

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera

Inovace autobusových sedadel z hlediska bočního nárazu a převrácení

Bc. Radim Švadlák

Diplomová práce

2009

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky  
Akademický rok: 2008/2009

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Radim ŠVADLÁK**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**

Název tématu: **Inovace autobusových sedadel z hlediska bočního nárazu a převrácení**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

- 1) Směrnice 2001/85/EC
- 2) Inovace stávajícího provedení
- 3) Výpočet rychlosti hlavy při bočním nárazu a převrácení
- 4) Virtuální crash-test impaktorem hlavy a jeho vyhodnocení
- 5) Závěr-zhodnocení

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] Doc. Ing. Albert Bradáč, DrSc. a kolektiv. Soudní inženýrství. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 1997. 719 s. ISBN 80-7204-057-X [2] Ing. František Vlk, DrSc.. Dynamika motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. 434 s. ISBN 80-238-5273-6 [3] Prof. Ing. František Vlk, DrSc.. Stavba motorových vozidel. Brno: Nakladatelství a vydavatelství, 2003. 499 s. ISBN 80-238-8757-2 [4] Úřední věstník Evropské unie. Směrnice 2001/85/EC [online]. Dostupné z: <<http://www.eur-lex.europa.eu>>.

Vedoucí diplomové práce:

**Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce:

**20. února 2009**

Termín odevzdání diplomové práce:

**25. května 2009**

prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.

doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 13.5. 2009

Radim Švadlák

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této diplomové práce Ing. Ivo Šefčíkovi, Ph.D za odborné vedení a pomoc v průběhu vypracovávání práce.

Poděkovat bych chtěl také Ing. Janovi Pokornému za konzultace a prof. Ing. Rudolfovi Kaločovi, CSc. za poskytnutí materiálů k elementární teorii rázu.

Velké poděkování patří firmě SWELL, spol. s.r.o., která mi pomohla s vytvořením FEM-modelu a umožnila následné výpočty nárazu impaktoru hlavy v programu PAM-CRASH. Bez této pomoci by tato diplomová práce nikdy nevznikla. Konkrétně bych chtěl poděkovat Mgr. Martinovi Kopeckému za celkové vedení a kooperaci v rámci firmy SWELL, spol. s.r.o., dále pak celému kolektivu FEM-Meshování v Hořicích v Podkrkonoší pod vedením Petra Malého a celému kolektivu FEM-PAM-CRASH v Mladé Boleslavi pod vedením Ing. Martina Václavíka. Nejvíce bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Macháčkovi a Ing. Milošovi Noskovi, kteří mi pomáhali s přípravou a odladěním modelů do programu PAM-CRASH, za jejich celkovou pomoc, ochotu, trpělivost a odborné poradenství.

Na závěr bych chtěl poděkovat i svým rodičům za morální a finanční podporu a za to, že mi umožnili studovat na této univerzitě.

## **ANOTACE**

Práce se zabývá inovací autobusových sedadel z hlediska bočního nárazu a převrácení autobusu. Na model autobusového sedadla byl v programu ProENGINEER navržen „ochranný lem“, který by měl zabránit kontaktu hlavy s bočním okénkem či sloupkem skeletu autobusu. V programu PAM-CRASH bude proveden crash-test s impaktorem hlavy, při kterém se určí biomechanické zatížení hlavy, tzv. *HIC (Head Injury Criteria)*. Dalším kritériem bude, dle směrnice 74/60/EHS, hodnota zpomalení hlavy, které by nemělo přesáhnout hodnotu 80 g po spojitou dobu delší než 3 ms.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

autobusová sedadla; *HIC*; impaktor hlavy; PAM-CRASH

## **TITLE**

Innovation of bus seats for aspect of side crash and overturn

## **ANNOTATION**

The thesis deals with innovation of bus seats for aspect of side crash and overturn. The protective headrest was designed on the model of bus seat in ProENGINEER. The protective headrest should prevent a head's contact with a side window or with a body post of a bus. The crash-test will be made with impactor of head in PAM-CRASH and will be rated the head load, so-called *HIC (Head Injury Criteria)*. Another criterion will be, according to the Directive 74/60/EHS, the deceleration of the head, which shouldn't exceed 80 g continuously for more than 3 milliseconds.

## **KEYWORDS**

bus seats; *HIC*; impactor of head; PAM-CRASH

## OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>8</b>
<b>2</b>	<b>TEORETICKÁ ČÁST .....</b>	<b>9</b>
2.1	SMĚRNICE 2001/85/EC.....	9
2.1.1	<i>Definice bezpečnostní zóny.....</i>	<i>11</i>
2.2	SMĚRNICE 74/60/EHS .....	12
2.2.1	<i>Stanovení zóny nárazu hlavy .....</i>	<i>12</i>
2.2.2	<i>Postup zkoušení materiálů pohlcujících energii.....</i>	<i>13</i>
2.3	SMĚRNICE 74/408/EHS .....	14
2.3.1	<i>Statická zkouška sedadel .....</i>	<i>14</i>
2.3.2	<i>Dynamická zkouška sedadel .....</i>	<i>15</i>
2.4	SMĚRNICE 96/37/ES .....	16
<b>3</b>	<b>INOVACE STÁVAJÍCÍHO PROVEDENÍ .....</b>	<b>17</b>
<b>4</b>	<b>VÝPOČTOVÁ ČÁST .....</b>	<b>19</b>
4.1	POSTUP VÝPOČTU PŘI PŘEVŘÁCENÍ AUTOBUSU .....	19
4.1.1	<i>Výpočet rozdílu výšek těžiště .....</i>	<i>20</i>
4.1.2	<i>Stanovení celkové energie při převrácení .....</i>	<i>22</i>
4.1.3	<i>Výpočet rychlosti autobusu při převrácení.....</i>	<i>22</i>
4.1.4	<i>Zohlednění polohy hlavy.....</i>	<i>23</i>
4.1.5	<i>Rychlost hlavy při převrácení autobusu .....</i>	<i>25</i>
4.2	VÝPOČET RYCHLOSTI HLAVY PŘI BOČNÍM NÁRAZU .....	26
4.2.1	<i>Zjednodušení výpočtu .....</i>	<i>29</i>
4.2.2	<i>Závěr z výpočtů rychlostí hlavy .....</i>	<i>32</i>
4.3	STATICKÁ ZKOUŠKA SEDADLA.....	33
4.3.1	<i>Zjednodušení výpočtu .....</i>	<i>33</i>
4.3.2	<i>Analýza výsledků výpočtu .....</i>	<i>35</i>
4.3.3	<i>Závěr ze statické zkoušky.....</i>	<i>38</i>
<b>5</b>	<b>VIRTUÁLNÍ CRASH-TESTY IMPAKTOREM HLAVY .....</b>	<b>40</b>
5.1	PŘÍPRAVA FEM-MODELU.....	40
5.1.1	<i>Model impaktoru .....</i>	<i>41</i>
5.1.2	<i>Odladění modelu .....</i>	<i>42</i>
5.2	PARAMETRY CRASH-TESTŮ .....	43
5.2.1	<i>Napohování impaktoru .....</i>	<i>43</i>
5.2.2	<i>Kritérium HIC .....</i>	<i>44</i>

5.3	VÝSLEDKY CRASH-TESTŮ .....	45
5.3.1	<i>Var_0</i> .....	45
5.3.2	<i>Var_1_Polstr_M</i> .....	45
5.3.3	<i>Var_1_Polstr_T</i> .....	46
5.3.4	<i>Var_2_Polstr_T</i> .....	47
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR</b> .....	<b>49</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ</b> .....	<b>51</b>
	<b>SEZNAM GRAFŮ</b> .....	<b>52</b>
	<b>SEZNAM TABULEK</b> .....	<b>53</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b> .....	<b>54</b>
	<b>PŘÍLOHY</b> .....	<b>55</b>
	PŘÍLOHA Č. 1: Křivky zpomalení pro bod <i>A01</i> [4] .....	56
	PŘÍLOHA Č. 2: Křivky zpomalení pro bod <i>A02</i> [4] .....	57
	PŘÍLOHA Č. 3: Křivky zpomalení pro bod <i>B01</i> [4] .....	58
	PŘÍLOHA Č. 4: Křivky zpomalení pro bod <i>B02</i> [4] .....	59
	PŘÍLOHA Č. 5: Křivky zpomalení pro bod <i>C01</i> [4] .....	60
	PŘÍLOHA Č. 6: Křivky zpomalení pro bod <i>C02</i> [4] .....	61



## 1 ÚVOD

Pokud se podíváme na celkovou problematiku pasivní bezpečnosti autobusu, je zde oproti osobním automobilům jeden výrazný nedostatek a tím je absence dostatečných deformačních zón na karoserii. Tyto deformační zóny mají za úkol pohltit co nejvíce energie, která vzniká při nehodách, např. při čelním nárazu. Čím více energie se pohltí těmito záměrně deformovanými zónami, tím je menší i celkové zatížení, které působí na pasažéry a jejich vnitřní orgány.

Úlohu deformačních zón u autobusu částečně přebírají sedadla, která se v případě nárazu cestujícího zezadu, záměrně deformují. Pro autobusová sedadla jsou nejzásadnější směrnice 74/408/EHS, 74/60/EHS, 76/115/EHS, 77/541/EHS, 96/36/ES, 96/37/EHS a 96/38/EHS.

Ze směrnice 74/60/EHS vyplývá, že všechny možné zóny nárazu hlavy v interiéru se musí nechat podrobit testu, při kterém se do nich narazí maketou hlavy rychlostí  $24,1 \text{ km.h}^{-1}$  a měří se průběh zpomalení, které nesmí překročit hodnotu  $80 \text{ g}$  po spojitou dobu delší než  $3 \text{ ms}$ . Ve výpočtové části bude vypočítána rychlost autobusu při bočním nárazu a při převrácení. Výsledky budou porovnány s rychlostí dle směrnice 74/60/EHS, aby se ukázalo, jakým případům může tato rychlost odpovídat.

Kromě sedadel zde máme velice pevný skelet karoserie, který je podroben různým zkouškám, mimo jiné i na poskytnutí minimálního prostoru na přežití při převrácení autobusu. Rozměry tohoto prostoru a způsob provedení převrácení je předepsán směrnicí 2001/85/EC nebo předpisem EHK 66. Navíc je tento skelet vyroben z pevnějších materiálů než u starších autobusů a je povrchově lépe ošetřen proti korozi.

## 2 TEORETICKÁ ČÁST

V této části budou popsány směrnice 2001/85/EC, 74/60/EHS a 74/408/EHS, které mají přímý vliv na konstrukci sedadel a skeletu autobusu. Úplné znění směrnic je možné najít na internetové adrese [www.eur-lex.europa.eu](http://www.eur-lex.europa.eu).

### 2.1 SMĚRNICE 2001/85/EC

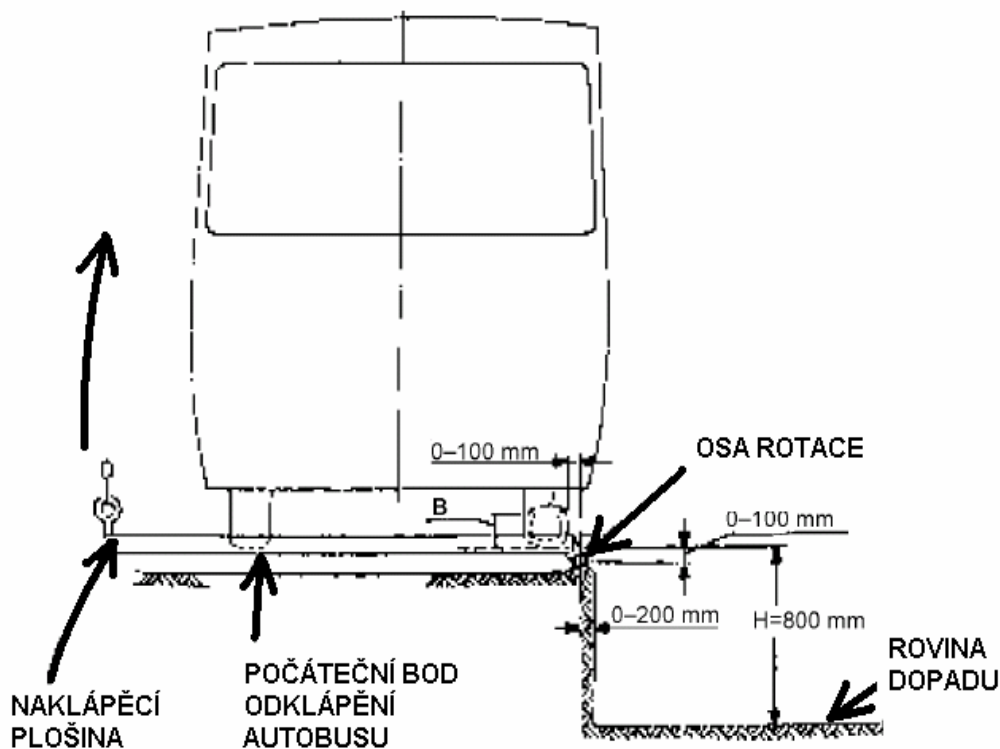
Tato směrnice, vydaná 20. listopadu 2001, stanovuje požadované rozměry prostoru pro cestující a provádění testu převrácení. Cílem tohoto testu je zjistit, zda deformace vzniklé převrácením autobusu nezasahují do tzv. prostoru pro přežití.

Autobus by měl být k tomuto testu připraven dle následujících podmínek:

- všechna polohovací sedadla, včetně řidičova, by měla být umístěna ve své nejvíce svislé poloze a zároveň, pokud jsou i výškově nastavitelná, tak i ve své nejvyšší možné poloze,
- všechny dveře a okna, která lze otevřít, by měla být řádně zavřena, ovšem ne zamčena,
- pneumatiky autobusu by měly být nahuštěny na předepsaný tlak, který udává výrobce,
- pokud je autobus vybaven vzduchovým pérováním, měl by být zajištěn přívod vzduchu do vzduchových pružin.

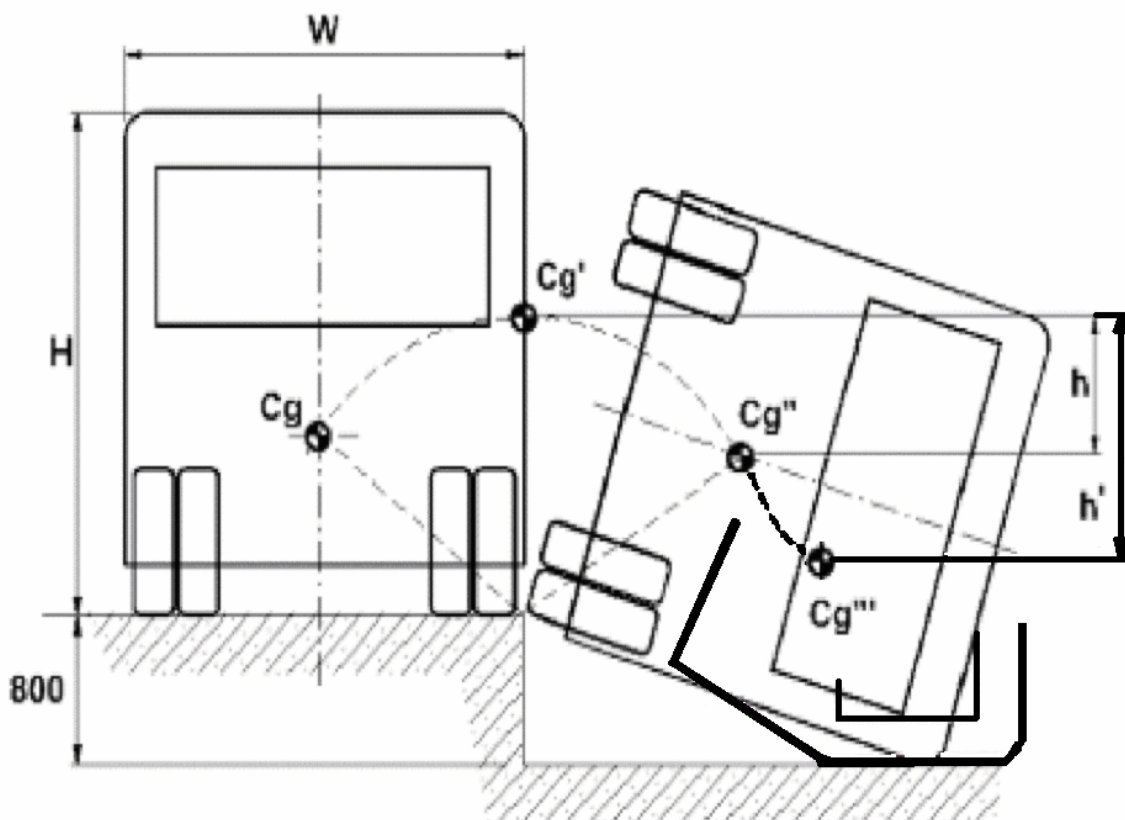
Samotný test se provádí tak, že se autobus umístí na naklápěcí plošinu. Plošina se natáčí kolem osy rotace, která je rovnoběžná s podélnou osou autobusu. Osa rotace je dána průsečnicí roviny vozovky a svislé roviny pravého bočního povrchu pneumatiky autobusu. Pneumatiky autobusu musí být zabezpečeny proti příčnému sklouznutí po plošině v průběhu převrácení. Převrácení musí být plynulé bez jakýchkoliv dynamických rázů. Rychlost naklápění by neměla v žádném případě překročit úhlovou rychlost  $5^\circ$  za sekundu ( $0,087 \text{ rad}\cdot\text{sec}^{-1}$ ). Plošina se zvedá do takové polohy, v níž se autobus samovolně překlopí a padá volným pádem na dopadovou plochu, která se musí nacházet minimálně  $800 \text{ mm}$  pod úrovní výchozí pozice autobusu. Autobus musí dopadnout na plochu (nejlépe betonovou),

kteřá se nedeformuje. Umístění autobusu a celého zkušebního zařízení (obr. 1) je přesně definováno.



**Obr. 1: Postup zkoušky převrácení [1]**

Autobus má v průběhu převrácení několik charakteristických poloh (obr. 2). Výchozí poloha autobusu na naklápěcí plošině je definována jeho polohou těžiště  $C_g$ . Poté je autobus postupně naklápěn až se dosáhne rovnovážné nestabilní polohy, která je charakterizována polohou těžiště  $C_g'$ . Tato poloha je poslední v níž se autobus dotýká všemi koly naklápěcí plošiny. Poté následuje volný pád charakterizovaný polohou těžiště  $C_g''$ . Autobus následně dopadá na betonovou plochu a částečně se deformuje, viz poloha  $C_g'''$ .



