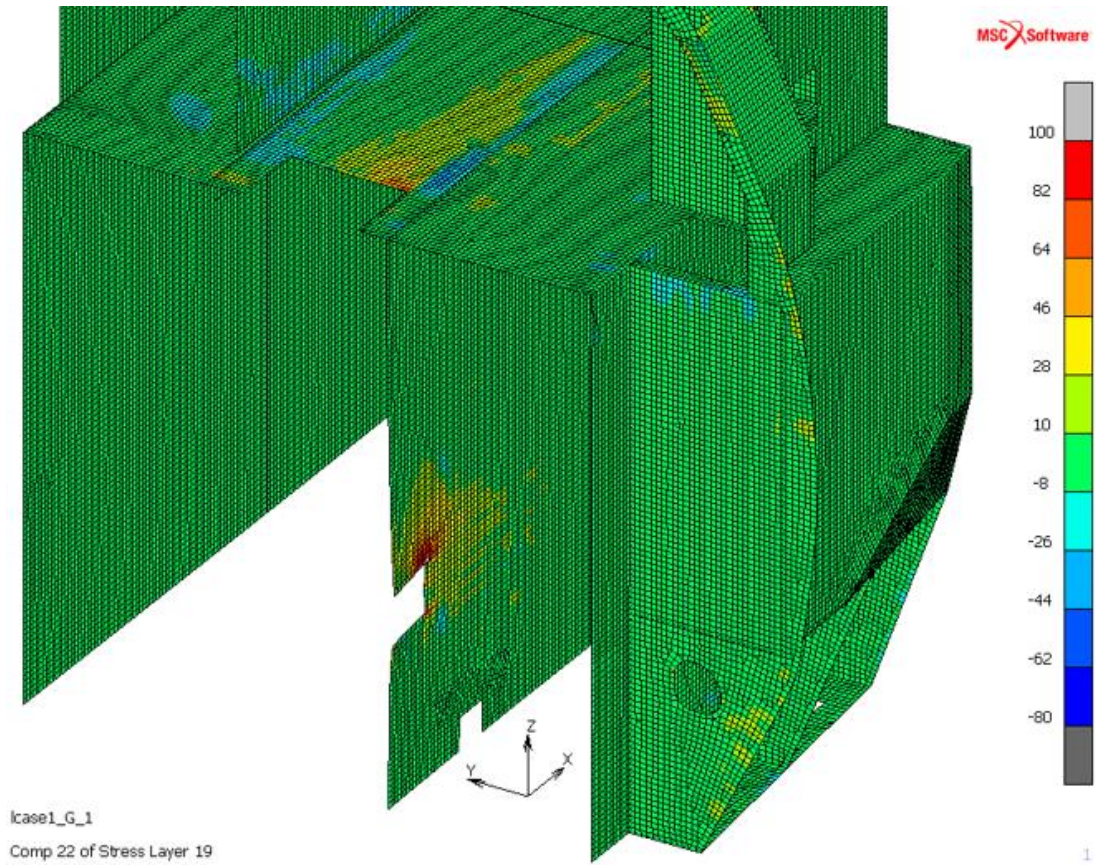
$$\sigma_{f2} = 0,5 \cdot \sqrt[3]{E_{f2} \cdot E_{c3} \cdot G_{c2}} \quad (3.6)$$

Pro materiály vnějších vrstev použitých v této práci vychází limitní hodnoty tlakového napětí ve směru 11 přibližně $\sigma_{f1} = 280 \text{ MPa}$ a ve směru 22 hodnota $\sigma_{f2} = 220 \text{ MPa}$.

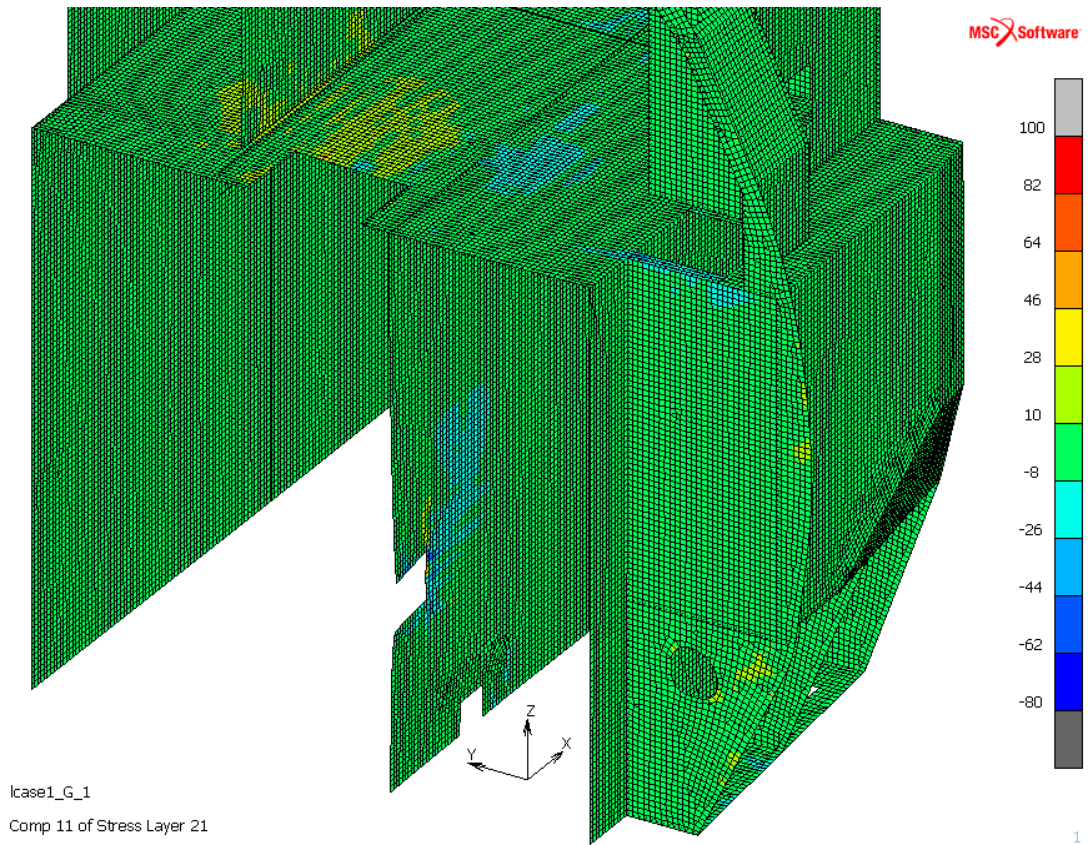
Z obr. 49, 50, 51 a 52 je patrné, že ani v tahu, ani v tlaku patrně nedojde k dosažení limitního stavu a tedy porušení, neboť hodnoty napětí jsou pro oba případy bezpečně pod hranicemi limitních hodnot. Špičky napětí se vyskytují zejména v místech vzájemného spojení panelů a v okolí retainerů.



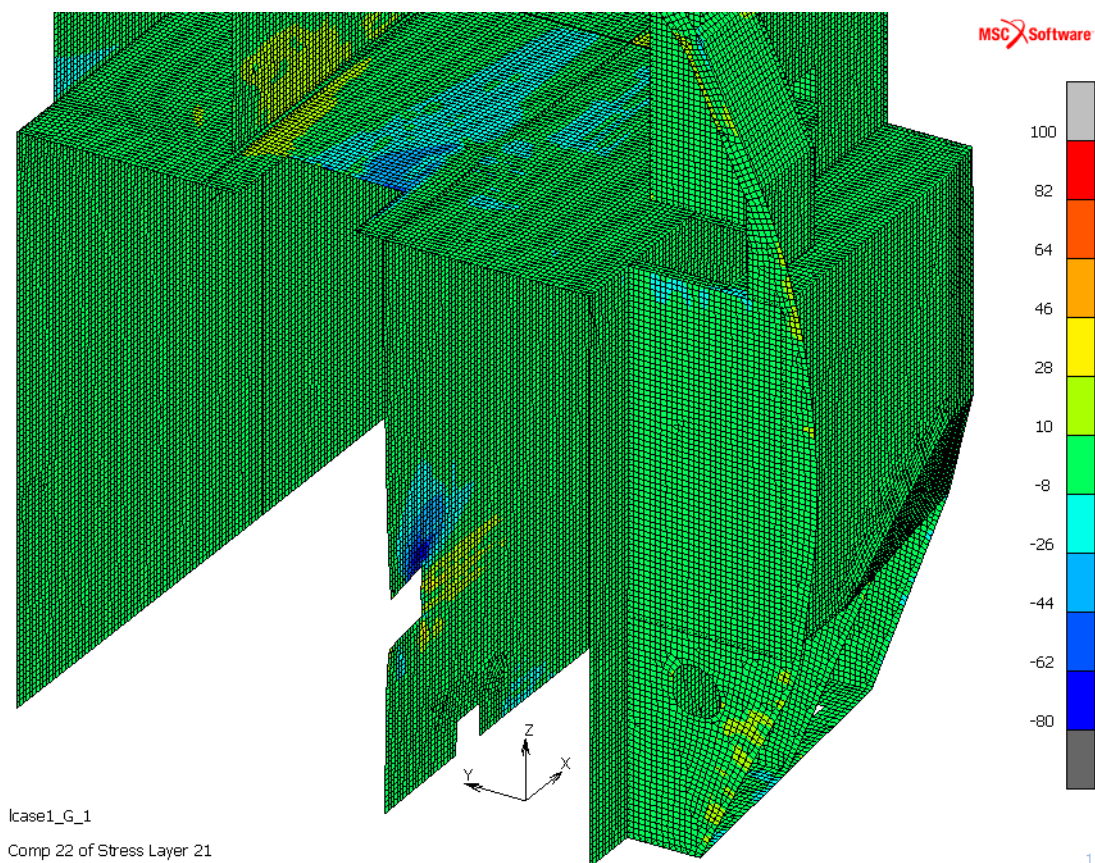
Obrázek 49 Napětí σ_{11} ve vnější vrstvě označené č.19



Obrázek 50 Napětí σ_{22} ve vnější vrstvě označené č.19

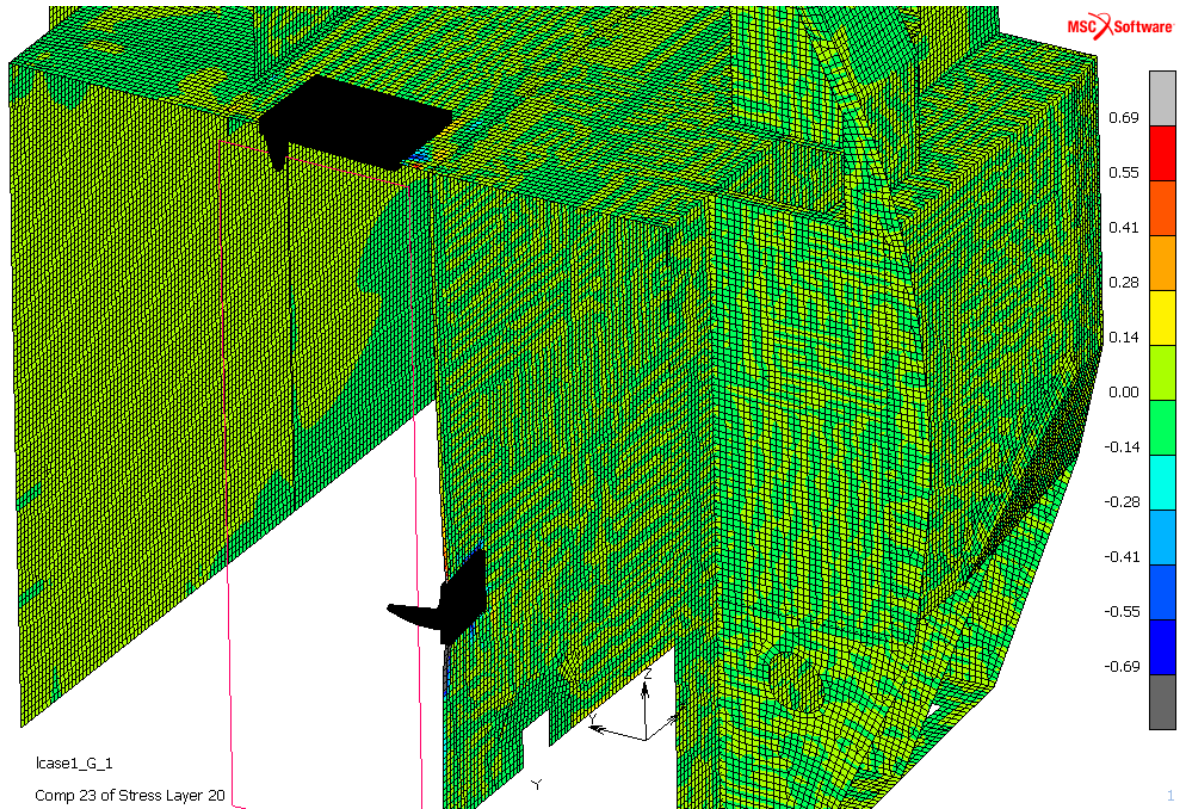


Obrázek 51 Napětí σ_{11} ve vnější vrstvě označené č.21

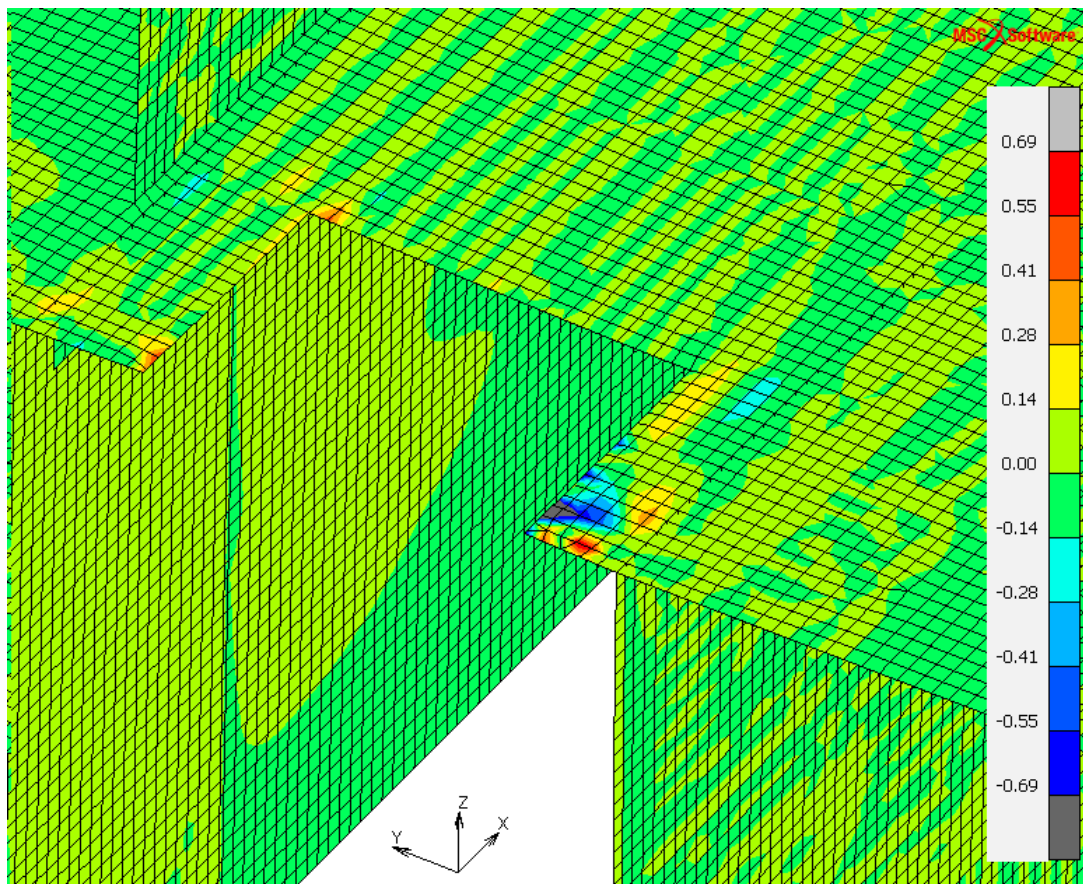
Obrázek 52 Napětí σ_{22} ve vnější vrstvě označené č.21

