
TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Uložení přední nápravy vozu střední třídy



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

Obor 23-17-8

Konstrukce strojů a zařízení

Kolové dopravní a manipulační stroje

Uložení přední nápravy vozu střední třídy

Jakub Rosenthal

Vedoucí práce: Doc. Ing. Miroslav Malý CSc., TU Liberec

Rozsah práce:	Počet stran	42
	Počet příloh	25
	Počet výkresů	3



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení **Jakub ROSENTHAL**
obor **Konstrukce strojů a zařízení**
zaměření **Kolové dopravní a manipulační stroje**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

ULOŽENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY VOZU STŘEDNÍ TŘÍDY

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Pro osobní vůz střední třídy (délka 4 500 mm, šířka 1 720 mm, výška 1 420 mm, rozvor 2 700 mm, rozchod 1 500/1 480 mm, pohotovostní hmotnost 1 500 kg, poháněná zadní náprava) navrhnete uložení přední řiditelné nápravy; dále navrhnete:

- * uspořádání nápravy s integrálním nosníkem,
- * konstrukční provedení integrálního nosníku a jeho uložení do vozu.

Sestavte 3-D model integrálního nosníku nápravy.

2. Proveďte kontrolu zástavby ŘÚ s ohledem na napětí v hlavních uzlech a s ohledem na deformace nosníku. Pro řešení pevnostních a deformačních problémů využijte metodu konečných prvků (výběr uzlů bude upřesněn v průběhu řešení).

3. Proveďte optimalizaci navrženého řešení s využitím výsledků analýzy MKP a výsledků experimentálních prací.

4. Zpracujte výkresovou dokumentaci navrženého řešení.

Forma zpracování diplomové práce:

Průvodní zpráva: cca 40 stran textu

Grafické práce:

- výkresová dokumentace (výkres sestavení nápravy a výkresy zástavby integrálního nosníku, další výkresy podle pokynů konzultanta),
- grafické zpracování výsledků výpočtů a měření (analýza zatížení, analýza napětí a deformací).

Seznam literatury:

BERAN, J.: Úvod do analýzy mechanických napětí a demonstrační příklad v ALGORu. (Učební text).

TU v Liberci. 1995.

ANSYS: Verification Manual Ansys 5.6. Canonsburg 1999.

ISSLER, L. - RUOSS, H. - HAEFELE, P.: Festigkeitslehre-Grundlagen. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg 1995.

MUELLER, G. - GROTH, C.: FEM fuer Praktiker. Expert Verlag, Renningen 2000.

PARAMETRIC TECHNOLOGY CORPORATION: Pro/ENGINEER Grundlagen der Konstruktion.

FHT in Esslingen. 1998

ZAMMERT, U.: Festigkeitslehre 3 Vorlesungsmanuskript. FHT in Esslingen. 2000 (normy ČSN, ISO, firemní podklady a technická dokumentace, uživatelské příručky)

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc

Konzultant diplomové práce: Ing. Robert Voženílek

L.S.

prof. Ing. Stanislav Beroun, CSc.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.
děkan

V Liberci dne 20.02.2001

Platnost zadání diplomové práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. Termíny odevzdání diplomové práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

Téma: Uložení nápravy vozu střední třídy

Práce se zabývá konstrukcí uložení přední nápravy vozu střední třídy pomocí integrálního nosníku a optimalizací zástavby řídicího ústrojí s ohledem na napětí v hlavních uzlech

Thema: Lagerung der Vorderachse für den PKW mittlerer Klasse

In der vorliegenden Arbeit wird die Vorderachse eines Mittelklasse-PKW in Integralträger-Bauweise konstruiert und analysiert. Die FE-gestützte Analyse dient zur konstruktiven Optimierung bezüglich festigkeitsmäßig kritischer Bauteilbereiche. Die überschlägige Verifikation einer FE-Berechnung erfolgt durch Vergleich mit Messungen an einem ausgeführten Integralträger ähnlicher Bauart.

This thesis covers the design and analysis of an front axle of an integral type. The FEA is to optimize critical parts of the structure with regard to stress. The approximate verification of the FEA is done by a comparison with measurements of an existing front axle of a similar design.

**Místopřísežné prohlášení:**

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Esslingenu, 25. května 2001

.....
Jakub Rosenthal
Jakub Rosenthal
Havířská 1992
47001 Česká Lípa

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce:

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména §60 (školní dílo) a §35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.)

Jsem si vědom toho, že užití své diplomové práce či poskytnutí licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

V Esslingenu, 25. května 2001

.....
Jakub Rosenthal
Jakub Rosenthal

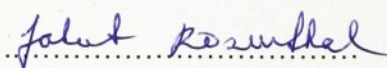
Předkládaná práce vznikla jako zakončení mého studia v zaměření Kolové dopravní a manipulační stroje na Fakultě strojní Technické University v Liberci a byla provedena na FHT v Esslingenu.

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce panu Doc. Ing. Miroslavu Malému CSc za odborně-metodické vedení a věcné připomínky při zpracování této závěrečné práce.

Dále děkuji mému konzultantovi panu Ing. Robertu Voženílkovi za odbornou pomoc při zpracování zadaného problému.

V neposlední řadě si zaslouží můj dík Prof. Dr.-Ing. Wolf-Udo Zammert z FHT Esslingen za obětavou podporu při řešení problémů v transféru CAD a MKP.

V Esslingenu, 25. května 2001



Jakub Rosenthal

OBSAH

1. ÚVOD	5
1.1 Trend ve výrobě automobilů	5
1.2 Cíl a struktura řešení	6
1.3 Stěžejní etapy řešení	6
2. NÁVRH ROZMÍSTĚNÍ HLAVNÍCH KOMPONENTŮ VE VOZE	7
2.1 Definice pohonu	7
2.2 Nepoháněné přední nápravy	9
2.2.1 Lichoběžníková náprava	9
2.2.2 Náprava McPerson	11
3. NÁVRH ULOŽENÍ PŘEDNÍ ŘIDITELNÉ NÁPRAVY	13
3.1 Uspořádání nápravy s integrálním nosníkem	13
4. VYTVOŘENÍ MODELU INTEGRÁLNÍHO NOSNÍKU	15
4.1 CAD model	15
4.2 Model pro výpočet MKP	17
4.2.1 Pro/Mechanika	17
4.2.2 ANSYS a DesignSpace	17
5. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST PRÁCE	22
5.1 Popis zkušebního zařízení	22
5.2 Pomocný přípravek	24
5.3 Metodika měření	25
5.4 Měření napětí v referenčním místě	27
5.4.1 Určení referenčního místa	27
5.4.2 Měřicí zařízení	28
5.5 Statistické zpracování výsledků cyklických zkoušek	30

6. VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNÍCH PRACÍ	31
6.1 Výsledky cyklických zkoušek na integrálním nosníku	31
6.2 Výsledky měření napětí v referenčním místě	31
7. VÝPOČET MKP	33
7.1 Návrh konstrukčních úprav	33
7.2 Úprava výpočtového modelu	35
7.3 Výsledky napěťové analýzy	35
8. ZÁVĚR	37
8.1 Přínos práce	37
8.2 Závěr práce	38
9. POUŽITÁ LITERATURA	39
10. SEZNAM PŘÍLOH	40

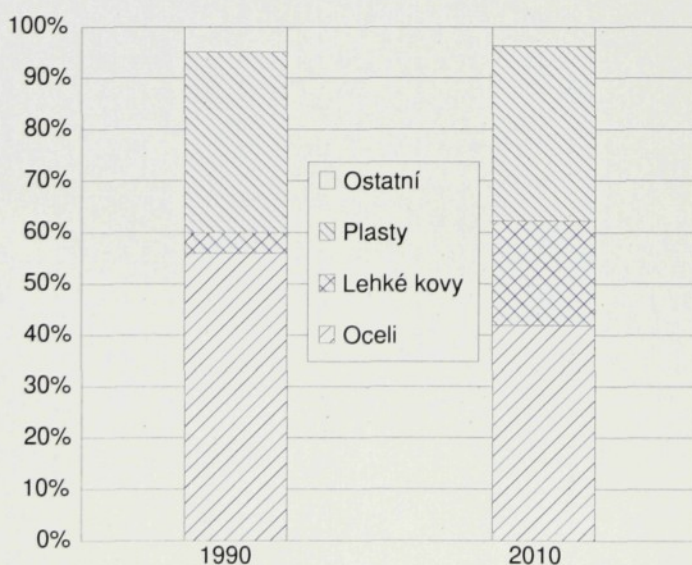
1. ÚVOD

1.1 Trend v výrobě automobilů

Konstrukční snahy výrobců automobilů snížit hmotnost vyráběných vozů a tím i spotřebu pohonných hmot se datují již od období energetické krize a stále se zpřísnujících emisních limitů. Podle současného stavu pohonů se počítá pro osobní automobil s průměrnou specifickou spotřebou 0,5 - 0,7 litru/100 km na 100 kilogramů hmotnosti vozu. Tato hodnota se již dá jen omezeně snižovat. Tím se vytváří potřeba snižovat hmotnost vozu, což znamená hledat stále nové a nové potenciály pro stavbu lehčích, ale bezpečných součástí.

Základ tohoto procesu optimalizace tvoří výpočty metodou konečných prvků, moderní koncepty návrhů součástí s předem definovanou životností a použití stále dokonalejších materiálů.

Hlavní část používaných lehkých kovů se uplatní pořád ještě v motoru a převodovce, přesto se však již dnes stále více komponentů pojezdu konstruuje a vyrábí s ohledem na co nejnížší hmotnost. V budoucnu bude tento trend pravděpodobně pokračovat. Přehled průměrného zastoupení materiálů a tendence pro další roky je znázorněn v obr. 1.1

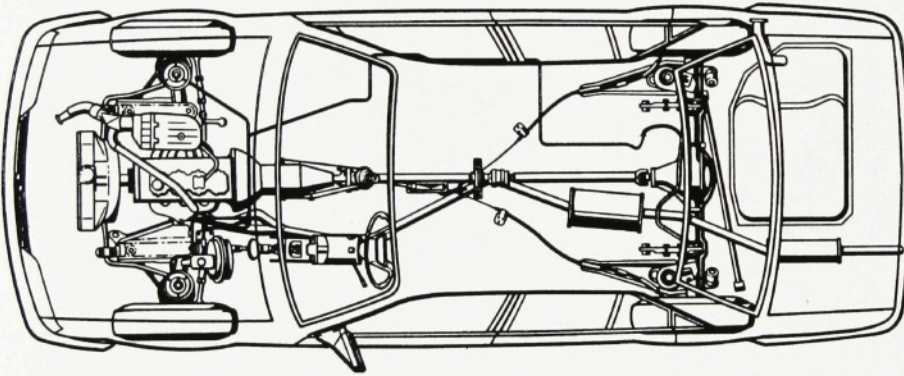


Obr. 1.1 Průměrné zastoupení jednotlivých materiálů na vozidle

2. NÁVRH ROZMÍSTĚNÍ HLAVNÍCH KOMPONENTŮ VE VOZE

2.1 Definice pohonu

U většiny osobních automobilů se nalézá motor asi ve středu přední nápravy a zadní kola jsou poháněna, viz obr.2.1



Obr.2.1 Uspořádání u osobního automobilu [8]

Tento způsob konstrukce má u osobních automobilů celou řadu výhod:

- Téměř neomezená délka motoru
- Malé zatížení uchycení motoru
- Relativně bezproblémová izolace hluku motoru
- Při plném naložení nese hlavní podíl poháněná zadní náprava (důležité obzvláště pro vozy combi a při tažení přívěsných vozíků, viz tab.2.1
- Dostatečná délka výfukového ústrojí s příznivým tlumením hluku, vhodné umístění katalyzátoru
- Je možná jednoduchá konstrukce přední nápravy
- Stejnoměrné opotřebení pneumatik
- Nekomplikované řazení

- Dostatek prostoru k umístění řídicího ústrojí
- Dobré chlazení, protože motor a chladič jsou vpředu
- Účinné topení (krátká cesta teplého vzduchu)

	Pohon přední nápr.		Standartní pohon		Heckmotor	
	vpředu	vzadu	vpředu	vzadu	vpředu	vzadu
prázdný	61	39	53	47	40	60
2 osoby vpředu	60	40	53	47	42	58
4 osoby	55	45	49	51	40	60
5 osob +zavaz.	49	51	43	57	41	59

Tab.2.1 Střední procentuální rozložení hmotnosti v závislosti na způsobu pohonu a zatížení

Tyto výhody jsou ale vyváženy jistými nedostatky, které zapříčinily, že se v posledních letech na trhu objevuje stále méně limusin s tímto uspořádáním. Uvedeny jsou nevýznamější:

- Instabilní chování při jízdě po rovině, které se nechá použitím speciálních seřízení a upravených pneumatik vyrovnat
- Řízení může jít eventuelně ztěžka
- Poháněná zadní náprava je při obsazení vozu jen 2 osobami málo zatížena, špatné chování vozu při vlhku a v zimních podmínkách, spojené s nebezpečím protočení zadních kol, obzvláště při průjezdu užších zatáček
- Náročnější zavěšení zadních kol, kvůli pohonu a tím i zmenšení úložného prostoru
- Cardanův hřídel mezi převodovkou a diferenciálem s tunelem v podvozku se nedá obejít

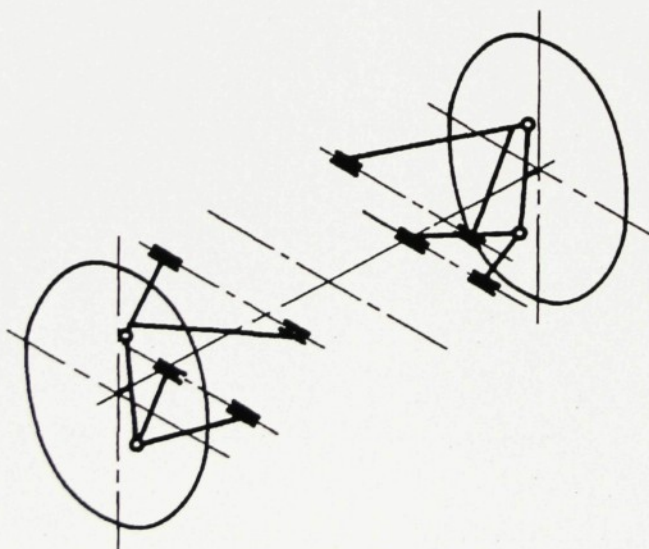
2.2 Nepoháněné přední nápravy

Většina osobních automobilů přicházejících v posledních letech na trh mají tyto druhy nezávislého zavěšení předních kol.

- Lichoběžníková náprava (dvojice příčných trojúhelníkových ramen)
- Náprava McPerson (teleskopická vzpěra s rozvidleným spodním příčným ramenem)

2.2.1 Lichoběžníková náprava

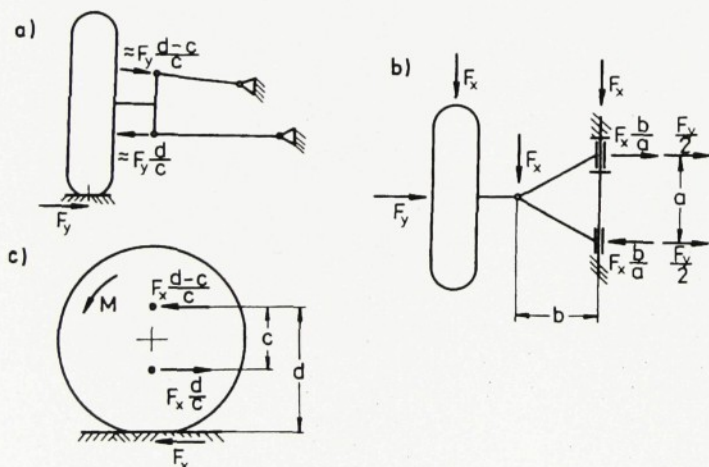
Název pro tento druh zavěšení vznikl tím, že koncové body ramen tvoří v průmětu do příčné svislé roviny lichoběžník, schéma lichoběžníkové nápravy je na obr.2.2



Obr.2.2 Uspořádání lichoběžníkové nápravy [10]

Přenos sil působících ve stopě (boční síla F_y , obvodová síla F_x a hnacího popř. brzdného momentu přes ramena do karoserie vozidla je znázorněn v obr. 2.3. Zatížení kola F_z je zanedbáno neboť je do karoserie přenášeno hlavně pružinami. Poněvadž v uložení ramen musí být zachycovány dvojice sil, jsou pro každé rameno zapotřebí dvě úložná místa. Proto se většinou používají trojúhelníková ramena. Spodní rameno je silněji zatěžováno než horní poněvadž leží blíže působišti sil (stopa). Aby přesto byly síly v uložení malé musí být vzdálenost uložení a co je největší.