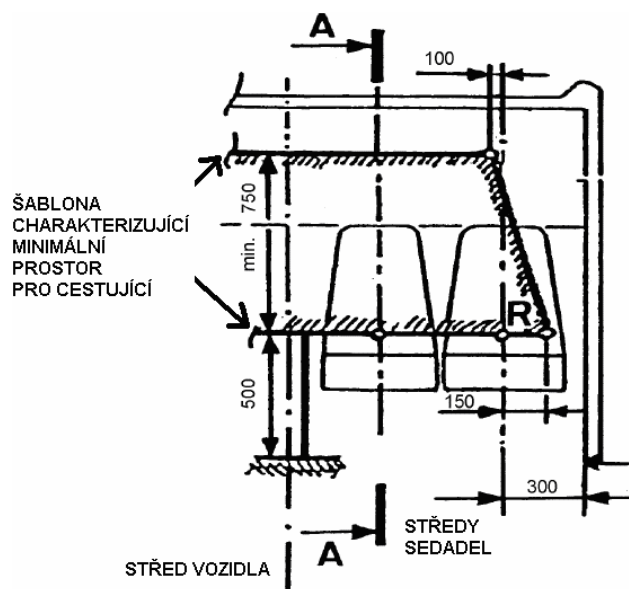
**Obr. 2: Polohy autobusu při převrácení [1]**

Tento test není nutné provádět s celým autobusem, ale lze použít i jednotlivé části karoserie, tzv. *okenní segmenty*.

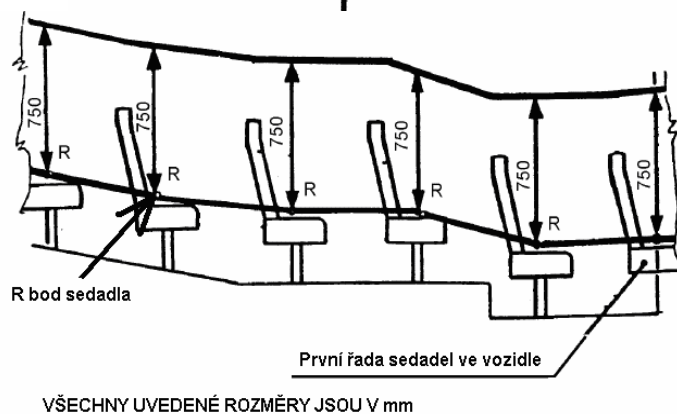
### 2.1.1 Definice bezpečnostní zóny

Bezpečnostní zóna, nebo-li minimální prostor pro cestující, musí být zachována při případné nehodě, respektive převrácení autobusu. Způsob převrácení je popsán v předešlém bodě 2.1. Tento prostor se měří šablonou, která by se dala charakterizovat jako část lichoběžníku o výšce  $750\text{ mm}$ . Po převrácení autobusu se tato šablona umístí do výšky  $500\text{ mm}$  nad podlahou autobusu a kontroluje se, zda případné deformace nezasahují do prostoru vyznačeném touto šablonou. Ze způsobu měření (obr. 3) je jasně patrné, k jakým případným deformacím může dojít.

Minimální prostor  
v příčném směru



Minimální prostor  
v podélném směru



**Obr. 3: Minimální prostory pro cestující [1]**

## 2.2 SMĚRNICE 74/60/EHS

Tato směrnice byla vydaná 17. prosince 1973 a popisuje způsob určení zóny nárazu hlavy a postupy při zkoušení materiálů pohlcujících energii. Dále také popisuje určení tzv. *H-bodu* sedadla, který udává polohu osoby sedící v prostoru pro cestující. Tento *H-bod* je důležitý pro jakékoliv měření a zkoušky týkající se sedadel, neboť se s jeho pomocí definuje umístění zkušebních a měřících zařízení, působíště sil a atd.

### 2.2.1 Stanovení zóny nárazu hlavy

Zóna nárazu hlavy zahrnuje veškeré nezasklené plochy vnitřku vozidla, které mohou přijít do statického styku s kulovou maketou hlavy o průměru 165 mm, která je nedílnou

součástí měřicího zařízení, jehož délkový rozměr od otočného bodu kyčle k vrcholu hlavy je plynule seřiditelný v rozsahu od 736 mm do 840 mm.

Otočný bod měřicího zařízení se umístí níže uvedeným způsobem na každé místo k sedění stanovené výrobcem.

V případě posuvných sedadel:

- v *H-bodě*,
- v bodě nacházejícím se 127 mm ve vodorovném směru před *H-bodem* a ve výšce, která vyplývá ze změny výšky *H-bodu* způsobené posunem o 127 mm, nebo ve výšce 19 mm.

V případě neposuvných sedadel v *H-bodě* dotyčného sedadla.

Jestliže při uspořádání v rámci výše uvedených mezí se při svislé poloze zkušebního zařízení žádné body dotyku nezjistí, stanoví se možné body dotyku otáčením měřicího zařízení dopředu a dolů při opisování všech oblouků ve svislých rovinách až do roviny, která svírá s podélnou svislou rovinou vozidla úhel 90° a prochází *H-bodem*.

„Bodem dotyku“ je bod, v němž se hlava zařízení dotkne části vnitřku vozidla. Pohyb směrem dolů je omezen polohou, ve které je maketa hlavy tečná k vodorovné rovině nacházející se ve výšce 25,4 mm nad *H-bodem*.

### 2.2.2 Postup zkoušení materiálů pohlcujících energii

Materiál pohlcující energii se zkouší připevněný ke konstrukčnímu prvku, na kterém má být instalován ve vozidle. Zkouška se pokud možno provede přímo na karoserii. Uvedený konstrukční prvek nebo karoserie se spolehlivě upevní ke zkušební stoličce takovým způsobem, aby se při nárazu neposunuly. Zkouška probíhá tak, že se zkušebním přístrojem, který má simulovat lidskou hlavu, narazí do středu předpokládané zóny nárazu hlavy rychlostí  $24,1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Této rychlosti se dosáhne buď pouhou gravitační energií vychýleného kyvadla, nebo použitím přídavného hnacího zařízení. Důležité je, aby zpomalení makety hlavy nepřekročilo 80 g po spojitou dobu delší než 3 ms. Hodnota zpomalení je průměrem z údajů obou měřičů zrychlení.

Zkušební přístroj se skládá z kyvadla, jehož otočný čep je uložen na kuličkových ložiskách a jehož redukovaná hmotnost ve středu nárazu je 6,8 kg. Spodní konec kyvadla tvoří

tuhá maketa hlavy o průměru *165 mm*, jejíž střed je shodný se středem nárazu kyvadla. Maketa hlavy je opatřena dvěma měřiči zrychlení a zařízením na měření rychlosti, které umožňuje měřit hodnoty ve směru nárazu.

## 2.3 SMĚRNICE 74/408/EHS

Tato směrnice, vydaná 22. července 1974, pojednává o pevnosti sedadel a jejich ukotvení. Nejzásadnější pro výrobce jsou předepsané zkoušky pevnosti různých součástí. Postup jejich provádění je přesně definován a jejich úspěšné splnění je nezbytné k schválení k provozu (homologaci). Velká část této směrnice byla v době jejího vzniku určena pouze pro vozidla kategorie M1.

Na sedadla vozů kategorie M2 a M3 byly kladeny pouze následující obecné požadavky. Sedadla a lavicová sedadla musí být pevně připojena k vozidlu a zároveň je musí být možno automaticky zablokovat ve všech určených polohách. Seřiditelná opěradla sedadel musí být možno zablokovat ve všech určených polohách. Všechna sedadla, která mohou být sklopena dopředu nebo mají dopředu sklopná opěradla, musí se automaticky zablokovat v obvyklé poloze.

Samotné sedadlo směřující dopředu je definováno jako sedadlo, které lze používat, pokud je vozidlo v pohybu a které směřuje směrem k přední části vozidla tak, že svislá rovina souměrnosti sedadla svírá se svislou rovinou souměrnosti vozidla úhel menší než  $+10^\circ$  nebo  $-10^\circ$ .

K této směrnici existuje ekvivalentní předpis EHK R17, vydaný OSN.

Ze samotné směrnice je nejpodstatnější, že předepisuje provádění statické nebo dynamické zkoušky sedadel.

### 2.3.1 *Statická zkouška sedadel*

Účelem této zkoušky je zjistit u zkoušených sedadel, zda jsou uživatelé sedadel dobře zadržováni sedadly, která jsou před nimi. Dále pak, zda uživatelům sedadel nehrozí vážné poranění a zda jsou sedadlo a části jeho upevnění dostatečně pevné.

Pro úspěšné splnění této zkoušky je potřeba splnit tři kritéria:

- 1) Maximální výchylka působišť každé síly nesmí překročit  $400\text{ mm}$ . Tato výchylka je měřená ve vodorovné rovině a v podélné střední rovině dotyčného místa k sedění (v místě hrudníku). Silou se působí na zadní část sedadla v každé jeho poloze místa k sedění. Tato síla se určuje ze vztahu:  $\frac{1\ 000}{H_1} \pm 50\text{ N}$ . Hodnota výšky  $H_1$  se pohybuje v rozmezí  $0,7\text{--}0,8\text{ m}$ , přesnou hodnotu určí výrobce.
- 2) obdobně jako v bodě 1) s tím rozdílem, že maximální výchylka působišť každé síly (odpovídá místě hrudníku) není menší než  $100\text{ mm}$ .
- 3) Maximální výchylka působišť každé síly nesmí být menší než  $50\text{ mm}$ . Tato výchylka je měřená ve vodorovné rovině a v podélné střední rovině dotyčného místa k sedění (odpovídá místě kolen). Silou se působí současně na každou zadní část sedadla odpovídající každému místu k sedění na sedadle, síla působí ve stejné svislé rovině a ve stejném směru ve výšce  $H_2$ . Tato síla se určuje ze vztahu:  $\frac{2\ 000}{H_2} \pm 100\text{ N}$ . Hodnota výšky  $H_2$  se pohybuje v rozmezí  $0,45\text{--}0,55\text{ m}$ , přesnou hodnotu určí výrobce.

Důležité je, aby se během zkoušky žádná část sedadla, jeho připevnění nebo příslušenství zcela neoddělila. Sedadlo by mělo po zkoušce zůstat pevně uchyceno, i když se jedno nebo více ukotvení částečně oddělí. Veškeré blokovací systémy by měly zůstat po celou dobu zkoušky zablokovány. Po zkoušce nesmí žádná konstrukční část sedadla nebo příslušenství vykazovat lom, ostré nebo špičaté hrany nebo rohy, které by mohly způsobit poranění.

### 2.3.2 Dynamická zkouška sedadel

Při této zkoušce se používají zkušební figuríny, které se usadí na zkoušené sedadlo, které je pomocí zkušební plošiny upevněno na vozík. Vozík s figurínou se poté nechá narazit rychlostí  $30\text{--}32\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  do překážky. Charakteristika zpomalení vozíku je přesně definována. Při nárazu se měří zpomalení figuríny na její hlavě, hrudi a stehnech. To je důležité pro stanovení biomechanických kritérií pro hlavu, hrud' a stehna. Jelikož zkušební figuríny



(tzv. OSKAŘI) jsou finančně poměrně nákladná záležitost, výrobci autobusů většinou tuto zkoušku neprovádí a soustředí se pouze na statickou zkoušku pevnosti sedadel.

#### 2.4 Směrnice 96/37/ES

Tato směrnice, vydaná 14. srpna 1996, výrazně upravuje výše uvedenou směrnici 74/408/EHS, neboť rozšiřuje její platnost i na vozidla kategorie M2 a M3, tedy autobusy. Povinnost plnit tuto směrnici je od 1. října 1999.

### 3 INOVACE STÁVAJÍCÍHO PROVEDENÍ

Jak již bylo napsáno v úvodu, model sedadla byl zhotoven v programu ProENGINEER. Základní vnější rozměry byly použity z technické dokumentace firmy C.I.E.B Kahovec, spol. s.r.o., které jsou volně ke stažení na internetové adrese [www.cieb.cz](http://www.cieb.cz).

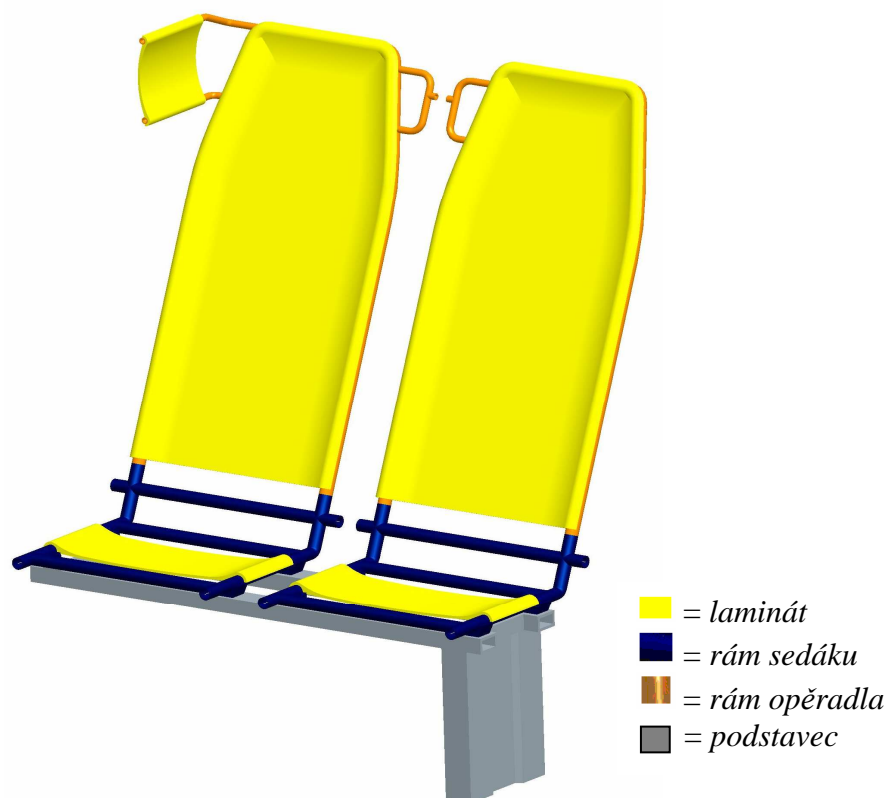
Samotná vnitřní struktura sedadla nemusí přesně odpovídat skutečnosti, nicméně základem je svařovaný ohýbaný trubkový rám (rozdělený na rám opěradla a rám sedáku), který se používá i ve skutečnosti. Profil a trajektorie samotného rámu je již dle vlastního návrhu. Vnější průměr trubky byl zvolen 22 mm a tloušťka stěny 2 mm, obě hodnoty odpovídají normě DIN 2393-1 (rozměry přesných svařovaných trubek zvláštní rozměrové přesnosti). Na trubkový rám jsou ještě upevněny laminátové desky, které by měly vyztužit polstrování sedadla.

Vnější podobu sedadla nám zobrazuje obr. 4 (zelená část je přidáný „ochranný lem“).



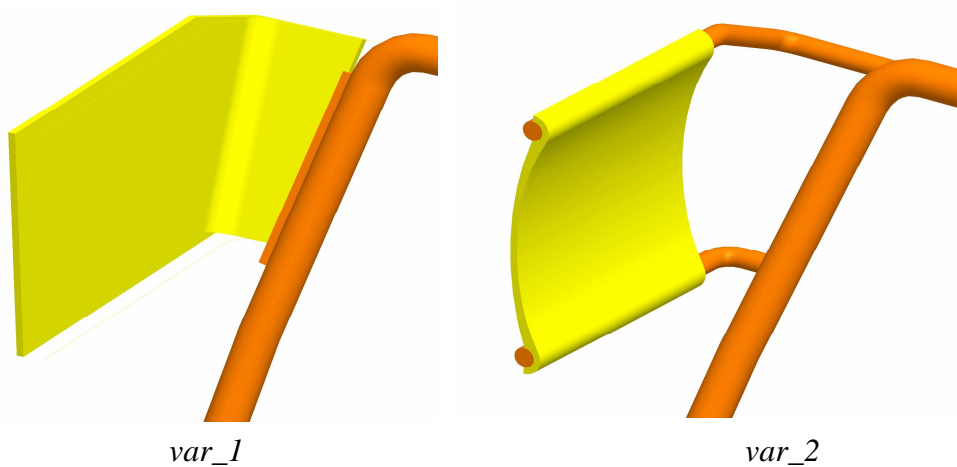
**Obr. 4: Vnější podoba sedadla**

Na obr. 5 je zobrazena vnitřní struktura jak sedadla tak i „ochranného lemu“.



**Obr. 5: Vnitřní struktura sedadla**

Pro samotný „ochranný lem“ byly navrženy dvě varianty. První varianta (*var\_1*) je jednodušší (obr. 6) a spočívá v laminátové desce ohnuté o  $90^\circ$  a připevněné přímo na trubkový rám opěradla. Druhá varianta (*var\_2*) se skládá z přidaného pomocného trubkového rámu a laminátové desky. Pomocný rám je v zadní části ohnut o  $90^\circ$  a přivařen přímo na rám opěradla.