Jádro

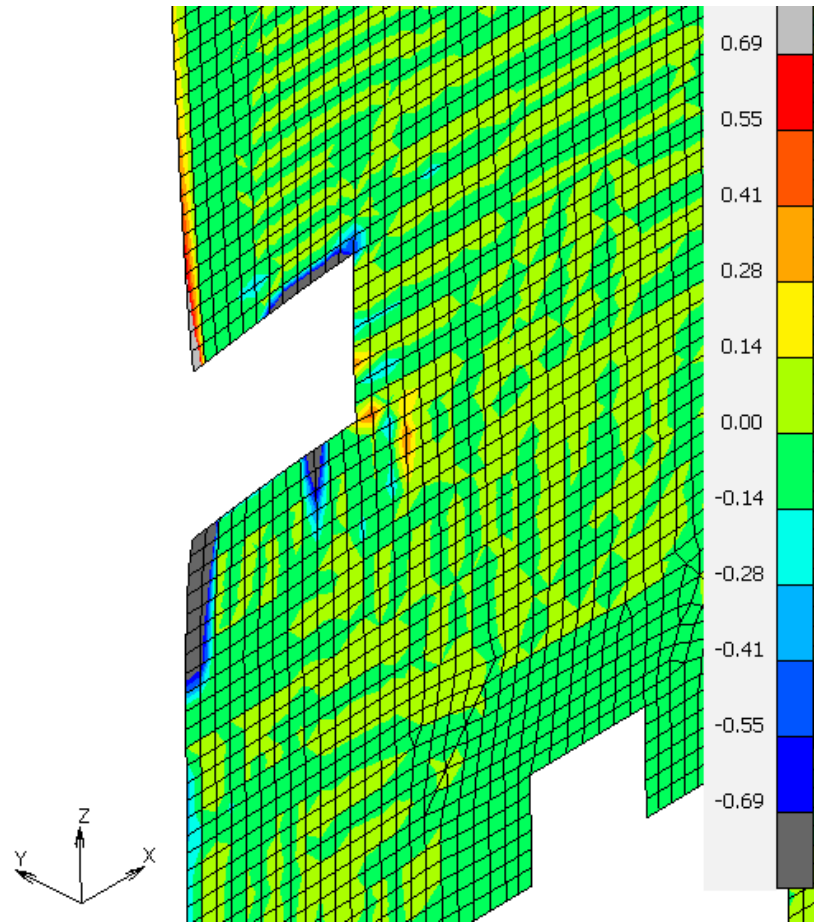
Kritérium porušení jádra je vyhodnocováno pomocí smykových napětí ve směru 31 a 23, neboť k poruše jádra nejčastěji dochází vlivem smykového napětí. Musí však být brán zřetel na to, že výrobní technologie voštinových jader způsobuje rozdíl v materiálových vlastnostech v různých směrech. Napětí σ_{31} pak je porovnáváno s hodnotou smykové pevnosti pro směr 31 a obdobně napětí σ_{23} je porovnáváno s hodnotou smykové pevnosti pro směr 23. Hodnoty smykových pevností byly získány z materiálových dat výrobce. Pro směr 31 byla zjištěna hodnota smykové pevnosti 1,21 MPa, pro směr 23 hodnota 0,69 MPa [24]. Z obrázků 53, 54 a 55 lze vypořadovat, že na několika místech je přesažena hodnota pevnosti pro napětí σ_{23} a může tak dojít z porušení jádra. U horního retaineru se jedná o oblast, kde se napojuje horní panel na panel boční, u bočního retaineru je to oblast, kde je použita krajní lišta ke zvýšení tuhosti. Z obrázků 56, 57 a 58 znázorňujících napětí σ_{31} je vidět, že meze pevnosti je dosaženo v oblasti překrytí lišty u bočního retaineru.



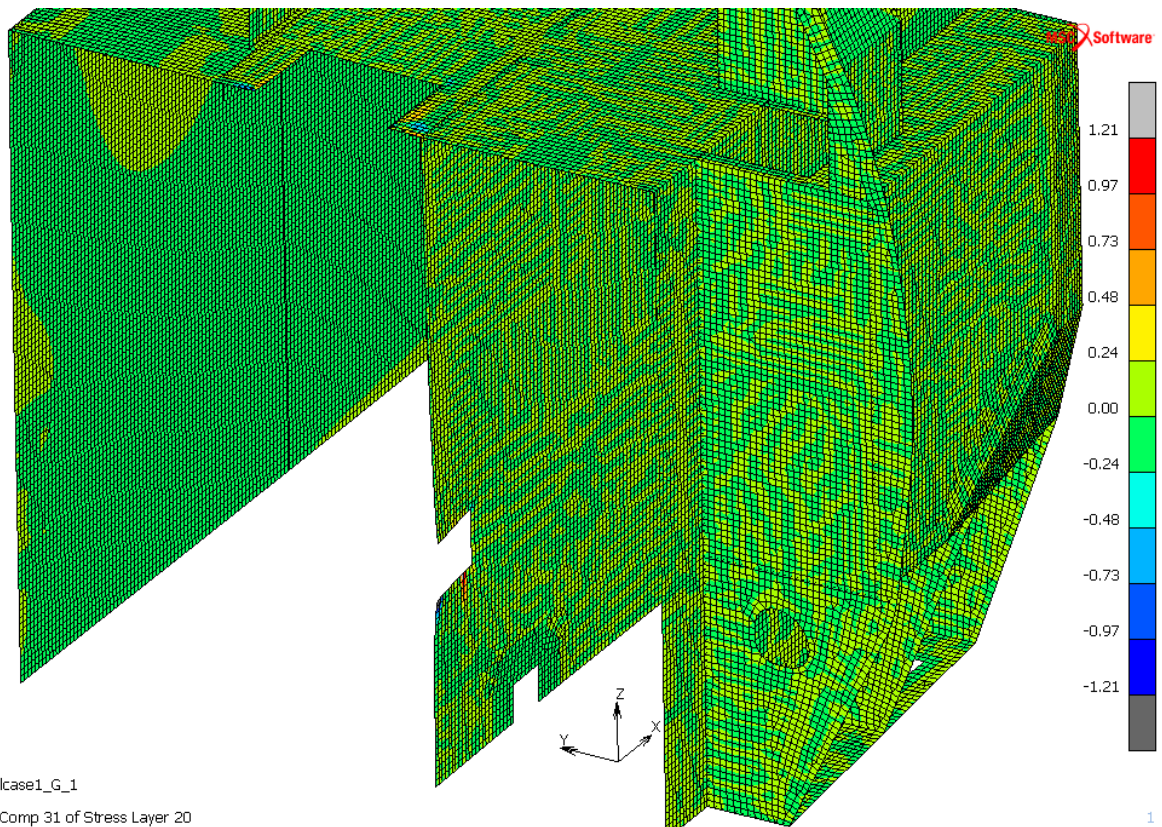
Obrázek 53 Napětí σ_{23} v jádru sendvičového panelu



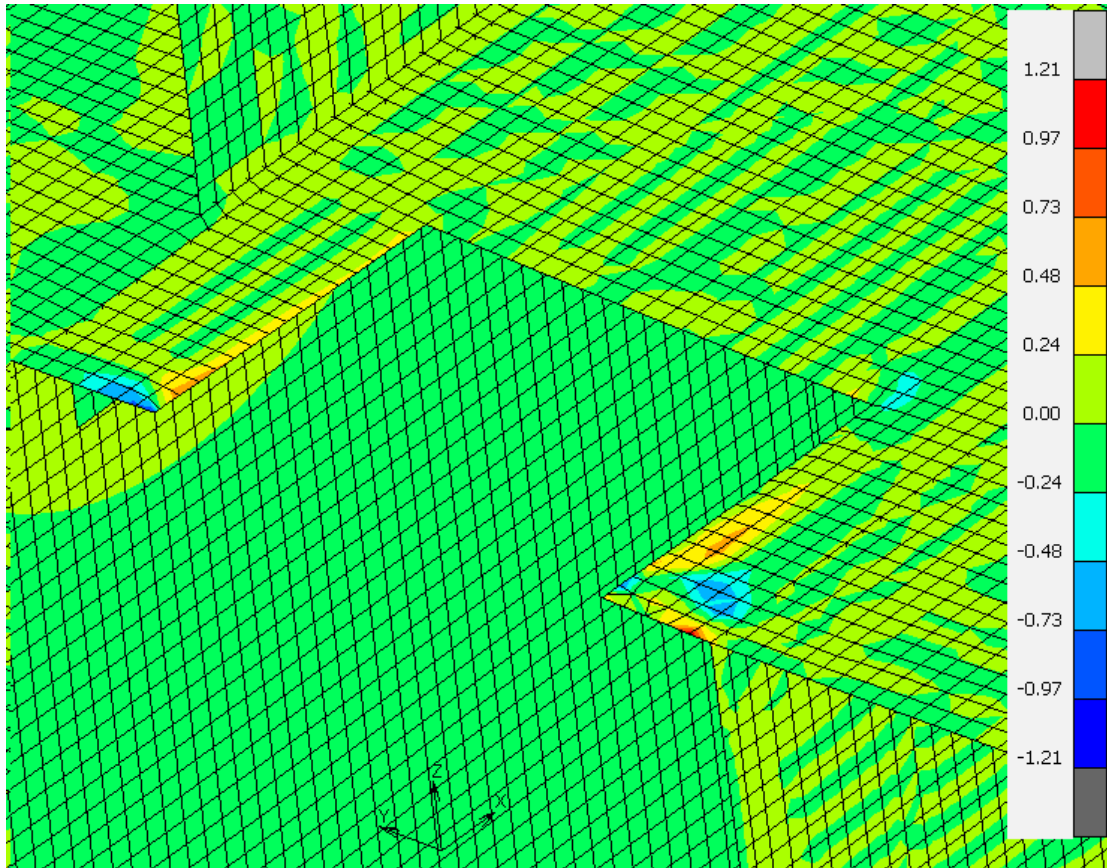
Obrázek 54 Detail napětí σ_{23} v okolí horního retaineru



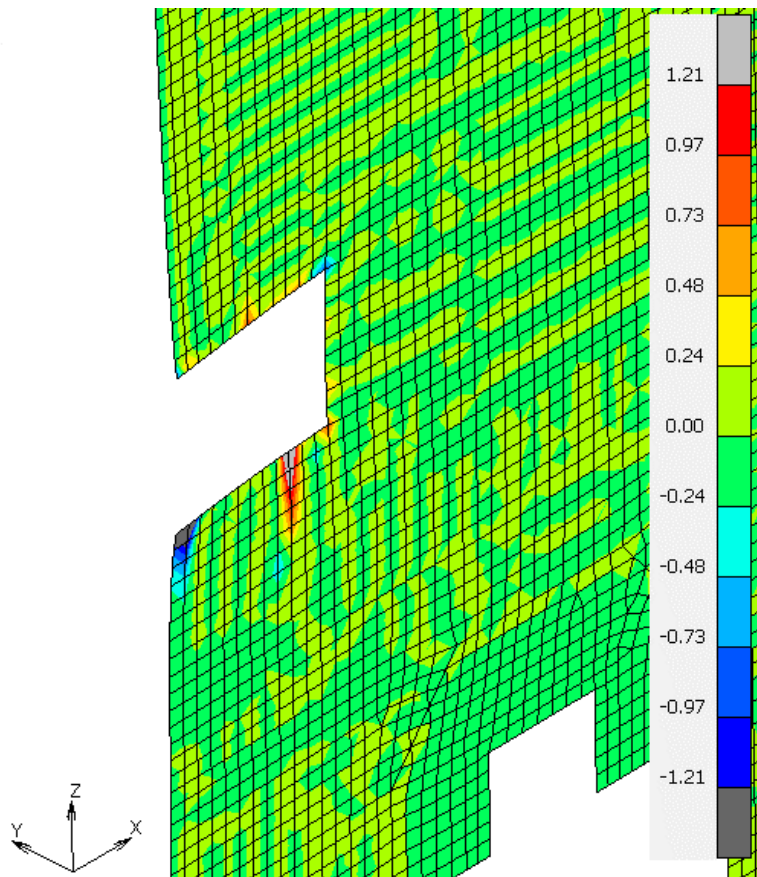
Obrázek 55 Detail napětí σ_{23} v okolí bočního retaineru



Obrázek 56 Napětí σ_{31} v jádru sendvičového panelu



Obrázek 57 Detail napětí σ_{31} v okolí horního retaineru



Obrázek 58 Detail napětí σ_{31} v okolí bočního retaineru

2.7 Závěr statického výpočtu

V kapitole Statický výpočet zádržného systému byl popsán proces tvorby výpočtového modelu letecké kuchyňky. Podrobněji byly rozvedeny kroky přípravy modelu, u kterých bylo zvažováno vícero možných přístupů. V analýze výsledků byla identifikována nejvíce namáhaná místa, a to jak u retaineru a ostatních kovových částí, tak i u sendvičových panelů. Sendvičové panely mohou podléhat několika módům porušení. Při vyhodnocování výsledků byly brány v potaz tři módy, z toho dva pro porušení vnějších vrstev a jeden pro porušení jádra. Z výpočtu vyplývá, že při použitím zatížení by nemělo docházet k porušení vnějších vrstev, neboť hodnoty napětí v obou směrech byly hluboko pod hranicí limitního stavu. Analýza možného porušení jádra však ukazuje, že na struktuře kuchyňky existují místa, kde by mohlo docházet ke smykovému porušení v jádře voštinového panelu. Tato podezřelá místa se nacházejí zejména v blízkém okolí bočního panelu, jedna podezřelá oblast však byla identifikována i v blízkém okolí horního retaineru. Samostatně byly vyhodnoceny také napjatosti kovových těles. Z porovnání obou retainerů vyplývá, že více je namáhaný boční retainer, neboť v jeho okolí bylo identifikováno více míst se zvýšenými hodnotami napětí než u horního retaineru. V místě kontaktů retainerů se zatěžovací maketou jsou pozorovány trvalé deformace, u horního retaineru plastizuje i matice zajišťující šroub retaineru.

Vysoké hodnoty napjatosti byly v případě obou retainerů vykazovala pouzdra, která spojují retainery s kovovým blokem uvnitř panelu. Přes tato pouzdra je zatížení přenášeno dále do struktury.

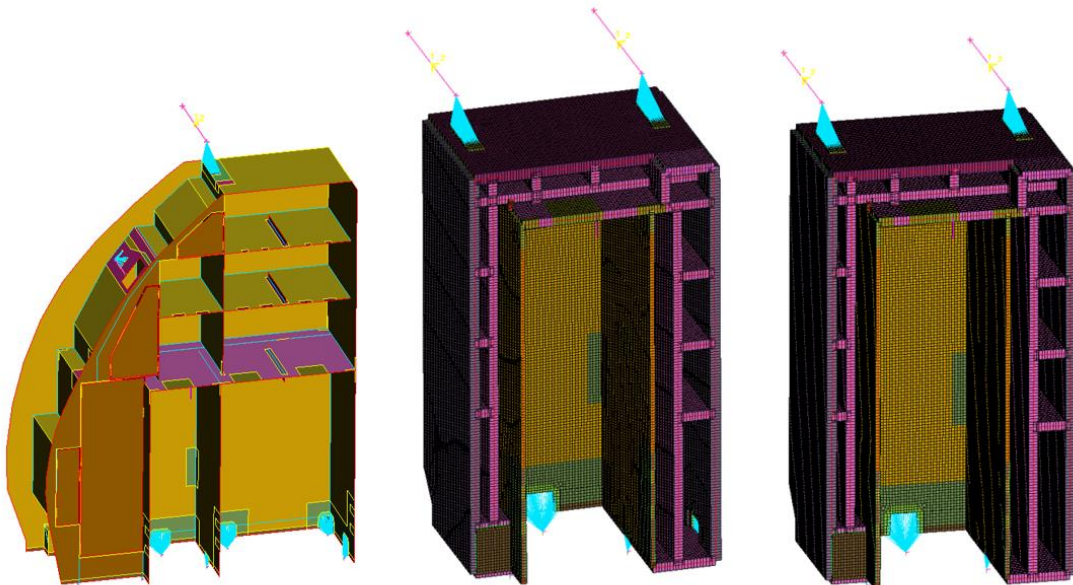
3 Statický test zádržného systému

Součástí této práce je i experiment. Provedení fyzického testu umožňuje sledovat reálné chování sestavy při zatížení, ověřit, zda zádržný systém dokáže vydržet předpisové hodnoty kritického zatížení. Mimo jiné ale také díky experimentální analýze lze identifikovat kritická místa struktury a zároveň slouží jako porovnání pro numerické výpočty.