Mezi prvky pravého a levého kola je dostatek místa pro hnací jednotku u vozidel s motorem vpředu. Poněvadž motor v oblasti horního ramene vyžaduje více místa je horní rameno podstatně kratší než spodní.



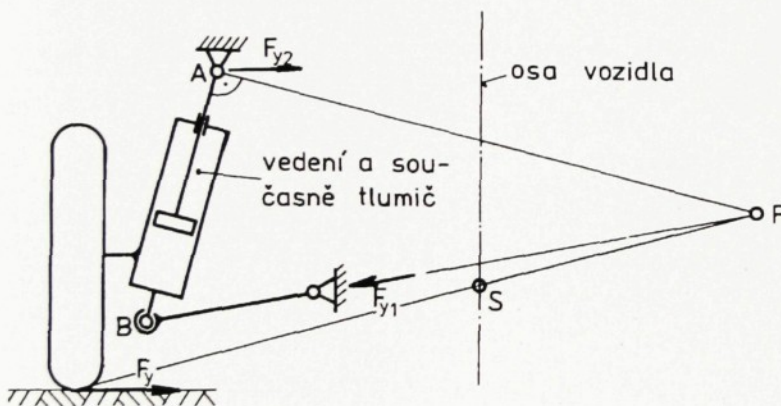
Obr.2.3 Zachycení bočních a obvodových sil na lichoběžníkové nápravě [10]

Vozidlové pružiny jsou většinou uloženy na spodním ramenu lichoběžníkové nápravy. Spodní rameno vzhledem ke své délce koná při propružení jen malé úhlové pohyby a tak může být pružina pevně vetknuta. Kdyby byla vetknuta na horním ramenu musela by být uložena kloubově jinak by vznikalo velké vyboulení.

Výhoda lichoběžníkové nápravy je, že může být velmi nízká (velmi plochá v porovnání s nápravou McPerson) a navíc zabírá méně místa než náprava tuhá.

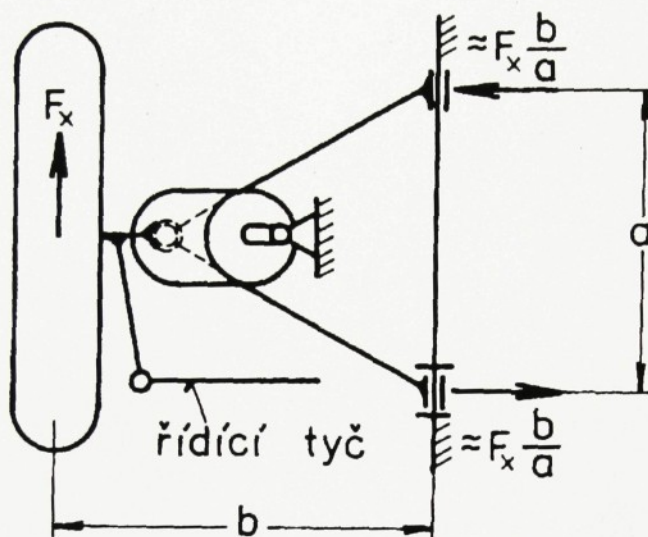
2.2.2 Náprava McPerson

Náprava McPerson je odvozena od lichoběžníkové nápravy u které je horní rameno nahrazeno posuvným vedením. Tím se např. získá přídavný prostor pro motor nebo zavazadlový prostor. viz obr.2.4



Obr.2.4 Schéma nápravy McPerson [10]

Podélné a boční síly, příp. Z nich plynoucí momenty jsou zachycovány silovými dvojicemi na karoserii. Z toho plyne pro nápravu McPerson zatížení momentem a zatížení příčnou silou, viz obr. 2.5. Ložisko B je více zatíženo než A neboť leží blíže stopě. Pro přenos podélné síly F_x je nutné opět trojúhelníkové rameno. Toto je často jako u lichoběžníkové nápravy sestaveno ze dvou částí.



Obr.2.5 Silové působení na nápravě McPerson [10]

Vedení ve vzpěře McPerson je zásadně konstruováno jako hydraulický tlumič. Přitom je pístnice kvůli příčnému zatížení značně silnější než u mormálního tlumiče.

Vozidlová pružina je obvykle navinuta na vodící trubku tlumiče. Tím může být svislé zatížení vedeno přímo přes kolo, rejdový čep, vodící trubku a pružinu do karoserie, aniž by se zatěžovalo ložisko. Zatímco zde je následkem menšího zatížení také menší ložiskové tření, vzniká na kluzných místech píst-válec a pístnice- vedení zesílené kvůli příčným silám při brždění, akceleraci a při zatáčení.

Zavěšení kol vzpěrou McPerson se používá u vozidel s předním pohonem i pro zadní nápravy. Na rozdíl od předních náprav odpadne horní axiální valivé ložisko (neřízená kola), příčná ramena mohou být velmi dlouhá (téměř k podélné ose vozidla), čímž se dosáhne menší změny sbíhavosti a odklonu.

3. NÁVRH ULOŽENÍ PŘEDNÍ ŘIDITELNÉ NÁPRAVY

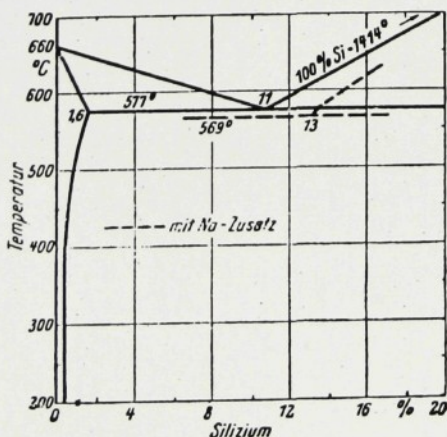
Navrhuji nezávislé zavěšení předních kol pomocí nápravy McPerson. K uložení dolního ramene ke karoserii bude provedeno pomocí integrálního nosníku. Horní teleskopické rameno bude upevněno přímo ke karoserii.

3.1 Uspořádání nápravy s integrálním nosníkem

Integrální nosník splňuje zároveň více požadavků:

- Slouží k uchycení motoru a vedlejších agregátů
- Slouží k uchycení ramen řízení
- Je přímo napojen na podélný nosník karoserie a tím významně přispívá ke zvýšení tuhosti celého vozidla

Navrhuji provést int. nosník jako odlitek z hliníkové slitiny. Při dodržení stejných pevnostních kritérií nám dovolí snížit hmotnost součásti u téměř 20 %. Volím materiál G-AlSi10Mg, zde se jedná o slitinu téměř eutektického složení, tedy velice vhodnou k odlévání. Jak můžeme rozpoznat v rovnovážném diagramu Al-Si, viz obr.3.1 rozpouští se silicium v hliníku ve velmi omezené, s teplotou narůstající míře a ve zbytku se vylučuje téměř heterogenně. Hořčík (Mg) zajistí dle stavu tepelného zpracování řádný nárůst pevnosti R_m . Jeho nejprůpustnější obsah leží mezi 0,3-0,5%.

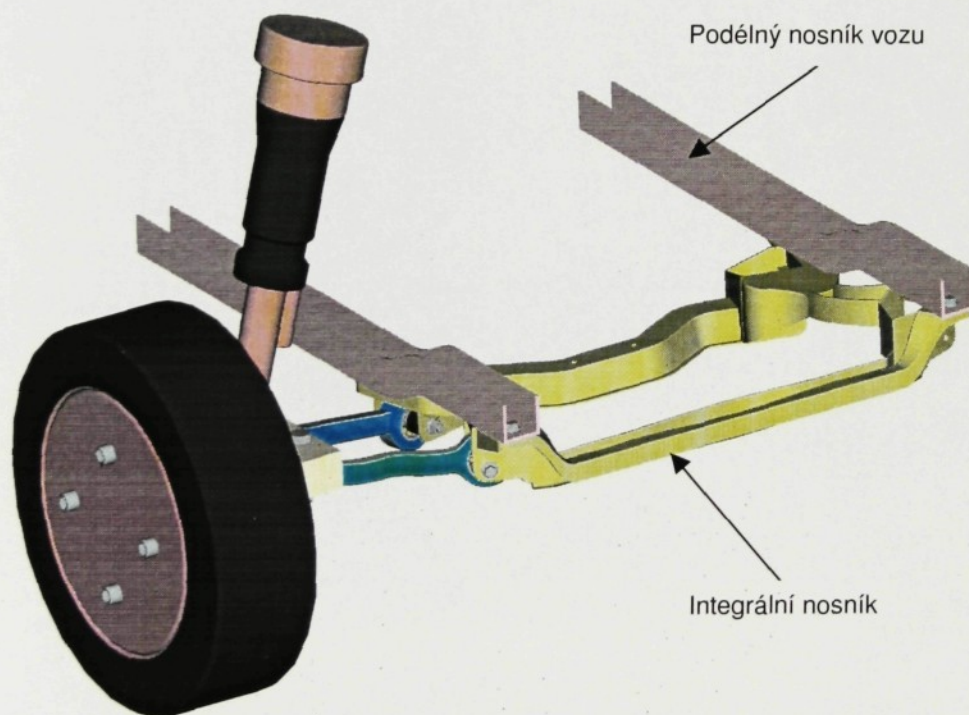


Obr. 3.1 Rovnovázný diagram Al-Si

Důležité materiálové hodnoty z tahové zkoušky pro odlévané ploché zk. tyčky jsou sepsány v tab. 3.1. Návrh sestavení nápravy je vyhotoven v obr. 3.2

tloušťka t [mm]	Šířka b [mm]	L_0 [mm]	E-Modul [KN/mm ²]	$R_{p0,2}$ [N/mm ²]	R_m [N/mm ²]	A_5 [%]	μ [–]
2,98	6,00	20	73	200	300	7,8	0,33

Tab. 3.1 Základní pevnostní hodnoty



Obr. 3.2 Schematické sestavení nápravy s integrálním nosníkem

4. VYTVOŘENÍ MODELU INTEGRÁLNÍHO NOSNÍKU

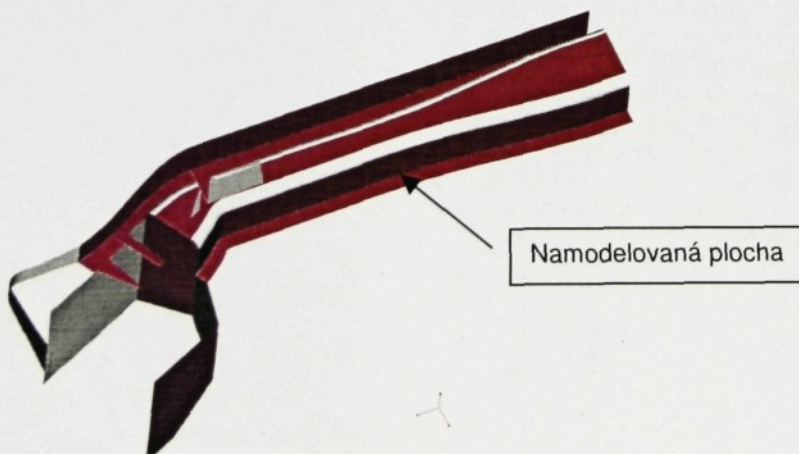
4.1 CAD model

Jako první krok předkládané práce bylo třeba vytvořit CAD model integrálního nosníku. K tomu bylo využito systému Pro/Engineer, verze 2000i2, instalované v Laboratoři pro konstrukci a simulaci na Fachhochschule fuer Technik v Esslingenu.

Vzhledem k stupni obtížnosti práce s tímto systémem jsem úvodní část práce věnoval osvojení si konstruování pomocí speciálních elementů. V samotné práci jsem pak nejvíce využíval elementů typu:

- Zugelement mit mehreren Leitkurven a
- Verbundkörper senkrecht zur ursprünglichen Leitkurve

Pro samotnou konstrukci integrálního nosníku bylo užito techniky modelování komplexních součástí pomocí tvořících ploch (Sammelflächen). Tento postup se nejlépe osvědčil při vytváření tenkých tvarových ploch. Princip této metody je znázorněn v obr. 4.1.



Obr. 4.1 Konstrukce pomocí ploch

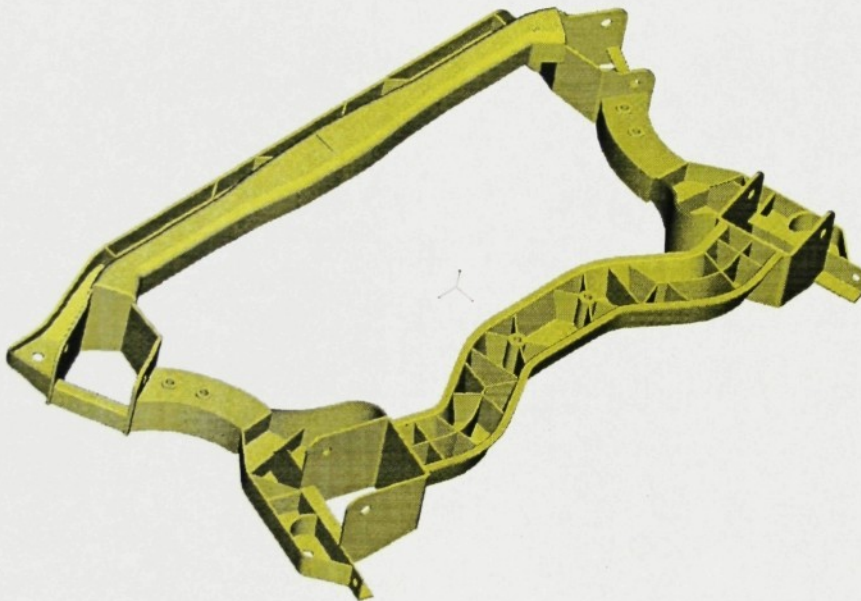
Namodelovaná plocha tvoří střední hladinu součásti ze které se ve směru normály vytáhne tenká stěna.

Přes výhody vzniklé požitím této techniky byla provedena určitá zjednodušení:

- nebyly zakresleny slévárenské úkosity a přechodové rádiusy
- byla uvažována jednotná tloušťka stěny

Pro generaci sítě konečných prvků byl model dále upraven (viz. kap. 4.2).

Geometrický model integrálního nosníku je zobrazen v příloze P1 až P5 na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Geometrický model integrálního nosníku

4.2 Model pro výpočet MKP

Pro vytvoření výpočtového modelu bylo postupováno dle více variant:

4.2.1 Pro/Mechanika

Převedení geometrického modelu ze systému Pro/Engineer do systému Pro/Mechanika a vytvoření skořepinového modelu pomocí generace středních ploch bylo odzkoušeno na příkladech jednoduchých součástí. Při aplikaci na integrální nosník docházelo při vytváření středních ploch k nejednoznačnostem v oblastech přechodových ploch. Po objevení těchto míst jsem se pokoušel upravit geometrický model. Tyto snahy však vedly k vytváření stále nových nejednoznačných zón a tak jsem po konzultaci s odborníky PTC Stuttgart od této možnosti upustil.

4.2.2 ANSYS a DesignSpace

K vytvoření výpočtového modelu bylo využito systému ANSYS, verze 5.6.1 a ANSYS DesignSpace 5.02, instalovaných v Laboratoři pro konstrukci a simulaci na FHT Esslingen na pracovních stanicích HP Visualise.

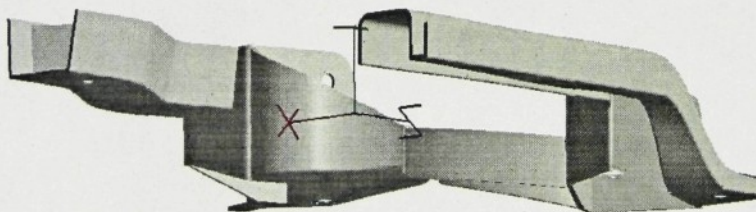
Pro zpracování modelu v systému ANSYS a ANSYS DesignSpace bylo po dohodě s konzultantem přistoupeno především vzhledem k poměrné komplexnosti, názornosti a jeho snažšímu ovládání ve srovnání s dalšími dostupnými výpočtovými prostředky.