**Obr. 6: Konstrukce „ochranného lemu“**

## 4 VÝPOČTOVÁ ČÁST

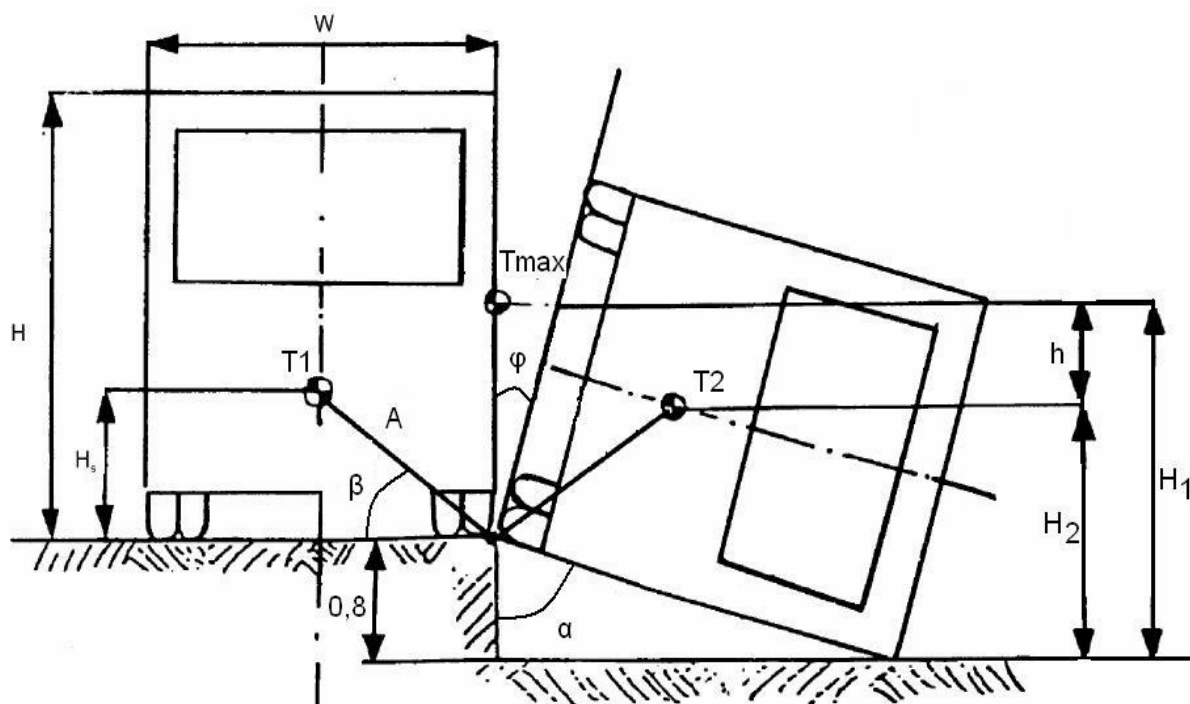
Aby byla představa, jakým případům může ve skutečnosti odpovídat rychlost hlavy  $24,1 \text{ km.h}^{-1}$ , která se používá při zkoušce dle směrnice 74/60/EHS, bude v následující části vypočítána rychlost hlavy při převrácení autobusu a bočním nárazu.

Dále ještě bude model sedadla podroben statické zkoušce dle směrnice 74/408/EHS (respektive 96/37/ES) v programu ProENGINEER.

Většina parametrů, především hmotnostních a rozměrových, odpovídá autobusu Iveco Arway 12M, domácího výrobce firmy Iveco Czech Republic, a.s.

### 4.1 POSTUP VÝPOČTU PŘI PŘEVŘÁCENÍ AUTOBUSU

Pro výpočet rychlosti autobusu při převrácení bude použita směrnice 2001/85/EC, která přímo určuje způsob výpočtu celkové energie při převrácení autobusu. Z této celkové energie pak bude vypočítána i celková rychlost autobusu při převrácení. Potřebné parametry pro výpočet popisuje obr. 7.



Obr. 7: Parametry při převrácení [1]

Samotná směrnice 2001/85/EC stanovuje výpočet celkové energie dle vzorce:

$$E = 0,75 \cdot m \cdot g \cdot h,$$

kde  $m$  je pohotovostní hmotnost autobusu,  $g$  je gravitační zrychlení a  $h$  je rozdíl maximální a minimální polohy těžiště.

V případě, kdy jsou známy všechny základní rozměry, lze dle směrnice použít následující vzorec:

$$E = 0,75 \cdot m \cdot g \cdot \left[ \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_s^2} - \frac{W}{2 \cdot H} \sqrt{H^2 - 0,8^2} + 0,8 \cdot \frac{H_s}{H} \right].$$

#### 4.1.1 Výpočet rozdílu výšek těžiště

Potřebné parametry pro výpočet:

- pohotovostní hmotnost autobusu  $m = 10\,560\text{ kg}$ ,
- šířka autobusu  $W = 2,55\text{ m}$ ,
- výška autobusu  $H = 3,395\text{ m}$ ,
- předpokládaná výška těžiště  $H_s = 1,1\text{ m}$ .

Nejprve se vypočítá úhel  $\beta$  a to z parametrů výšky těžiště  $H_s$  a šířky autobusu  $W$ :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{H_s}{0,5 \cdot W}, \\ \operatorname{tg} \beta &= \frac{1,1}{0,5 \cdot 2,55} = 0,863 \text{ rad}, \\ \Rightarrow \beta &= 40^{\circ}47'. \end{aligned}$$

Pomocí funkce cosinus úhlu  $\beta$  se vypočítá vzdálenost těžiště od osy naklápění:

$$\begin{aligned} \cos \beta &= \frac{0,5 \cdot W}{A}, \\ \Rightarrow A &= \frac{0,5 \cdot W}{\cos \beta}, \\ \Rightarrow A &= \frac{0,5 \cdot 2,55}{\cos 40^{\circ}47'} = 1,684 \text{ m}. \end{aligned}$$

Maximální výška těžiště se pak bude rovnat:

$$H_1 = 0,8 + A,$$

$$\Rightarrow H_1 = 0,8 + 1,684 = 2,484 \text{ m.}$$

Dále se vypočítá velikost úhlu  $\alpha$  z parametrů výšky autobusu  $H$  a vzdálenosti osy naklápění od roviny dopadu (0,8 m):

$$\cos \alpha = \frac{0,8}{H},$$

$$\cos \alpha = \frac{0,8}{3,395} = 0,235 \text{ rad,}$$

$$\Rightarrow \alpha = 76^{\circ}22'.$$

Poté se vypočítá velikost úhlu  $\varphi$ :

$$\varphi = 180^{\circ} - 90^{\circ} - \alpha,$$

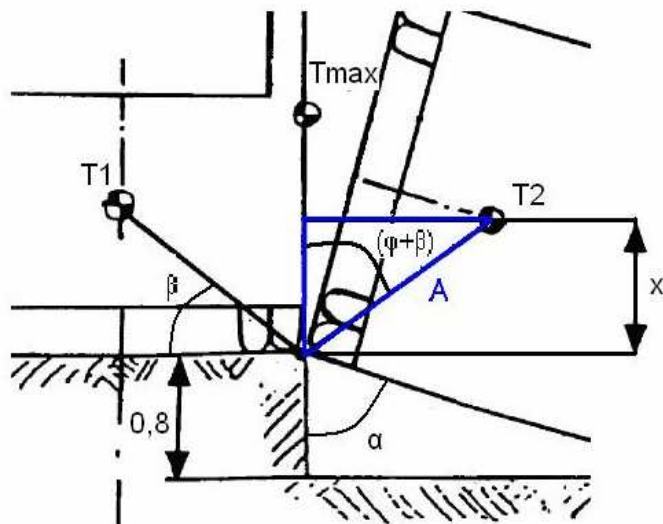
$$\Rightarrow \varphi = 180^{\circ} - 90^{\circ} - 76^{\circ}22' = 13^{\circ}38'.$$

Nyní se vypočítá velikost úsečky  $x$  (obr. 8):

$$\cos(\beta + \varphi) = \frac{x}{A},$$

$$\Rightarrow x = A \cdot \cos(\beta + \varphi),$$

$$\Rightarrow x = 1,684 \cdot \cos(40^{\circ}47' + 13^{\circ}38') = 0,980 \text{ m.}$$



Obr. 8: Detail výpočtu úsečky  $x$

Dále se vypočítá velikost výšky těžiště po dopadu:

$$H_2 = 0,8 + x,$$
$$\Rightarrow H_2 = 0,8 + 0,980 = 1,78 \text{ m.}$$

Velikost rozdílu výšek  $H_1$  a  $H_2$  se rovná hledané výšce  $h$ :

$$h = H_1 - H_2,$$
$$\Rightarrow h = 2,484 - 1,78 = 0,704 \text{ m.}$$

#### 4.1.2 Stanovení celkové energie při převrácení

Když už je známa hodnota  $h$ , může se vypočítat celková energie při převrácení autobusu:

$$E = 0,75 \cdot m \cdot g \cdot h,$$
$$\Rightarrow E = 0,75 \cdot 10\,560 \cdot 9,81 \cdot 0,704 = 54\,697,42 \text{ J.}$$

Pro kontrolu se může použít druhý vzorec:

$$E = 0,75 \cdot m \cdot g \cdot \left[ \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_s^2} - \frac{W}{2 \cdot H} \sqrt{H^2 - 0,8^2} + 0,8 \cdot \frac{H_s}{H} \right],$$
$$\Rightarrow E = 0,75 \cdot 10\,560 \cdot 9,81 \cdot \left[ \sqrt{\left(\frac{2,55}{2}\right)^2 + 1,1^2} - \frac{2,55}{2 \cdot 3,395} \sqrt{3,395^2 - 0,8^2} + 0,8 \cdot \frac{1,1}{3,395} \right] = 54\,697,42 \text{ J.}$$

Takto je možné si ověřit, že způsob výpočtu rozdílu výšek těžišť je správný, neboť obě hodnoty energií se sobě rovnají.

#### 4.1.3 Výpočet rychlosti autobusu při převrácení

Nyní se z celkové energie může vypočítat rychlost autobusu při převrácení:

$$E = \frac{1}{2} m \cdot v^2,$$

$$\Rightarrow v = \sqrt{\frac{2 \cdot E}{m}},$$

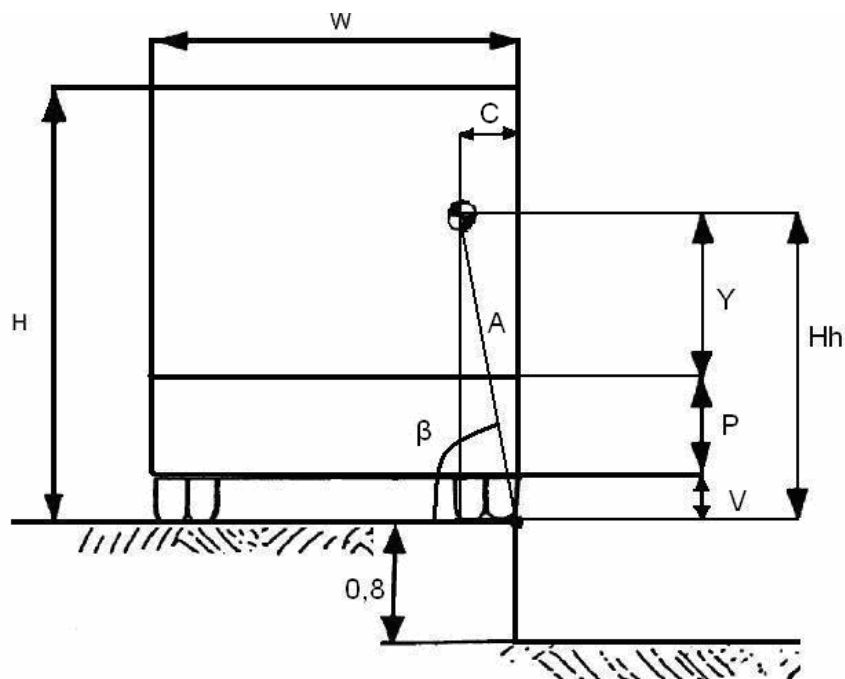
$$\Rightarrow v = \sqrt{\frac{2 \cdot 54\,697,42}{10\,560}} = 3,219 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 11,59 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}.$$

Autobus má tedy při prvním kontaktu s dopadovou rovinou rychlost  $v = 11,59 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ .

#### 4.1.4 Zohlednění polohy hlavy

V následujícím výpočtu se určí, jaká je rychlost v předpokládaném místě hlavy. Postup bude naprosto stejný jako v předešlém případě. K výpočtu budou nově potřeba níže uvedené parametry (obr. 9):

- světlá výška autobusu  $V = 0,295 \text{ m}$ ,
- výška podlahy autobusu  $P = 0,860 \text{ m}$ ,
- výška sedadla  $Y = 1,17 \text{ m}$ ,
- vzdálenost hlavy od boční stěny autobusu  $C = 0,4 \text{ m}$ ,
- ostatní parametry ( $W, H, \varphi, \alpha$ ) se nemění.



Obr. 9: Poloha hlavy v autobusu



Protože je potřeba určit největší možnou hodnotu rychlosti, je při zvolení polohy hlavy brána v úvahu poloha na sedadle, které je nejbližší k ose naklápění, tím by se mělo dosáhnout největší hodnoty  $h$  a tím i největší hodnoty energie.

Nejdříve se vypočítá celková výška hlavy  $H_h$ :

$$H_h = V + P + Y,$$

$$\Rightarrow H_h = 0,295 + 0,860 + 1,170 = 2,325 \text{ m.}$$

První parametr, který se změní, je hodnota úhlu  $\beta$ , který se nově vypočítá z parametrů celkové výšky hlavy  $H_h$  a vzdálenosti hlavy  $C$  od boční stěny autobusu:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{H_h}{C},$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2,325}{0,4} = 5,812 \text{ rad,}$$

$$\Rightarrow \beta = 80^{\circ}14'.$$

Se změnou úhlu  $\beta$  se změní i hodnota  $A$ :

$$\cos \beta = \frac{C}{A},$$

$$\Rightarrow A = \frac{C}{\cos \beta},$$

$$\Rightarrow A = \frac{0,4}{\cos 80^{\circ}14'} = 2,357 \text{ m.}$$

Maximální výška těžiště se pak bude rovnat:

$$H_1 = 0,8 + A,$$

$$\Rightarrow H_1 = 0,8 + 2,357 = 3,157 \text{ m.}$$

Úhel  $\varphi$  se nezměnil, proto se může rovnou vypočítat velikost úsečky  $x$ :

$$\cos(\beta + \varphi) = \frac{x}{A},$$

$$\Rightarrow x = A \cdot \cos(\beta + \varphi),$$

$$\Rightarrow x = 2,357 \cdot \cos(80^{\circ}14' + 13^{\circ}38') = -0,159 \text{ m.}$$

Nyní se vypočítá velikost výšky těžiště po dopadu:

$$H_2 = 0,8 + x,$$
$$\Rightarrow H_2 = 0,8 - 0,159 = 0,641 \text{ m}.$$

Velikost rozdílu výšek  $H_1$  a  $H_2$  se rovná hledané výšce  $h$ :

$$h = H_1 - H_2,$$
$$\Rightarrow h = 3,157 - 0,641 = 2,516 \text{ m}.$$

Když je známa hodnota  $h$ , může se vypočítat celková energie při převrácení autobusu v místě polohy hlavy:

$$E_h = 0,75 \cdot m \cdot g \cdot h,$$
$$\Rightarrow E_h = 0,75 \cdot 10\,560 \cdot 9,81 \cdot 2,516 = 195\,481,12 \text{ J}.$$

#### 4.1.5 Rychlost hlavy při převrácení autobusu

Nyní se už může vypočítat rychlost při převrácení v místě předpokládané polohy hlavy:

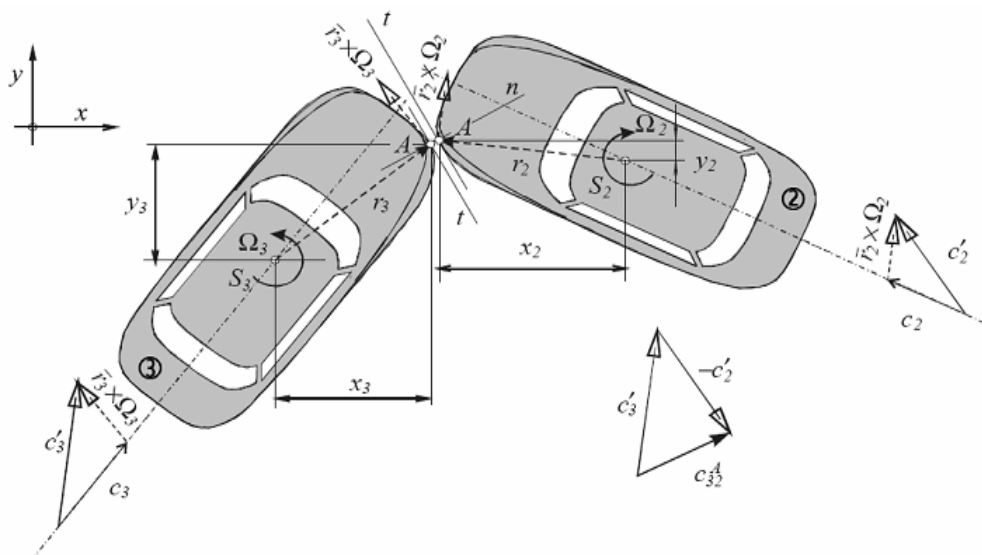
$$E_h = \frac{1}{2} m \cdot v_h^2,$$
$$\Rightarrow v_h = \sqrt{\frac{2 \cdot E_h}{m}},$$
$$\Rightarrow v_h = \sqrt{\frac{2 \cdot 195\,481,12}{10\,560}} = 6,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 21,9 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}.$$

Při prvním kontaktu autobusu s dopadovou rovinou, by v uvažované poloze hlavy měla být rychlost  $21,9 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ .

## 4.2 VÝPOČET RYCHLOSTI HLAVY PŘI BOČNÍM NÁRAZU

K popisu vlastního průběhu nárazu vozidel bude použita elementární teorie rázu [2]. Základním předpokladem pro řešení jsou známé rychlosti přímé jízdy  $c_2, c_3$  těsně před střetem a známé úhlové rychlosti  $\Omega_2, \Omega_3$ , jejichž smysly odpovídají reakcím obou řidičů před nárazem. Bod  $A$  je bodem střetu. Do tohoto bodu se položí normála  $n$  a tečna  $t$ . Základní souřadnicový systém je  $x, y$ . Souřadnice těžiště  $S_2, S_3$  obou vozů jsou vztaženy vzhledem k bodu  $A$ . Pro lepší přehlednost je na obr. 10 zakreslena soumězná poloha obou vozidel před nárazem.

Rychlosti před nárazem jsou označeny symboly  $c, \Omega$  a rychlosti po nárazu  $v, \omega$ .



**Obr. 10 : Soumězná poloha vozidel před nárazem [2]**

Nejdříve se musí určit vektor relativní rychlosti obou vozidel v bodě  $A$ , např. vektor  $\bar{c}_{32}^A$ . Ze symbolické rovnice rozkladu pohybu  $31 = 32 + 21$  vyplyne schéma  $32 = 31 - 21$ , takže pro rychlosti lze napsat:

$$\bar{c}_{32}^A = \bar{c}_{31}^A - \bar{c}_{21}^A,$$

a také (viz radiusvektory  $r_2, r_3$  na obr.10):

$$\bar{c}_{32}^A = (\bar{c}_3 + \bar{r}_3 \times \Omega_{31}) - (\bar{c}_2 + \bar{r}_2 \times \Omega_{21}),$$

nebo kompaktněji:

$$\bar{c}_{32}^A = \bar{c}_3' - \bar{c}_2'.$$

Rychlosti  $c_2'$  a  $c_3'$  a relativní rychlost  $\bar{c}_{32}^A$  jsou uvedeny na obr.10 .