3.1 Návrh testovací sestavy

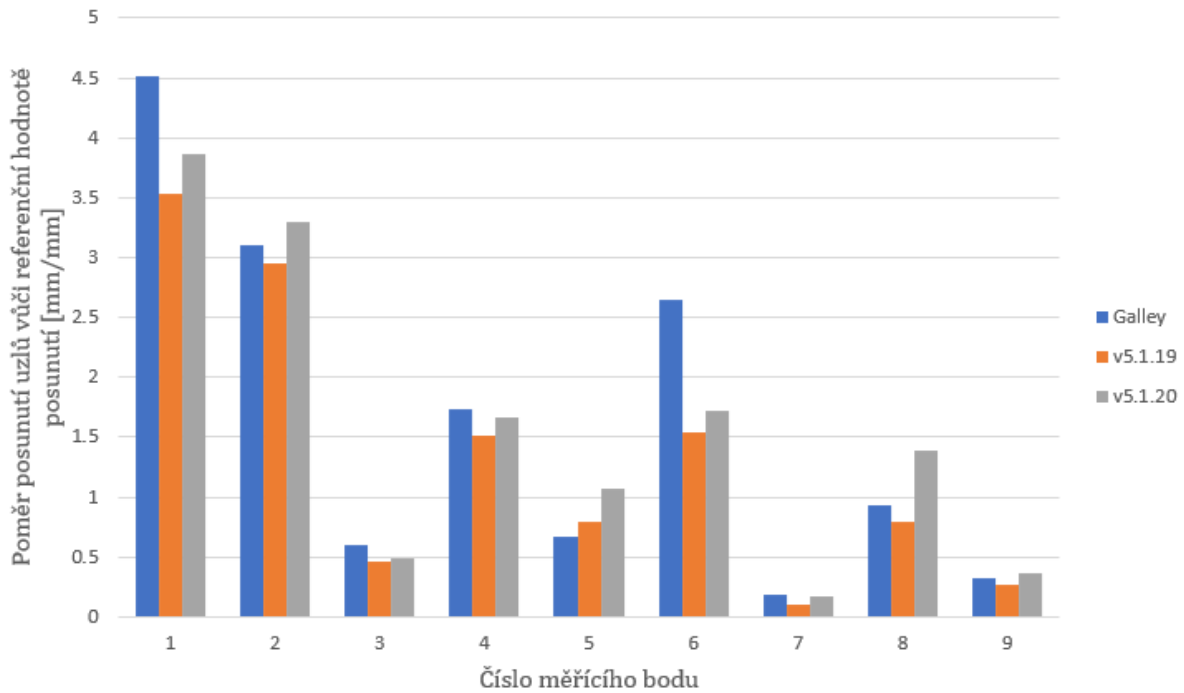
Prvním zvažovaným přístupem pro experimentální část bylo vytvoření testovacího modelu (tzv. *mock-upu*). Testovací model se skládal pouze z jednoho boxu pro jídelní vozík (*trolley*) a na tento box byly napojeny další panely tak, aby co nejdříve simulovaly tuhost celé kuchyňské skříně. Tímto řešením by se docílilo úspory materiálu (nemusela by se testovat a případně poškodit celá kuchyňka) a také by se s tímto *mock-upem* mnohem lépe manipulovalo.

V rámci práce byly provedeny prvotní návrhy *mock-upu*. Na konstrukci byly určeny konkrétní body, které byly ve stejném místě jak na *mock-upu*, tak i na celé kuchyňce a sledoval se posuv těchto bodů při zatížení určitou silou. Nejprve byla provedena statická analýza při zatížení celé kuchyňky a při ní se zjistily posuvy vyznačených bodů. Poté byla provedena analýza se stejnou zátěží i pro *mock-up* a taktéž se sledovala velikost a směr posuvů. Cílem bylo optimalizovat *mock-up* tak, aby jeho posuvy v určených bodech co nejvíce korespondovaly s posuvy bodů na celé kuchyňce, a bylo tak dosaženo co nejdříve náhrady tuhosti celé struktury.



Obrázek 59 FEM model celé kuchyňky (vlevo), *mock-up* verze č.19 (uprostřed) a verze č.20 (vpravo)

V následujícím grafu jsou znázorněny průběhy posuvů v měřících bodech, hodnoty posuvů jsou z důvodu utajení znázorněny v poměru k jisté referenční hodnotě.



Obrázek 60 Porovnání posuvů v daných bodech pro celou kuchyňku a mock-up návrh č.19 a návrh č.20

Po předložení návrhu na vytvoření *mock-upu* na vypracování však došlo k zhodnocení ze strany zadavatele práce a bylo rozhodnuto, že zejména kvůli vysoké finanční a časové náročnosti výroby tohoto *mock-upu* se tato sestava nevyrobí, a tudíž ani neotestuje. Pro další zkoumání by však mohlo být zajímavé tento *mock-up* vyrobit a otestovat jeho vlastnosti. Přistoupilo se tedy nakonec k testu na celé kuchyňce.

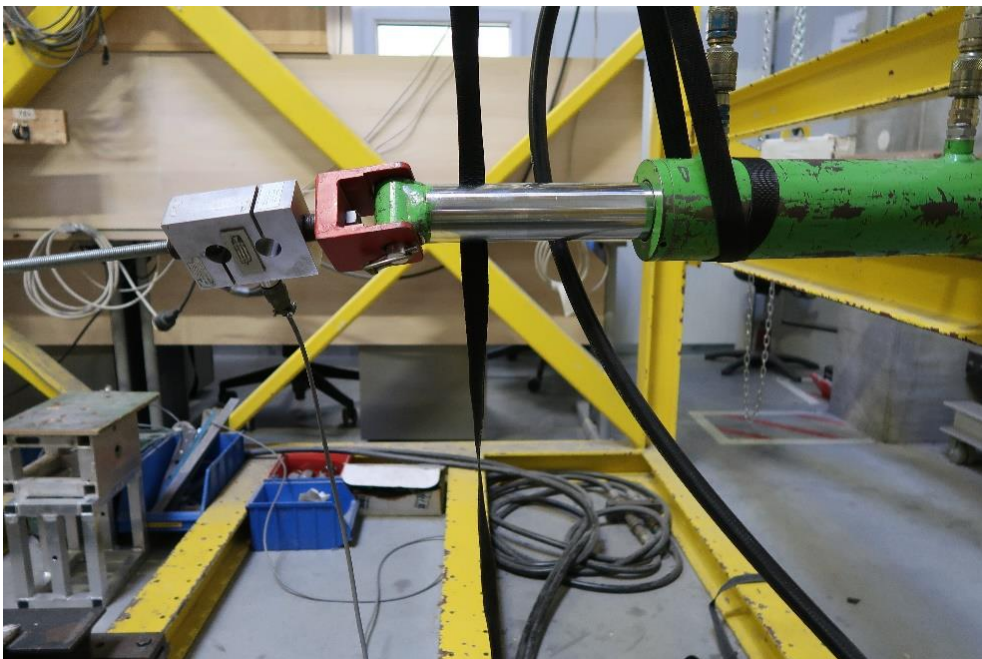
3.2 Provedení experimentu

Experiment byl proveden v testovací zkušebně firmy Safran Cabin CZ v Plzni. Testovaným objektem byla kuchyňská sestava (*galley*) v testovací konfiguraci, tedy bez kabeláže a vnitřního vybavení. Ve zkušebně byla připevněna ke kotvicímu rámu, přičemž spojení galley a rámu bylo realizováno prostřednictvím čtyř tzv. *floor fittingů* (prvky sloužící k upevnění interiérových nábytkových struktur do podlahy letadla) a jednoho tzv. *top attachmentu* (prvek přenášející zatížení mezi kuchyňkou a trupem letounu).



Obrázek 61 Detail uchycení kuchyňky k testovacímu rámu

Zatěžovány byly celkem dva retainery, a to retainer umístěný na pracovní desce (tzv. *workdeck retainer*) a zároveň s ním i jeden z bočních retainerů (tzv. *kickload retainer*). Zatížení na tyto dva prvky bylo aplikováno pomocí makety jídelního vozíku, tzv. *trolley dummy*, což je ocelový svařenec na kolečkách, který svými rozměry a tvarem imituje reálnou podobu leteckých jídelních vozíků. Jelikož testovaný box poskytuje místo pro dva jídelní vozíky, byla přidána druhá maketa, aby tak byl co nejvěrněji simulován reálný stav při plném obsazení dolního boxu kuchyňky a aby zatěžovaná maketa při testu příliš neuhýbala do strany mimo svůj vymezený prostor. Maketa vozíku byla ocelovými pruty připojena na hydraulický válec, který řídil zatížení. Součástí hydraulického válce byl i silový snímač, který umožnil zaznamenávat průběh zatížení v čase.



Obrázek 62 Detail hydraulického válce

Měřeno bylo posunutí tzv. *workdecku* (panel, ve kterém je zasazen horní zatěžovaný retainer) ve svislém směru, a to pomocí posuvného měřidla, které bylo připevněno k pevnému rámu testovací konstrukce (viz obr. 63).

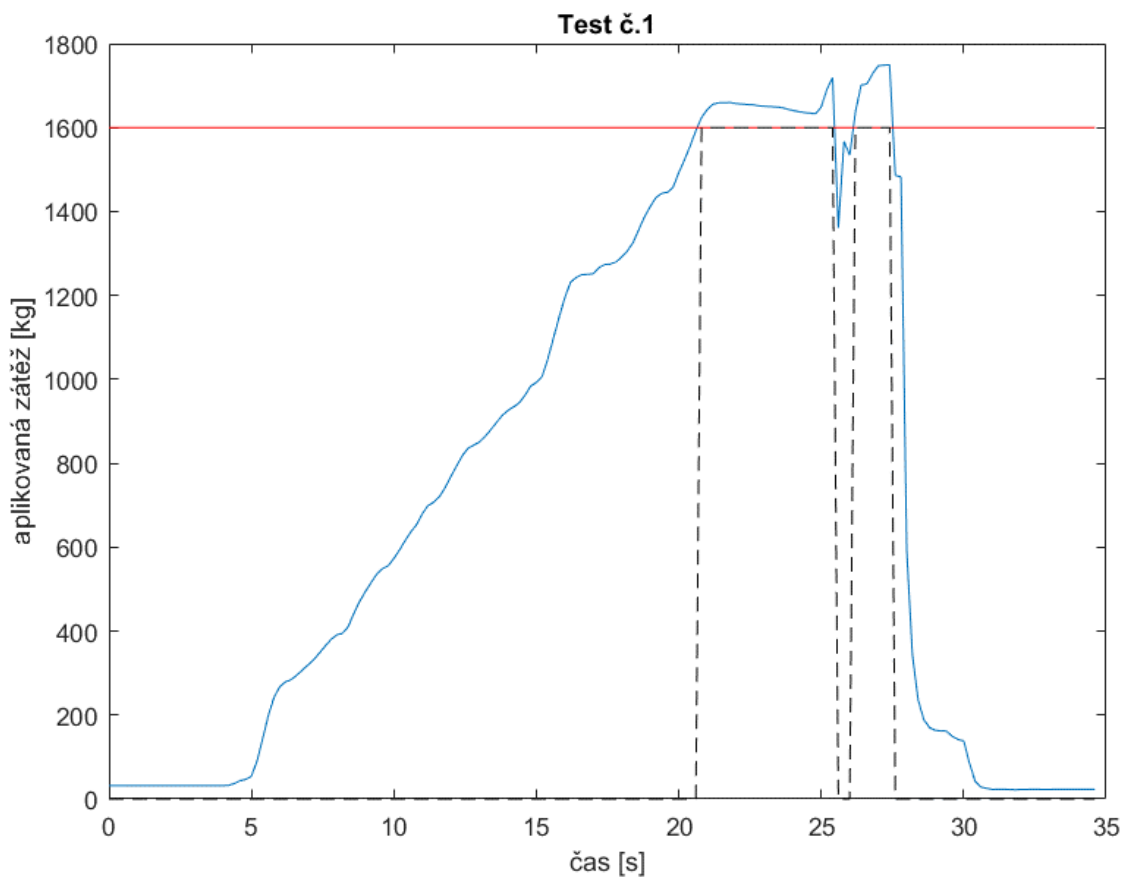


Obrázek 63 Měřidlo pro snímání posunutí panelu

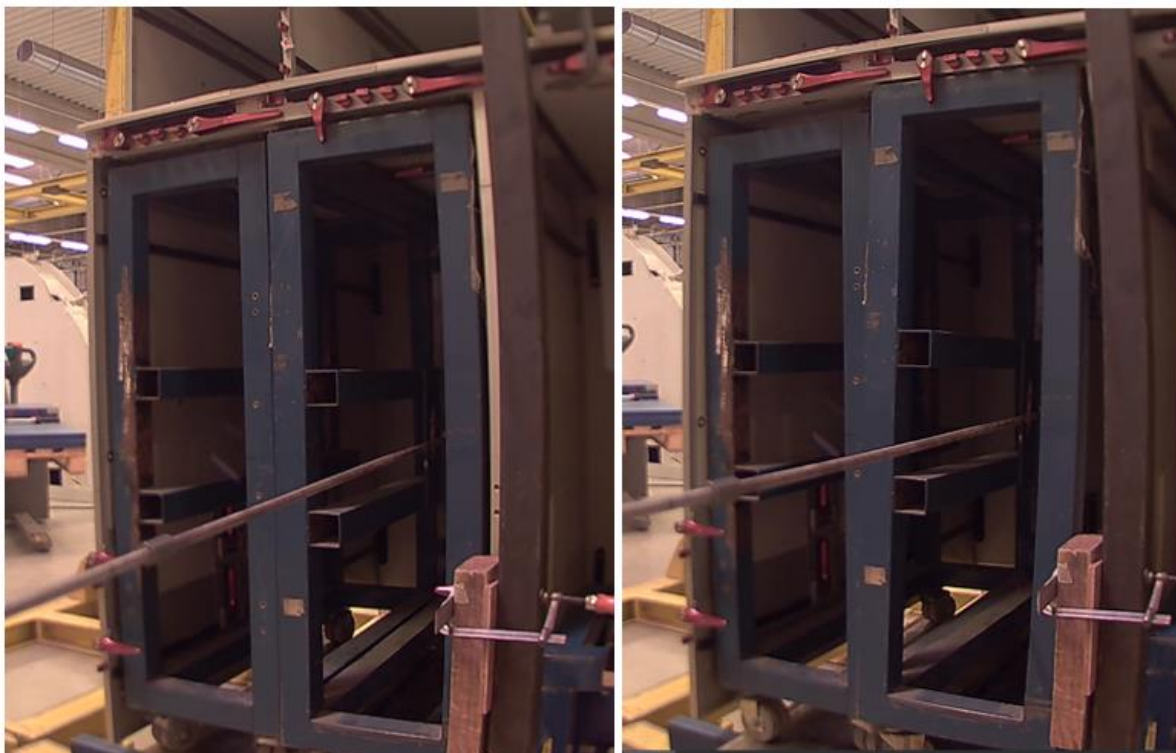
Dalšími měřenými parametry byly vodorovné posuvy prvního i druhého retaineru. Tyto posuvy však byly měřeny pouze pomocí přiložených pravítek, ze kterých se následně měly hodnoty odečítat při analýze výsledků, neboť použití posuvných měříttek v těchto oblastech by mohlo být riskantní. To znamená, že například při náhlém vytržení makety ze struktury kuchyňky by mohly být poničeny. Celkem byly provedeny dva testy. Podle požadavku zadavatele musí retainery vydržet kritické zatížení alespoň po dobu 3 sekund. Kritické zatížení vychází z leteckého předpisu CS-25, který určuje, jaké zatížení musí vnitřní vybavení letounu zvládnout bez poruchy při nouzovém stavu. Ačkoli předpis udává hodnotu 9g, z důvodu pokrytí možných dynamických účinků, které nelze staticky otestovat, je jako kritická používána hodnota o něco větší, tedy 16g (stanoveno zadavatelem práce). Oba testy byly snímány kamerou. Pomocí silového snímače na hydraulickém válci byla zaznamenávána síla v závislosti na čase.

3.2.1 První test

Při testu byla síla na maketu vozíku přiváděna postupně v průběhu přibližně půl minuty. Kritická hodnota síly, kterou mělo být dosaženo, byla cca 16000 N, což přibližně odpovídá síle, kterou působí těleso o hmotnosti 100 kg při přetížení 16g. Jak lze vidět na obr 64, kritické síly bylo dosaženo, aniž by došlo k uvolnění makety z kuchyňky. Podařilo se toto zatížení udržet po dobu necelých 5 sekund, čímž byla splněna podmínka výdrže alespoň 3 sekundy. Celkově vydržel zádržný systém odolávat zatížení vyššímu než kritické ještě déle, přerušení kontinuity a chvilkový pokles pod kritickou hranici však způsobilo zaklopení bočního retaineru v důsledku ztráty kontaktu s maketou. Z přiloženého pravítka na obr. 66 lze odečíst, že v místě bočního retaineru došlo k vysunutí makety ze základní polohy přibližně o 30 mm.