Pro vygenerování sítě konečných prvků bylo využito geometrického modelu ze systému Pro/Engineer (viz.kap.4.1). Instalovaná verze ANSYS DesignSpace má přímý interface, proto byl přenos geomerie proveden následovně:

V systému Pro/Engineer byl upraven geometrický model vzhledem k požadavkům na co nejpravidelnější síť, možnosti využití původního modelu pro upravené varianty a v neposlední řadě též z důvodu usnadnění tvorby výpočtového modelu provedením následujících úprav:

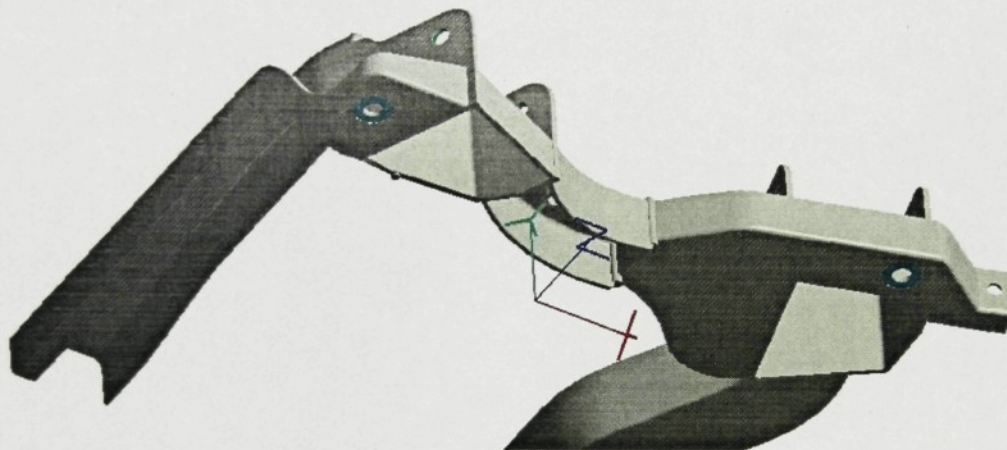
- nebyly uvažovány úkosity pro odlitky
- byly vypuštěna některá zaoblení – především v oblasti žebrování int nosníku
- na geometrickém modelu byly vytvořeny pomocné plochy, především v oblasti přechodového rádiusu
- vzhledem k souměrnosti součásti je výpočtový model tvořen pouze jako poloviční. To sníží pracnost generace sítě, nároky na paměť počítače a zkrátí prováděné výpočty. Pro zachování vlastností soustavy při použití polovičního modelu, jehož prostorová orientace je zřejmá z přiložených obrázků (viz. obr. 4.3 a 4.4) je třeba na uzly ležící v dělicí rovině zadat následující okrajové podmínky:
 - T_z -zamezí posuvu ve směru osy z
 - R_x -zamezí rotaci kolem osy x
 - R_y - zamezí rotaci kolem osy y

Aplikované zatížení polovičního modelu se bude rovnat polovině skutečné zátěže.



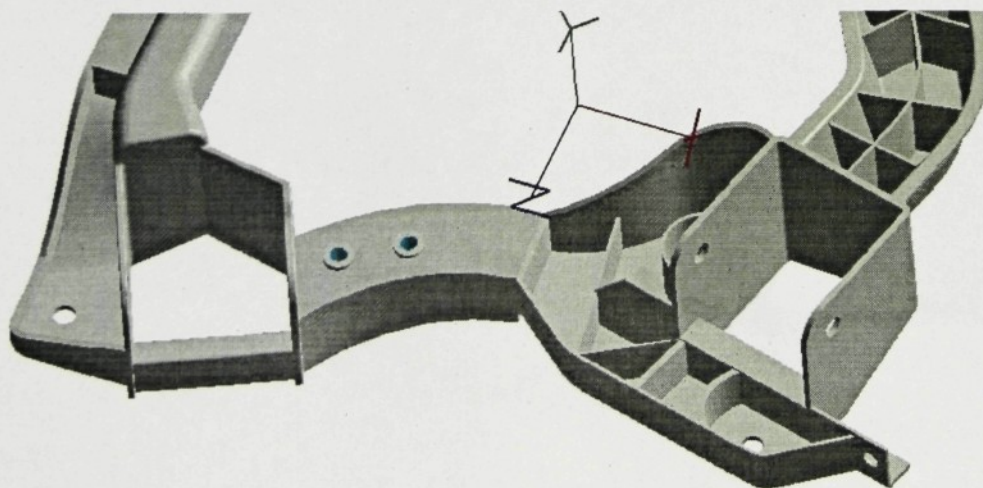
Obr. 4.3 Okrajové podmínky pro dělicí rovinu

V místech uchycení integrálního nosníku k podélnému nosníku vozu byly aplikovány okrajové podmínky zamezující veškerým posuvům, t.j. T_x, T_y, T_z . Tyto podmínky byly zaneseny nejen do uzlů tvořících hranici otvorů, ale ještě na další řadu uzlů tvořící mezikruží (viz. obr. 4.4). To odpovídá stavu, kdy int. nosník je k podélnému nosníku přichycen šrouby s podložkou 26 mm pod hlavou.



Obr. 4.4 Okrajové podmínky pro uchycení k podélnému nosníku

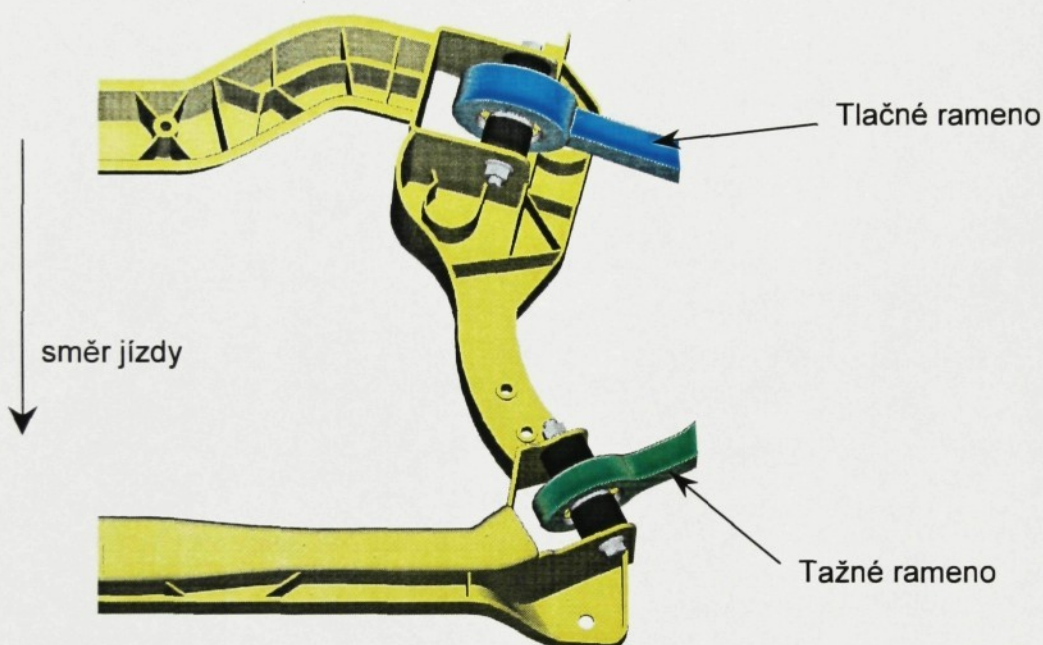
Po konzultaci s odborníky z firmy DCH Sindelfingen byla každá řešená varianta počítána s pevným uchycením ložiska motoru.(viz. obr. 4.5)



Obr. 4.5 Uchycení ložiska motoru

Jako základní zatěžující případ byl stanoven:

Tah na předním úchytu int. nosníku a tlak na zadním úchytu, velikost zatížení volena 16 kN ve směru tažné tyče a 14 kN ve směru tlakové tyče.



Obr.4.2.4 Zatížení od tažného a tlačného ramena při brždění

Pro model byly použity prvky typu Solid 91, s následujícími vlastnostmi:

- objemový 3D prvek
- 6 nebo 8 uzlů
- 3 stupně volnosti v každém uzlu
- posuvy v osách x,y,z
- osamělé síly lze aplikovat v uzlech

Prvkům byly přiřazeny materiálové vlastnosti hliníku (viz. tab. 4.1)

E-Modul	Poissonovo číslo	Hustota	Rm	Re
$7,1 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$	0,33	$2,77 \text{ g/cm}^3$	$3,1 \cdot 10^8 \text{ Pa}$	$2,8 \cdot 10^8 \text{ Pa}$

Tab. 4.1 Materiálové vlastnosti AlSi10Mg

5. EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST PRÁCE

Experimentální část projektu, t.j. měření napětí v referenčním místě integrálního nosníku a soubor měření pro získání Wöhlerovy křivky byla provedena ve spolupráci s firmou DaimlerChrysler jako část mé první diplomové práce prováděné v letním semestru 2000 v Dynamické zkušebně Laboratoře pružnosti a pevnosti na Fachhochschule für Technik v Esslingenu. Rozhodl jsem se pro její zařazení z těchto důvodů:

1. Provedené životnostní cyklické zatěžovací zkoušky budou na základě rozboru namáhání integrálního nosníku metodou MKP doplněny o nové hodnoty počtu zatěžujících cyklů do výskytu poruchy pro upravené varianty. Tím můžeme posoudit vliv navržených úprav na životnost zkoušené součásti.
2. Porovnáním vypočtených hodnot napětí a zjištěných hodnot za použití odporových tenzometrů můžeme odhadnout shodu teoretických hodnot se skutečným měřením, což poslouží jako kritérium pro posouzení správnosti navrženého modelu

5.1 Popis zkušebního zařízení

Použité komponenty soustavy:

- Resonanční zkušební stroj Schenk, TYP PPV 2/65

Technická Data: Maximální zatěžující amplituda ± 50 kN

Maximální střední zatížení 100 kN

Maximální výchylka ± 5 mm

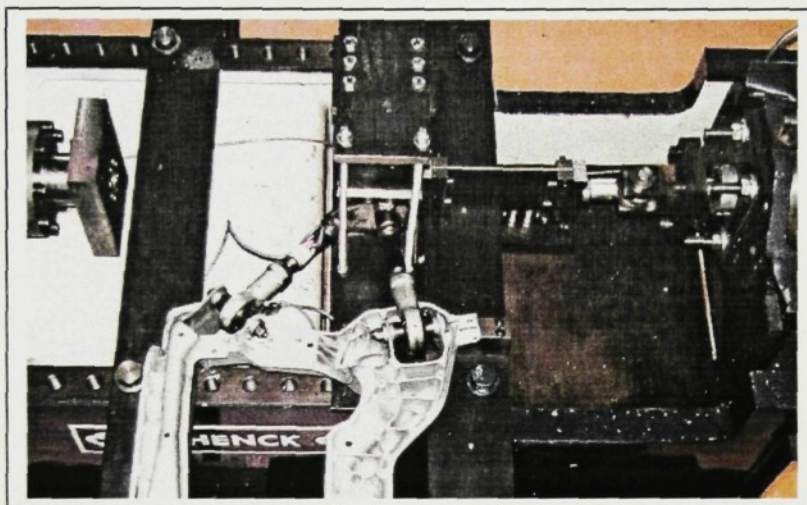
Zkušební frekvence 33-43 Hz

- Řídící panel Roell+Korthaus

Typ: HFE 3033 (S)

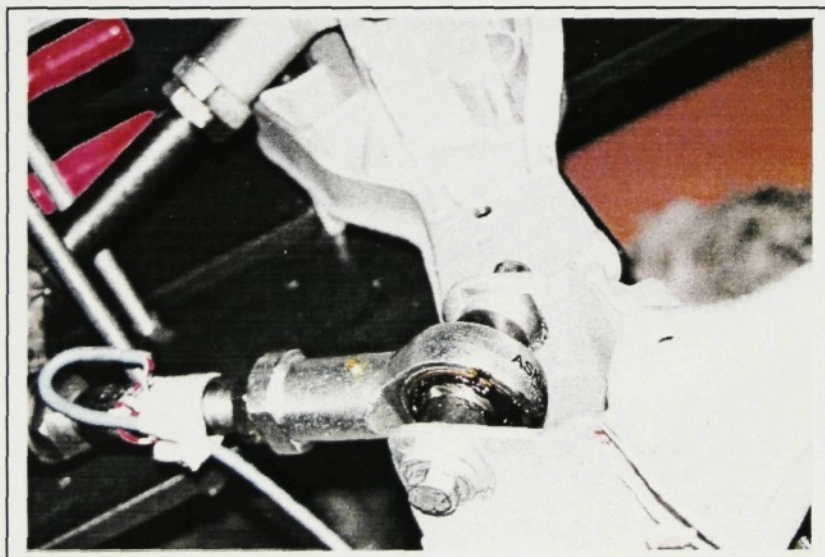
- Silový snímač s rozsahem 50 kN

Uspořádání soustavy pro uchycení int. nosníku je zobrazeno v obr. 5.1



Obr. 5.1 Zátěžovací soustava

Pro uchycení int. nosníku slouží pomocný přípravek (viz. obr. 5.2), který je upnut na rámu zkušebního zařízení. Zatížení je přenášeno pevně klouby na zkouš. součást.

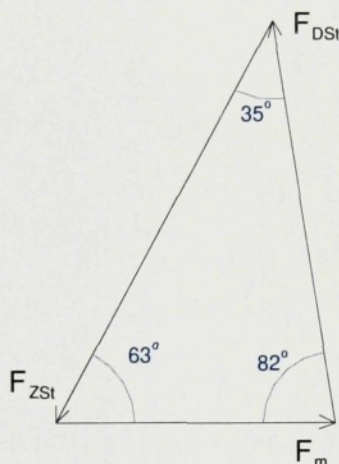


Obr. 5.2 Uchycení integrálního nosníku

Při cyklických zkouškách na integrálním nosníku je síla zkušebního stroje vedena přes tažnou a tlačnou tyč na integrální nosník. Pro zjištění převodu mezi těmito silami

bylo provedeno kalibrování. Tažná tyč byla opatřena plným můstkem odporových tenzometrů a upnuta na universální tahový stroj. Vztah mezi zatěžující silou 50 kN a odezvou na tenzometru obnáší 0,428 mV/V. To odpovídá kalibrovacímu faktoru 116,8 kN/mV/V. Z tohoto byl odvozen vztah mezi silou v táhle F_{Zst} a silou zařízení F_m :

$$F_{Zst} = 1,4 \cdot F_m \quad [5.1]$$



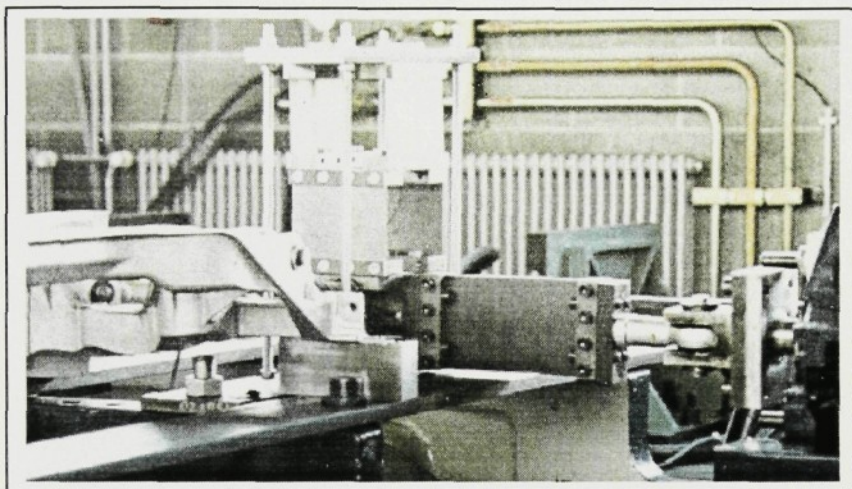
Obr.5.3 Rozdělení sil na zkuš. zařízení

5.2 Pomocný přípravek

Pro realizaci životnostní zkoušky int. nosníku bylo nutné navrhnout, vyrobit a instalovat spolu se zatěžovací soustavou pomocný přípravek (viz. obr.5.4) pro uchycení nosníku. Přípravek musí splňovat následující požadavky:

1. Geometrické parametry musí odpovídat zástavbě do vozu
2. Přípravek musí být zhotoven tak, aby nedošlo v rámci měření k jeho poškození, jeho úpravy by ovlivnily věrohodnost řešení
3. Možnost snadné výměny vzorků

4. Minimální požadavky napracnost na zhotovení přípravku



Obr. 5.4 Pomocný přípravek

Je jasné, že tento zhotovený přípravek neodpovídá přesně skutečnému upevnění ve vozidle. Jedná se především o jeho vyšší tuhost než je tuhost uchycení ve voze. Tento rozdíl byl však nezbytný vzhledem k jeho požadované životnosti.