Je zřejmé, že obecně není nositelka relativní rychlosti  $\bar{c}_{32}^A$  totožná s tečnou  $t$ . V bodě střetu  $A$  tedy dochází ke skluzu, tj. vedle normálové síly  $N$  vzniká tečná síla  $T$  (obr. 11). Síly  $T$  jsou vyznačeny prázdnou a vyplněnou šipkou. S ohledem na smysl složky relativní rychlosti  $c_{32}^A$  je zřejmé, že prázdná šipka vyjadřuje tečný účinek tělesa 2 na těleso 3. Vyplněná šipka pak určuje účinek opačný (reakční). Totéž platí pro normálovou sílu  $N$ .

Vnímají-li se jen síly  $N$  a  $T$ , které jsou v podstatě větší nežli tečné síly mezi vozovkou a pneumatikami, mají pohybové rovnice následující tvar:

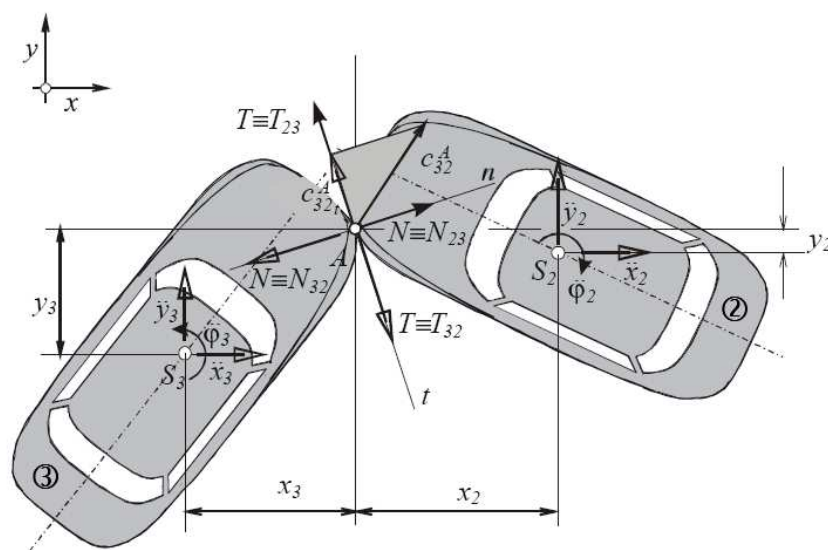
těleso 2

$$\begin{aligned} m_2 \cdot \ddot{x}_2 &= +N_x - T_x, \\ m_2 \cdot \ddot{y}_2 &= +N_y + T_y, \\ J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 &= +N_x \cdot y_2 + N_y \cdot x_2 - T_x \cdot y_2 + T_y \cdot x_2, \end{aligned}$$

a pro těleso 3

$$\begin{aligned} m_3 \cdot \ddot{x}_3 &= -N_x + T_x, \\ m_3 \cdot \ddot{y}_3 &= -N_y - T_y, \\ J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 &= +N_x \cdot y_3 - N_y \cdot x_3 - T_x \cdot y_3 - T_y \cdot x_3, \end{aligned}$$

kde  $m_2, m_3$  jsou hmotnosti obou vozidel,  $J_2, J_3$  hmotové momenty setrvačnosti vozidel vzhledem k těžištní ose, orientované kolmo k rovině vozovky. Zrychlení  $\ddot{x}_2, \ddot{x}_3, \ddot{\varphi}_2, \ddot{\varphi}_3$  jsou hodnoty zrychlení během rázu.



Obr. 11: Zobrazení skluzu [2]

V pohybových rovnicích se separují proměnné a integrují se v mezích odpovídajících začátku a konci rázu. Takto se obdrží:

$$\begin{aligned}
 m_2 \cdot (v_{2x} - c_{2x}) &= \int_0^T N_x dt - \int_0^T T_x dt, \\
 m_2 \cdot (v_{2y} - c_{2y}) &= \int_0^T N_y dt + \int_0^T T_y dt, \\
 J_2 \cdot (\omega_2 - \Omega_2) &= +x_2 \cdot \left[ \int_0^T N_y dt + \int_0^T T_y dt \right] + y_2 \cdot \left[ \int_0^T N_x dt - \int_0^T T_x dt \right], \\
 m_3 \cdot (v_{3x} - c_{3x}) &= -\int_0^T N_x dt + \int_0^T T_x dt, \\
 m_3 \cdot (v_{3y} - c_{3y}) &= -\int_0^T N_y dt - \int_0^T T_y dt, \\
 J_3 \cdot (\omega_3 - \Omega_3) &= -x_3 \cdot \left[ \int_0^T N_y dt + \int_0^T T_y dt \right] + y_3 \cdot \left[ \int_0^T N_x dt - \int_0^T T_x dt \right].
 \end{aligned}$$

Pro lepší přehled se může zavést:

$$\int_0^T N_x dt = A, \quad \int_0^T N_y dt = B, \quad \int_0^T T_x dt = C, \quad \int_0^T T_y dt = D.$$

poté tedy:

$$\begin{aligned}
 m_2 \cdot (v_{2x} - c_{2x}) &= [A - C], \\
 m_2 \cdot (v_{2y} - c_{2y}) &= [B + D], \\
 J_2 \cdot (\omega_2 - \Omega_2) &= +x_2 \cdot [B + D] + y_2 \cdot [A - C], \\
 m_3 \cdot (v_{3x} - c_{3x}) &= -[A - C], \\
 m_3 \cdot (v_{3y} - c_{3y}) &= -[B + D], \\
 J_3 \cdot (\omega_3 - \Omega_3) &= -x_3 \cdot [B + D] + y_3 \cdot [A - C].
 \end{aligned}$$

Eliminací dvojic  $[A - C]$  a  $[B + D]$  se obdrží:

$$\begin{aligned}
 m_2 \cdot c_{2X} + m_3 \cdot c_{3X} &= m_2 \cdot v_{2X} + m_3 \cdot v_{3X}, \\
 m_2 \cdot c_{2Y} + m_3 \cdot c_{3Y} &= m_2 \cdot v_{2Y} + m_3 \cdot v_{3Y}, \\
 J_2 \cdot (\omega_2 - \Omega_2) &= +x_2 \cdot m_2 \cdot (v_{2Y} - c_{2Y}) + y_2 \cdot m_2 \cdot (v_{2X} - c_{2X}), \\
 J_3 \cdot (\omega_3 - \Omega_3) &= +x_3 \cdot m_3 \cdot (v_{3Y} - c_{3Y}) - y_3 \cdot m_3 \cdot (v_{3X} - c_{3X}).
 \end{aligned}$$

Čtyři výše uvedené rovnice obsahují šest neznámých kinematických veličin platných po rázu:  $\omega_2$ ,  $\omega_3$ ,  $v_{2x}$ ,  $v_{2y}$ ,  $v_{3x}$ ,  $v_{3y}$ .

Chybějící dvě rovnice se mohou sestavit na základě toho o jaký ráz půjde. Při střetu uvažovaných vozidel dojde zřejmě během doby rázu  $T$  k vzájemnému zaklesnutí, proto se může ráz považovat za dokonale plastický.

Vozidla se po dobu  $T$  od sebe neodloučí, což se může popsat rovnicemi pro složky rychlostí ve směru os  $x$ ,  $y$ :

$$v_{2X} - y_2 \cdot \omega_2 = v_{3X} - y_3 \cdot \omega_3,$$

$$v_{2Y} - x_2 \cdot \omega_2 = v_{3Y} - x_3 \cdot \omega_3.$$

Výsledná soustava rovnic tedy bude následující:

$$m_2 \cdot c_{2X} + m_3 \cdot c_{3X} = m_2 \cdot v_{2X} + m_3 \cdot v_{3X},$$

$$m_2 \cdot c_{2Y} + m_3 \cdot c_{3Y} = m_2 \cdot v_{2Y} + m_3 \cdot v_{3Y},$$

$$J_2 \cdot (\omega_2 - \Omega_2) = +x_2 \cdot m_2 \cdot (v_{2Y} - c_{2Y}) + y_2 \cdot m_2 \cdot (v_{2X} - c_{2X}),$$

$$J_3 \cdot (\omega_3 - \Omega_3) = +x_3 \cdot m_3 \cdot (v_{3Y} - c_{3Y}) - y_3 \cdot m_3 \cdot (v_{3X} - c_{3X}),$$

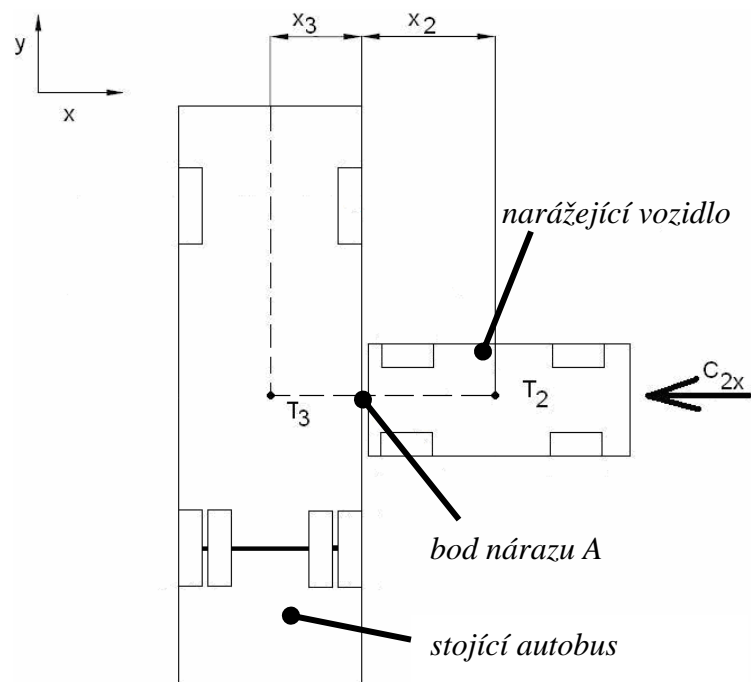
$$v_{2X} - y_2 \cdot \omega_2 = v_{3X} - y_3 \cdot \omega_3,$$

$$v_{2Y} - x_2 \cdot \omega_2 = v_{3Y} - x_3 \cdot \omega_3.$$

Výše uvedenými šesti rovnicemi jsou určeny veškeré kinematické veličiny po rázu.

#### 4.2.1 Zjednodušení výpočtu

Aby se zjistila maximální možná rychlost při bočním nárazu, bude uvažována situace, kdy do těžiště stojícího autobusu narazí kolmo druhé vozidlo. Úhlové rychlosti  $\Omega_2$ ,  $\Omega_3$  vznikající vlivem reakcí řidičů před nárazem, nebudou uvažovány. Situace pro výpočet bude tedy následující (obr. 12).



Obr. 12: Situace pro výpočet

Pro nejméně příznivý případ bude hmotnost autobusu uvažována jako pohotovostní, ale hmotnost narážejícího automobilu bude jeho nejvyšší technicky přípustná. Při výpočtu bude nejdůležitější určit rychlost autobusu ve směru osy  $x$ , tedy rychlost  $v_{3x}$ .

Pro tento případ dojde ke zjednodušení, neboť vzhledem k tomu, že se předpokládá kolmý pohyb vozidel a autobus bude stát, navíc bod nárazu bude v těžišti autobusu, budou parametry  $c_{2Y}$ ,  $c_{3X}$ ,  $c_{3Y}$ ,  $y_3$ ,  $y_2$ ,  $\Omega_2$ , a  $\Omega_3$  rovny nule. Po kolmém nárazu přímo do těžiště nenastane rotační pohyb vozidel, proto také  $\omega_2$  a  $\omega_3$  se rovná nule. Za těchto předpokladů se dostane následující soustava rovnic:

$$m_2 \cdot c_{2X} = m_2 \cdot v_{2X} + m_3 \cdot v_{3X}, \quad (1)$$

$$0 = m_2 \cdot v_{2Y} + m_3 \cdot v_{3Y}, \quad (2)$$

$$0 = +x_2 \cdot m_2 \cdot v_{2Y}, \quad (3)$$

$$0 = +x_3 \cdot m_3 \cdot v_{3Y}, \quad (4)$$

$$v_{2X} = v_{3X}, \quad (5)$$

$$v_{2Y} = v_{3Y}. \quad (6)$$

Z rovnic (3) a (4) vyplývá, že  $v_{2Y}$  a  $v_{3Y}$  se rovnají nule, což odpovídá předpokladu, neboť náraz by se měl pohybovat pouze v ose  $x$ .

Do rovnice (1) lze dosadit za  $v_{2x}$  výraz (5) a získat tak rovnici pro  $v_{3x}$ :

$$m_2 \cdot c_{2x} = m_2 \cdot v_{3x} + m_3 \cdot v_{3x},$$
$$\Rightarrow v_{3x} = \frac{m_2 \cdot c_{2x}}{m_2 + m_3}.$$

Nyní lze do této rovnice dosazovat konkrétní hodnoty. Rychlost narážejícího vozidla byla vždy zvolena na hodnotu  $64 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Tato rychlost byla vybrána podle čelních crash-testů EuroNCAP, i když v těchto případech se používá pouze 40% přesazení přídě narážejícího vozidla.

1) případ nárazu osobního vozidla:

$$c_{2x} = 64 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} = 17,77 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1},$$

$$m_2 = 1\,695 \text{ kg}, \text{ (např. Škoda Fabia)}$$

$$m_3 = 10\,560 \text{ kg}.$$

$$\Rightarrow v_{3x} = \frac{1\,695 \cdot 17,77}{1\,695 + 10\,560} = 2,45 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = 8,85 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}.$$

Autobus se tedy bude ve směru osy  $x$  pohybovat rychlostí  $v_{3x} = 8,85 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

2) případ nárazu osobního vozidla:

$$c_{2x} = 64 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} = 17,77 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1},$$

$$m_2 = 2\,155 \text{ kg}, \text{ (např. Škoda Superb)}$$

$$m_3 = 10\,560 \text{ kg}.$$

$$\Rightarrow v_{3x} = \frac{2\,155 \cdot 17,77}{2\,155 + 10\,560} = 3,01 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = 10,84 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}.$$

Autobus se tedy bude ve směru osy  $x$  pohybovat rychlostí  $v_{3x} = 10,84 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

3) případ nárazu lehkého užitkového vozidla:

$$c_{2x} = 64 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} = 17,77 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1},$$

$$m_2 = 7\,500 \text{ kg}, \text{ (např. Daewoo Avia A 75)}$$

$$m_3 = 10\,560 \text{ kg}.$$

$$\Rightarrow v_{3x} = \frac{7\,500 \cdot 17,77}{7\,500 + 10\,560} = 7,38 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = 26,58 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}.$$

Autobus se tedy bude ve směru osy  $x$  pohybovat rychlostí  $v_{3x} = 26,58 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .



4) případ nárazu autobusu:

$$c_{2x} = 64 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1} = 17,77 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1},$$

$$m_2 = 18\,000 \text{ kg}, \text{ (např. autobus Iveco Arway 12M)}$$

$$m_3 = 10\,560 \text{ kg}.$$

$$\Rightarrow v_{3x} = \frac{18\,000 \cdot 17,77}{18\,000 + 10\,560} = 11,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} = 40,34 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}.$$

Autobus se tedy bude ve směru osy x pohybovat rychlostí  $v_{3x} = 40,34 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ .

#### 4.2.2 Závěr z výpočtů rychlostí hlavy

V níže uvedené tabulce jsou přehledy vypočítaných rychlostí hlavy v porovnání s rychlostí dle směrnice 74/60/EHS. Lze se domnívat, že rychlost, která je stanovena touto směrnicí, je plně odpovídající možnostem, které mohou nastat ve skutečných případech, neboť rychlost hlavy při převrácení autobusu je nižší. Při případném bočním nárazu samozřejmě velice záleží na typu narážejícího vozidla, ale pro běžné případy nárazu osobních vozů rychlostí  $64 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  jsou hodnoty rychlosti hlavy výrazně nižší než udává směrnice. Při nárazu lehkého užitkového vozidla (resp. autobusu) se již rychlost hlavy dostává nad hodnotu danou směrnicí, což je pochopitelné. V těchto případech už není limitující rychlost hlavy, ale také vnitřní deformace skeletu autobusu, které by nejspíše nastaly.

**Tabulka I: Porovnání vypočítaných rychlostí hlavy**

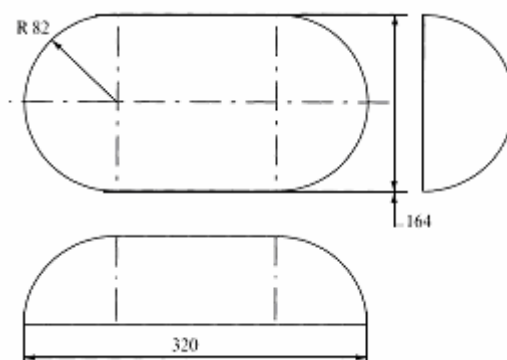
Rychlost hlavy dle směrnice 74/60/EHS	$24,1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
Rychlost hlavy při převrácení autobusu	$21,9 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
Rychlost hlavy při bočním nárazu (narážející vozidlo např. Škoda Fabia)	$8,85 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
Rychlost hlavy při bočním nárazu (narážející vozidlo např. Škoda Superb)	$10,84 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
Rychlost hlavy při bočním nárazu (narážející vozidlo např. Daewoo Avia 75)	$26,58 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$
Rychlost hlavy při bočním nárazu (narážející vozidlo např. autobus Iveco Arway 12M)	$40,34 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$

### 4.3 STATICKÁ ZKOUŠKA SEDADLA

Pro výpočet byla vybrána směrnice 74/408/EHS (respektive 96/37/ES), která určuje statickou zkoušku sedadla. Její základní postup je popsán v kapitole 2.3.1. Výpočet byl proveden pomocí programu ProENGINEER.

#### 4.3.1 Zjednodušení výpočtu

Pro výpočet byl použit pouze trubkový rám opěradla a sedáku, tedy bez laminátových desek a polstrování. Navíc síly, které mají působit na sedadlo, mají být vybuzeny přes dvě válcové plochy, které mají přesně stanovené rozměry (obr. 13). Tyto plochy nebyly pro zjednodušení uvažovány, ale na rámu opěradla byly vytvořeny v příslušných výškách simulační plošky, do kterých bylo nadefinováno zatížení silami.