Obrázek 64 Závislost síly na čase při prvním testu



Obrázek 65 Maketa bez zátěže (vlevo), při maximálním zatížení (vpravo)



Obrázek 66 Boční retainer na začátku testu (vlevo) a v okamžiku ztráty kontaktu s maketou (vpravo)

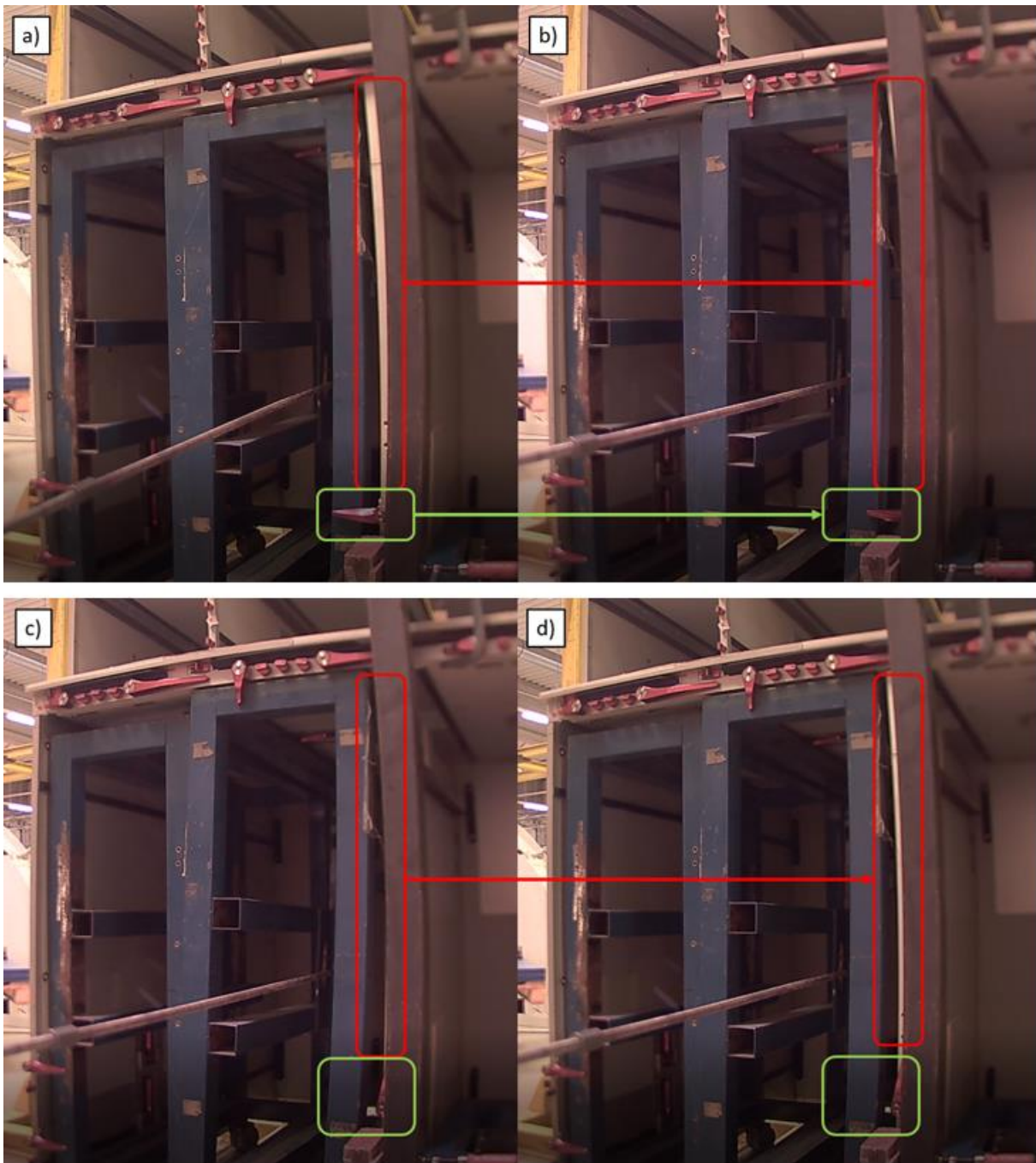
3.2.2 Druhý test

Druhý pokus byl proveden na stejné kuchyňce, tudíž výchozí podmínky nebyly pro oba pokusy stejné. Po prvním testu byly již patrné známky trvalé deformace, zejména u bočního retaineru, který již nebyl kolmo k panelu, do něhož byl zasazen.



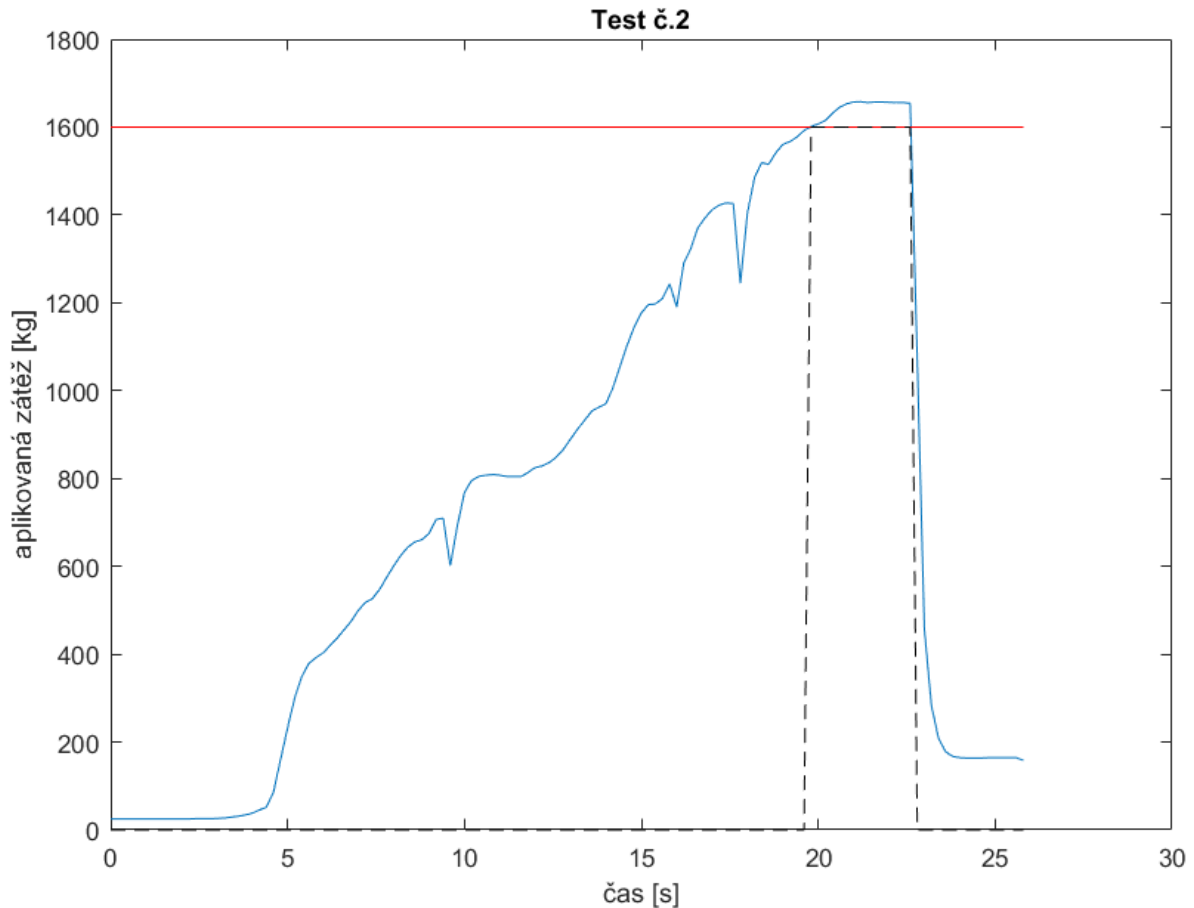
Obrázek 67 Trvalá deformace na bočním retaineru

Na následující sekvenci snímků z kamery je vidět průběh druhého testu. Na snímku a) je stav před testem, kdy je tyč, která má za úkol přenášet zatížení z pístu na maketu, ve svěšené poloze, tudíž bez zatížení. Na dalším snímku už dochází k přenosu síly na retainery, zatěžovací tyč je napnutá a lze si všimnout, že se boční panel viditelný na snímku a) dostal do zákrytu za sloupek. To je dáno tím, že došlo k jeho průhybu, což mělo za následek i posunutí retaineru (zelený rámeček). Po dalším zatížení na hodnotu okolo 1400 kg došlo ke zpětnému zaklopení bočního retaineru (snímek c)). Test pokračoval až nad 1600 kg, přičemž horní retainer udržel celé zatížení (ne však celé 3 sekundy, test byl přerušen dříve, již po cca 2,8 s). Na posledním snímku je možno pozorovat stav po odlehčení a skončení testu. Opět lze vidět boční panel, který se vrátil do své výchozí polohy.



Obrázek 68 Sekvence snímků znázorňující průběh testu

Byl zaznamenán průběh síly v čase, což lze sledovat na obrázku 69. Skok v hodnotě aplikované síly v čase cca 10 sekund je způsoben náhlým posunutím makety ve směru od bočního retaineru. Propad síly v čase cca 18 sekund je způsoben zaklopením bočního retaineru v důsledku ztráty kontaktu s maketou. Zádržný systém opět dokázal vydržet zatížení 1600 kg, v tomto případě navíc po celou dobu nad kritickou hodnotou pouze s jedním funkčním retainerem.



Obrázek 69 Závislost síly na čase při druhém testu

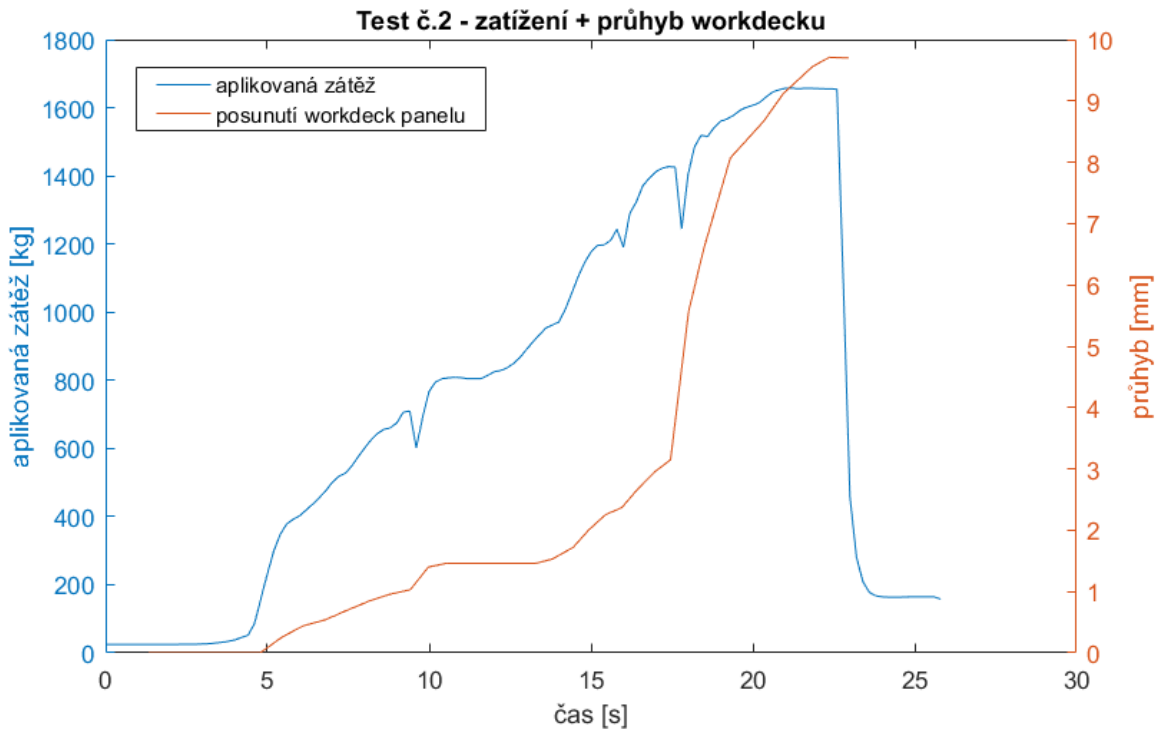
3.3 Zhodnocení statické zkoušky

Statická zkouška dopadla úspěšně, neboť prokázala, že zádržný systém je schopen odolat zatížení, které mu předepisují letecké normy, a to dokonce dvakrát za sebou v krátkém časovém intervalu. Dokonce bylo zjištěno, že pokud dojde k selhání jednoho retaineru (při testu došlo ke ztrátě kontaktu bočního retaineru s maketou), dokáže kritické zatížení po určitou dobu vydržet druhý samotný retainer.

Z testu jsou k dispozici data průběhu zatížení v čase, nebylo měřeno ani napětí v retaineru či v panelech. Struktura kuchyňky se chová tak, že dojde k průhybu bočního panelu, přičemž se na bočním retaineru zvětšuje rameno síly, až dojde ke ztrátě kontaktu mezi bočním retainerelem a maketou, což vede k zaklapaní retaineru. Tím se veškeré zatížení přenesou na horní retainer, který je však schopen po určitou dobu tuto zátěž vydržet. Na bočním retaineru byly patrné známky trvalé deformace již po prvním testu. Na povrchu kuchyňky nebyly zjištěny žádné viditelné poškození nebo trhliny, ani nedošlo k uvolnění žádné části kuchyňky.

Z měřených veličin byla obdržena data z posuvného měřítka umístěného nad horním, tzv. *workdeck* panelem, což je panel, ve kterém je zasazen horní retainer. Při prvním testu se

z důvodu nesprávného počátečního nastavení nepodařilo naměřit žádná data. Při druhém testu došlo ke správnému nastavení, a byla zaznamenána závislost aplikované síly na posunutí panelu v ose z, viz obr. 70. Největší nárůst posuvu horního panelu nastal přibližně v čase kolem 18 sekundy, kdy došlo k zaklopení bočního retaineru, a tedy veškerá zátěž přešla na horní retainer.

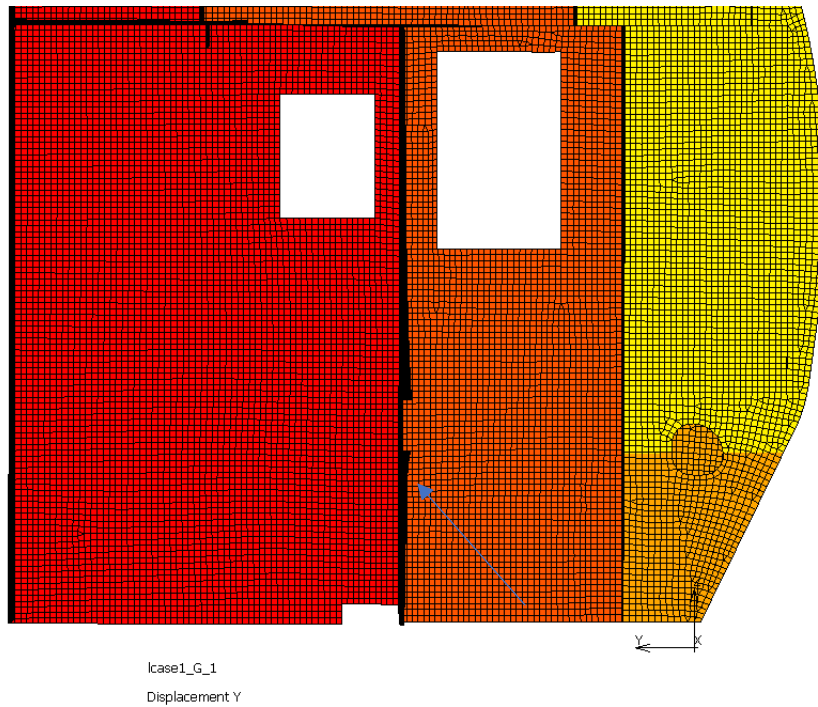


Obrázek 70 Průběh síly v závislosti na čase (modře) a posuvu workdeck panelu v měřeném místě (červeně)

3.4 Porovnání výpočtu a experimentu

Při srovnání výpočtu a experimentu lze najít podobnosti, které obě metody analýzy kuchyňky sdílejí. Největší posuvy jsou zaznamenány na krajní stěně (stěna s největší souřadnicí ve směru y), protože není ukotvena k podlaze *floor fittingy*. Stejně tak v obou případech dochází k průhybu bočního panelu, ve kterém je zasazen boční retainer.