5.3 Metodika měření

Jelikož není v literatuře přesně stanovena metodika pro měření Wöhlerových křivek reálných součástí bylo nutné ji stanovit. Lze ji shrnout do následujících bodů:

1. Měření je provedeno pro křivku v souřadnicích *zatížení – počet kmitů* do poruchy (resp. $F - \log N$).
2. Vnášené zatížení je periodické ve tvaru cosinu s napěťovým poloměrem $R=0,05$, tedy téměř míjivé.
3. Frekvence vnášených kmitů je $f=25$ Hz. Základní únavové charakteristiky se běžně zjišťují při frekvencích (10-100) Hz.

4. Integrální nosník je uchycen dle skutečného rozmístění ve voze
 - je upevněn k základu zkušebního stroje pomocí šroubů M20 utažených na moment 80 Nm.
 - připojení tažné resp. tlačné tyče pomocí šroubů M12 utažených na 80 Nm
5. Základní počet kmitů pro mez únavy byla stanovena na $N_c=5 \cdot 10^6$
6. Na jedné hladině byly zkoušeny 3-4 vzorky.
7. Stejný průběh zatížení pro všechny součásti
8. Stanovení hladin zatížení
 - První skupina je zatěžována silou +12 kN. Tato síla byla již dříve ve zkušebně na starší provedení int. nosníku, kdy počet cyklů do vzniku trhliny představoval řádově 10^5 - 10^6 cyklů.
 - Další skupina byla zatěžována silou, podle počtu dosažených cyklů.
9. Zkouška je považována za ukončenou při výskytu viditelné trhliny cca 1,5 mm. Příslušný počet cyklů je zaznamenán do tabulky. Doporučuje se aby pak zkouška ještě pokračovala po určitý čas až do zvětšení trhliny. Tím bude trhlina potvrzena a zabrání se omylu např. při pouhém porušení laku součásti.
10. Mez únavy se stanoví na základě kontrolní zkoušky ještě jednoho vzorku . Zkouška se vykoná na stejné úrovni zatížení nebo při zatížení o 5% nižším než u prvního vzorku. Ani při této kontrolní zkoušce nesmí dojít ke vzniku trhliny do počtu cyklů, který byl zvolen pro stanovení meze únavy. Jinak je nutno pokračovat při nižších hodnotách zatížení.
11. Zatížení vzorků by mělo být plynulé, bez výraznějších rázů.
12. V průběhu zkoušky je třeba kontrolovat stálost nastavení zařízení popř. provést korekci.
13. Je vhodné na zařízení nastavit ochranu pro případ havárie aby nedošlo k poškození vzorku či zařízení

5.4 Měření napětí v referenčním místě

Měření napětí bylo provedeno v mé první diplomové práci s prvotním záměrem analyzovat vnitřní pnutí v referenčním místě int. nosníku. V této práci využiji získané výsledky k ověření správnosti a případné korekci modelu pro simulaci MKP. K měření byly použity lepené odporové tenzometry a speciální měřicí aparatura. Měření bylo provedeno v Laboratoři pružnosti a pevnosti FHT Esslingen ve spolupráci s Ing. Merkem.

5.4.1 Určení referenčního místa

Pro správnost a další použitelnost provedeného měření bylo nejprve nutno stanovit referenční místo a směr pro měření napětí, což ve své podstatě znamená určit polohu a směr nalepení tenzometru. Ten by měl být nalepen ve směru největšího napětí. K tomu bylo využito výsledků únavových zkoušek na starším provedení integrálního nosníku. Ty ukázaly, že ke vzniku trhlin docházelo na hraně v kritickém místě přechodového rádiusu součásti. Z toho vyplynuly i požadavky na umístění tenzometru:

1. Co nejblíže přechodovému rádiusu součásti
2. Ve směru tečny k této hraně

V souladu s těmito požadavky byly na int. nosník nalepeny dva tenzometry, jeden na přechodové hraně, druhý ve vzdálenosti 10 mm od vrubu. Jejich umístění je zřejmé z obr. 5.5



Obr.5.5 Umístění tenzometrů ve vrubu integrálního nosníku

5.4.2 Měřicí zařízení

K měření byla použita speciální měřicí aparatura firmy HBM, instalovaná na zkušebním zařízení popsaném v kapitole 5.1.

Použitá aparatura:

- Měřicí a záznamové zařízení HBM-DMC 9212°
- Tenzometry TML
 - typ FRA-2-23-IL
 - k-faktor 2,14
 - odpor $120\Omega \pm 0,5\Omega$

Tenzometry byly nalepeny na upravené plochy lepidlem M≡M, typ M- BOND Adhesive, jehož modul pružnosti je řádově vyšší než modul pružnosti použitých tenzometrů. To zaručí, že výsledky měření budou vrstvou naneseného lepidla ovlivněny pouze zanedbatelně. Nalepené tenzometry je nutné pokrýt vrstvou zajišťující ochranu proti vlivům atmosféry firmy M≡M, typ M COAT A, neboť použité lepidlo přijímá vzdušnou vlhkost a tím mění své vlastnosti.

Princip činnosti odporových tenzometrů je založen na změně elektrického odporu tenzometru v závislosti na jeho relativním prodloužení, které v případě správného upevnění na součást odpovídá její deformaci. Jako výstupní hodnotu tenzometru tedy měříme změnu napětí odpovídající deformaci dílu. Je zřejmé, že jako první je třeba provést kalibraci měřicí aparatury tak, abychom výstup dostali v požadovaných jednotkách. Kalibrace byla provedena na základě následujícího odvození:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad [5.2]$$

$$\varepsilon_c = \frac{U_A}{U_B} \cdot \frac{4}{k} \cdot 10^3 \quad [5.3]$$

Rovnost lze napsat ve tvaru:

$$\sigma = E \cdot \frac{U_A}{U_B} \cdot \frac{4}{k} \cdot 10^{-6} = E \cdot \varepsilon \cdot 10^{-6}$$

σ [MPa].....Napětí

$E = 71 \cdot 10^3$ Mpa.....Modul pružnosti v tahu

U_A [mV].....Měřené napětí

U_B [mV].....Napájecí napětí

$k=2,1$k-faktor použitých tenzometrů

ε_c [με]..... smluvní prodloužení pro rozvážení můstku

pro rozvážení můstku dostáváme následující nastavení:

$$\varepsilon_c = \frac{1}{1} \cdot \frac{4}{2,1} \cdot 10^3 = 1905 \text{ } \mu\varepsilon$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \cdot 10^{-6} = 71 \cdot 10^3 \cdot 1905 \cdot 10^{-6} = 135,2 \text{ MPa}$$

5.5 Statistické zpracování výsledků cyklických zkoušek

Výsledkem provedené zkoušky v dynamické zkušebně je soubor hodnot, které je nezbytné zpracovat do formy s určitou vypovídací hodnotou. Pro statistické vyhodnocení výsledků je na FHT Esslingen k dispozici program ‚Wöhler2‘, který pracuje s Logaritmicko – Normálovým rozdělením. Pro dosažení jednoznačných průběhů byly zkoušeno 5 hladin po 3 zkoušených součástech. Kritériem zastavení pokusu bylo kontrolované snížení zatěžující síly v důsledku vzniklé trhliny.

6. VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNÍCH PRACÍ

Následující dvě kapitoly ve stručnosti shrnují výsledky měření provedených v dynamické zkušebně FHT Esslingen relevantních k předložené diplomové práci. Jedná se pouze o stručný výtah, samotné grafy jsou zařazeny do příloh, s patřičnými odkazy v textu.

6.1 Výsledky cyklických zkoušek na integrálním nosníku

Na každé z hladin je zřetelný určitý rozptyl naměřených hodnot počtu cyklů do poruchy. To může být způsobeno mnoha různými vlivy. Především se jedná o reálnou zkoušku provedenou na omezeném počtu kusů pocházejících z velkosériové výroby, při níž mohou vzniknout určité odchylky, např. v materiálových vlastnostech jednotlivých dílů, vlastnostech povrchu či lokální vady na některých dílech. Rozptyl může být také ovlivněn i uchycením dílu ke zkušebnímu zařízení. V dalším kroku byly výsledky měření statisticky zpracovány. Tím získáme Wöhlerovy křivky v logaritmických a polologaritmických souřadnicích zobrazené v přílohách P14 a P15.

6.2 Výsledky měření napětí v referenčním místě

Měření bylo provedeno dle postupu popsaného v kap. 5.. Pro kontrolu bylo měření dvakrát opakováno. Výsledky obou měření jsou velmi blízké. Pro další zpracování bylo použito výsledků z měření č.2.

Naměřené výsledky měření napětí jsou zobrazeny v příloze P 11 a P12 . Pro naměřené hodnoty poměrného prodloužení ε můžeme v oblasti platnosti Hookova zákona vypočítat hodnoty vzniklého napětí. Tento přepočít je samozřejmě platný pouze do meze elasticity, t.j. cca do 18 kN.

Po získání těchto výsledků je možné provést porovnání výsledků napěťové analýzy ze systému ANSYS se skutečným stavem zjištěným při měření. Maximální hodnota napětí v krizovém místě při zatížení silou v táhle 12,5 kN zjištěná na výpočtovém modelu je 102 MPa (viz kap. 7.3). Skutečná hodnota je 82,3 MPa. Zjištěný rozdíl mezi naměřenými a simulovanými hodnotami není nijak výrazný. Pro úplnost jsou uvedeny hodnoty napětí v kritickém místě spolu s příslušnými zátěžnými silami vyneseny v tabulce 6.1

síla F_{zst} [N]	5000	7500	10000	12500	15000	17500
napětí σ [MPa]	24,8	41,9	59,7	82,3	99,1	116,2

Tab 6.1 Naměřené hodnoty na integrálním nosníku

7.0 VÝPOČET MKP

Napětové a deformační analýzy byly provedeny v systému ANSYS 5.6.1. K tomu byl použit výpočtový model upravený v témže systému.

Při všech provedených výpočtech byly modely namáhány zatěžujícím stavem definovaným v kap. 4.2.2. Výpočet byl proveden lineárně, to znamená zkoumání ve více hladinách zatížení by prakticky nemělo význam, neboť se jedná o lineární výpočet a tím pádem by při jiné velikosti zátěžné síly bylo chování modelu obdobné, pouze hodnoty napětí by se adekvátně zvětšovaly či zmenšovaly. Velikosti sil byly voleny do konzultaci s odborníky firmy DCH jako odpovídající zatížení přenášené z kol přední nápravy.

K rozboru napětových poměrů na integrálním nosníku bylo použito ekvivalentní napětí dle hypotézy HMM. To je definováno vztahem

$$\sigma_{EKV} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (7.1)$$

Dále byl proveden rozbor hlavních napětí a defomací, ze kterého, se určí zda se jedná o hlavní napětí tahová, t.j. způsobující poškození dílu nebo o hlavní napětí tlaková, ta nezpůsobují poškození, ale projeví se nárustem ekvivalentního napětí σ_{EKV} definovaného vztahem 7.1.

7.1 Návrh konstrukčních úprav

Porovnáním vzniku trhlin při měřeních na vzorcích v dynamické zkušebně Laboratoře pružnosti a pevnosti FHT Esslingen s napětovou analýzou na výpočtovém modelu ukázali, že zkoumaný problém je velice lokální. Nabízí se tedy lokální konstrukční úprava zasahující pouze kritickou přechodovou oblast. Zde se zaměřím na dvě základní možnosti úpravy integrálního nosníku:

1. Přidání materiálu v oblasti přechodového rádiusu. To v podstatě znamená zvětšení poloměru radiusu a odstranění lokálních špiček napětí na vnitřní straně přechodového rádiusu. To znamená vhodným způsobem eliminovat koncentraci napětí v kritickém místě. Zmíněná oblast je znázorněna v obr. 7.1



Obr. 7.1 Změna přechodového rádiusu

2. Změna geometrie přechodového místa. Zde se jedná jako v případě 1 o snížení koncentrace napětí změnou tvaru vrubu, viz. obr. 7.2.



Obr. 7.2 Pozměněná geometrie v kritickém místě

7.2 Úprava výpočtového modelu

Oba typy navržených konstrukčních změn je nyní třeba zanést do výpočtového modelu. Jak je již zmíněno jedna se pouze o lokální úpravy. Proto bude s výhodou využito existující varianty integrálního nosníku. Pozměněna bude pouze část v okolí krizového místa.

Jak je uvedeno v kap. 4.1, na geometrickém modelu integrálního nosníku byly vytvořeny pomocné plochy. Ty měly především usnadnit tvorbu sítě konečných prvků a pozdější úpravy na výpočtovém modelu dle návrhu konstrukčních změn. Toho bylo s výhodou využito při úpravě zvětšením přechodového rádiusu.

Úprava byla nejprve provedena na geometrickém modelu v Pro/Engineer. Toho bylo dosaženo pouhou modifikací stávající hodnoty poloměru $R=1$ mm na hodnotu $R=2$ mm (respektive $R=2,5$) a následnou regenerací modelu. Následovala procedura přenosu geometrie přes DesignSpace integrovaný Pro/E modul a vytvoření sítě konečných prvků.

7.3 Výsledky napětíové analýzy

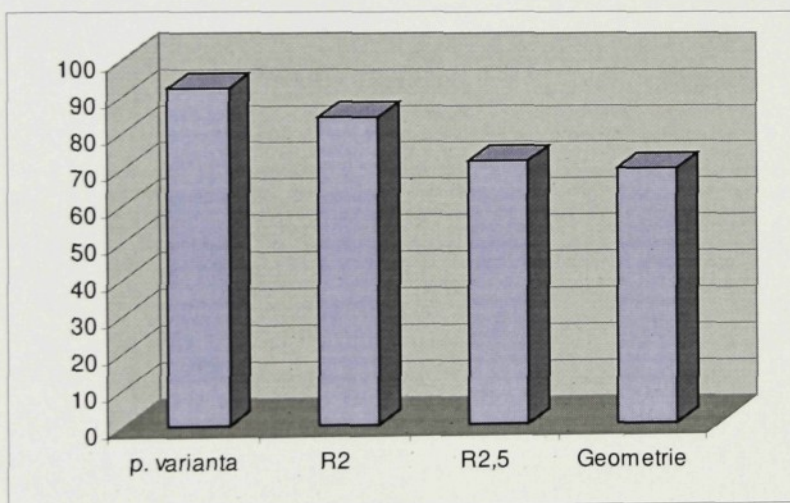
Napětíové analýzy byby provedeny v souladu s postupy uvedenými v předešlých kapitolách. Výsledky jsou názorně zobrazeny v přílohách P15 až P25. Maximální hodnoty ekvivalentního napětí v [MPa] dle MMH hypotézy jsou uspořádány v závislosti na variantě v tabulce 7.1 a na obr.7.4

Původní	Upravená $R=2$	Upravená $R=2,5$	Upravená Geometrie
102	67	61	56

Tab. 7. Hodnoty ekvivalentního napětí [MPa] v kritickém místě

Z výsledků zachycených ve zmíněných přílohách a tabulce můžeme vyslovit následující tvrzení:

1. Srovnání výsledků napět'ové analýzy s měřením referenčního napětí na součásti ukázalo, že se podařilo i přes zjednodušení provedená na výpočtovém modelu dosáhnout poměrně dobré shody s realitou. Maximální vypočtená hodnota hlavního napětí v kritickém místě je 92 MPa, maximum změřené na při zatěžování na zkušební součásti dosahuje hodnoty 72,3 MPa.
2. Ověřili jsme, že zvětšování rádiusu (t.j. přidávání materiálu do kritického místa) má za následek pokles maximálního napětí v místě výskytu trhlin.
3. Jako zajímavé se ukázalo, že ke snížení vrubového napětí došlo i při změně geometrie, t.j. odebrání materiálu ze zkoumaného místa.



Obr.7.4 Hodnoty ekvivalentního napětí u jednotlivých variant.

8. ZÁVĚR

8.1 Přínos práce

K samotnému splnění zadání, t.j. provedení návrhu uložení přední nápravy vozu střední třídy mají výsledky této závěrečné práce i další přínos. Ten můžeme shrnout do následujících bodů:

1. Byl vytvořen parametrický geometrický model integrálního nosníku přední řiditelné nápravy v systému Pro/Engineer. Ten může být využit a snadno upraven pro vozy vyšší a nižší třídy.
2. Byl vytvořen výpočtový model integrálního nosníku v několika variantách.
3. Výpočtový model byl porovnán s výsledky experimentálních měření a přes provedená zjednodušení navrženého modelu bylo dosaženo dobré shody s realitou.
4. Na základě navržených změn na geometrii integrálního nosníku v kritické oblasti byl upraven tvar přechodu a provedeno cyklické zatěžování na zkušebním zařízení. Tato změna se projevila zvýšením počtu zatěžujících cyklů do vzniku prvního porušení o téměř 200%.

7.2 Závěr práce

Předkládaná práce si kladla za cíl navrhnout uložení přední říditelné nápravy, na základě experimentálních a výpočtových prací analyzovat tento návrh, provést konstrukční změny a posoudit jejich přínos.