**Obr. 13: Válcové plochy použité při statické zkoušce [3]**

Síla  $F_1$  by měla působit ve výšce  $H_1$  v rozmezí  $0,7-0,8$  m. Pro výpočet byla zvolena hodnota  $0,75$  m. Pak se dle vzorce  $\frac{1\ 000}{H_1} \pm 50$  N vypočítala velikost síly  $F_1$ :

$$F_1 = \frac{1\ 000}{H_1} \pm 50\ N,$$

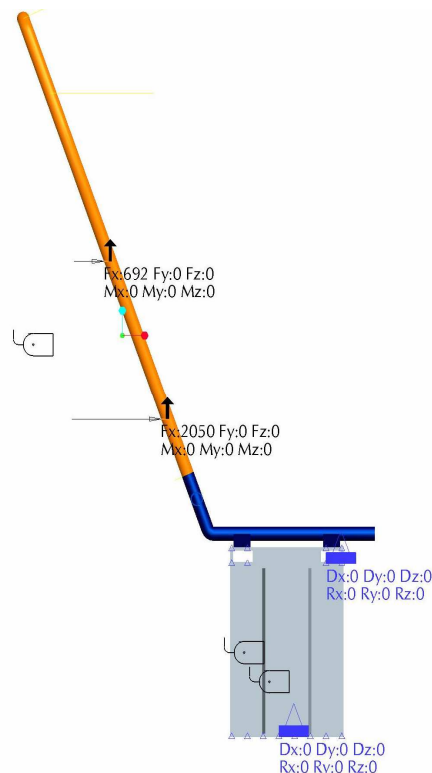
$$\Rightarrow F_1 = \frac{1\ 000}{0,75} + 50\ N = 1\ 384\ N.$$

Síla  $F_2$  by měla působit ve výšce  $H_2$  v rozmezí  $0,45-0,55$  m. Pro výpočet byla zvolena hodnota  $0,5$  m. Pak se dle vzorce  $\frac{2\,000}{H_2} \pm 100$  N vypočítala velikost síly  $F_2$ :

$$F_2 = \frac{2\,000}{H_2} \pm 100 \text{ N},$$

$$\Rightarrow F_2 = \frac{2\,000}{0,5} + 100 \text{ N} = 4\,100 \text{ N}.$$

Podstavec sedadla byl vetknut v místech, kde by byl ve skutečnosti upevněn ke skeletu autobusu, tedy ve své nejspodnější části a také na konci dvou svých příčníků. Na rámu opěradla byly již vytvořeny čtyři simulační plošky (dvě ve výšce odpovídající  $0,75$  m a zbylé dvě ve výšce  $0,5$  m), ve kterých působí síly  $F_1$  a  $F_2$  (obr. 14).



**Obr. 14: Vetknutí a zatížení rámu sedadla**

Každá ploška byla zatížena pouze polovinou příslušné síly (vyplývá to z rozkladu sil). Za materiál byla zvolena ocel s následujícími materiálovými charakteristikami (se kterými přímo pracuje program ProENGINEER):

- Poissonova konstanta:  $0,27$ ,
- Youngův modul pružnosti:  $E = 199\,948$  MPa.

#### 4.3.2 Analýza výsledků výpočtu

Kritéria statické zkoušky jsou, že působiště síly  $F_1$  se musí posunout minimálně o  $100\text{ mm}$ , ale ne však více jak o  $400\text{ mm}$  a působiště síly  $F_2$  se musí posunout minimálně o  $50\text{ mm}$ .

Celkový posuv (v rovině  $x, z$ ) působiště síly  $F_1$  byl naměřen pouze  $54,78\text{ mm}$  a u síly  $F_2$  byl naměřen pouze  $19,39\text{ mm}$ . Konstrukce sedadla je tedy příliš tuhá a nespĺnila by svoji funkci, částečně se deformovat a pohltit tak část energie dopadajícího člověka při čelním nárazu.

Problém také nastal při kontrole napětí. Nejvyšší napětí (dle *von Mises*) v konstrukci bylo zjištěno  $\sigma_1 = 6\,941,59\text{ MPa}$  (obr. 15)!!! Vztah pro napětí podle *von Mises* je následující:

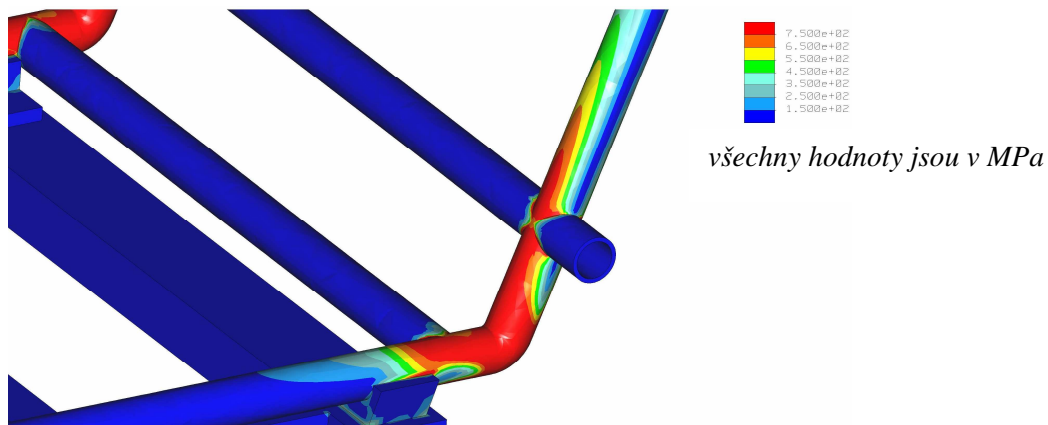
$$\sigma = \sqrt{\frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}{2}},$$

kde  $\sigma_1, \sigma_2$  a  $\sigma_3$  jsou hlavní napětí.



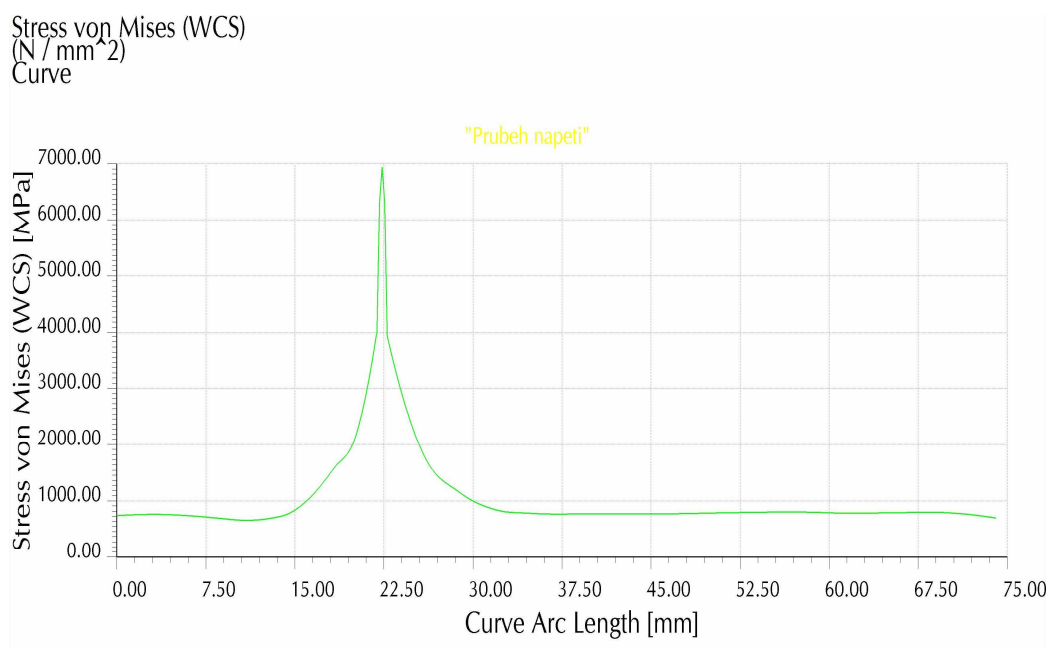
Obr. 15: Průběh napětí

Této hodnoty bylo dosaženo na horní ploše rámu sedáku v jeho místě ohybu směrem nahoru (obr. 16).



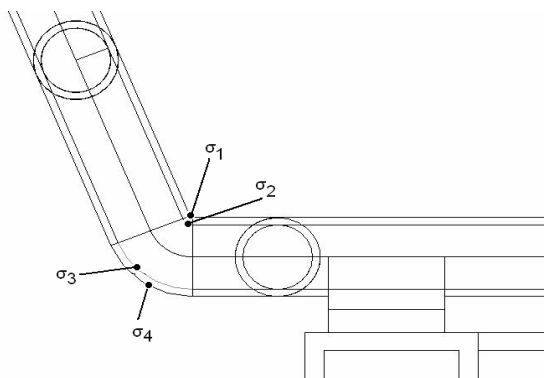
**Obr. 16: Průběh napětí - detail**

Napětí v tomto místě dosahuje své maximální hodnoty na relativně malé vzdálenosti (15 mm), jinak se udržuje pod hodnotou 1 000 MPa (graf 1).



**Graf 1: Průběh napětí**

Napětí 2 mm pod povrchem, v tomto kritickém místě, je  $\sigma_2 = 2\,811,61\text{ MPa}$ . Na spodní vnější ploše je  $\sigma_4 = 1\,432,24\text{ MPa}$  a ve vzdálenosti 2 mm od této plochy je  $\sigma_3 = 1\,215,5\text{ MPa}$  (obr. 17).

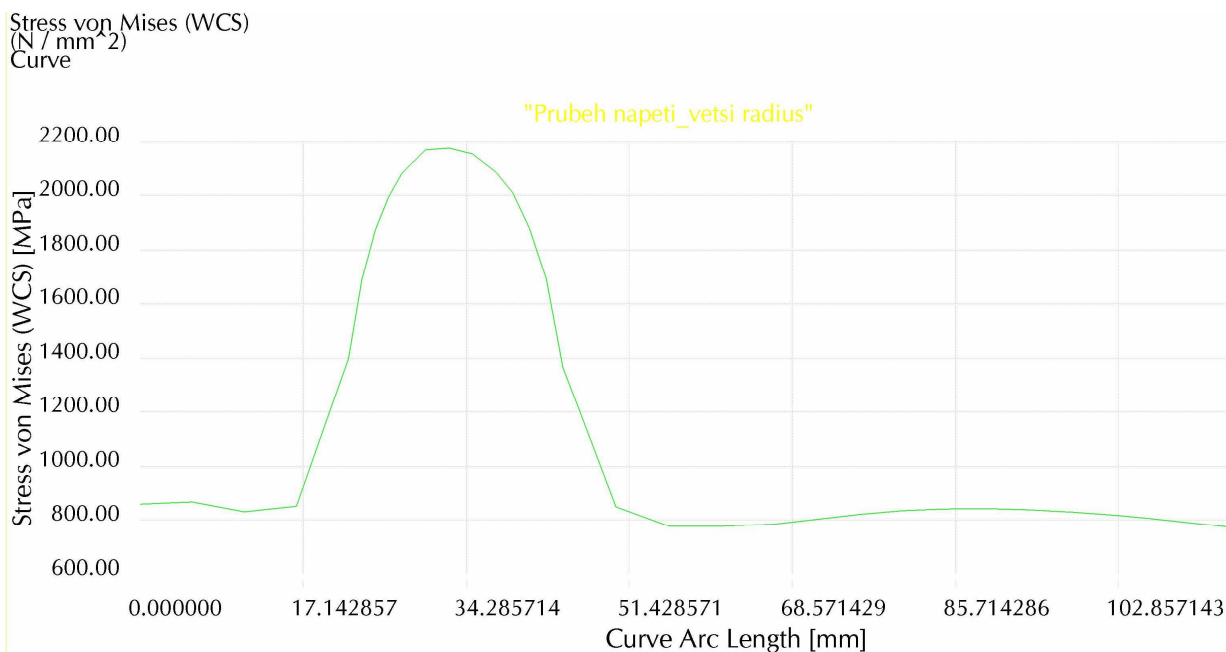


**Obr. 17: Napětí ve struktuře trubky rámu**

Analýzou výsledků bylo zjištěno, že byl zvolen příliš malý rádius ohybu rámu sedáku směrem k rámu opěradla (obr. 16). Tento rádius byl pouze  $12\text{ mm}$ . Pro ověření, zda by se toto kritické místo dalo odstranit, byl rádius zvětšen na hodnotu  $30\text{ mm}$ .

Touto úpravou nejvyšší napětí (dle *von Mises*) kleslo na  $\sigma_1 = 2\,175,03\text{ MPa}$  (graf 2). Další napětí byla  $\sigma_2 = 2\,058,87\text{ MPa}$ ,  $\sigma_3 = 1\,167,52\text{ MPa}$  a  $\sigma_4 = 1\,366,69\text{ MPa}$ .

Posuv v místě působení síly  $F_1$  byl  $55,19\text{ mm}$  a v místě síly  $F_2$  byl  $18,95\text{ mm}$ .

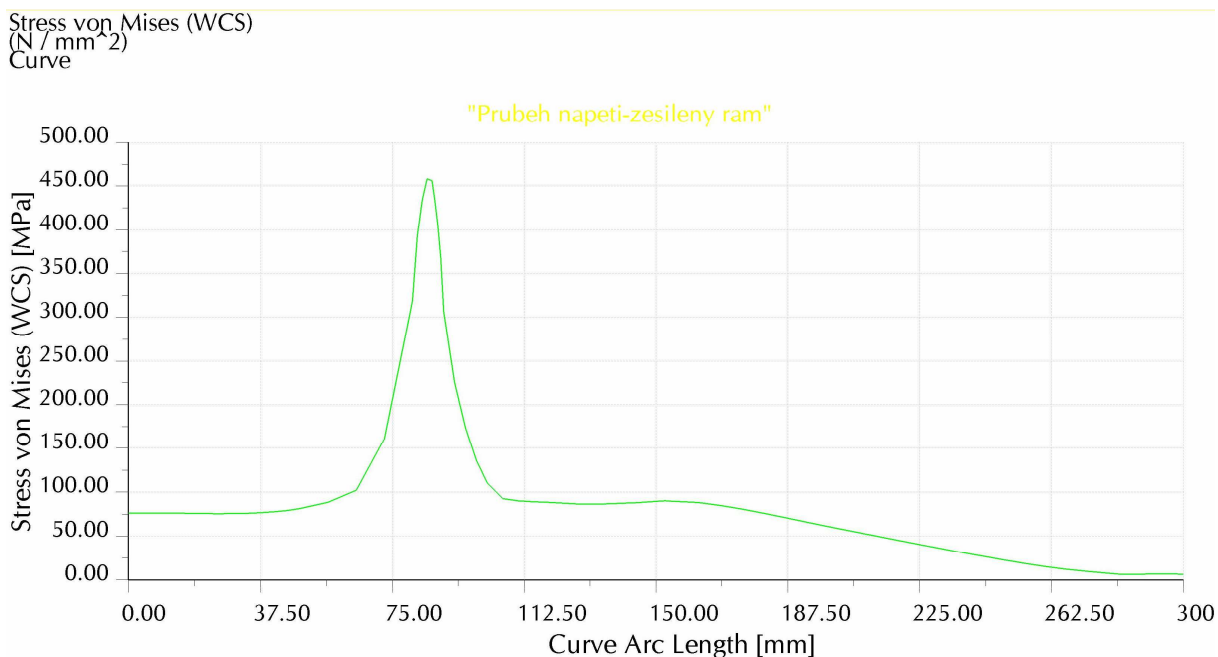


**Graf 2: Průběh napětí-větší rádius**

I poté, co byl zvětšen rádius, byly naměřeny vysoké hodnoty napětí, proto byl dále upraven vnější průměr trubek rámu, který byl zvětšen na  $45\text{ mm}$  a zároveň byla zvětšena i tloušťka stěny trubek na  $4\text{ mm}$ . Obě hodnoty odpovídají normě DIN 2393-1.

Zvětšením vnějšího průměru a tloušťky stěny trubek rámu kleslo nejvyšší napětí (dle *von Mises*) na  $\sigma_1 = 458,3 \text{ MPa}$  (graf 3). Další změřená napětí byla  $\sigma_2 = 314,28 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_3 = 145,63 \text{ MPa}$  a  $\sigma_4 = 434,17 \text{ MPa}$ .

Posuv v místě působení síly  $F_1$  byl naměřen pouze  $4,85 \text{ mm}$  a u síly  $F_2$  pouze  $1,8 \text{ mm}$ .



**Graf 3: Průběh napětí-zesílený rám**

#### 4.3.3 Závěr ze statické zkoušky

Sedadlo, tak jak je teď navrhnuo, nevyhovuje statické zkoušce, neboť je příliš tuhé. Vzhledem k průběhu napětí (graf 1), se došlo k závěru, že byl zvolen příliš malý rádius ohybu rámu sedáku. Původní hodnota rádiusu  $12 \text{ mm}$  byla zvětšena na  $30 \text{ mm}$ . Pouze touto úpravou došlo ke snížení hodnoty napětí  $\sigma_1$  z  $6\,941,59 \text{ MPa}$  na  $2\,175,03 \text{ MPa}$ . Protože i po úpravě bylo napětí příliš vysoké, došlo ke zvětšení vnějšího průměru a tloušťky stěny trubek rámu. Tím se dosáhlo toho, že napětí  $\sigma_1$  kleslo na hodnotu  $458,3 \text{ MPa}$ .

Snížit napětí se podařilo pochopitelně pouze tím, že se výrazně vyztužil rám, tím došlo k tomu, že deformace sedadla jsou pouze minimální. Nepodařilo se tedy najít kompromis mezi požadovanými deformacemi a zároveň dostatečnou pevností rámu sedadla.

Možná příčina může být v tom, že ve skutečnosti není rám sedáku a opěradla svařen, ale je mezi tyto dva celky umístěn polohovací mechanismus, který umožňuje měnit sklon

opěradla. Kdyby tento mechanismus byl použit i v tomto modelu, bylo by možné navrhnout dostatečně pevný rám sedáku a splnit i předepsané deformace rámu opěradla.

To, že sedadlo nevyhovuje statické zkoušce ovšem nemá zásadní vliv na diplomovou práci, kdy se bude sedadlo zatěžovat pouze v příčném směru. Při předpokládaném zatížení (model impaktoru by měl mít hmotnost  $6,8 \text{ kg}$  a bude vržen do polstrování opěradla rychlostí  $24,1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ) se navíc nepředpokládá, že by rám sedáku byl v tomto místě vystaven tak velkému zatížení, při kterém by hrozilo překročení přijatelného napětí.