Liší se však velikostí deformace a prohnutí panelu. U výpočtového modelu dochází k mírnému prohnutí bočního panelu, největší deflektce je v místě bočního retaineru a její hodnota v ose y je přibližně 17,5 mm. Boční retainer zůstává po celou dobu zatěžování v kontaktu se zatěžovací maketou. Oproti tomu při experimentu dochází k průhybu bočního panelu až do doby, kdy retainer ztratí kontakt s maketou a zaklopí se do výchozí polohy. Srovnání průhybů při testu a výpočtu ukazují obr. 71 a 72.

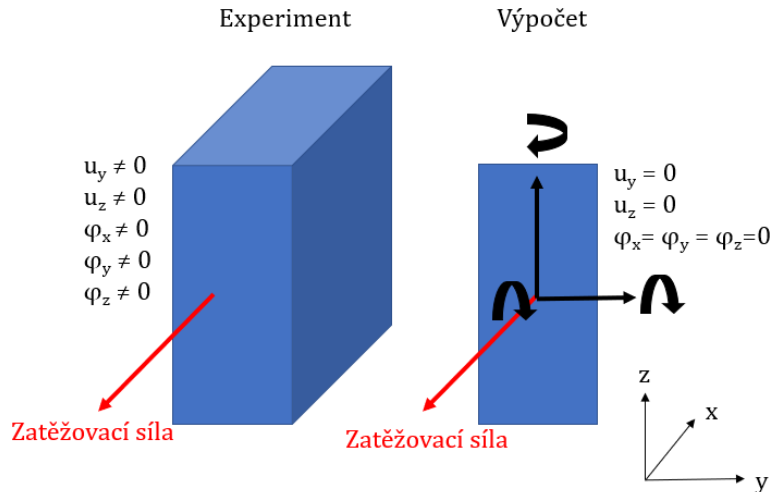


Obrázek 71 Maximální průhyb bočního panelu při výpočtu



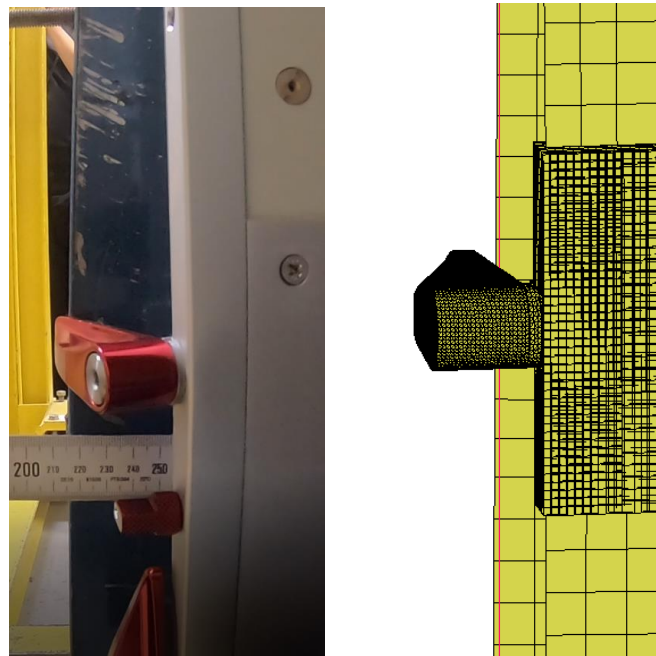
Obrázek 72 Experiment – boční panel bez zatížení (vlevo), při maximálním průhybu (vpravo)

Zaklopení bočního retaineru při testu však není důsledkem pouze průhybu bočního retaineru, ale i posuvu zatěžovací makety. Ta se při experimentu posouvá a natáčí nejen ve směru, ve kterém je zatěžovaná, ale i v ostatních směrech. Oproti tomu výpočtová maketa se chová přesně tak, jak jí bylo předepsáno, tedy pohybuje se pouze ve směru zatěžovací síly.



Obrázek 73 Porovnání chování zatěžovacích maket při testu a výpočtu

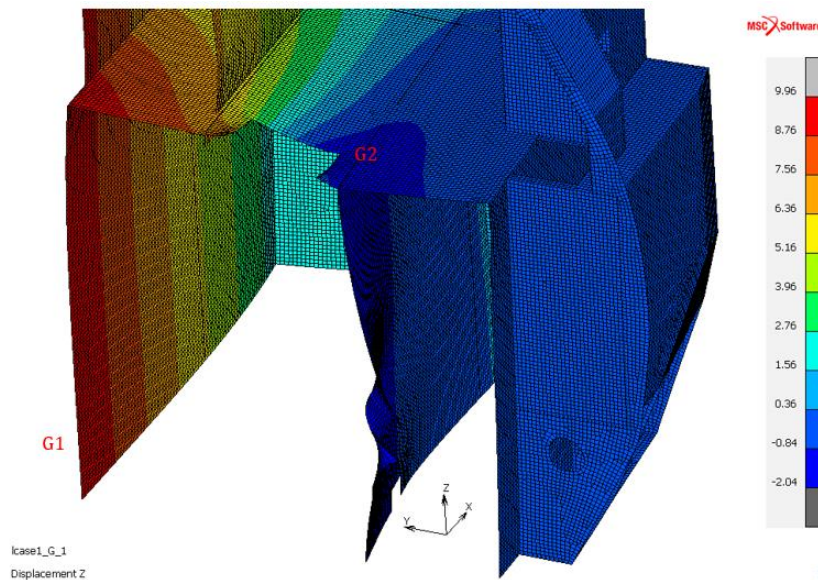
Toto rozdílné chování má za následek například i rozdíl v posunutí makety v průběhu zatěžování. Při výpočtu je plocha makety stále kolmá na směr zatěžovací síly, což znamená, že působí rovnoměrně na oba retainery. Při testu dochází k natočení makety okolo osy y , což znamená, že na boční retainer působí větší zatížení než na horní. Bylo změřeno, že při výpočtu se maketa posunula proti směru osy x přibližně o 7,5 mm, kdežto při experimentu se maketa v oblasti bočního retaineru posunula až o 30 mm.



Obrázek 74 Porovnání deformace bočního retaineru při testu a při výpočtu

Dalším důsledkem rozdílného chování makety je způsob, jakým se deformuje horní panel, v kterém je zasazen horní retainer.

Na obr. 75 lze vidět, jak se deformuje kuchyňka při plném zatížení. Zatímco krajní panel (značený G1) vykazuje posuvy v kladném směru osy z, boční panel se prohýbá, což má za důsledek, že se horní panel (G2) v místech spojení s bočním panelem také prohýbá a vykazuje záporné posuvy, tedy proti směru osy z.



Obrázek 75 Deformace kuchyňky, měřítko deformace 10x zvětšeno

Při experimentu však právě rozdílné chování makety způsobí, že se maketa vzpříčí a začne tláčit zesponu na horní panel. Z toho důvodu se horní panel začne posouvat po směru osy z. Tento děj ilustruje obr. 76. Hodnoty posuvu horního panelu v místě (G2) pomocí výpočtu vycházejí přibližně 1,6mm proti směru osy z. Při experimentu posuv horního panelu činil podle obrázku 70 přibližně 3 mm ve směru osy z.



Obrázek 76 Chování makety při experimentu

4 Rozbor dynamického způsobu namáhání

Poslední částí této práce je rozbor dynamického namáhání zádržného systému. Předpokládá se, že způsob aplikace zatížení bude mít vliv na chování tělesa, tedy jinak se bude těleso chovat při aplikaci síly pozvolně a jinak při rychlém nárazu. V této části je popsáno, jak fungují dynamické analýzy řešené pomocí MKP, což může sloužit jako základ pro další práce navazující na tuto, které se mohou zabývat dynamickými simulacemi zádržného systému. Je popsán i návrh zkušební sestavy, tzv. *mock-upu*, který může sloužit jako příprava pro další experimenty a který by měl objasnit rozdíly vlivu statického a dynamického zatěžování na sestavu retaineru a sendvičový panel.

4.1 Dynamické děje v MKP

Pro řešení dynamických dějů v MKP se používají dva různé algoritmy řešení, a to buď implicitní nebo explicitní, které se liší způsobem časové integrace. Tabulka 3 ukazuje porovnání obou algoritmů. Pokud bude v navazující práci provedena dynamická analýza nárazu jídelního vozíku do zádržného systému kuchyňky při přetížení 9g, měl by být použit explicitní řešič, neboť v tom případě se jedná o velmi rychlý děj s rázovým zatížením.

	Explicitní	Implicitní
Výhodné pro třídu problémů	rychlé dynamické přechodové děje s výrazně nelineárním chováním typu borcení skořepin, rázová zatížení, velké prostorové úlohy s komplikovanou topologií sítě	statické a 'pomalejší' dynamické úlohy s mírnějšími nelinearitami typu plasticity, rovinné a topologicky jednoduché prostorové sítě
Charakter softwaru	jednoduchý kód, vše ve vnitřní paměti	komplikovanější programy, komunikace s vnější pamětí
Časový krok	malý	větší (typicky 100x, 1000x)
Inverze matic	ne	ano
Rovnovážné iterace v rámci kroku	ne	ano
Popis kinematiky pohybu v rámci kroku	malé rotace	velké rotace
Požadavky na paměť	malé	velké

Tabulka 3 Porovnání explicitního a implicitního algoritmu [24]

4.1.1 Explicitní algoritmus

Explicitní algoritmy často využívají metodu centrálních diferencí. Posuv U v čase $t+\Delta t$ se vyjádří rozvojem do Taylorovy řady jako

$$U_{t+\Delta t} = U_t + \Delta t \cdot \dot{U}_t + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{U}_t + \dots \quad (5.1)$$

Stejně tak se vyjádří posuv v čase $t-\Delta t$

$$U_{t-\Delta t} = U_t - \Delta t \cdot \dot{U}_t + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{U}_t + \dots \quad (5.2)$$

Pokud se zanedbají ostatní členy rozvoje, které jsou v rovnicích (5.1) a (5.2) reprezentovány tečkami, sečtením těchto dvou rovnic se dá vyjádřit zrychlení ve tvaru

$$\ddot{U}_t = \frac{U_{t+\Delta t} - 2U_t + U_{t-\Delta t}}{\Delta t^2} \quad (5.3)$$

Odečtením těchto rovnic pak vznikne výraz pro vyjádření rychlosti

$$\dot{U}_t = \frac{U_{t+\Delta t} - U_{t-\Delta t}}{2\Delta t} \quad (5.4)$$

Posuvy v čase $t+\Delta t$ se pak získají dosazením rovnic (5.3) a (5.4) do pohybové rovnice

$$M\ddot{U}_t + C\dot{U}_t + KU_t = F_t \quad (5.5)$$

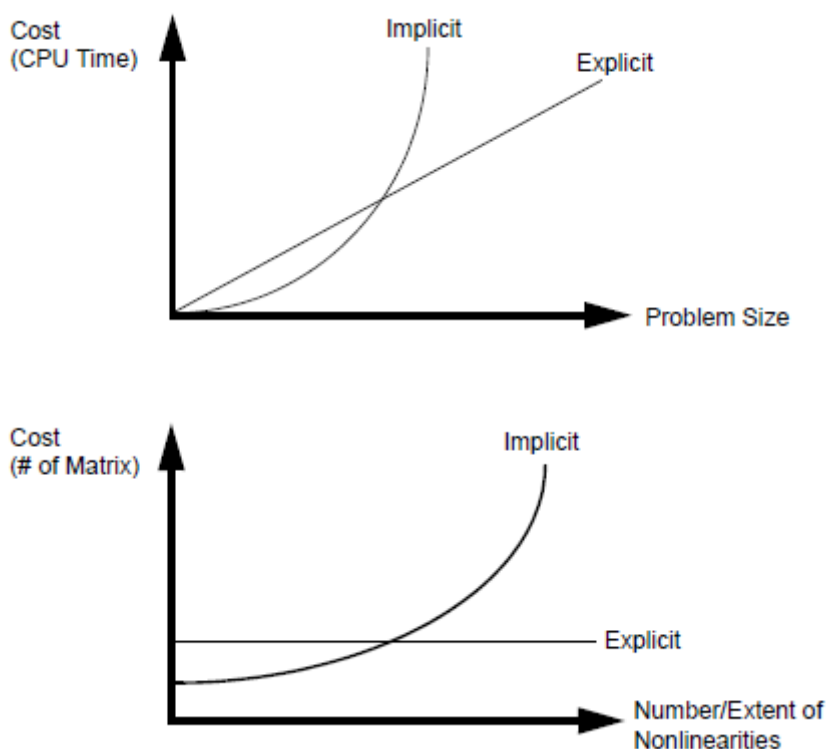
Při zanedbaní tlumení, které je reprezentováno maticí C , pak lze řešení napsat ve tvaru

$$\left[\frac{1}{\Delta t^2} M \right] U_{t+\Delta t} = F_t - \left[K - \frac{2}{\Delta t^2} M \right] U_t - \left[\frac{1}{\Delta t^2} M \right] U_{t-\Delta t} \quad (5.6)$$

Rovnice (5.6) pro posuv v čase $t+\Delta t$ se získá z pohybové rovnice vyjádřené pro posuv v čase t , proto je schéma nazváno explicitní [25].

Tímto algoritmem nelze přímo řešit statické úlohy, neboť při zanedbání matice hmotnosti M se tento algoritmus stane nepoužitelným. Toto omezení ale lze obejít úpravou hmotnosti nebo rychlosti.

Při použití diagonální matice hmotnosti M se projeví výhoda explicitního schématu, jelikož v takovém případě se soustava rovnic (5.6) rozpadne na samostatné nezávislé rovnice a není tak potřeba provádět rozklad matice M . Počet operací řešiče tak roste lineárně s velikostí řešeného problému, jak lze vidět na obrázku 77. U implicitního řešiče se naopak projevuje kvadratická závislost na šířce pásu matice soustavy, a s rostoucí velikostí problému tak ztrácí své výhody a je lepší použít řešič explicitní [24]. Stejně tak je lepší použít explicitní řešič v případě velkých nelinearit, neboť implicitní řešič může mít problém zkonvergovat, musí tak krátit časový krok a tím přichází o své výhody.



Obrázek 77 Porovnání implicitního a explicitního schéma v závislosti na velikosti problému a počtu nelinearit [26]

Lze si všimnout, že metoda centrálních diferencí používá k výpočtu posuvů v časovém kroku $t+\Delta t$ hodnoty posuvů z časů t a $t-\Delta t$. Pro první časový krok Δt však jsou známy pouze hodnoty počátečních posuvů v čase 0. Pro výpočet posuvů v čase $-\Delta t$ se tedy používá rozvoj (5.2), neboť na počátku výpočtu lze jasně vyčíslit hodnoty počátečních posuvů, rychlostí i zrychlení [27].