Na základě těchto výsledků se jeví tako zajímavá varianta se změnou tvaru geometrie, kdy se odebráním materiálu z krizového místa docílí srovnatelného snížení vrubového napětí, jako při očekávané změně přidáním materiálu. Za tohoto stavu by bylo vhodné provést komplexní analýzu schování integrálního nosníku při skutečném zatížení, provést detailní analýzu uchycení integrálního nosníku k podélnému nosníku a ramenům řízení.

To však představuje úkol vyžadující nesporně daleko hlubší znalost práce v systému pro výpočet metodou konečných prvků a také daleko časově náročnější než se v průběhu stanoveného období dokáže zvládnout.

9. POUŽITÁ LITERATURA

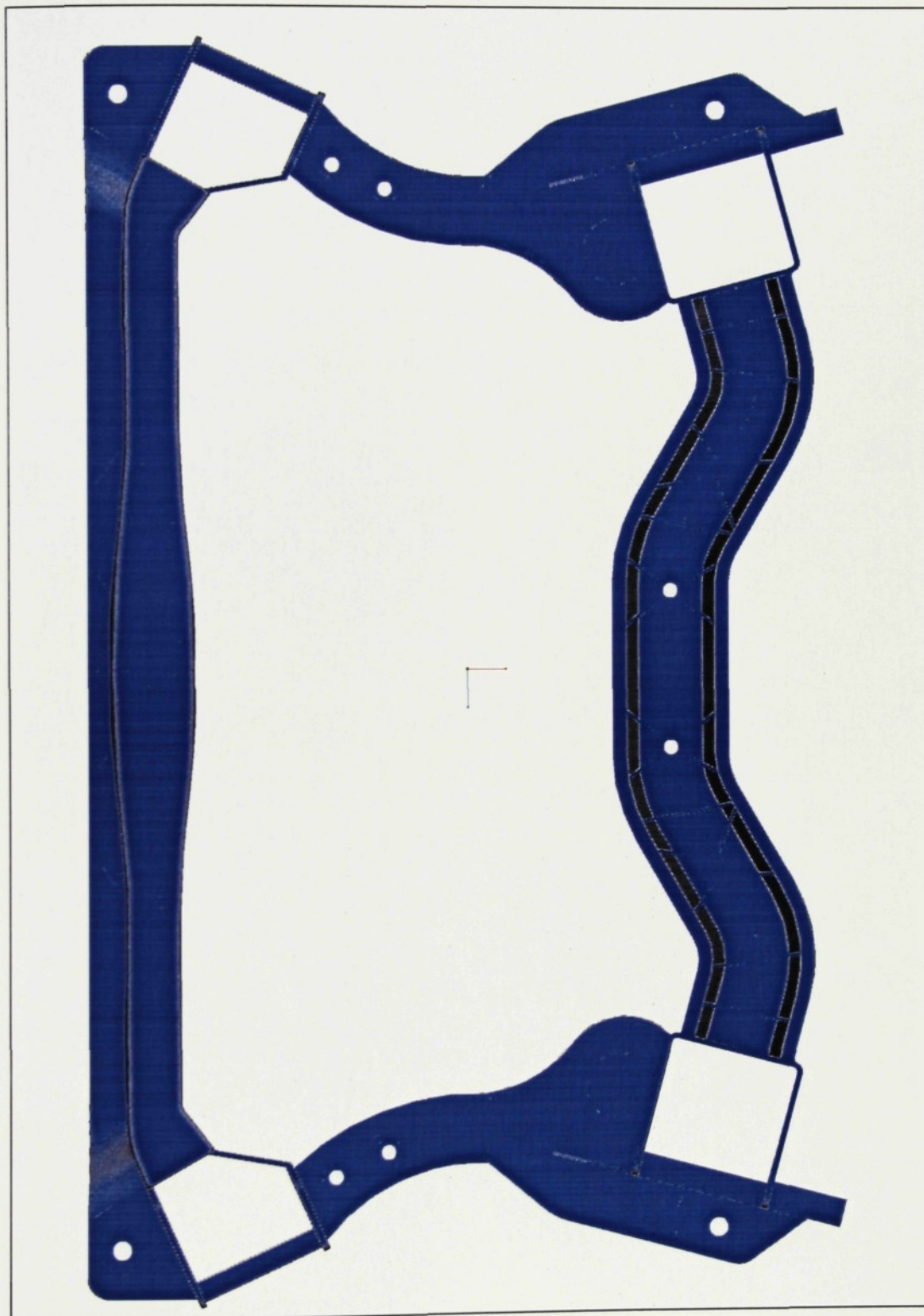
1. **ANSYS:**Verification manual 5.6. Canonsburg 1999
2. **ALUMINIUM RHEINFELDEN:**Aluminium-Gusslegierungen. Verlag Moderne Industrie, Stuttgart 1995
3. **BLH:**Dehnungsmessstreifen-Handbuch. BLH-Verlag, München 1996
4. **ISSLER,L.-RUOSS,H.-HÄFELE,P.-**Festigkeitslehre-Grundlagen. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg 1995
5. **LÜPFER,H.:**Metalische Werkstoffe. Winter'sche Verlag, Füssen 1958
6. **MÜLLER,G.-GROTH,C.:**FEM für Praktiker. Expert-Verlag, Renningen 2000
7. **PARAMETRIC TECHNOLOGY CORPORATION:** Pro/Engineer Grundlagen der Konstruktion. FHT Esslingen 1998
8. **REIMPEL,J.:**Fahrwerktechnik:Grundlagen. Vogel Buchverlag, Würzburg 1988
9. **ROSENTHAL,J.:**Einfluss der Überlast auf das Schwingfestigkeitsverhalten von Integralträgern aus Aluminium-Druckguss. /Diplomová práce/ Esslingen 2000. FHT Esslingen. Fachbereich Maschinenbau Entwicklung und Konstruktion
10. **VLK,F.:**Podvozky motorových vozidel. 1. vydání Brno 1999
11. **ZAMMER,W.-U.:**Festigkeitslehre 3 Vorlesungsmanuskript. FHT in Esslingen

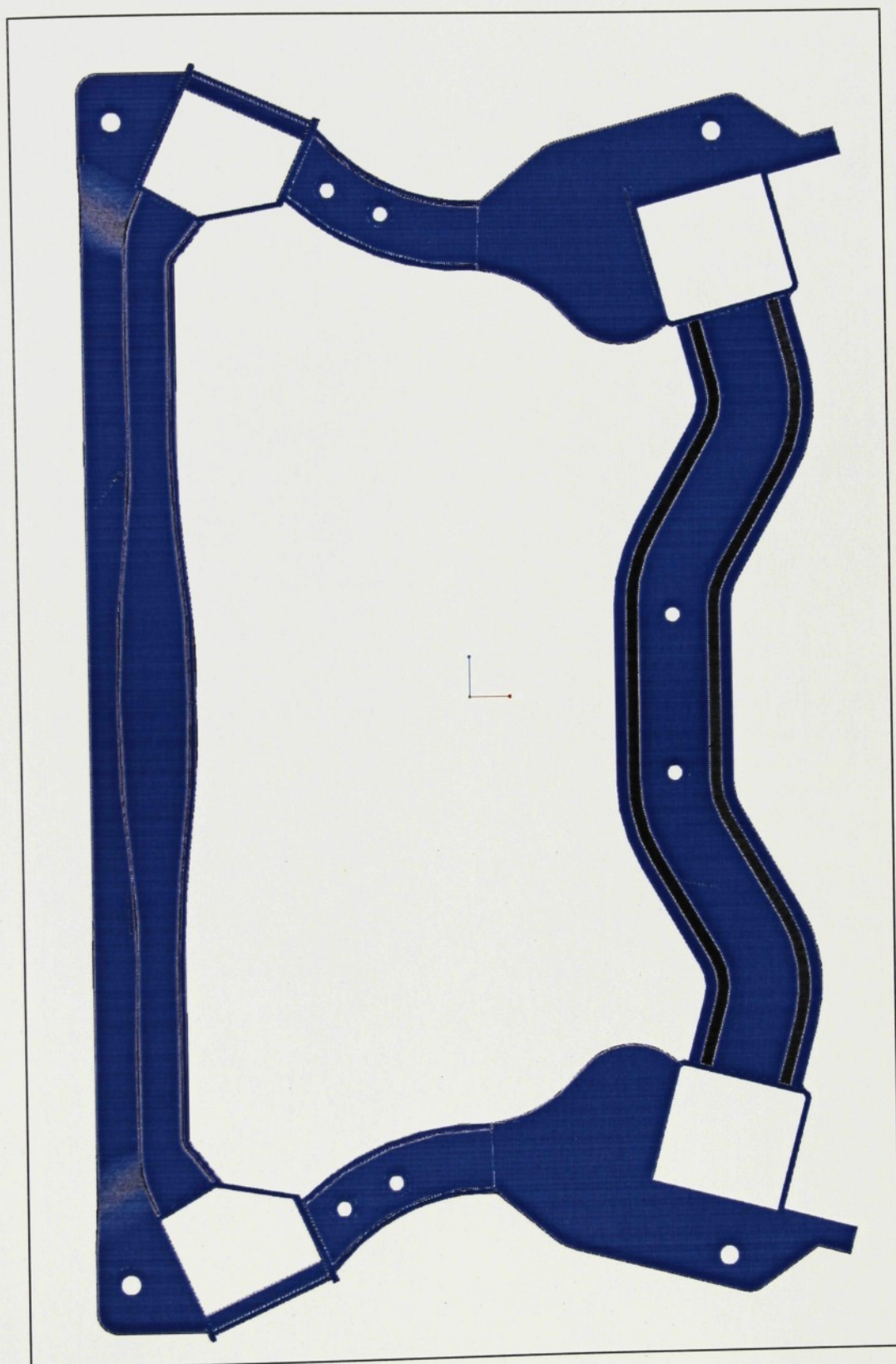
10. SEZNAM PŘÍLOH

1. Geometrický model integrálního nosníku
2. Geometrický model integrálního nosníku
3. Geometrický model integrálního nosníku
4. Geometrický model integrálního nosníku
5. Geometrický model integrálního nosníku
6. Soustava přední říditelné nápravy provedení s integrálním nosníkem
7. Soustava přední říditelné nápravy provedení s integrálním nosníkem
8. Soustava přední říditelné nápravy provedení s integrálním nosníkem
9. Soustava přední říditelné nápravy provedení s integrálním nosníkem
10. Soustava přední říditelné nápravy provedení s integrálním nosníkem
11. Graf měření napětí v krizovém místě integrálního nosníku
12. Graf měření napětí v krizovém místě integrálního nosníku
13. Wöhlerova křivka s pravděpodobností přežití 5%, 50% a 95% v doppellogaritmickém měřítku
14. Wöhlerova křivka s pravděpodobností přežití 5%, 50% a 95% v polologaritmickém měřítku
15. Výpočtový model původní varianty integrálního nosníku deformovaný při zatěžování
16. Ekvivalentní napětí původní varianty integrálního nosníku
17. Velikosti 1.hlavního napětí na původní variantě integrálního nosníku
18. Velikosti 2.hlavního napětí na původní variantě integrálního nosníku
19. Velikosti 3.hlavního napětí na původní variantě integrálního nosníku
20. Ekvivalentní napětí pozměněné varianty integrálního nosníku s poloměrem zaoblení přechodové hrany R_2
21. Ekvivalentní napětí pozměněné varianty integrálního nosníku s poloměrem zaoblení přechodové hrany $R_{2,5}$

- 22. Ekvivalentní napětí pozměněné varianty integrálního nosníku se změněnou geometrií přechodu
- 23. Ekvivalentní napětí původní varianty integrálního nosníku DesignSpace
- 24. Ekvivalentní napětí pozměněné varianty integrálního nosníku s poloměrem zaoblení přechodové hrany R 2 DesignSpace
- 25. Ekvivalentní napětí pozměněné varianty integrálního nosníku s poloměrem zaoblení přechodové hrany R 2,5 DesignSpace
- 26. Ekvivalentní napětí pozměněné varianty integrálního nosníku se změněnou geometrií přechodu DesignSpace
- 27. geometrií přechodu DesignSpace