Přesto se na tento fakt nesmí zapomenout a při případném dalším využití modelu by se musely změnit rozměry trubek rámu, nebo zkonstruovat polohovací mechanismus.



## 5 VIRTUÁLNÍ CRASH-TESTY IMPAKTOREM HLAVY

Samotný výpočet crash-testu impaktorem hlavy byl proveden pomocí programu PAM-CRASH. Nejdříve však bylo nutné s pomocí metody konečných prvků vytvořit FEM-model sedadla a autobusu.

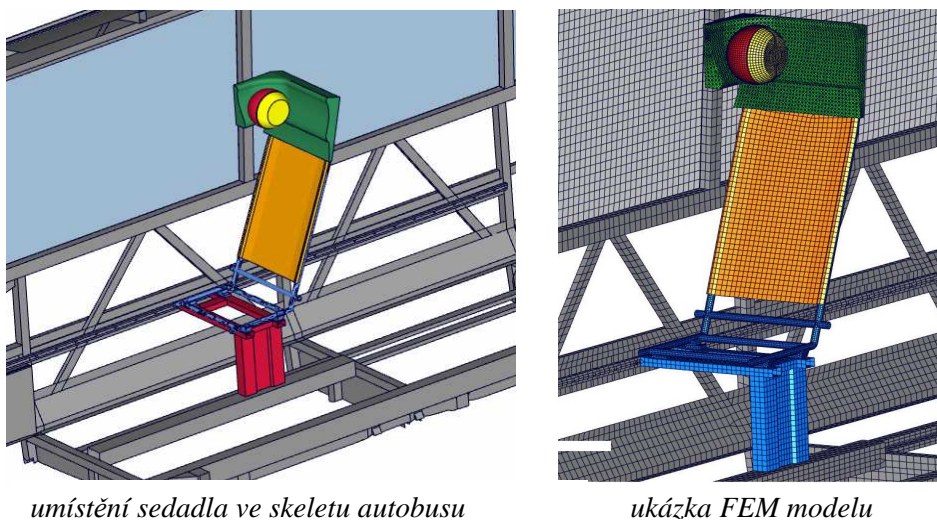
### 5.1 PŘÍPRAVA FEM-MODELU

FEM-model sedadla se vytvoří tak, že se původní CAD geometrie pokryje sítí z konečných prvků. Firma SWELL, spol. s.r.o., k těmto účelům používá program ANSA. Na trubkové rámy a laminát byly použity skořepinové prvky (*shelly*) a polstrování opěradla bylo vymodelováno pomocí objemových prvků (*solidů*). Velikost všech prvků byla zvolena na *10 mm*.

Při tvorbě sítě u skořepin se vezme původní CAD geometrie a ze všech ploch se vytvoří středící roviny (tzv. *offsety*). Těmto středícím rovinám se poté zadá původní tloušťka materiálu.

Pro samotné polstrování byly použity *tetra-10* prvky. Na povrchu celého polstrování byl ještě vytvořen povrchový *shell*.

FEM-model sedadla byl poté zakomponován do části skeletu autobusu, který byl vytvořen s pomocí firmy SWELL, spol. s.r.o. (obr. 18).



Obr. 18: FEM model [4]

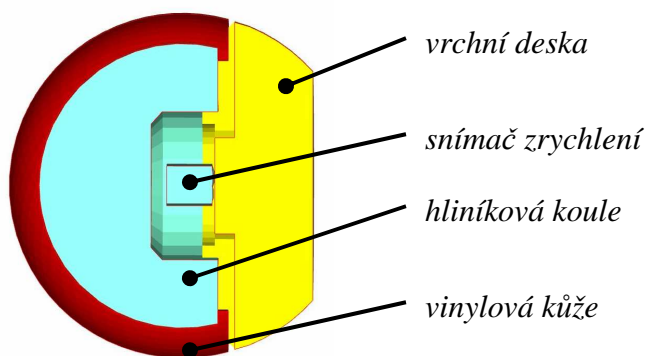
### 5.1.1 Model impaktoru

Model impaktoru (obr. 19) byl poskytnut firmou SWELL, spol. s.r.o. Jedná se o impaktor, který se používá při nárazových testech EuroNCAP (střet s chodcem). Impaktor simuluje hlavu dospělého člověka, má průměr  $165\text{ mm}$  a hmotnost  $4,8\text{ kg}$  a na jeho povrchu je model vinylové kůže. Uvnitř hliníkového tělesa jsou umístěny snímače zrychlení.

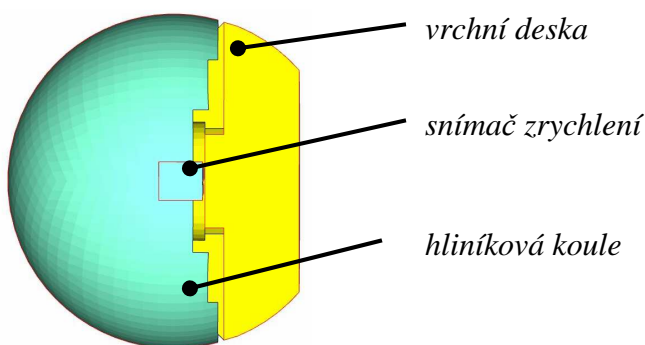
Impaktor byl upraven (obr. 20), aby plně odpovídal směrnici 74/60/EHS. Musel se tedy dovézt na hmotnost  $6,8\text{ kg}$  a jeho povrch byl upraven tak, aby byl celý tuhý. Došlo tedy k odstranění vinylové kůže a na jejím původním povrchu bylo použito *rigid body*, simulující tuhé těleso. Pro zpřesnění výpočtů byl ještě doplněn moment setrvačnosti impaktoru, který se vypočítal dle vzorce:

$$I = \frac{2}{5} \cdot M \cdot r^2,$$
$$\Rightarrow I = \frac{2}{5} \cdot 6,8 \cdot 82,5^2 = 18\,513\text{ kg} \cdot \text{mm}^2,$$

kde  $M$  je hmotnost impaktoru a  $r$  je jeho poloměr.



Obr. 19: Model impaktoru [4]



Obr. 20: Model tuhého impaktoru [4]

### 5.1.2 Odladění modelu

Na FEM-modelu sedadla a autobusu byly použity spojení typu *tied*, simulující pevnou vazbu, pro následující komponenty:

- pro přichycení podstavce sedadla k podélnému nosníku autobusu,
- pro přichycení rámu sedáku k podstavci sedadla,
- pro přichycení laminátu opěradla k rámu opěradla,
- pro přichycení polstrování opěradla k laminátu sedadla.

Dále ještě bylo nutné nadefinovat následující kontakty:

- mezi polstrováním (i laminátem „ochranného lemu“) a bočním sloupkem autobusu, včetně bočního skla,
- kontaktní plocha na polstrování sedadla a na povrchu impaktoru.

Celý skelet autobusu byl po svých okrajích vetknut pomocí *rigid body* a *boundary condition* (okrajová podmínka). Celá sestava (autobus + sedadlo + impaktor) byla pak umístěna do gravitačního pole ( $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$ ).

Materiály byly použity následující:

- skelet autobusu, rámy sedadla a podstavec sedadla => ocel s parametry:

$$E = 210\,000 \text{ MPa} ,$$

$$\rho = 7\,850 \text{ kg.m}^{-3} ,$$

$$\mu = 0,3 ,$$

- laminátové desky => laminát s parametry:

$$E = 800 \text{ MPa} ,$$

$$\rho = 1\,600 \text{ kg.m}^{-3} ,$$

$$\mu = 0,3 ,$$

- boční sklo autobusu s parametry:

$$E = 75\,000 \text{ MPa} ,$$

$$\rho = 2\,700 \text{ kg.m}^{-3} ,$$

$$\mu = 0,22 ,$$

- měkkí polstrování *Polstr\_M* s parametry:

$$E = 5 \text{ MPa} ,$$

$$\rho = 62 \text{ kg.m}^{-3},$$

- tvrdší polstrování *Polstr\_T* s parametry:

$$E = 150 \text{ MPa},$$

$$\rho = 150 \text{ kg.m}^{-3}.$$

Použité materiály pro *shelly* jsou nelineární. V praxi to znamená, že v elastické oblasti se materiály chovají podle *Hookova zákona* a pro plastickou oblast jsou nadefinovány křivky chování materiálu. U *solidových* materiálů (polstrování) jsou pak definovány křivky stlačování v závislosti na rychlosti.

## 5.2 PARAMETRY CRASH-TESTŮ

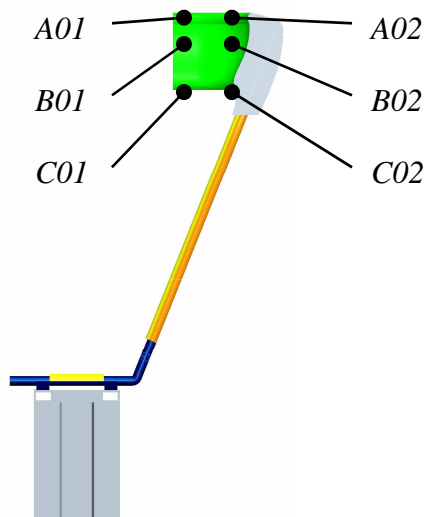
Základním parametrem pro provedení crash-testu je vlastní rychlost impaktoru, kterou narazí do „ochranného lemu“ sedadla. Rychlost byla použita dle směrnice 74/60/EHS, tedy  $24,1 \text{ km.h}^{-1}$ . Impaktor byl vždy vržen ve směru kolmém na „ochranný lem“.

Délka výpočtu byla stanovena na  $20 \text{ ms}$ .

### 5.2.1 Napolohování impaktoru

Impaktor byl polohován pomocí transformace. Výchozí poloha impaktoru byla vždy taková, aby byl impaktor co nejvíce u polstrování, ale zároveň ještě nedocházelo k vzájemnému kontaktu.

Na polstrování „ochranného lemu“ bylo zvoleno 6 bodů (obr. 21), do kterých bylo postupně naráženo impaktorem hlavy. Body *A02*, *B02* a *C02* leží přímo proti bočnímu sloupku autobusu. Body *A01*, *B01* a *C01* jsou umístěny před boční sloupek autobusu a leží na úrovni, kde končí laminát „ochranného lemu“.



**Obr. 21: Body nárazu**

### 5.2.2 Kritérium HIC

V průběhu crash-testu se zaznamenává hodnota okamžitého zpomalení impaktoru v závislosti na čase. Z této charakteristiky se pak vypočítá hodnota *HIC* (kritérium poranění hlavy) dle následujícího vzorce [5]:

$$HIC = (t_2 - t_1) \cdot \left[ \frac{\int_{t_1}^{t_2} A_R \cdot dt}{(t_2 - t_1)} \right]^{2.5},$$

kde  $A_R$  je výsledné tříosé zpomalení impaktoru ( $A_R = \sqrt{A_X^2 + A_Y^2 + A_Z^2}$ ),  $t_1$  a  $t_2$  jsou jakékoliv hodnoty času (v sekundách) při průběhu testu, v jejichž intervalu má *HIC* nejvyšší hodnotu.

Hodnota *HIC* se vyhodnocuje softwarově, není ji tedy nutné počítat ručně. Za kritickou hodnotu se považuje hodnota *HIC* vyšší než 1 000. Do této hodnoty by nemělo docházet k závažným poraněním hlavy. Délka píku, z něhož bylo *HIC* vypočítáno, by neměla přesáhnout hodnotu 36 ms (u nárazů na nedeformovatelnou překážku 15 ms).

### 5.3 VÝSLEDKY CRASH-TESTŮ

Jak již bylo napsáno dříve, při výpočtech byly zaznamenány hodnoty průběhů zpomalení impaktoru (Tabulka II) a z nich byly určeny hodnoty *HIC* (Tabulka III). Grafy průběhů všech zpomalení jsou uvedeny v přílohách.

#### 5.3.1 *Var\_0*

*Var\_0* znamená, že nebyl použit model sedadla. Impaktor hlavy byl vržen postupně v bodech *A02*, *B02* a *C02* přímo do bočního sloupku autobusu. Při tomto nárazu byly naměřeny hodnoty zpomalení 455 g! Pík tohoto zpomalení trval ale pouze po dobu 1,8 ms. Důvod takto vysoké hodnoty může být v tom, že na modelu bočního sloupku nebyl uvažován jakýkoliv měkký povrch, jednalo se tedy o přímý kontakt impaktoru s ocelí.

Hodnoty *HIC* se pohybovaly v rozmezí 1 491,6–1 680,5 a jsou tedy všechny nad kritickou hranicí 1 000.

#### 5.3.2 *Var\_1\_Polstr\_M*

*Var\_1\_Polstr\_M* znamená, že byla použita jednodušší varianta „ochranného lemu“, na které byl použit model měkkého polstrování.

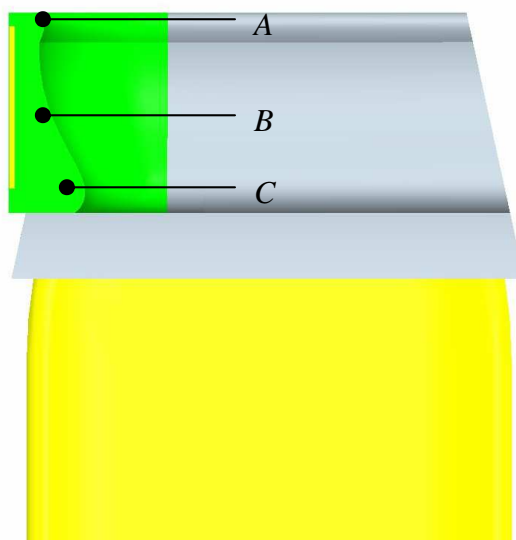
Hodnoty zpomalení se pohybovaly v rozmezí 145–235 g. U všech variant byly píky delší než 3 ms (4,4–5,4 ms). Navíc je v průběhu zpomalení patrný druhý menší pík, který výrazně prodlužuje časové působení zpomalení.

Hodnoty *HIC* se pohybovaly v rozmezí 666,48–1 463,5. Pod hodnotu 1 000 se *HIC* dostalo pouze u bodů *A01*, *B01* a *C02*. Krajní body *A01* a *B01* jsou totiž předsunuty před boční sloupek a impaktor proto nenaráží přímo do jeho struktury. U bodu *C02* je zase nejvíce polstrování mezi hlavou a bočním sloupkem (obr. 22).

Polstrování *Polstr\_M* se ukázalo být jako příliš měkké, neboť nedokázalo adekvátně zpomalit impaktor, který bez velkého zpomalení stlačil polstrování. Impaktor poté i s „ochranným lemem“ narazil do bočního sloupku skeletu autobusu. Proto bylo pro další

výpočty již použito tvrdší polstrování, které snižuje velikost píku, ale zároveň tím rozšiřuje časovou základnu jeho působení.

Samotná struktura „ochranného lemu“ by mohla být také tužší. Původní představa byla, že se „ochranný lem“ částečně deformuje a dojde k jeho opření o boční sloupek autobusu, čímž se poskytne více prostoru pro zpomalení impaktoru. Ve skutečnosti ale dochází po deformaci „ochranného lemu“ i k deformacím u samotného sloupku autobusu. Tento jev se projevil na průběhu zpomalení impaktoru, kde při prvním velkém píku naráží impaktor s „ochranným lemem“ do bočního sloupku a druhý menší pík nastal právě kvůli další deformaci skeletu autobusu, zejména střední části sloupku autobusu a podélné příčky, do které je ve skeletu upevněno sedadlo.



**Obr. 22: Příčný řez polstrováním Var\_1**

### 5.3.3 Var\_1\_Polstr\_T

*Var\_1\_Polstr\_T* znamená, že byla použita jednodušší varianta „ochranného lemu“, na které byl použit model tvrdšího polstrování.

Hodnoty zpomalení se pohybovaly v rozmezí 88–151 g. U všech variant byly píky delší než 3 ms (3,5–5,8 ms). Použitím tvrdšího polstrování dochází ke snížení velikosti píku, ale za cenu částečného rozšíření jeho časového působení.

Hodnoty *HIC* se pohybovaly v rozmezí 401,43–1 051,2. Jedině v bodě A02 byla hodnota *HIC* větší než mezní hranice 1 000 a to z důvodu, že v tomto místě je nejméně polstrování mezi hlavou a bočním sloupkem (obr. 22).

Oproti variantě s měkčím polstrováním je zde tedy dosaženo nižších hodnot, jak u zpomalení, tak i u *HIC*. Přesto se ale pík zpomalení nepodařilo dostat pod kritérium 80 g.

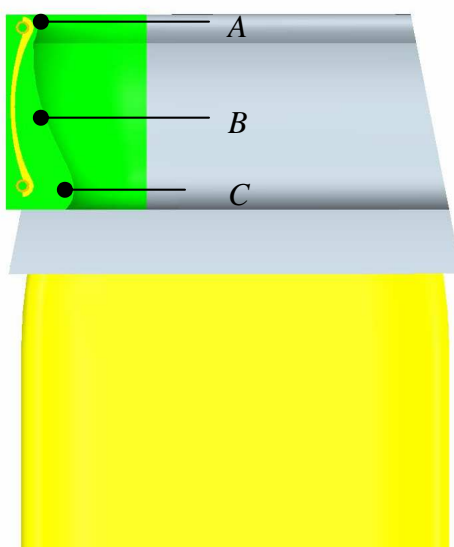
#### 5.3.4 Var\_2\_Polstr\_T

*Var\_2\_Polstr\_T* znamená, že byla použita složitější varianta „ochranného lemu“, na které byl použit model tvrdšího polstrování.

Hodnoty zpomalení se pohybovaly v rozmezí 90–220 g a všechny píky opět přesáhly 3 ms (3,1–5,2 ms).

Hodnoty *HIC* se pohybovaly v rozmezí 382,89–1 286. Opět pouze u bodu A02 byla, ze stejných důvodů jako u *Var\_1\_Polstr\_T*, překročena mezní hranice pro *HIC* (obr. 23).

Kritickým místem u této varianty je horní pomocný trubkový rám „ochranného lemu“. V tomto místě je minimum polstrování (body A01 a A02) a i to byl jeden z důvodů, proč vůbec vznikla jednodušší varianta (*var\_1*) „ochranného lemu“. U ostatních bodů (zejména B01, C01 a C02) je tato konstrukce tužší než u jednodušší varianty, což se pozitivně projevuje na nižších maximálních hodnotách zpomalení i *HIC*.