Algoritmus výpočtu jednotlivých veličin v každém kroku je pak následující. Zrychlení v každém kroku jsou vypočítána z rovnice

$$\ddot{U}_t = M^{-1} \cdot (F_t^{ext} - F_t^{int}) \quad (5.7)$$

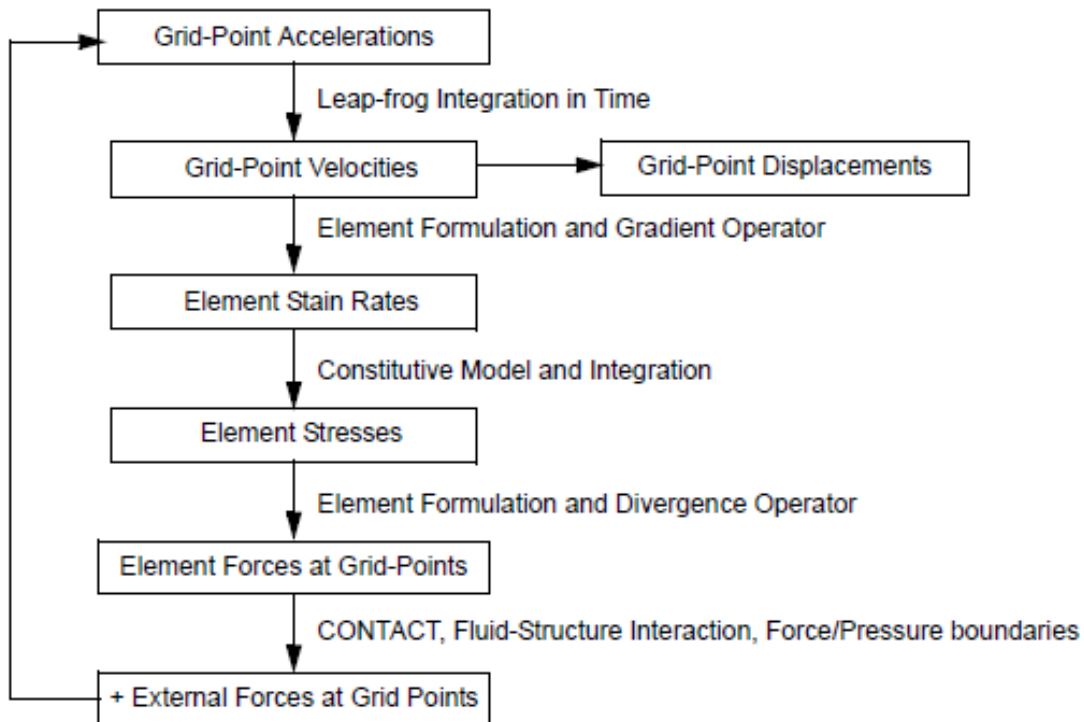
Rychlosti se pak počítají v polovině aktuálního kroku pomocí hodnoty rychlosti z poloviny minulého kroku a aktuálního zrychlení

$$\dot{U}_{t+\frac{\Delta t}{2}} = \dot{U}_{t-\frac{\Delta t}{2}} + \frac{(\Delta t_{t+\Delta t} + \Delta t_t)}{2} \ddot{U}_t \quad (5.8)$$

Z rychlostí pak lze spočítat posuvy na konci aktuálního kroku přičtením součinu rychlosti v polovině aktuálního kroku a délky časového kroku k velikosti posuvu na začátku kroku

$$U_{t+\Delta t} = U_t + \Delta t_{t+\Delta t} \dot{U}_{t+\frac{\Delta t}{2}} \quad (5.9)$$

Ze známých hodnot posuvů a velikosti časového kroku se následně dá vyjádřit rychlost přetvoření $\dot{\varepsilon}$ a přetvoření ε . Pomocí konstitutivních vztahů se následně dopočítá napětí $\sigma_{t+\Delta t} = f(\sigma_t, \varepsilon)$ v jednotlivých prvcích. Poslední krokem je sestavení vektoru vnitřních sil pro následující krok a postup se opakuje, dokud není dosaženo konečného času výpočtu. Protože se uvažují rychlosti a zrychlení v daném časovém kroku jako konstantní musí být časový krok velmi malý, aby bylo dosaženo přesných výsledků. Nejvíce času je spotřebováno na výpočet vnitřních sil [28]. Schéma explicitní metody je zobrazeno na obr. 78



Obrázek 78 Schéma výpočtu jednotlivých veličit v explicitním řešiči [26]

4.1.2 Kritický krok výpočtu

Explicitní algoritmus je podmíněně stabilní, čímž se liší od nepodmíněně stabilního implicitního algoritmu. K určení délky časového kroku slouží tzv. Courantovo kritérium. Časový krok u explicitního schématu musí být menší než je doba, při které projde napěťová vlna elementem. Tímto omezením je časový krok explicitní metody oproti implicitní několiknásobně menší, a to až stokrát nebo tisíckrát. Proto je dobré dbát na kvalitu a velikost prvků v síti. Malý časový krok je však částečně kompenzován tím, že není potřeba v každé iteraci provádět rozklad matic, čímž se stává explicitní algoritmus konkurenceschopným implicitnímu. Courantovo kritérium lze vyjádřit rovnicí pro maximální časový krok

$$\Delta t = \frac{L}{c} = L \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (5.10)$$

kde Δt je maximální časový krok, L charakteristický rozměr (záleží na typu prvku), c je rychlost zvuku v materiálu, E je Youngův modul a ρ hustota [26].

Během výpočtu se při každém kroku vyhodnocují hodnoty napětí v každém elementu. Zároveň se vyhodnocuje i velikost kritického časového kroku pro každý prvek, přičemž se jako velikost v novém časovém kroku bere minimum ze všech prvků. Kvůli stabilitě se navíc používá škálovací faktor alfa (obvykle v hodnotách okolo 0.9) a velikost nového časového kroku pro iteraci $n+1$ se tedy vyjádří jako

$$\Delta t^{n+1} = \alpha \cdot \min(\Delta t_1^n, \Delta t_2^n, \Delta t_3^n, \dots, \Delta t_N^n) \quad (5.11)$$

Různé typy prvků mají odlišný způsob výpočtu kritického časového kroku, neboť každý typ prvku má jiný tvar a geometrii. Například pro objemové prvky v řešiči MSC.Nastran Explicit Nonlinear (SOL 700) se kritický časový krok vypočítá dle vzorce [26]

$$\Delta t_{cr} = \frac{L_e}{Q + \sqrt{Q^2 + c^2}} \quad (5.12)$$

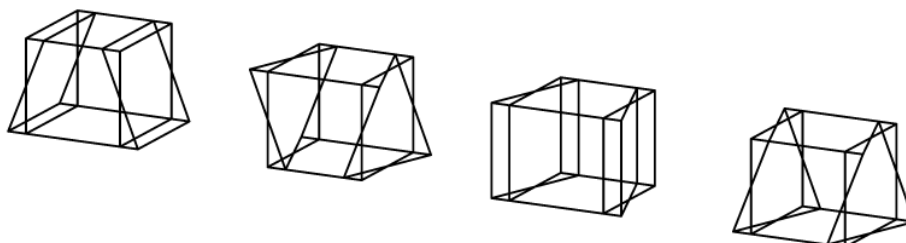
kde Q je funkcí koeficientů objemové viskozity, c je adiabatická rychlost zvuku a L_e je charakteristická délka. Ta se bere pro čtyřuzlový CTETRA prvek jako minimální výška stěny prvku a pro osmiuzlový CHEXA se vyjádří ze vztahu

$$L_e = \frac{V_e}{A_{eMAX}} \quad (5.13)$$

kde V_e je objem prvku a A_{eMAX} plocha největší stěny.

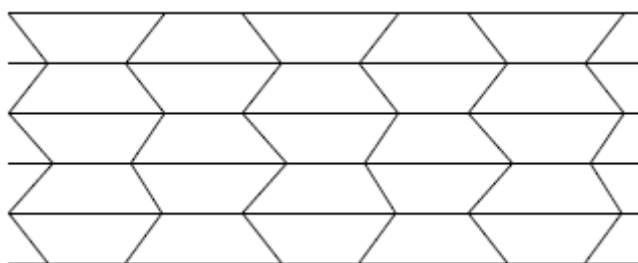
4.1.3 Prvky v explicitní MKP, hourglassing

Z důvodu úspory času se v dynamických výpočtech MKP používají prvky pouze s jedním integračním bodem uprostřed. Zároveň jsou tyto prvky vhodné pro velké deformace. Mohou však u nich nastat jevy znázorněné na obr. 79, kdy se prvky deformují kolem integračního bodu symetricky s nulovou vnitřní energií [29].



Obrázek 79 Módy deformace s nulovou vnitřní energií [29]

Ve skutečnosti se však každá deformace projeví změnou vnitřní energie, proto jde o problém numerický. Zrychlení výpočtu je tedy vykoupeno rizikem vzniku tzv. *hourglassingu*, tedy efektu přesýpacích hodin. Módy *hourglassingu* mají nulovou tuhost a projevují se deformací sítě do tvaru, který opakujícím se rozšířením a zúžením připomíná právě přesýpací hodiny. Pokud nejsou podniknuty kroky k zastavení, šíří se tyto módy sítě, znehodnocují výpočet a mohou způsobit kolaps výpočtu [26].



Obrázek 80 MKP síť s hourglass módy [26]

Hourglassing se dá v MKP programech různě kontrolovat, např. v řešiči MSC.Nastran Explicit Nonlinear (SOL 700) použitím viskózního nebo tuhostního tlumení. Efekt přesýpacích hodin se dá eliminovat použitím plně integrovaných prvků, avšak za cenu prodloužení výpočtu. *Hourglassing* lze také minimalizovat nepoužíváním koncentrovaných a osamocených zatížení či zjemněním výpočetní sítě [26].

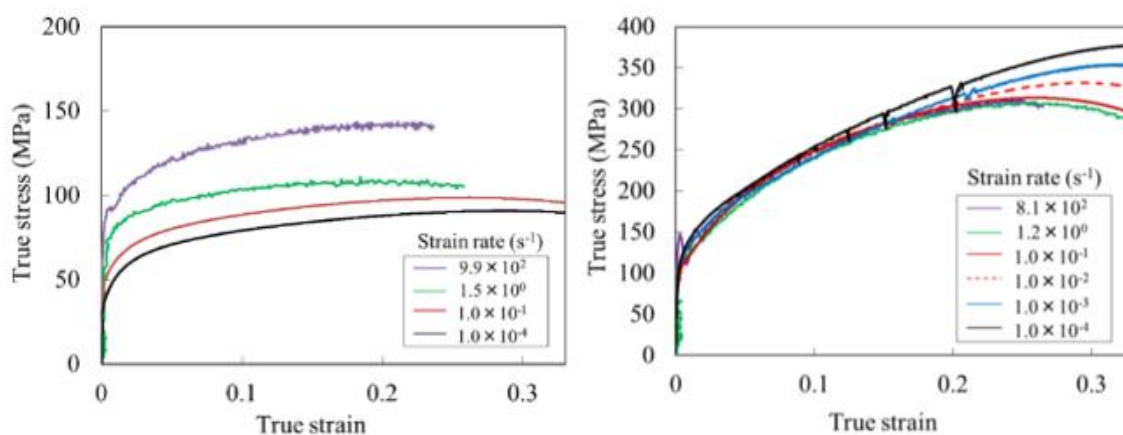
Šestistěnné prvky CHEXA se mohou v analýzách objevovat ve svých degenerovaných formách jako pětistěny (CPENTA) nebo čtyřstěny (CTETRA). Tyto prvky však dávají narozdíl od šestistěnnů méně kvalitní výsledky, vykazují přílišnou tuhost a měly by tak být používány pouze v nejnutnějších případech. Na rozdíl od CHEXA prvků se však u CTETRA prvků nevyskytuje *hourglassing* [26].

4.1.4 Škálování hmotnosti

Jak je zmíněno výše, velikost časového kroku je v explicitním schématu dána materiálem a velikostí nejmenšího prvku sítě. V určitých případech, např. pokud je v síti pouze několik malých nebo velmi zdeformovaných prvků však není nutné používat malý časový krok, neboť pak výpočet zbytečně časově prodlužuje. V takovém případě je vhodné použít tzv. *mass scaling*, tedy škálování hmotnosti, při kterém se nejmenším prvkům uměle zvýší hustota a tím pádem zvětší kritický časový krok a urychlí výpočet. Musí však být důsledně zváženo, jaký vliv bude mít toto škálování na celý výpočet a jestli to je z hlediska cílů práce přípustné [26].

4.1.5 Materiály při dynamických dějích

Dynamické děje mají také vliv na mechanické vlastnosti materiálů. Na rozdíl od statických nebo kvazistatických výpočtů, kde se předpokládají velmi pomalé deformace, u rychlých dějů má rychlost přetvoření vliv na výsledné chování materiálů. Pro ilustraci, obr. 81 vlevo znázorňuje závislost tahové křivky čistého hliníku A 1070, vykazující pozitivní závislost rychlosti přetvoření, tedy napětí se s rostoucí rychlostí přetvoření zvyšuje. Po přidání hořčíku do hliníkové slitiny lze sledovat opačný trend, tedy negativní závislost, kde napětí s rychlostí klesá (obr. 81 vpravo) [30].



Obrázek 81 Závislost rychlosti přetvoření na materiálových charakteristikách [30]

Materiál vykazující citlivost na rychlost zatěžování může být v MKP analýze definován například pomocí Johnson-Cookova materiálového modelu, který kromě vlivu rychlosti přetvoření zahrnuje i vliv teploty

$$\sigma = (A + B\varepsilon^n)(1 + C \ln \dot{\varepsilon}^*)(1 - T^{*m}) \quad (5.14)$$

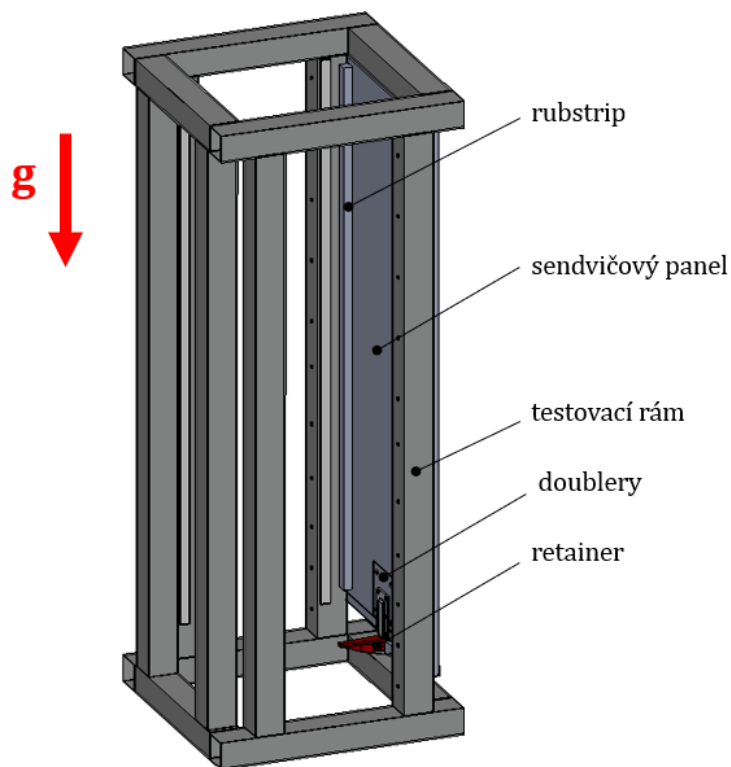
V rovnici 5.14 je σ ekvivalentní napětí, ε je ekvivalentní plastické přetvoření. A , B , n , C a m jsou materiálové konstanty, $\dot{\varepsilon}^*$ je bezrozměrný poměr rychlostí přetvoření a T^* je homologní teplota [31].

4.2 Dynamická zkouška

Jedním z cílů práce je také návrh dynamické zkoušky. Ta má mít za cíl ukázat, jak se liší chování zádržného systému při stejném zatížení, ale různém způsobu aplikace (statické vs. nárazové dynamické). Nejdříve je nutno navrhnout testovací sestavu a definovat, jak by taková zkouška měla vypadat, jaké by z ní měly být získány výsledky a podle toho naplánováno její provedení.

4.2.1 Návrh testovací sestavy

Testovací sestava (dále značená jako *mock-up*) vychází z kuchyňské sestavy. Pro vytvoření *mock-upu* je vybrána oblast bočního retaineru kuchyňky. *Mock-up* se tedy skládá ze sendvičového panelu, do kterého je vsazen kovový blok. K tomuto bloku je pomocí šroubu připevněn retainer a okraj panelu je zpevněn krycí lištou. Pro vyztužení oblasti okolo retaineru jsou použity kovové vyztužovací plechy, stejně jako je tomu u bočního panelu celé kuchyňky. Součástí panelu jsou inserty, do kterých se vsadí šrouby a těmi se panel připevní k testovacímu rámu. Na panel i testovací rám jsou přilepeny gumové pásky, tzv. *rubstripy*, které slouží k vymezení prostoru pro testovací těleso, tzv. *dummy*. Testovací těleso slouží k zavedení zatížení na retainery. Celý *mock-up* je v rámci práce navržen, vymodelován v CAD softwaru a byla k němu zpracována výkresová dokumentace, která však podléhá utajení ze strany zadavatele.