Výkresy: KSD-353-1
KSD-353-1.1a
KSD-353-1.1b

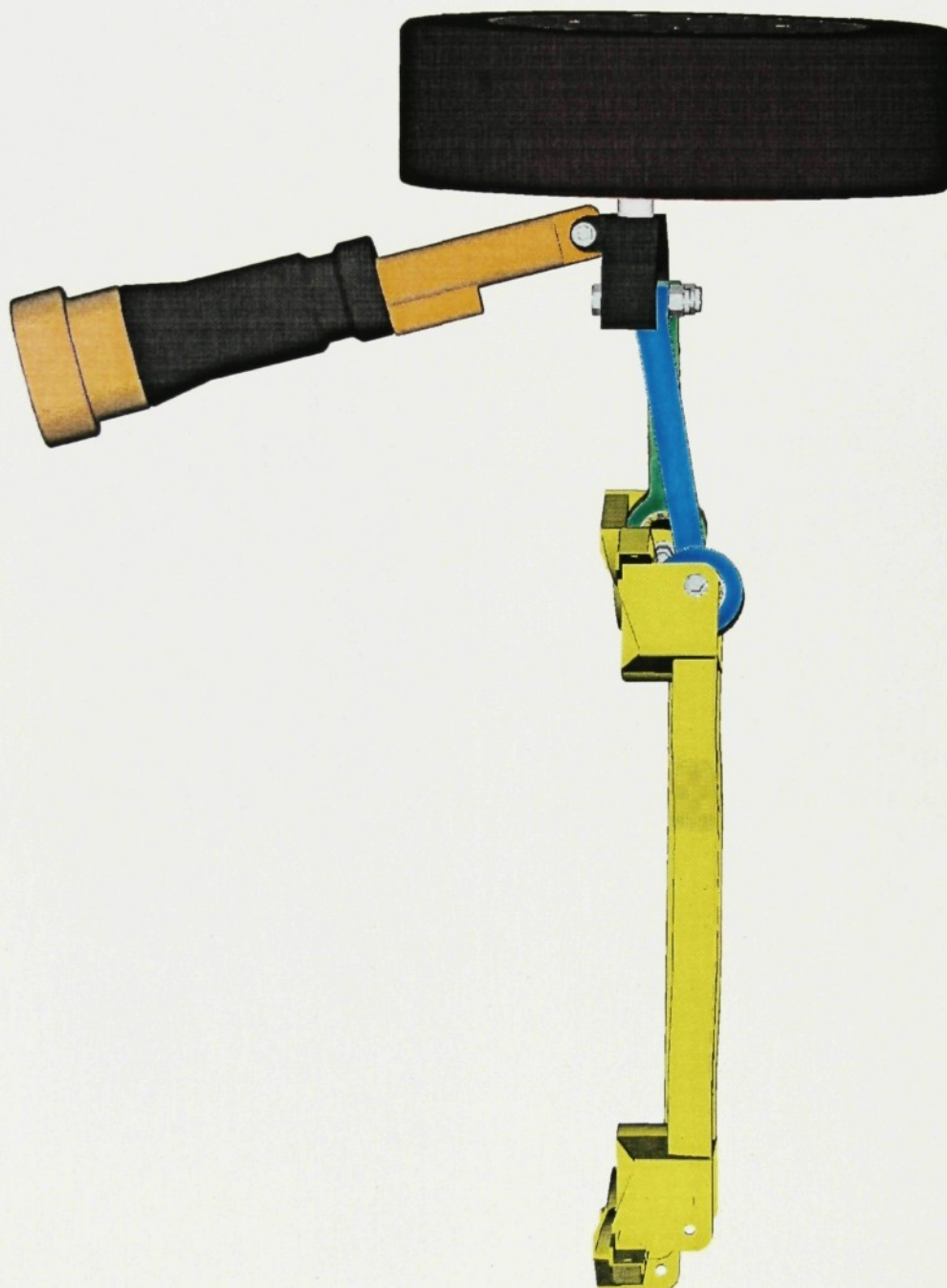


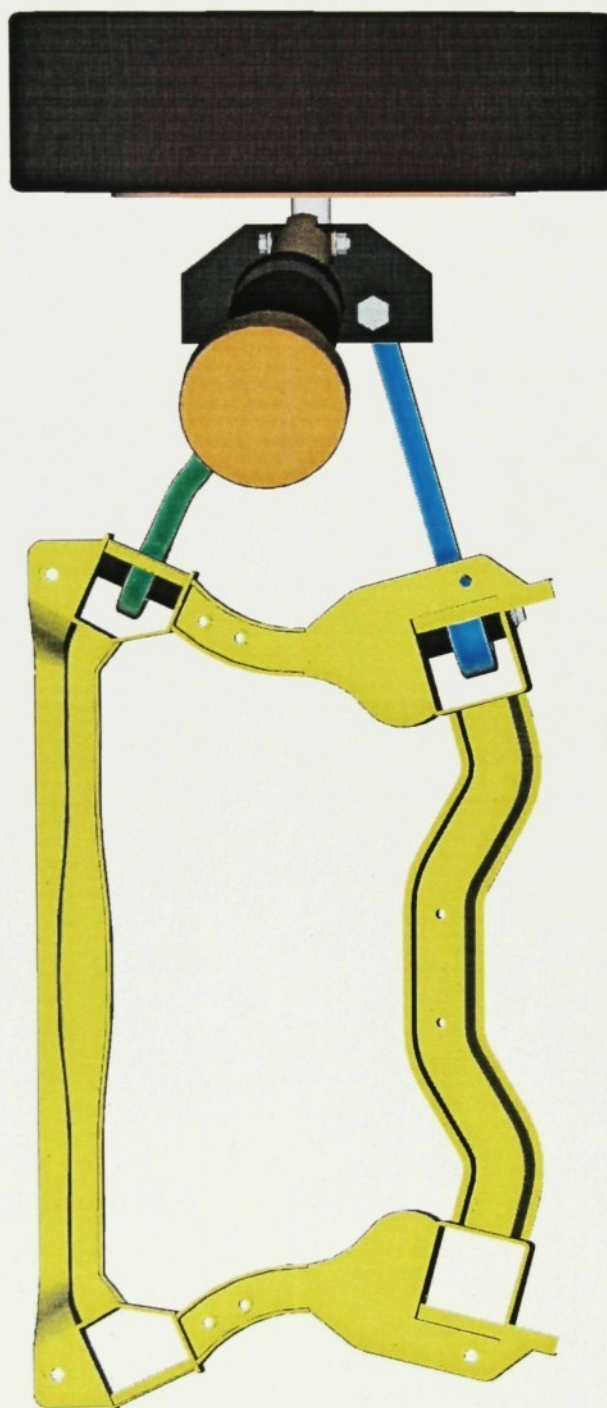


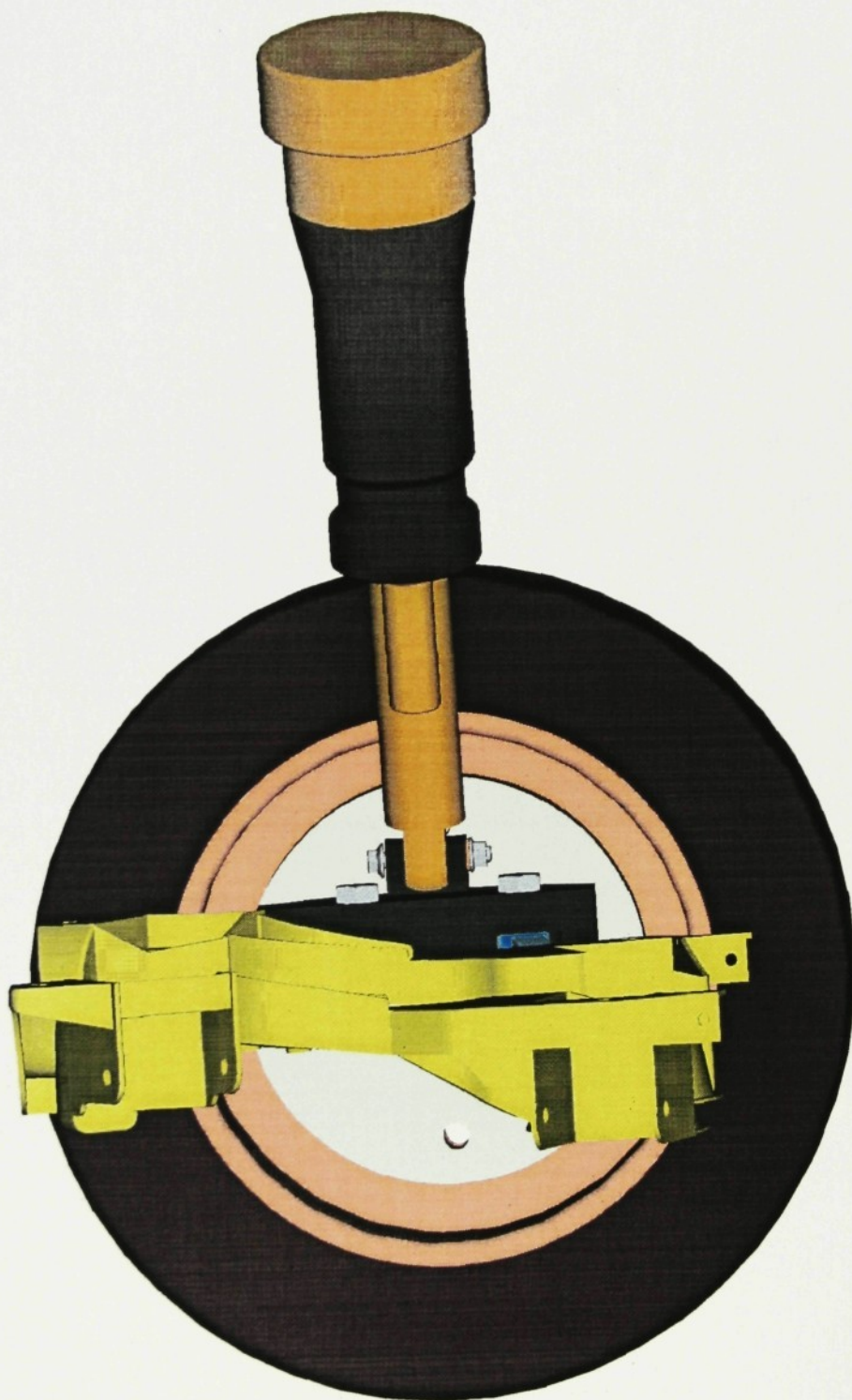


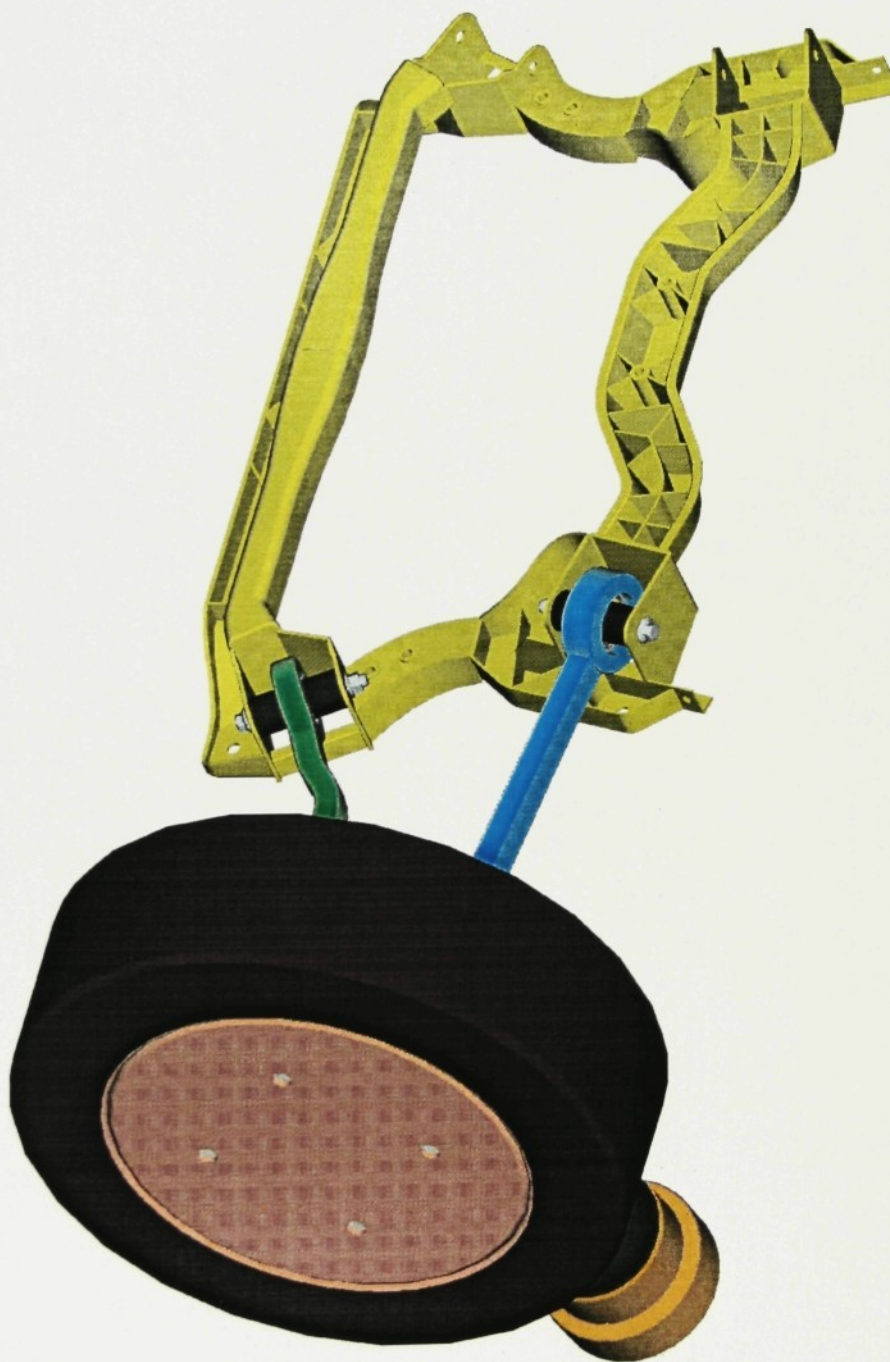


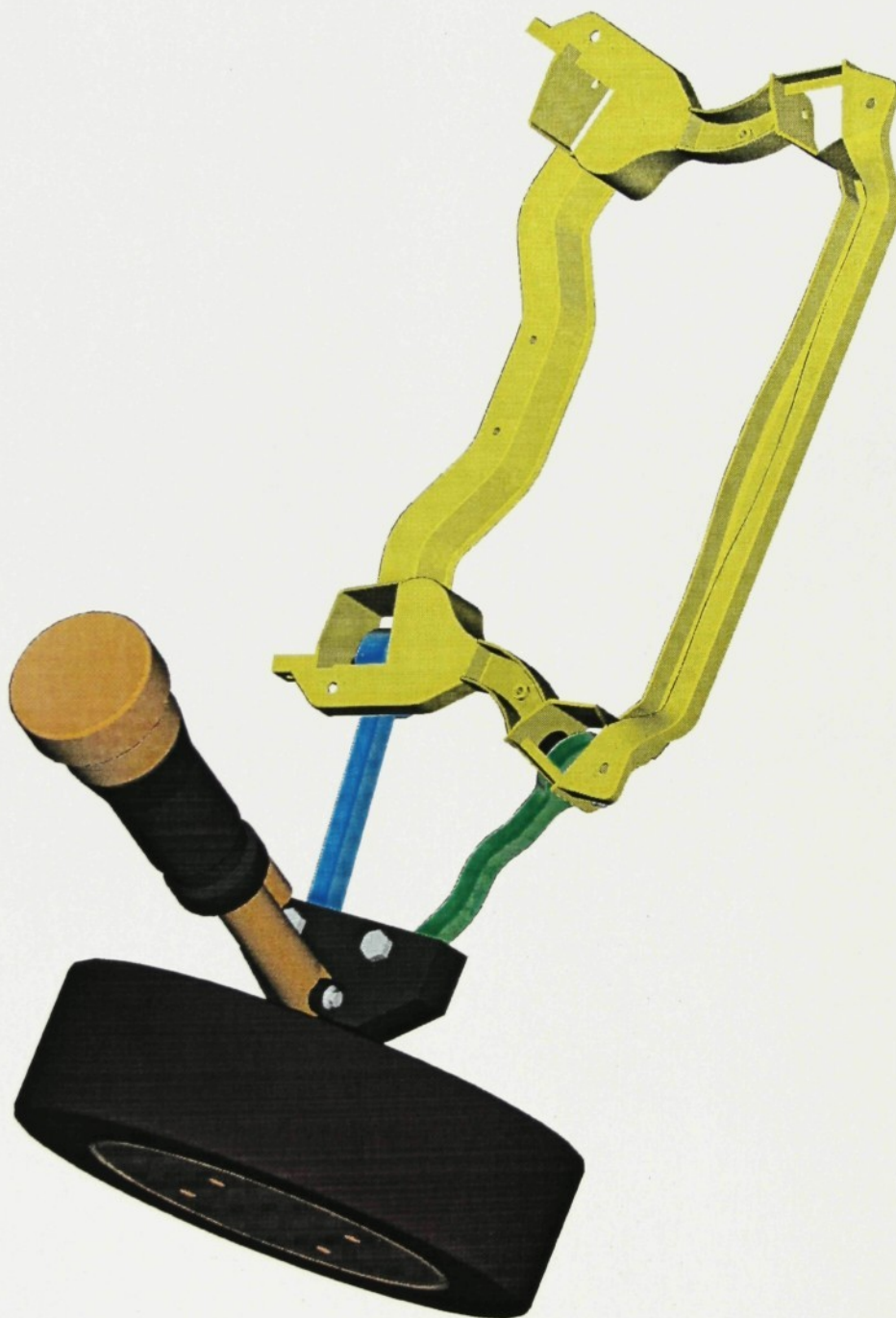


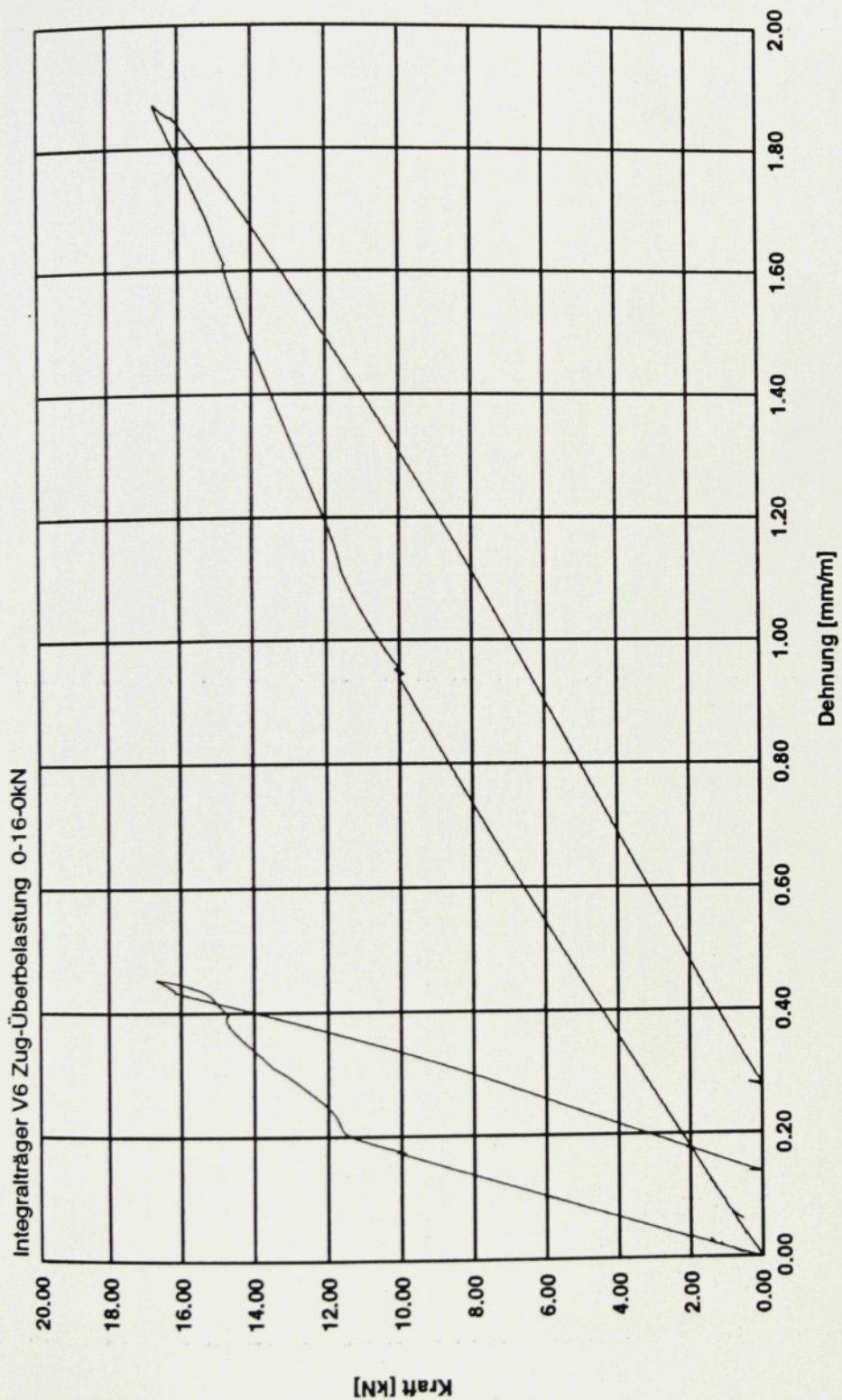


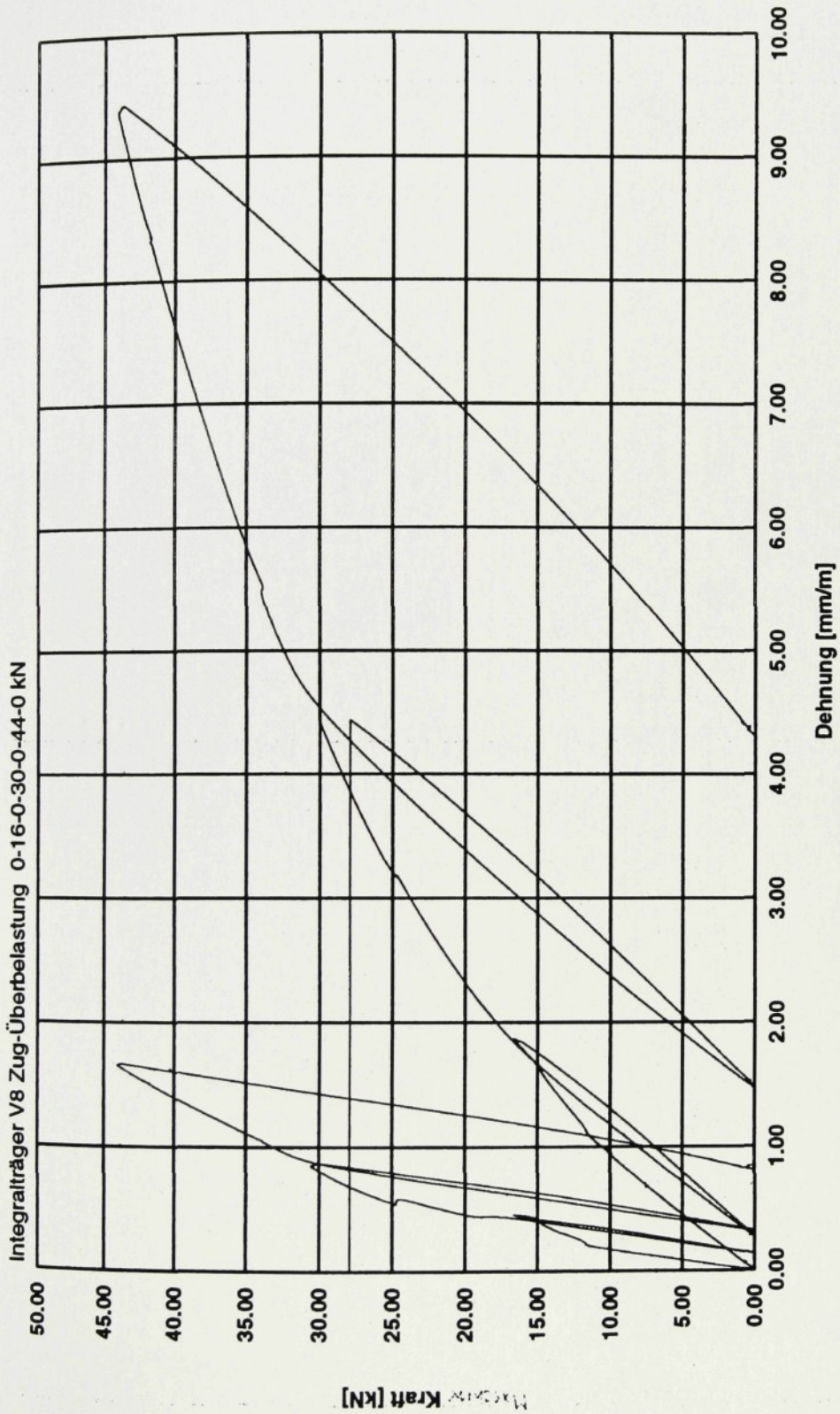




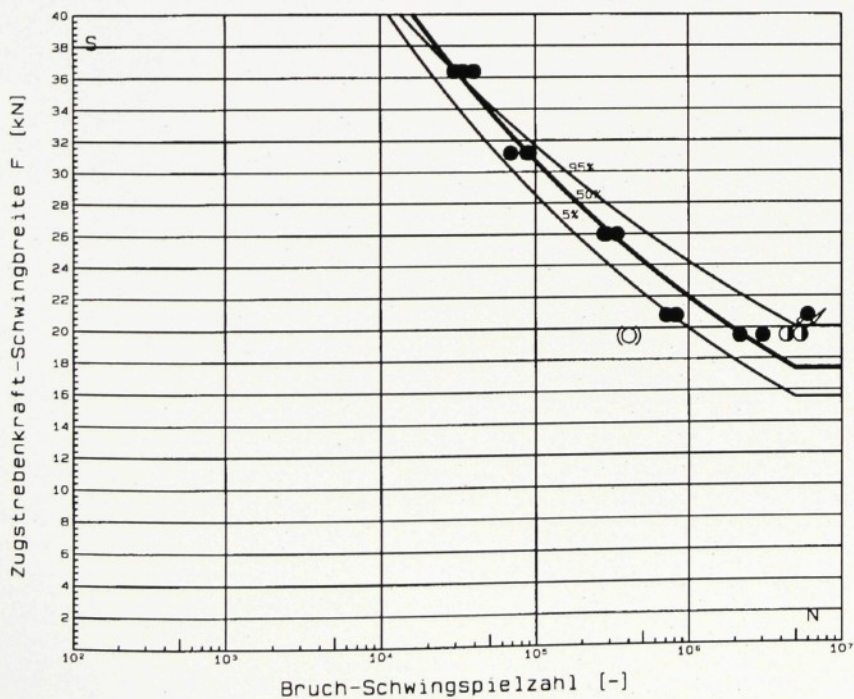


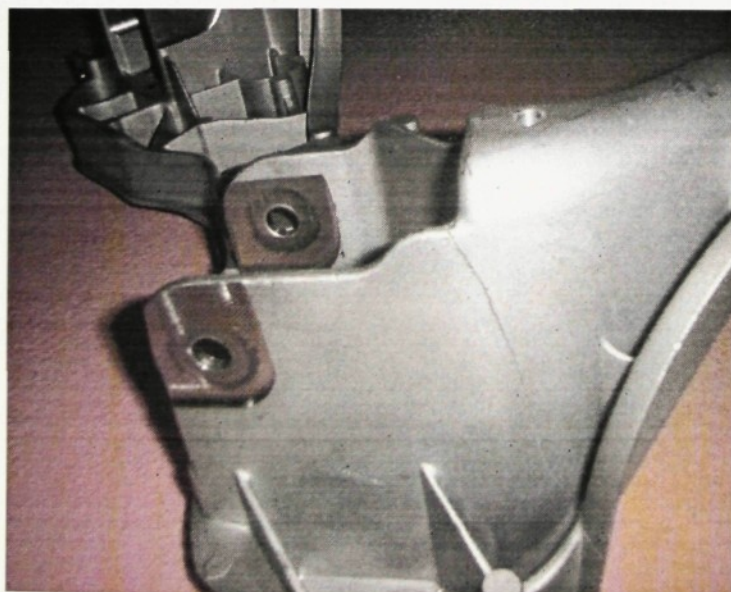
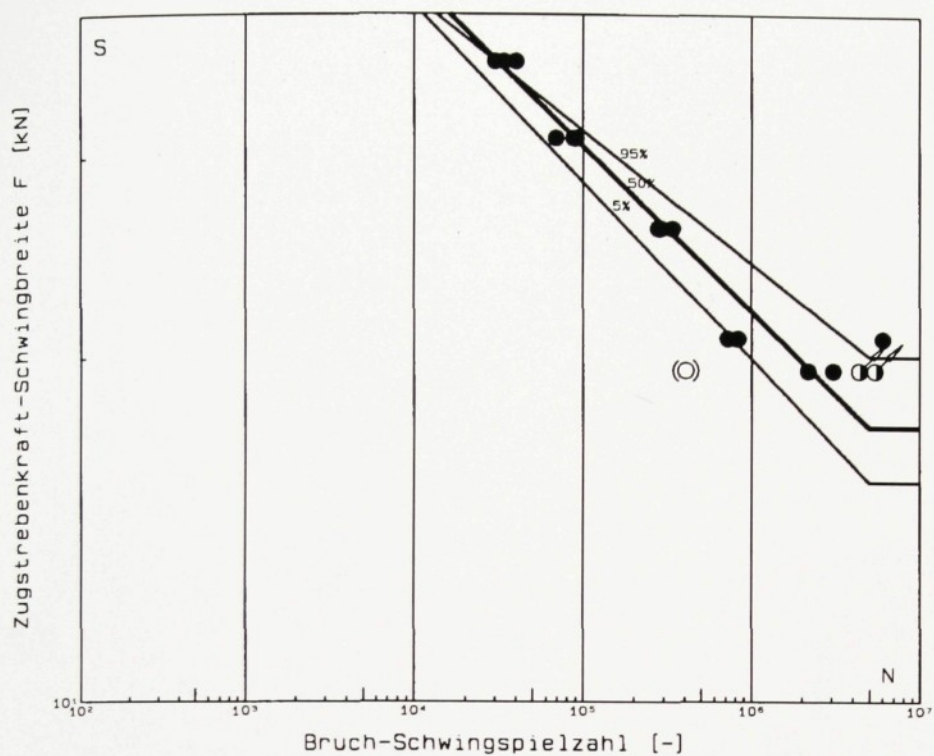