Obr. 23: Příčný řez polstrováním Var\_2



**Tabulka II: Výsledky zpomalení hlavy (maximální velikost píku) [4]**

Bod	<i>Var 0</i>	<i>Var 1_Polstr_M</i>	<i>Var_1_Polstr_T</i>	<i>Var_1_Polstr_T</i>
<i>A01</i>	x	235	120	140
<i>A02</i>	455	235	151	220
<i>B01</i>	x	175	103	105
<i>B02</i>	455	220	135	125
<i>C01</i>	x	145	88	90
<i>C02</i>	455	170	120	95

**Tabulka III: Výsledky *HIC* [4]**

Bod	<i>Var 0</i>	<i>Var 1_Polstr_M</i>	<i>Var_1_Polstr_T</i>	<i>Var_1_Polstr_T</i>
<i>A01</i>	x	949,19	577,99	713,09
<i>A02</i>	1 680,5	1 463,5	1 051,2	1 286
<i>B01</i>	x	826,07	479,6	507,71
<i>B02</i>	1 537,7	1 150,7	584,58	564,12
<i>C01</i>	x	666,48	401,43	382,89
<i>C02</i>	1 491,6	882,18	646,7	508,24

## 6 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo ověřit, jaký vliv má přidaný „ochranný lem“ při simulovaném nárazu lidské hlavy. Z hodnot *HIC*, které se získaly při crash-testech impaktorem hlavy, vyplývá, že při použití „ochranného lemu“ dochází k takovému zatížení hlavy, při kterém nehrozí její závažné poranění (*HIC* je pod hodnotou 1 000).

Sedadlo s navrhnutým „ochranným lemem“ by ovšem nemohlo být homologováno, protože nesplňuje směrnici 74/60/EHS. Žádná zkušební varianta nesplňuje podmínku, že zpomalení hlavy nesmí překročit hodnotu větší jak 80 g po spojitou dobu delší než 3 ms.

Jsou dvě možnosti, jak toto kritérium splnit. Buď zúžit pík zpomalení tak, aby nepřesahoval 3 ms, nebo snížit tento pík pod hodnotu 80 g, ale za cenu rozšíření jeho časového působení. Buď tedy bude působit velké zpomalení po krátkou dobu, nebo bude zvoleno pozvolnější zpomalení při nižších hodnotách, ale po delší dobu.

Zúžení píku lze dosáhnout tím, že se impaktor nechá prudce zastavit nárazem. Tento případ nastává u měkčího modelu polstrování. Zároveň zde ale dochází k deformacím skeletu autobusu po nárazu impaktoru s „ochranným lemem“. To má za následek vznik druhého píku ve zpomalení. Kdyby se více vyztužila konstrukce „ochranného lemu“, pak by nedocházelo k tak velkému zatížení skeletu autobusu a tím by se odstranil druhý pík ve zpomalení. To by mělo za následek, že zpomalení bude mít sice vyšší hodnotu než 80 g, ale nebude působit déle než 3 ms.

Druhá možnost nastala u modelu tvrdšího polstrování, kde dochází ke snížení maximální hodnoty zpomalení, ale zároveň se rozšiřuje jeho časové působení. Zde by bylo potřeba vyzkoušet ještě tvrdší model polstrování. Poté by se maximální hodnota zpomalení mohla dostat pod hodnotu 80 g.

U obou případů je však potřeba více vyztužit konstrukci „ochranného lemu“, aby se snížil vliv skeletu autobusu na zpomalení impaktoru. Toho lze dosáhnout zvětšením tloušťky laminátové desky, nebo nahradit laminát jiným materiálem (např. plechem). U *var\_2* lze zvětšit průměr (popřípadě i tloušťku) trubky pomocného rámu.

Dále by bylo potřeba upravit geometrii „ochranného lemu“ tak, aby bylo v celém průřezu zajištěno rovnoměrné množství polstrování.

Při použití tohoto „ochranného lemu“ vzniká také otázka správného dopadu hlavy. Při použití impaktoru nelze bohužel určit, jaké následky by byly u cestujícího, jehož hlava by

nenarazila do středu lemu, ale do jeho horního (resp. dolního) okraje. U těchto případů by bylo potřeba provést crash-test s celou figurínou, aby se zjistilo zatížení krční páteře.

V současnosti se už zvyšuje počet autobusů s namontovanými bezpečnostními pásy, ale zároveň vzniká otázka, jak jsou tyto bezpečnostní pásy využívány nejen cestujícími, ale i samotnými řidiči autobusů, neboť bezpečnostní pás, který je namontován, ale není jim cestující připoután, má samozřejmě nulovou účinnost. Pro začátek by tedy stačilo najít vhodný způsob, jak cestující přimět k tomu, aby se v autobuse připoutávali sami od sebe.

## SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ

[1] Úřední věstník Evropské unie. *Směrnice 2001/85/EC* [online].

Dostupné z: <<http://www.eur-lex.europa.eu>>.

[2] Podle nezveřejněných přednášek prof. Ing. Rudolfa KALOČE, CSc.

[3] Úřední věstník Evropské unie. *Směrnice 96/37/EHS* [online].

Dostupné z: <<http://www.eur-lex.europa.eu>>.

[4] Materiály získané ve spolupráci s firmou SWELL, spol. s.r.o.

[5] POKORNÝ, Jan. *Bezpečnost a ochrana chodců* [online]. 2008 [cit. 2008-03-17].

Dostupné z <[http://envi.upce.cz/pisprace/ostatni/pokorny\\_text.pdf](http://envi.upce.cz/pisprace/ostatni/pokorny_text.pdf)>.

## SEZNAM GRAFŮ

Graf 1: Průběh napětí.....	36
Graf 2: Průběh napětí-větší radius .....	37
Graf 3: Průběh napětí-zesílený rám .....	38

## SEZNAM TABULEK

Tabulka I: Porovnání vypočítaných rychlostí hlavy .....	32
Tabulka II: Výsledky zpomalení hlavy (maximální velikost píku) [4] .....	48
Tabulka III: Výsledky <i>HIC</i> [4] .....	48

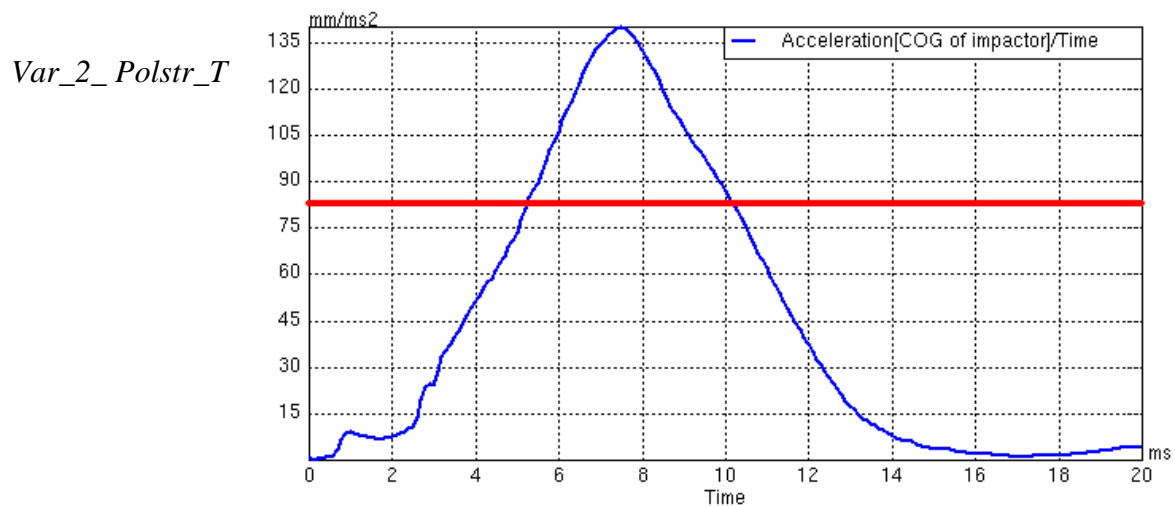
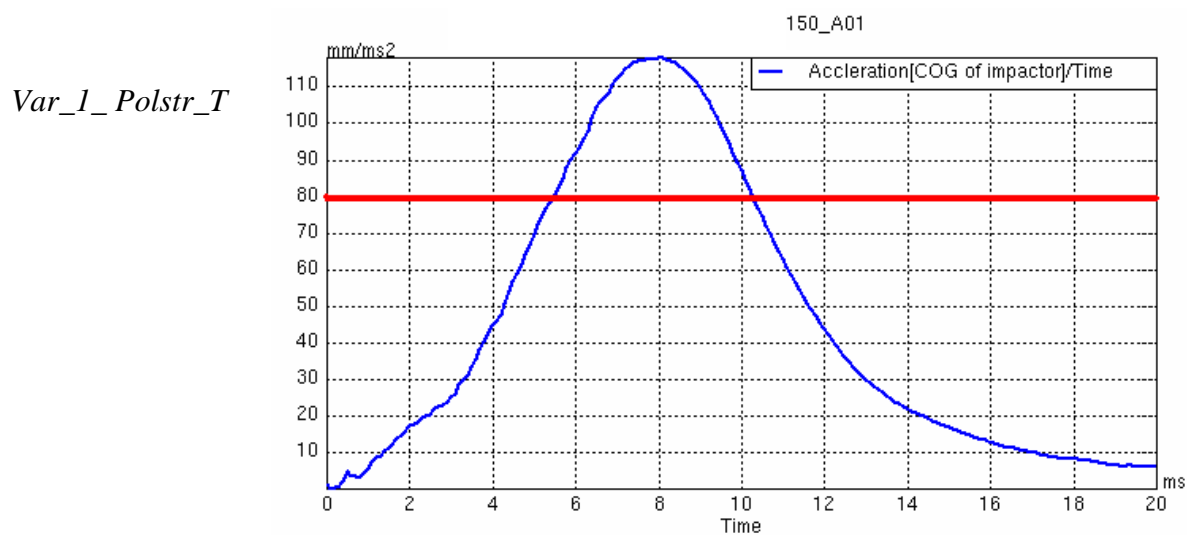
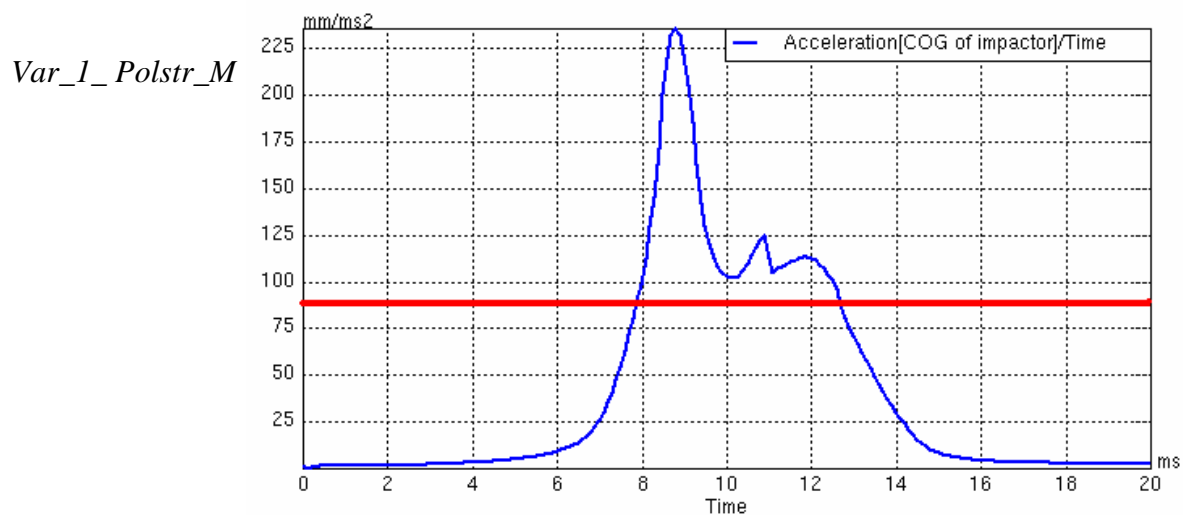
## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Postup zkoušky převrácení [1] .....	10
Obr. 2: Polohy autobusu při převrácení [1] .....	11
Obr. 3: Minimální prostory pro cestující [1] .....	12
Obr. 4: Vnější podoba sedadla.....	17
Obr. 5: Vnitřní struktura sedadla .....	18
Obr. 6: Konstrukce „ochranného lemu“ .....	18
Obr. 7: Parametry při převrácení [1] .....	19
Obr. 8: Detail výpočtu úsečky x .....	21
Obr. 9: Poloha hlavy v autobusu .....	23
Obr. 10 : Souměrná poloha vozidel před nárazem [2] .....	26
Obr. 11: Zobrazení skluzu [2] .....	27
Obr. 12: Situace pro výpočet .....	30
Obr. 13: Válcové plochy použité při statické zkoušce [3].....	33
Obr. 14: Vetknutí a zatížení rámu sedadla .....	34
Obr. 15: Průběh napětí.....	35
Obr. 16: Průběh napětí - detail.....	36
Obr. 17: Napětí ve struktuře trubky rámu .....	37
Obr. 18: FEM model [4].....	40
Obr. 19: Model impaktoru [4] .....	41
Obr. 20: Model tuhého impaktoru [4] .....	41
Obr. 21: Body nárazu .....	44
Obr. 22: Příčný řez polstrováním Var_1 .....	46
Obr. 23: Příčný řez polstrováním Var_2 .....	47

## **PŘÍLOHY**

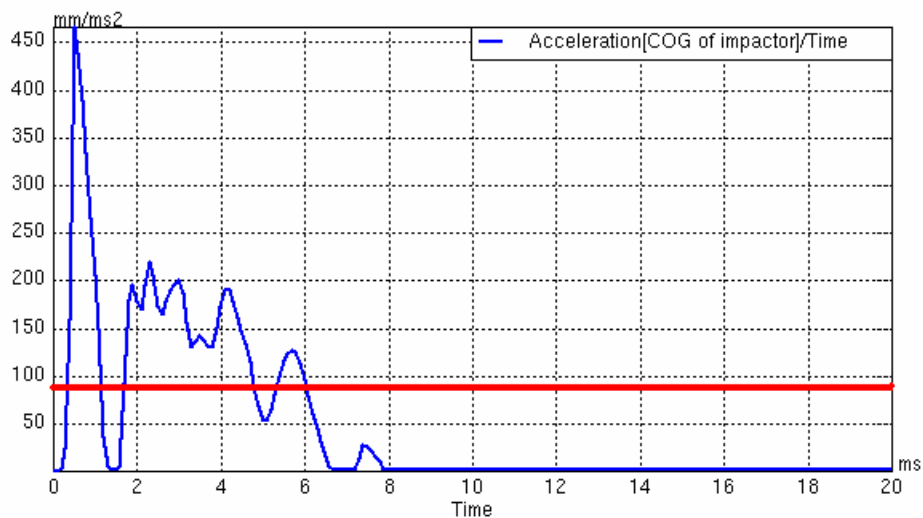


PŘÍLOHA Č. 1: Křivky zpomalení pro bod A01 [4]

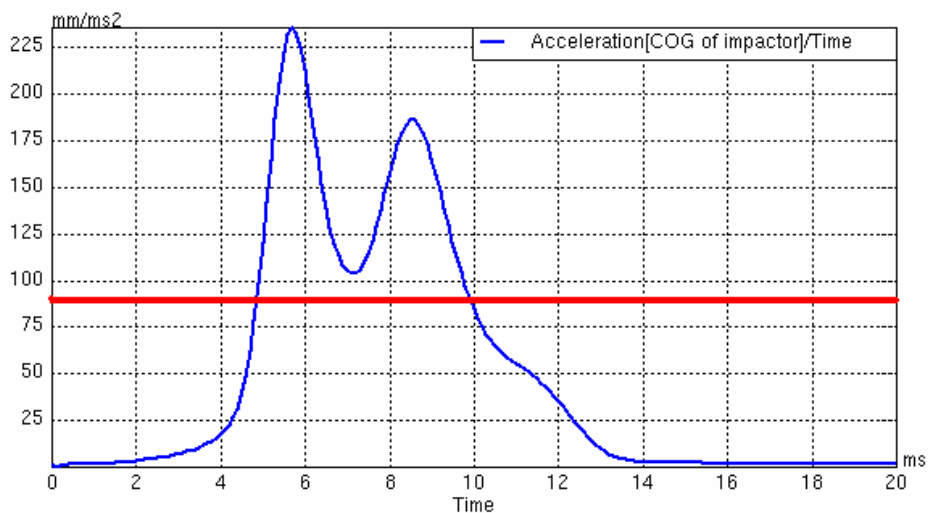


PŘÍLOHA Č. 2: Křivky zpomalení pro bod A02 [4]