Obrázek 82 Mock-up pro dynamickou zkoušku

4.2.2 Návrh dynamického experimentu

Po návrhu testovací sestavy bylo potřeba zvolit způsob, jakým bude aplikováno zatížení na retainer. Jako nevhodnější řešení se nakonec ukázalo využití zemské přitažlivost. Zadání testu znělo, že se bude testovat chování retaineru při dynamickém přetížení 9g (tedy při devítinásobné hodnotě tíhového zrychlení). Toto zrychlení je uděleno jídelnímu vozíku (při testu nahrazen testovacím tělesem), který je od retaineru vzdálen na určitou hodnotu vůle ve svém parkovacím boxu. Udělit testovacímu tělesu zrychlení 9g by bylo obtížné, proto byl zvolen způsob zatížení přes ekvivalenci kinetické energie.

Pro výpočet kinetické energie nárazu vozíku při přetížení 9g jsou známy následující hodnoty. Velikost vůle mezi vozíkem a retainerem (s_1), požadované zrychlení 9g (a_1) a hmotnost vozíku (m_1). Z těchto veličin je vypočítána kinetická energie následovně:

Použije se vztah pro přímočarý zrychlený pohyb

$$s_1 = \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t_1^2 + v_{01} \cdot t_1 \quad (5.15)$$

přičemž počáteční rychlost vozíku je uvažována nulová, a tedy po úpravě se získá vztah pro vyjádření času, který uběhne mezi začátkem pohybu vozíku a prvním kontaktem s retainerem

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot s_1}{a_1}} \quad (5.16)$$

Výpočet dopadové rychlosti v_1 a kinetické energie při dopadu E_{k1} je pak

$$v_1 = a_1 \cdot t_1 \quad (5.17)$$

$$E_{k1} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \left(a_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot s_1}{a_1}} \right)^2 \quad (5.18)$$

Tedy je tedy známa kinetická energie dopadu vozíku při přetížení 9g, tedy E_{k1} . Nyní je potřeba nastavit test tak, aby se stejnou kinetickou energií dopadlo na retainer testovací maketa při testu. Kinetickou energii při dopadu při testu lze označit jako E_{k2} , a ta by se tedy měla rovnat energii E_{k1} .

$$E_{k1} = E_{k2} \quad (5.19)$$

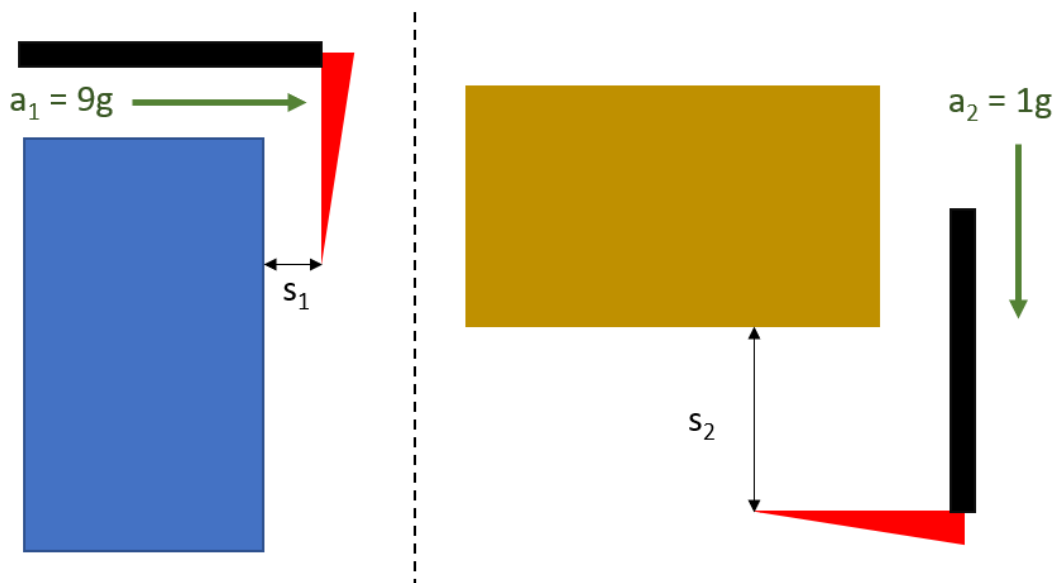
Pro test bylo rozhodnuto využít tíhového zrychlení, tedy maketa se bude na retainer spouštět volným pádem, zrychlení makety (a_2) bude tedy $1g$.

$$E_{k2} = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \left(a_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot s_2}{a_2}} \right)^2 \quad (5.20)$$

Jedinou neznámou v rovnici (5.6) je s_2 , což je výška, ze které má být testovací maketa na retainery spuštěna. Tuto výšku je potom možno vyjádřit jednoduše jako

$$s_2 = \frac{E_{k2}}{m_2 \cdot a_2} = \frac{m_1 \cdot a_1 \cdot s_1}{m_2 \cdot a_2} \quad (5.21)$$

Pokud je tedy při testu spuštěna testovací maketa o hmotnosti m_2 z výšky s_2 , mělo by být dosaženo stejných výsledků, jako při nárazu vozíku o hmotnosti m_1 do retaineru při přetížení $9g$ za podmínky, že počáteční mezera mezi vozíkem a retainermem je s_1 .



Obrázek 83 Schématické znázornění reálného zatížení retaineru (vlevo) a testu (vpravo)

4.2.3 Návrh statického experimentu k porovnání

Posledním cílem práce je najít způsob porovnání účinků dynamického a statického zatížení. Porovnává se účinek zatížení 16g statického se zatížením 9g dynamickým, tedy tak, jak je s ohledem na předpis CS-25 testována celá kuchyňka. Pro dynamický test je použita testovací maketa o váze m_M a spuštěna z výšky podle výpočtu v předchozí kapitole. Statický test pak je proveden buď pomocí hydraulického válce, kterým se na testovací maketu aplikuje síla

$$F = 16 \cdot g \cdot m_M \text{ [N]} \quad (5.22)$$

Nebo je pro statický test využito tíhové zrychlení, a retainer je plynule a pomalu zatížen závažím o hmotnosti 16x větší, než je hmotnost m_M . V obou případech statického zatěžování by měli být obdrženy stejné výsledky.

Porovnáním statické a dynamické zkoušky slouží k určení mechanismu deformace či v krajním případě poškození zádržného systému. Tento test také může prokázat, zda je 16g dostatečná statická ekvivalence pro dynamické 9g přetížení.

Závěr

Práce se zabývala analýzou chování zádržného systému kuchyňek, které jsou součástí leteckých interiérů. V úvodu práce bylo stručně popsáno, co tvoří letecké interiéry, jaké materiály se v leteckých interiérech používají a byly představeny prvky zádržného systému, tzv. retainery.

Druhá část práce se zabývala statickým výpočtem letecké kuchyňské sestavy, konkrétně pak simulací zatížení této sestavy od jídelního vozíku při kritickém zatížení dle předpisu CS-25. Výpočtový model byl vytvořen v preprocesorech ANSA a MSC.Mentat. V práci jsou popsány všechny důležité kroky, které při tvorbě modelu bylo potřeba udělat. Samotný výpočet byl spočítán pomocí nelineárního řešiče MSC.Marc. V analýze výsledků byly zkoumány deformace a rozložení napjatosti, Analýzou výsledků kovových součástí bylo zjištěno, že boční retainer a okolní součásti vykazují větší hodnoty redukovaného napětí než horní sestava retaineru. U obou retainerů také dochází ke špičkám napětí v místě kontaktů se zatěžovací maketou. V několika místech kovových součástí vznikají trvalé plastické deformace. Nejvíce namáhanou kovovou součástí je pouzdro retaineru, které přenáší zatížení z retaineru do konstrukce kuchyňské sestavy. Model, kterým se zabývala tato práce byl zjednodušený, avšak pro cíle práce dostačující. Může sloužit jako podklad pro další výpočty, které mohou detailněji zkoumat napjatost a deformace zádržného systému. V navazující práci by bylo vhodné vymodelovat i šroubová spojení mezi jednotlivými součástmi, neboť otvory pro šrouby a další technologické prvky mohou sloužit jako koncentrátoři napětí a ovlivnit tak napjatost ve svém okolí.

Třetí část práce se zabývala popisem přípravy a provedení experimentu. Experiment byl proveden v testovací laboratoři zadavatele této práce, firmy Safran Cabin CZ. Nejprve byl navržen testovací *mock-up*, který nakonec nebyl z finančních a časových důvodů ani vyroben. Test byl test proveden na celé kuchyňce. Testovalo se zatížení 1600 kg na dva aktivní retainery, přičemž se ukázalo, že tyto retainery jsou schopny udržet dané zatížení, a to dokonce dvakrát po sobě. V obou případech dokonce došlo v průběhu experimentu k zaklopení bočního retaineru v důsledku ztráty kontaktu s maketou. I tak však dokázal horní retainer zátěž vydržet a ani při jednom testu nedošlo k vytržení testovací makety z kuchyňky. Nutno poznamenat, že dané zatížení 16g převyšuje předpisové zatížení 9g, a to z důvodu rezervy kvůli zohlednění možného vlivu dynamických sil. V případě, že by se v budoucnu při dalším zkoumání této problematiky experiment prováděl znovu, bylo by vhodné použít více měřidel a získat tak z test více dat pro verifikaci výpočtového modelu. Pro měření posuvů by bylo dobré použít bezkontaktní měřidla, např. laserové, aby v případě porušení kuchyňky v průběhu experimentu nedošlo k poškození měřících přístrojů. Dále by se také dalo uvažovat o použití tenzometrů pro porovnání napětí s modelem z metody konečných prvků. Kuchyňka i jednotlivé části zádržného systému by se také po testu měly důkladně zanalyzovat a prozkoumat, zda, jakým způsobem a případně v jakých místech došlo k porušení.

Z porovnání výpočtu a experimentu vyplynulo, že způsob deformace a posuvů určitých částí kuchyňky je podobný. Liší se však velikost těchto posuvů, neboť mezi způsobem zatěžování u výpočtu a testu je značný rozdíl. Při výpočtu byly zadány definované *rigid geometry* ploše testovací makety okrajové podmínky, které určovaly, kudy se může pohybovat. Byly zavazbeny všechny směry kromě směru zatěžovací síly a plocha makety se pohybovala pořád kolmo k nositelce této síly. Naproti tomu testovací maketa při testu vykazovala posuny do všech stran, tedy nejenže se posouvala ve směru zatížení, ale zároveň se posunovala do stran i nahoru a taktéž docházelo k natáčení kolem os. To mělo za následek nerovnoměrné zatěžování retainerů a větší deflektce u experimentu než u výpočtu. Rozdíl v chování maket vedl i k rozdílům v průhybu horního panelu. Při výpočtu dojde po zatížení retaineru k průhybu bočního panelu a zároveň průhybu horního retaineru proti směru osy z. U experimentu naopak dojde vlivem volnosti pohybu ke vzpříčení makety a podepření horního panelu. To má za následek posuv panelu do kladných hodnot osy z. U výpočtového modelu byly vyzkoušeny různé aplikace okrajových podmínek, aby se maketa ve výpočtu chovala jako maketa při testu. Nepodařilo se však žádnou takovou analýzu dopočítat kvůli problémům s konvergencí sítě a nedostatku času. V navazující práci by tedy mohla být vymodelována zatěžovací maketa tvarem připomínající skutečný jídelní vozík a mohlo by být zkoumáno, jak by takový model odpovídal experimentu.

Poslední část práce slouží jako příprava na dynamickou analýzu pomocí metody konečných prvků a test zádržného systému. V teoretické části poslední kapitoly byl popsán explicitní algoritmus MKP a jevy, které jsou s dynamickými výpočty spojeny. Praktická část pak popisuje návrh testovací sestavy pro dynamický test, návrh provedení dynamického testu a možnosti srovnání se statickým testem. Je pravděpodobné, že na tuto práci bude navázáno právě vytvořením dynamického modelu a dynamickým výpočtem nárazu do zádržného systému, který bude verifikován dynamickým testem. Srovnání vlivu dynamického a statického zatížení na zádržný systém by pak mělo být hlavním cílem navazujících prací.

Bibliografie

- [1] Kdo jsme. *Delamedoletadel.cz* [online]. [cit. 2020-07-27]. Dostupné z: <https://www.delamedoletadel.cz/my-jsme-safran-cabin-cz/>
- [2] *Společnost Zodiac v Plzni vyrobila tisíce kuchyňský set pro Airbus* [online]. [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <https://www.regionplzen.cz/zpravodajstvi/spolecnost-zodiac-v-plzni-vyrobila-tisici-kuchynsky-set-pro-airbus-95852/>
- [3] *Wingitworks* [online]. [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <http://www.wingitworks.com/>
- [4] *Improved Fire- and Smoke-Resistant Materials for Commercial Aircraft Interiors: A Proceedings*. Washington, D.C.: National Academies Press, 1995, 258 s. ISBN 0309053366.
- [5] *Aircraft Interiors Expo 2018: showcasing A330neo and A320 Airspace cabins, A380 and A350 XWB cabin enablers and cross-programme innovations* [online]. In: . [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <https://www.airbus.com/newsroom/press-releases/en/2018/04/aircraft-interiors-expo-2018--showcasing-a330neo---a320-airspace.html>
- [6] *Safran Cabin Monuments* [online]. [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <https://www.safran-cabin.com/monuments-0>
- [7] *Galley G2 avec inserts* [online]. In: . [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <https://www.safran-cabin.com/image/1145>
- [8] CREMERS, Dr Joerg. *Basics of the aircraft cabin environment: Enable a hygienic environment and contaminant control* [online]. In: . [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: https://www.icao.int/EURNAT/Other%20Meetings%20Seminars%20and%20Workshops/CAPSCA%20EUR/CAPSCA-EUR03/2-5-Basics%20of%20the%20aircraft%20cabin%20environment_v4.pdf
- [9] SAFRAN CABIN. *SAFRAN GALLEYS AND STOWAGES: A320 Aircraft Family*. 3 s. [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <https://www.safran-cabin.com/monuments/galleys/single-aisle-galleys>
- [10] CSIK, Terrence a Dale SHORT. *Galley retainer*. Canada. WO 99/52769. Uděleno 14.4.1998. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/4e/38/9a/09782095ac6ec6/CA2328943C.pdf>
- [11] *Aeroworks* [online]. In: . [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <https://www.aeroworks.nl/images/large/1237299065ST%20BROUWER%20045bijgewerkt.jpg>

- [12] LAŠ, Vladislav. *Mechanika kompozitních materiálů*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2004. ISBN 80-704-3273-X.
- [13] SANTOS, Celise, Daniel LEIVA, Fábio COSTA a José GREGOLIN. Materials Selection for Sustainable Executive Aircraft Interiors. *Materials Research* [online]. 2016, **19**(2), 339-352 [cit. 2020-07-29]. DOI: 10.1590/1980-5373-MR-2015-0290. ISSN 1980-5373.
- [14] JONES, Robert M. *Mechanics Of Composite Materials*. 2nd edition. CRC Press, 1998, 538 s. ISBN 1-56032-712-X.
- [15] ASHBY, M. a D. CEBON. Materials selection in mechanical design. *Le Journal de Physique IV* [online]. 1993, **03**(7), 7-1-7-9 [cit. 2020-07-29]. DOI: 10.1051/jp4:1993701. ISSN 1155-4339. Dostupné z: <http://www.edpsciences.org/10.1051/jp4:1993701>
- [16] ZENKERT, Dan. *Sandwich structures: Student edition*. 2nd edition. Stockholm, 2005.
- [17] Sandwich structures. In: *Tasuns* [online]. [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: <http://m.china-composites.net/info/sandwich-structures-22060296.html>
- [18] *GAMA PUBLICATION NO. 13: ACCEPTABLE PRACTICES DOCUMENT, CABIN INTERIOR MONUMENT STRUCTURAL SUBSTANTIATION METHODS*. 1st. Washington, D.C., 2009, 64 s.
- [19] EUROPEAN UNION AVIATION SAFETY AGENCY. *Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Large Aeroplanes CS-25*. Amendment 25. 2020. Dostupné z: https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/cs-25_amendment_25.pdf
- [20] *Volume B: Element Library: Marc® 2018.1 User's Guide*. 2018.
- [21] *Linear elastic behavior: Abaqus* [online]. [cit. 2020-07-30]. Dostupné z: <https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAEMATRefMap/simamat-c-linearelastic.htm>
- [22] *The Engineering ToolBox: Friction and Friction Coefficients* [online]. [cit. 2020-07-30].
- [23] *Volume A: Theory and User Information: Marc® 2018.1 User's Guide*. 2018.
- [24] ZINNO, A., A. PROTA, E. DI MAIO a C.E. BAKIS. Experimental characterization of phenolic-impregnated honeycomb sandwich structures for transportation vehicles. *Composite Structures* [online]. 2011, **93**(11), 2910-2924 [cit. 2020-08-11]. DOI: 10.1016/j.compstruct.2011.05.012. ISSN 02638223. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822311001851>
- [25] KLEIVEN, Svein, Peter HALLDIN a Dan ZENKERT. *DYNAMIC FINITE ELEMENT METHODS: Lecture notes for SD2450 Biomechanics and Neuronics*. Stockholm, 2001.
- [26] PETRUŠKA, Jindřich. FSI VUT. *MKP v inženýrských výpočtech*. Brno. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>