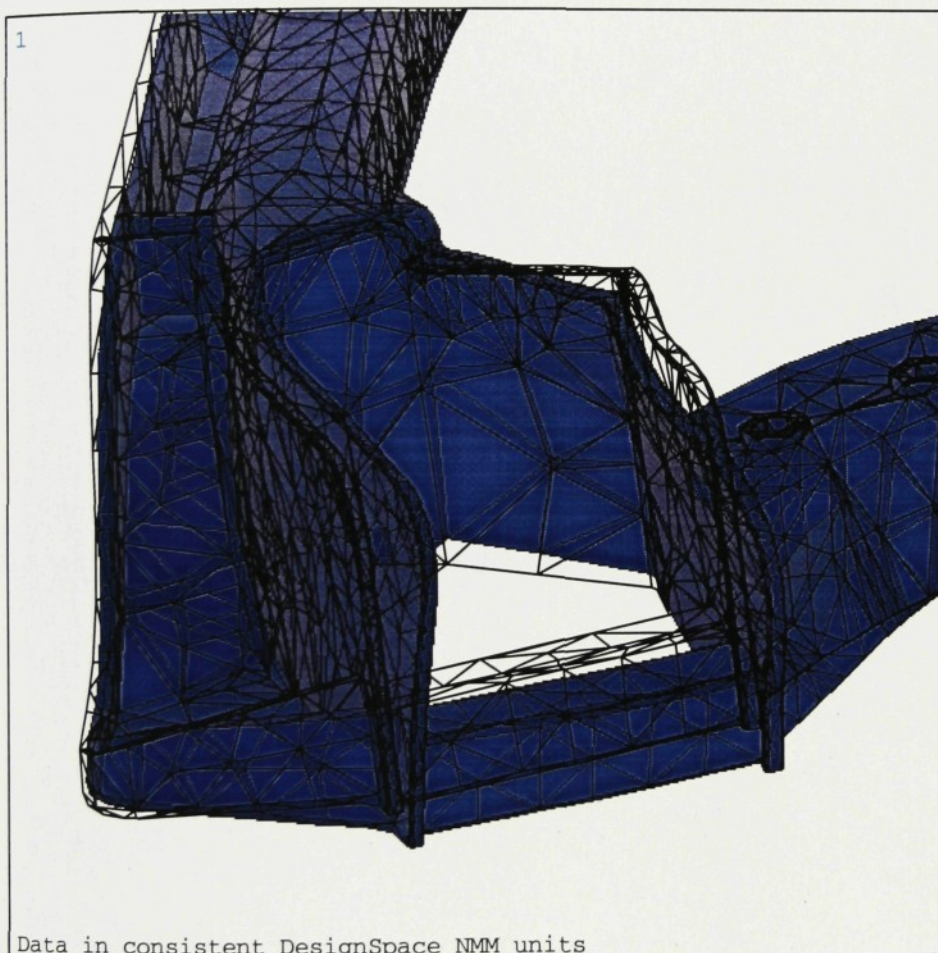




Tr. Nr.	F_m	F_a	N/1000
[-]	[kN]	[kN]	[-]
1	13,2	± 12	69
2	11,0	± 10	290
3	13,2	± 12	91
4	11,0	± 10	340
5	8,8	± 8	716
6	13,2	± 12	88
7	11,0	± 10	279
8	8,25	$\pm 7,5$	5396 $\uparrow$
9	8,8	± 8	818
10	8,25	$\pm 7,5$	3052 ¹⁾
11	8,25	$\pm 7,5$	406
12	8,8	± 8	6004 ²⁾
13	15,4	± 14	34
14	15,4	± 14	30
15	8,8	± 8	831
16	8,25	$\pm 7,5$	2167
17	8,25	$\pm 7,5$	4360 $\uparrow$
15z	11,0	± 10	975
16z	11,0	± 10	1043
17z	11,0	± 10	915