- [27] *Explicit Nonlinear (SOL 700) User's Guide: MSC Nastran 2019 Feature Pack 1*. 2019.
- [28] BATHE, Klaus-Jürgen. *Finite element procedures*. New Jersey: Prentice Hall, 2006. ISBN 978-0-9790049-0-2.
- [29] *Explicit time integration: Abaqus documentation* [online]. [cit. 2020-08-05]. Dostupné z: <https://abaqus-docs.mit.edu/2017/English/SIMACAEGSARefMap/simagsa-c-ovwtime.htm>
- [30] BOŘKOVEC, Jan a Miroslav SUCHÁNEK. *Výpočtové modely tvárného porušování kovů v simulaci technologických procesů*. Brno, 2006. Závěrečná zpráva. Vysoké učení technické v Brně.
- [31] YAMADA, Hiroyuki, Tsuyoshi KAMI, Ryota MORI, Tomoyuki KUDO a Minemitsu OKADA. Strain Rate Dependence of Material Strength in AA5xxx Series Aluminum Alloys and Evaluation of Their Constitutive Equation. *Metals* [online]. 2018, **8**(8) [cit. 2020-08-06]. DOI: 10.3390/met8080576. ISSN 2075-4701. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/2075-4701/8/8/576>
- [32] MURUGESAN, Mohanraj a Dong JUNG. Johnson Cook Material and Failure Model Parameters Estimation of AISI-1045 Medium Carbon Steel for Metal Forming Applications. *Materials* [online]. 2019, **12**(4) [cit. 2020-08-06]. DOI: 10.3390/ma12040609. ISSN 1996-1944. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/1996-1944/12/4/609>

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značení	Jednotka	Název
g	m/s^2	Tíhové zrychlení (cca 9,81 m/s^2)
E_c	Pa	Youngův modul pružnosti jádra
E_f	Pa	Youngův modul pružnosti vnější vrstvy
t_c	m	Tloušťka panelu
t_f	m	Tloušťka vnější vrstvy
ν_{ij}, ν	-	Poissonovo číslo
E_1, E_2, E_3	Pa	Youngův modul pružnosti v různých směrech
G_{12}, G_{23}, G_{31}	Pa	Modul pružnosti ve smyku v různých směrech
ρ	kg/m^3	Hustota materiálu
E_T	Pa	Tangenciální Youngův modul pružnosti
μ_s	-	Koeficient tření
$K(u)$	N/m	Tečná matice tuhosti
u	m	Vektor posuvů
F	N	Vektor vnějších uzlových sil
R	N	Vektor vnitřních uzlových sil
ϵ	-	Přesnost konvergence nelineárního výpočtu
σ_{11}, σ_{22}	Pa	Normálová napětí ve směrech 11 a 22
G_{31}, G_{23}	Pa	Smyková napětí ve směrech 31 a 23
U_t	m	Vektor posuvů uzlů v čase t
\dot{U}_t	m/s	Vektor rychlostí uzlů v čase t
\ddot{U}_t	m/s	Vektor zrychlení uzlů v čase t
Δt	s	Časový přírůstek
M	kg	Matice hmotnosti
C		Matice tlumení
K	N/m	Matice tuhosti
F_t^{ext}	N	Vektor vnějších uzlových sil v explicitním výpočtu
F_t^{int}	N	Vektor vnitřních uzlových sil v explicitním výpočtu
L, L_e	m	Charakteristický rozměr
c	m/s	Rychlost zvuku v materiálu
Q		Funkce koeficientů objemové viskozity
V_e	m^3	Objem prvku
A_{eMAX}	m^2	Plocha největší stěny prvku

A, B, n, C' a m	-	Materiálové konstanty Johnson-Cook modelu
σ	Pa	Ekvivalentní napětí
ε	-	ekvivalentní plastické přetvoření
$\dot{\varepsilon}^*$	-	bezrozměrný poměr rychlostí přetvoření
T^*	-	homologní teplota
s_1, s_2	m	Vůle mezi maketou a retainerem
a_1, a_2	m/s ²	Zrychlení makety
v_1, v_2	m/s	Rychlost makety při nárazu
E_{k1}, E_{k2}	J	Kinetická energie
m_M	kg	Hmotnost makety pro dynamický test
σ_{f1}, σ_{f2}	Pa	Mezní hodnota tlakového napětí vnějších vrstev ve směru 11 a 22
E_{f1}, E_{f2}	Pa	Youngův modul pružnosti vnější vrstvy ve směru 11 a 22
E_{c3}	Pa	Youngův modul pružnosti jádra ve směru 33
G_{c1}, G_{c2}	Pa	Modul pružnosti ve smyku jádra panelu ve směru 11 a 22

Seznam použitých obrázků a tabulek

Tabulka 1 Přehled použitých typů prvků	25
Tabulka 2 Kontrola aplikovaných a reakčních sil	35
Tabulka 3 Porovnání explicitního a implicitního algoritmu [24].....	66
Obrázek 1 Safran Cabin Plzeň [2]	9
Obrázek 2 Logo firmy Wingitworks [3].....	9
Obrázek 3 Interiér dopravního letadla [5]	10
Obrázek 4 Letecká kuchyňka [7]	11
Obrázek 5 Příklady konfigurací leteckých kuchyňek [9].....	12
Obrázek 6 Možnosti umístění struktur v půdorysu letadla [9]	12
Obrázek 7 Retainer, vpravo řez retainerem [10; 11].....	13
Obrázek 8 Dělení kompozitů [12].....	14
Obrázek 9 Porovnání poměrů pevnost/hustota různých materiálů [15].....	15
Obrázek 10 Popis složení sendvičového panelu [17].....	16
Obrázek 11 Distribuce normálového (nahore) a smykového (dole) napětí v sendvičovém panelu [16],upraveno.....	16
Obrázek 12 Druhy voštinových jader [16]	17
Obrázek 13 Ukázka modelování geometrie v dokumentu Gama 13 [18].....	18
Obrázek 14 Pasáž předpisu CS-25 definující kritické zatížení [19]	19
Obrázek 15 Schéma analýzy.....	20
Obrázek 16 Transformace CAD modelu na MKP model	21
Obrázek 17 CAD geometrie detailu kuchyňky, výpočtový model se skořepinovými prvky, výpočtový model se skořepinovými prvky zobrazenými jako objemové prvky.....	22
Obrázek 18 Kontrola orientace materiálu sendvičového panelu	23
Obrázek 19 Lineární CHEXA a CTETRA prvky [20].....	23
Obrázek 20 Řez retainerem tvořeným CTETRA prvky (vlevo), blok tvořený CHEXA prvky (vpravo).....	24
Obrázek 21 Schéma modelování sendvičového panelu objemovými prvky	24
Obrázek 22 Vizualizace skladby kompozitového panelu v prostředí MSC.Mentat	26
Obrázek 23 Ukázka bilineárního materiállového modelu	26
Obrázek 24 Napojení prvků CROD k prvku RBE2	27
Obrázek 25 Náhrada floor fittingu ve výpočtovém modelu.....	28
Obrázek 26 Detail napojení sítě (vlevo) a ukázka zdeformované sítě vlivem propadnutí jádra panelu	29
Obrázek 27 Detail napojení sítě pomocí RBE3 (vlevo) a ukázka zdeformované sítě vlivem deformace jádra panelu.....	29
Obrázek 28 Detail napojení RBE3 pouze na hrany panelu (vlevo) a ukázka zatížené sítě (vpravo)	30
Obrázek 29 Rigid body plocha a popis jejího řídicího bodu	31
Obrázek 30 Tabulka řídicí přírůstek síly	32
Obrázek 31 Kontaktní tabulka (neúplná)	33
Obrázek 32 Kontrola kontaktů, červeně jsou vyznačeny prvky s kontaktním statutem	33
Obrázek 33 Newton-Rhapsonova metoda [23].....	34
Obrázek 34 Deformace kuchyňky, 10x zvětšená.....	36
Obrázek 35 Posuvy v ose x (vlevo nahoře), y (vpravo nahoře), z (vlevo dole) a celkový posuv (vpravo dole) v mm.....	37
Obrázek 36 Deformace horního retaineru(vpravo) a bočního retaineru (vlevo)-růžově výchozí stav, žlutě deformovaný stav, pohled zespod kuchyňky	38
Obrázek 37 Rozložení redukovaného napětí na horním retaineru.....	39
Obrázek 38 Rozložení redukovaného napětí na horním retaineru.....	39
Obrázek 39 Rozložení redukovaného napětí na horním retaineru (v řezu)	40
Obrázek 40 Rozložení redukovaného napětí v pouzdře retaineru	40
Obrázek 41 Oblasti plastické deformace v horním retaineru	41
Obrázek 42 Rozložení redukovaného napětí na bočním retaineru.....	42
Obrázek 43 Rozložení redukovaného napětí na bočním retaineru.....	42

Obrázek 44 Rozložení von Misesova napětí na bočním retaineru (v řezu).....	43
Obrázek 45 Oblasti plastické deformace v bočním retaineru	43
Obrázek 46 Módy porušení sendvičových panelů [16].....	44
Obrázek 47 Ukázka číslování jednotlivých vrstev v kompozitním materiálu	45
Obrázek 48 Znázornění směrů sendvičových kopozitů.....	45
Obrázek 49 Napětí σ_{11} ve vnější vrstvě označené č.19.....	46
Obrázek 50 Napětí σ_{22} ve vnější vrstvě označené č.19	47
Obrázek 51 Napětí σ_{11} ve vnější vrstvě označené č.21	47
Obrázek 52 Napětí σ_{22} ve vnější vrstvě označené č.21.....	48
Obrázek 53 Napětí σ_{23} v jádru sendvičového panelu	49
Obrázek 54 Detail napětí σ_{23} v okolí horního retaineru.....	49
Obrázek 55 Detail napětí σ_{23} v okolí bočního retaineru.....	50
Obrázek 56 Napětí σ_{31} v jádru sendvičového panelu.....	50
Obrázek 57 Detail napětí σ_{31} v okolí horního retaineru.....	51
Obrázek 58 Detail napětí σ_{31} v okolí bočního retaineru.....	51
Obrázek 59 FEM model celé kuchyňky (vlevo), mock-up verze č.19 (uprostřed) a verze č.20 (vpravo)	53
Obrázek 60 Porovnání posuvů v daných bodech pro celou kuchyňku a mock-up návrh č.19 a návrh č.20.....	54
Obrázek 61 Detail uchycení kuchyňky k testovacímu rámu	55
Obrázek 62 Detail hydraulického válce	55
Obrázek 63 Měřidlo pro snímání posunutí panelu	56
Obrázek 64 Závislost síly na čase při prvním testu.....	57
Obrázek 65 Maketa bez zátěže (vlevo), při maximálním zatížení (vpravo).....	58
Obrázek 66 Boční retainer na začátku testu (vlevo) a v okamžiku ztráty kontaktu s maketou (vpravo)	58
Obrázek 67 Trvalá deformace na bočním retaineru	59
Obrázek 68 Sekvence smínek znázorňující průběh testu.....	60
Obrázek 69 Závislost síly na čase při druhém testu	61
Obrázek 70 Průběh síly v závislosti na čase (modře) a posuvu workdeck panelu v měřeném místě (červeně) 62	
Obrázek 71 Maximální průhyb bočního panelu při výpočtu.....	63
Obrázek 72 Experiment – boční panel bez zatížení (vlevo), při maximálním průhybu (vpravo)	63
Obrázek 73 Porovnání chování zatěžovacích maket při testu a výpočtu.....	64
Obrázek 74 Porovnání deformace bočního retaineru při testu a při výpočtu	64
Obrázek 75 Deformace kuchyňky, měřítko deformace 10x zvětšeno	65
Obrázek 76 Chování makety při experimentu	65
Obrázek 77 Porovnání implicitního a explicitního schéma v závislosti na velikosti problému a počtu nelinearit [26]	68
Obrázek 78 Schéma výpočtu jednotlivých veličit v explicitním řešiči [26].....	69
Obrázek 79 Módy deformace s nulovou vnitřní energií [29]	71
Obrázek 80 MKP síť s hourglass módy [26].....	71
Obrázek 81 Závislost rychlosti přetvoření na materiálových charakteristikách [30].....	72
Obrázek 82 Mock-up pro dynamickou zkoušku.....	73
Obrázek 83 Schématické znázornění reálného zatížení retaineru (vlevo) a testu (vpravo).....	75

Přílohy

Příloha A

Letecký předpis CS-25, kapitola *Emergency landing conditions*, odstavce *General*

Annex to ED Decision 2007/010/R

CS-25 BOOK 1

load of 0.33 times the vertical static reaction applied in any direction.

(ii) The jacking pads and local structure must be designed for a vertical load of 2.0 times the vertical static reaction at each jacking point, acting singly and in combination with a horizontal load of 0.33 times the vertical static reaction applied in any direction.

(c) *Tie-down*. If tie-down points are provided, the main tie-down points and local structure must withstand the limit loads resulting from a 120 km/h (65-knot) horizontal wind from any direction.

EMERGENCY LANDING CONDITIONS

CS 25.561 General

(See AMC 25.561.)

(a) The aeroplane, although it may be damaged in emergency landing conditions on land or water, must be designed as prescribed in this paragraph to protect each occupant under those conditions.

(b) The structure must be designed to give each occupant every reasonable chance of escaping serious injury in a minor crash landing when –

(1) Proper use is made of seats, belts, and all other safety design provisions;

(2) The wheels are retracted (where applicable); and

(3) The occupant experiences the following ultimate inertia forces acting separately relative to the surrounding structure:

(i) Upward, 3.0g

(ii) Forward, 9.0g

(iii) Sideward, 3.0g on the airframe and 4.0g on the seats and their attachments

(iv) Downward, 6.0g

(v) Rearward, 1.5g (See AMC 25.561 (b) (3).)

(c) For equipment, cargo in the passenger compartments and any other large masses, the following apply:

(1) These items must be positioned so that if they break loose they will be unlikely to:

(i) Cause direct injury to occupants;

(ii) Penetrate fuel tanks or lines or cause fire or explosion hazard by damage to adjacent systems; or

(iii) Nullify any of the escape facilities provided for use after an emergency landing.

(2) When such positioning is not practical (e.g. fuselage mounted engines or auxiliary power units) each such item of mass must be restrained under all loads up to those specified in sub-paragraph (b)(3) of this paragraph. The local attachments for these items should be designed to withstand 1.33 times the specified loads if these items are subject to severe wear and tear through frequent removal (e.g. quick change interior items).

(d) Seats and items of mass (and their supporting structure) must not deform under any loads up to those specified in sub-paragraph (b)(3) of this paragraph in any manner that would impede subsequent rapid evacuation of occupants. (See AMC 25.561(d).)

CS 25.562 Emergency landing dynamic conditions

(a) The seat and restraint system in the aeroplane must be designed as prescribed in this paragraph to protect each occupant during an emergency landing condition when –

(1) Proper use is made of seats, safety belts, and shoulder harnesses provided for in the design; and

(2) The occupant is exposed to loads resulting from the conditions prescribed in this paragraph.

(b) With the exception of flight deck crew seats, each seat type design approved for occupancy must successfully complete dynamic tests or be demonstrated by rational analysis based on dynamic tests of a similar type seat, in accordance with each of the following emergency landing conditions. The tests must be conducted with an occupant simulated by a 77kg₀ (170 lb anthropomorphic, test dummy sitting in the normal upright position:

(1) A change in downward vertical velocity, (Δv) of not less than 10.7 m/s, (35 ft/s) with the aeroplane's longitudinal axis canted downward 30 degrees with respect to the horizontal plane and with the wings level. Peak floor deceleration must occur in not more than 0.08 seconds after impact and must reach a minimum of 14 g.

(2) A change in forward longitudinal velocity (Δv) of not less than 13.4 m/s, (44 ft/s) with the aeroplane's longitudinal axis horizontal and yawed 10 degrees either right or left, whichever would cause the greatest likelihood of

Amendment 3