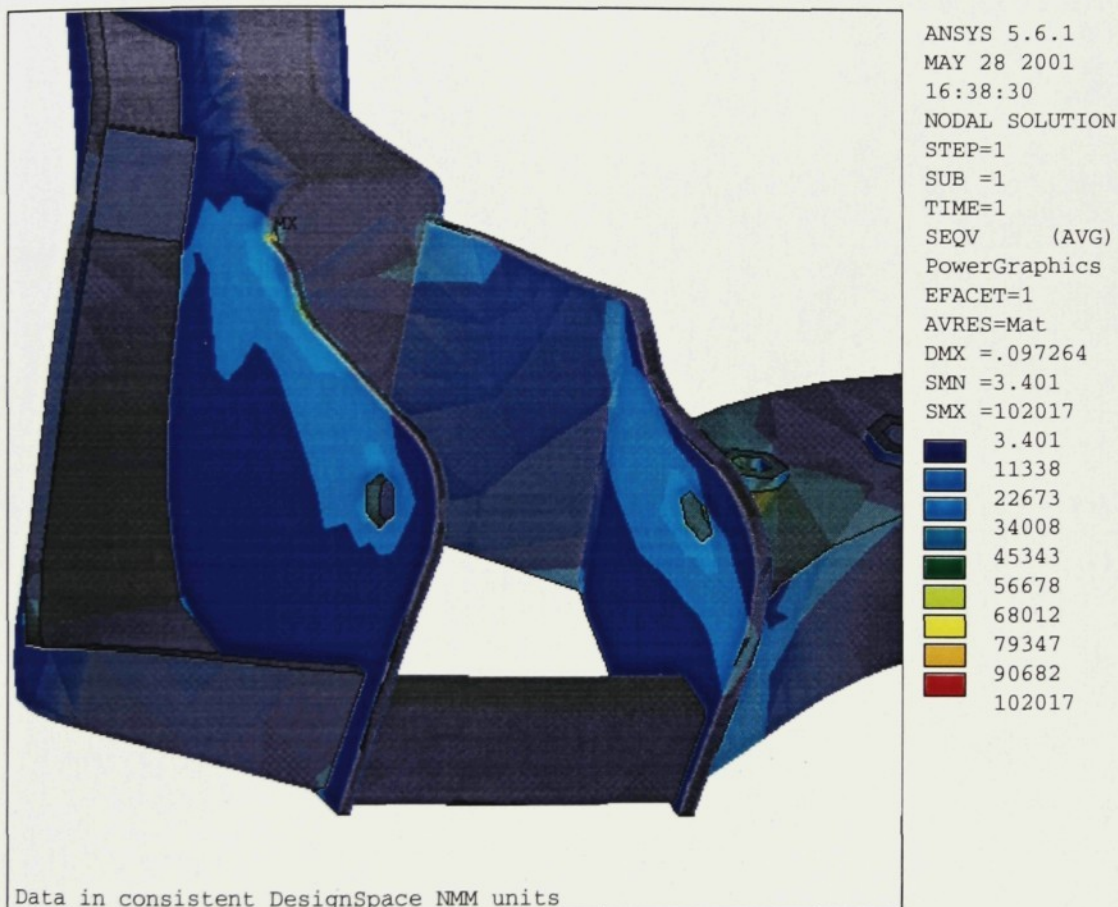


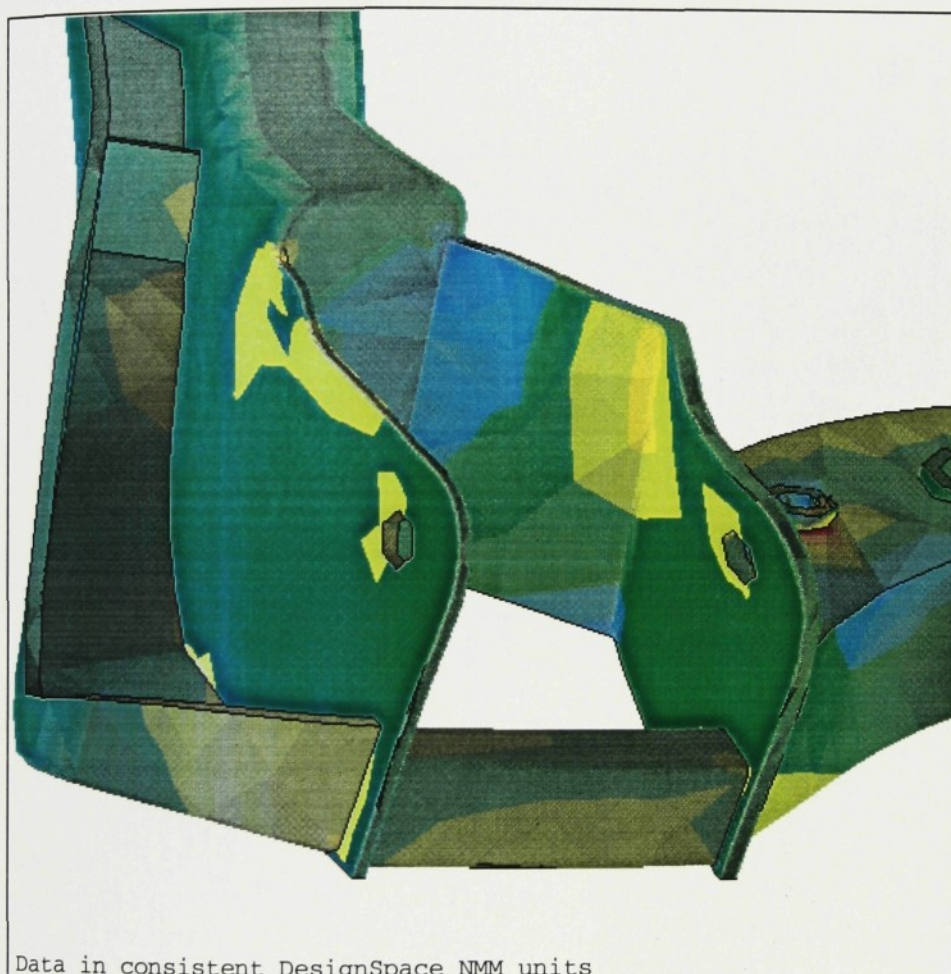




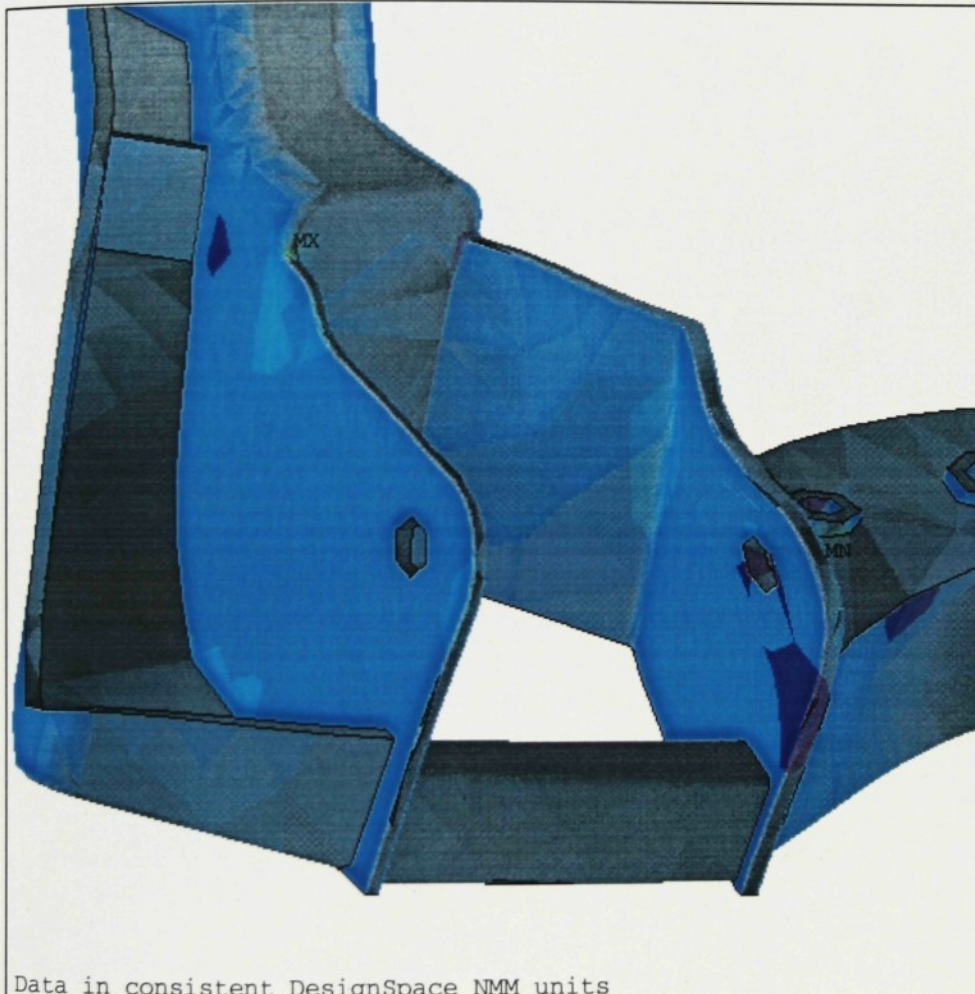
ANSYS 5.6.1
MAY 28 2001
16:14:29
DISPLACEMENT
STEP=1
SUB =1
TIME=1
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.0755

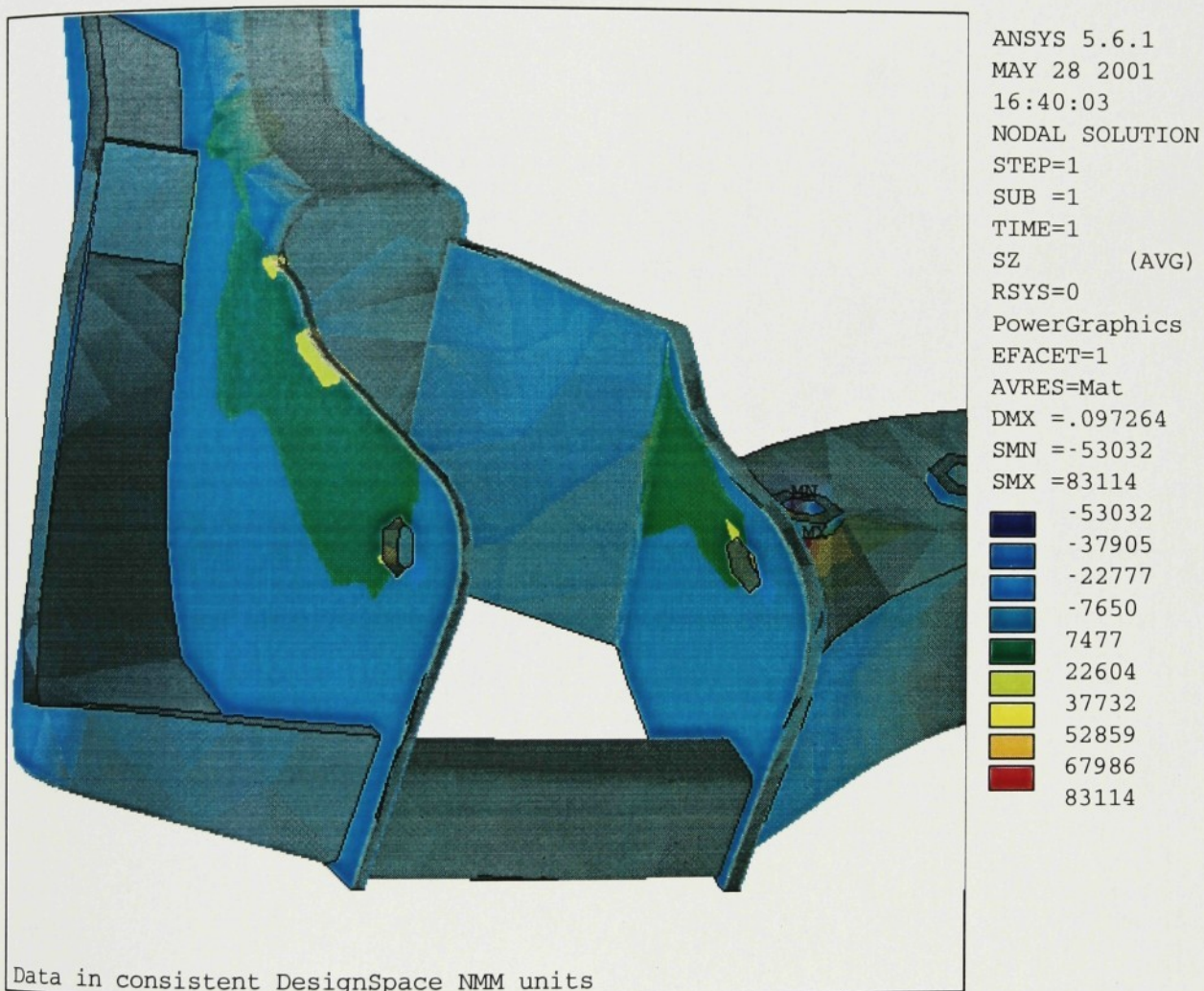
DSCA=350.166
XV =.144551
YV =.371139
ZV =.917257
*DIST=116.677
*XF =38.091
*YF =-128.214
*ZF =283.706
A-ZS=7.081
Z-BUFFER

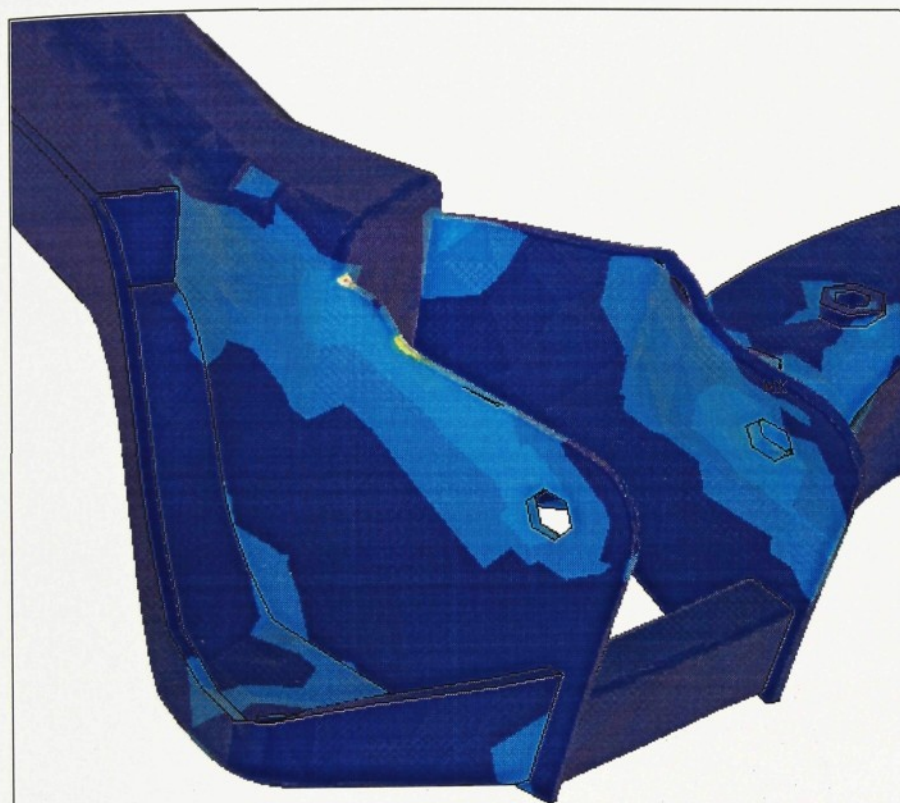




ANSYS 5.6.1
MAY 28 2001
16:39:04
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SX (AVG)
RSYS=0
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.097264
SMN =-35754
SMX =34288
-35754
-27971
-20189
-12406
-4624
3158
10941
18723
26506
34288

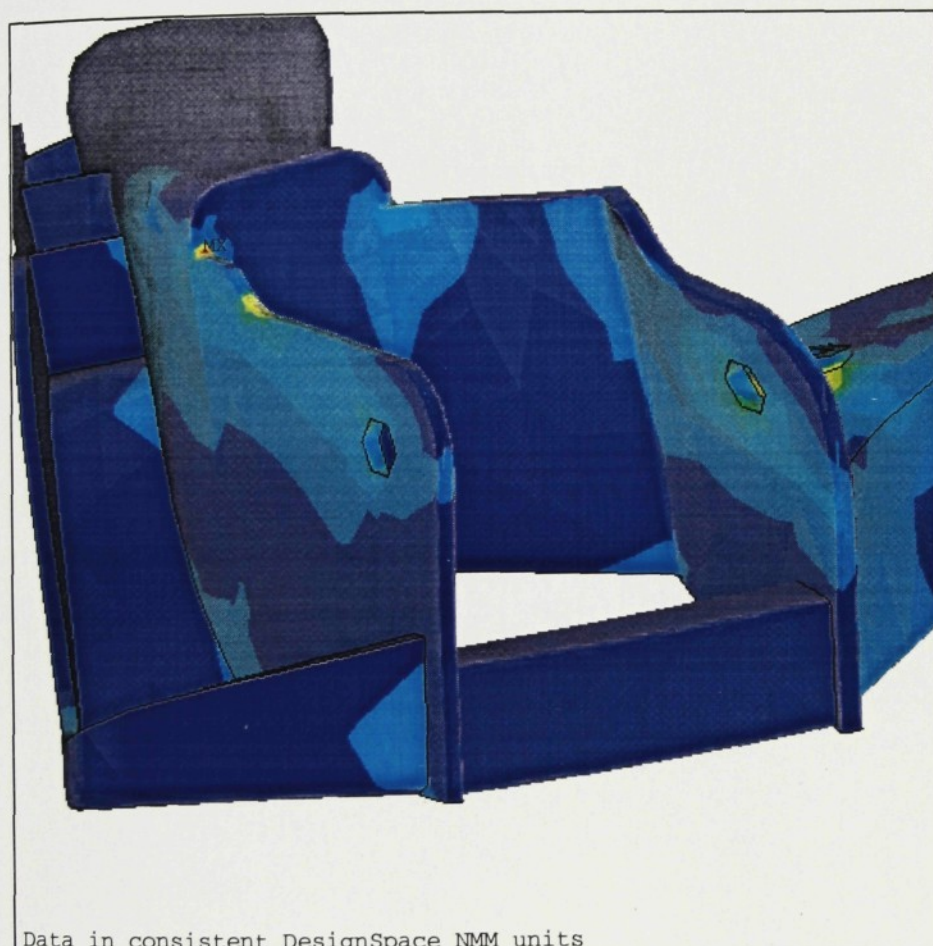






Data in consistent DesignSpace NMM units

ANSYS 5.6.1
MAY 30 2001
19:48:27
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.076337
SMN =1.023
SMX =67113
1.023
7458
14915
22372
29829
37286
44742
52199
59656
67113



ANSYS 5.6.1
MAY 30 2001
20:18:01
NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
PowerGraphics
EFACET=1
AVRES=Mat
DMX =.076291
SMN =1.049
SMX =61501
1.049
6834
13668
20501
27334
34167
41001
47834
54667
61501



ANSYS 5.6.1
 MAY 31 2001
 01:00:50
 NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (AVG)
 PowerGraphics
 EFACET=1
 AVRES=Mat
 DMX =.077309
 SMN =.865001
 SMX =67758
 .865001
 7529
 15058
 22587
 30115
 37644
 45172
 52701
 60229
 67758