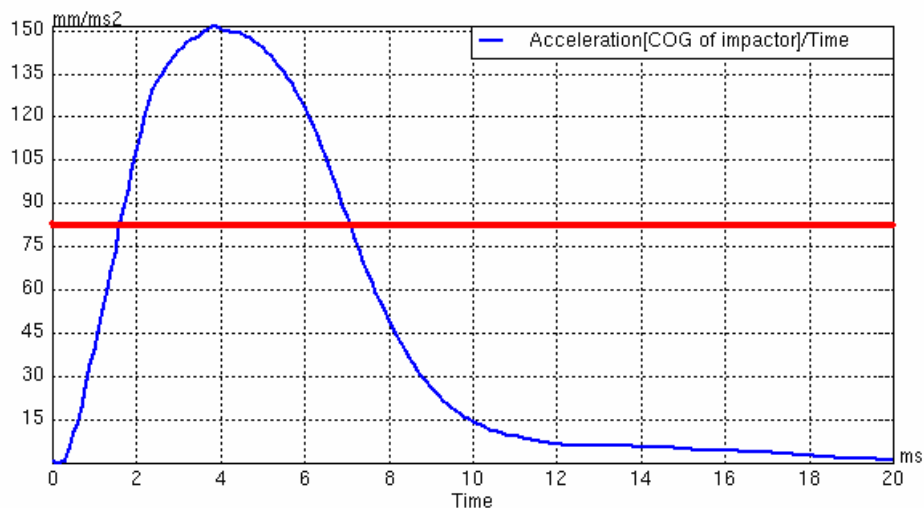
*Var\_0*



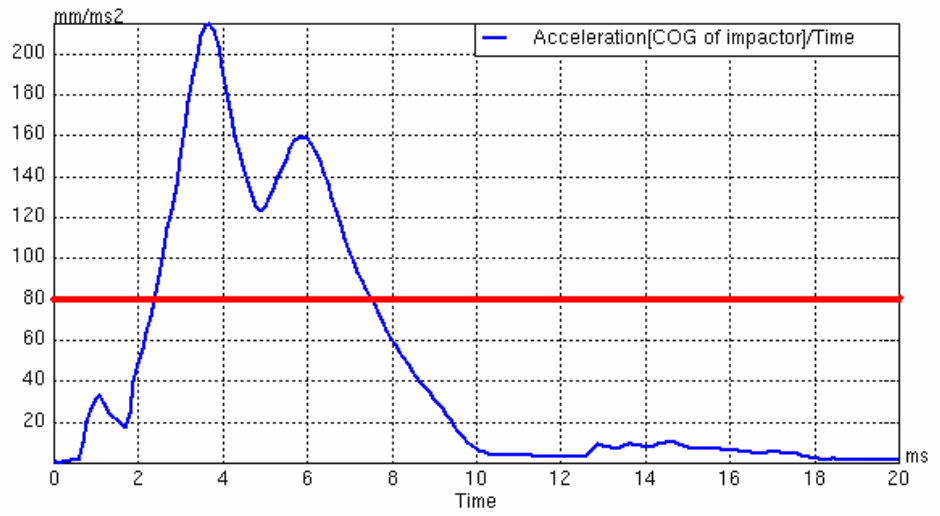
*Var\_1\_Polstr\_M*



*Var\_1\_Polstr\_T*

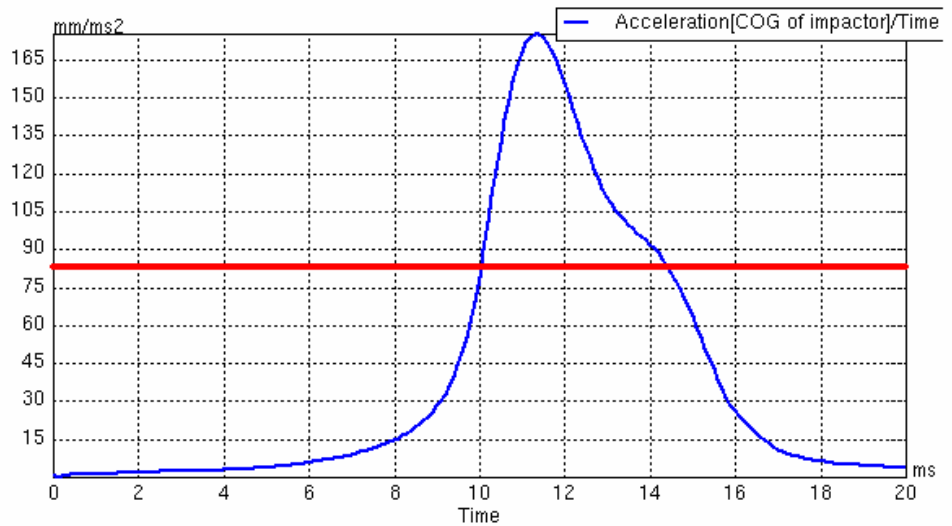


*Var\_2\_Polstr\_T*

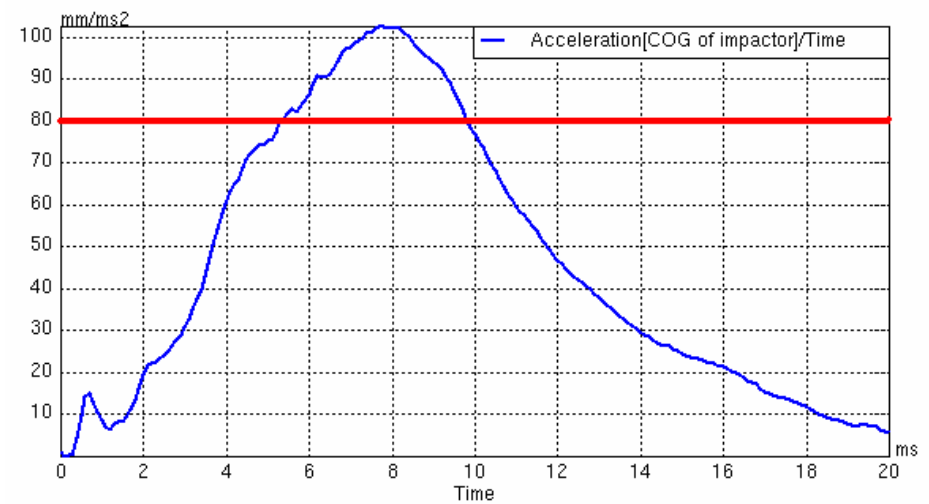


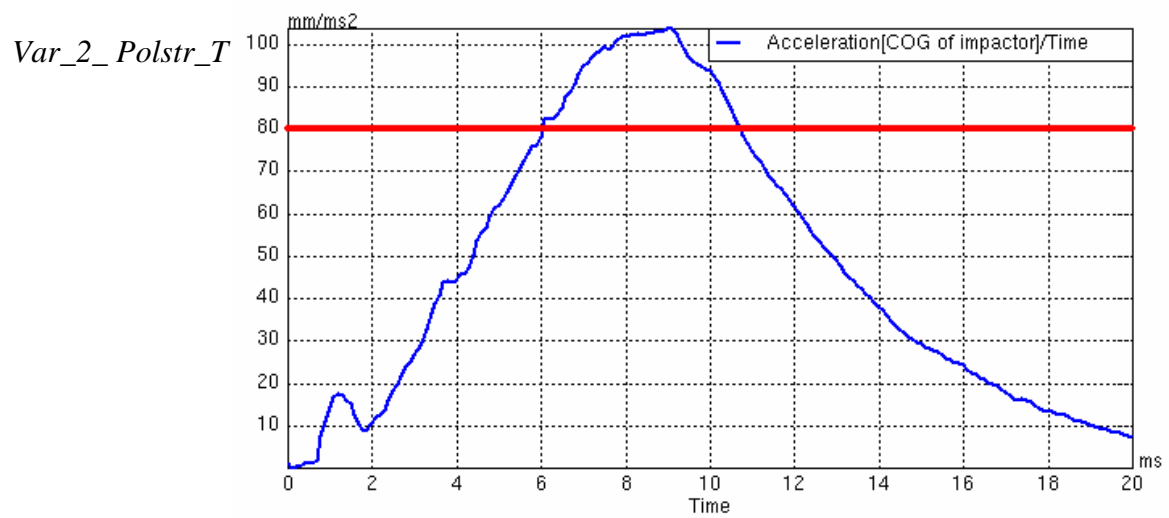
PŘÍLOHA Č. 3: Křivky zpomalení pro bod *B01* [4]

*Var\_1\_Polstr\_M*

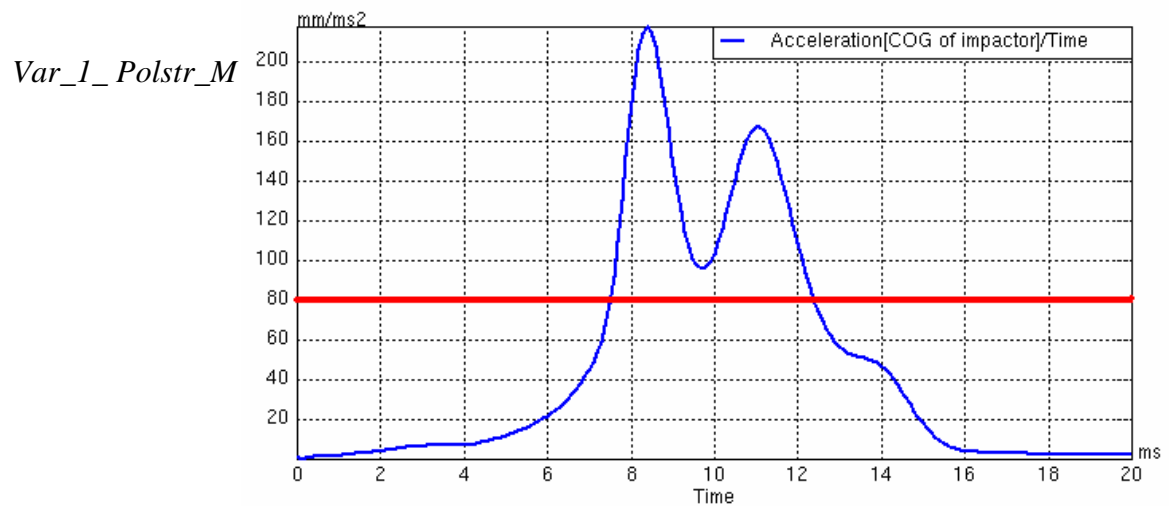
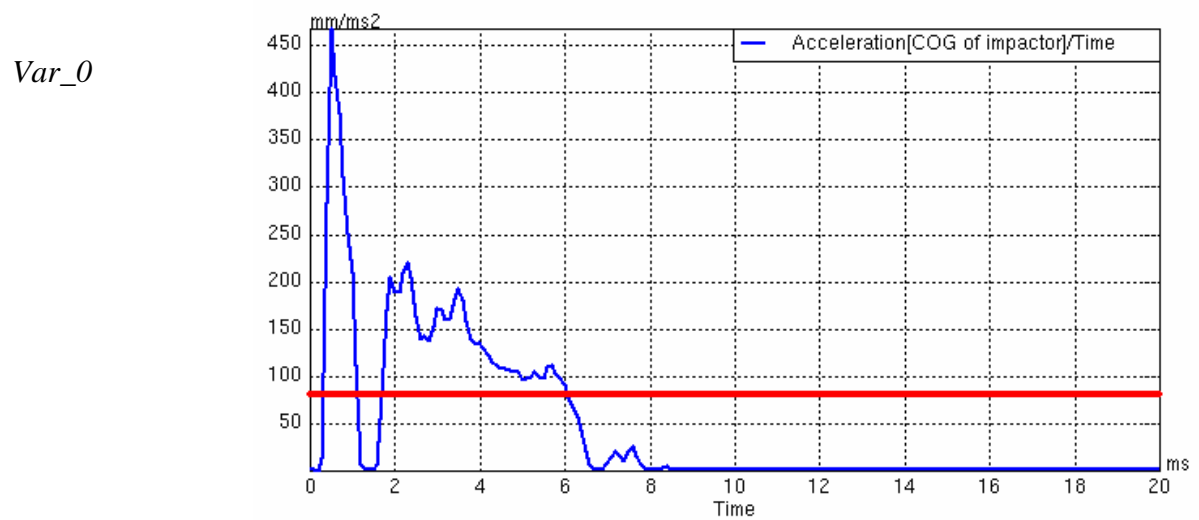


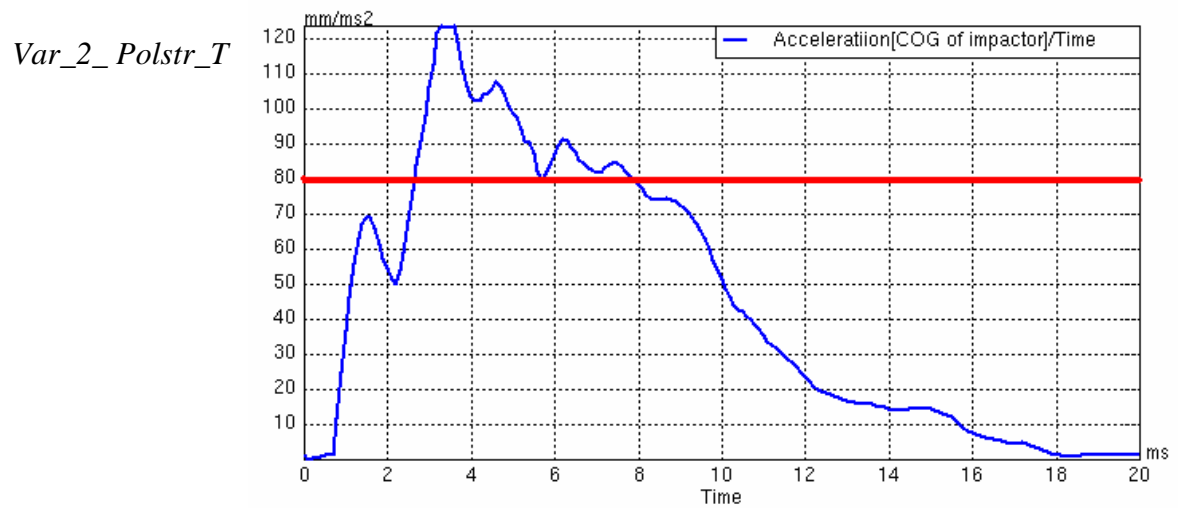
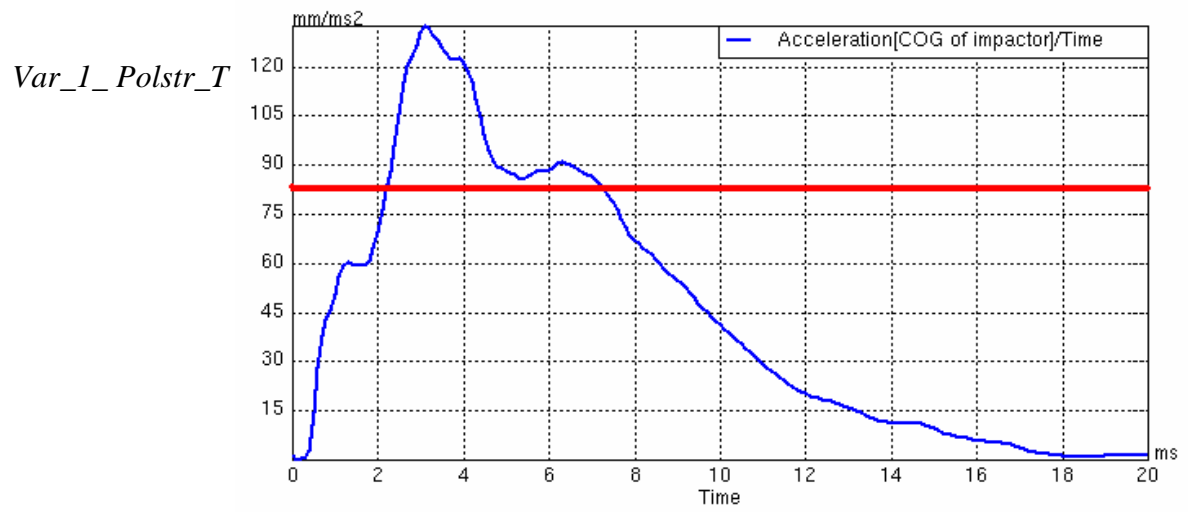
*Var\_1\_Polstr\_T*



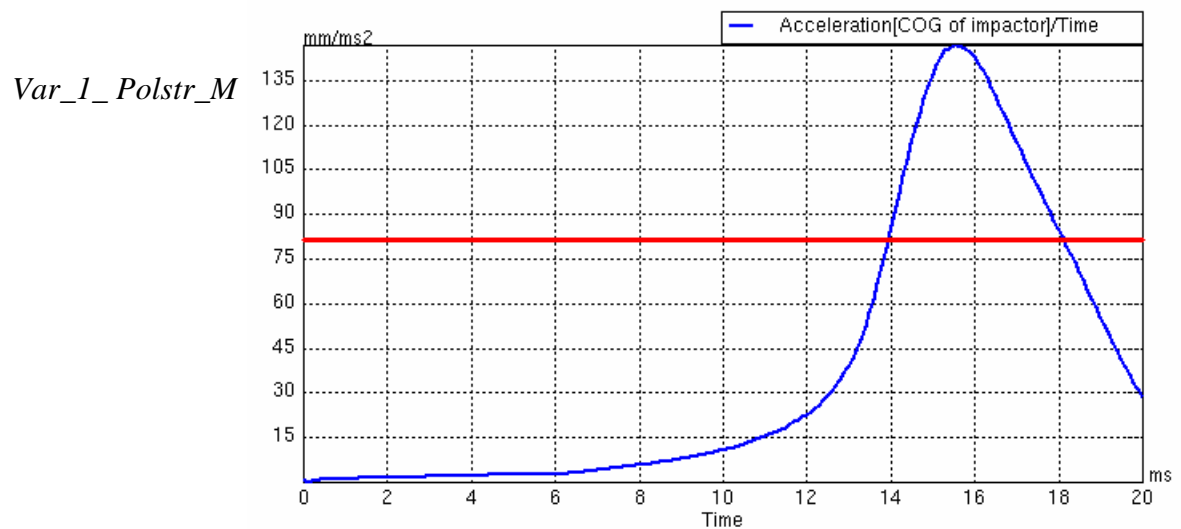


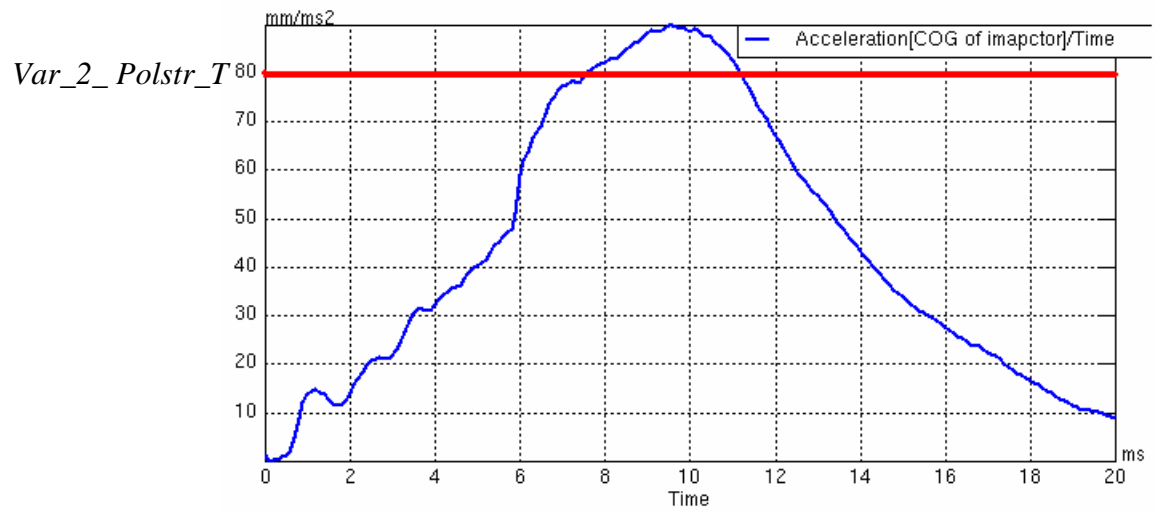
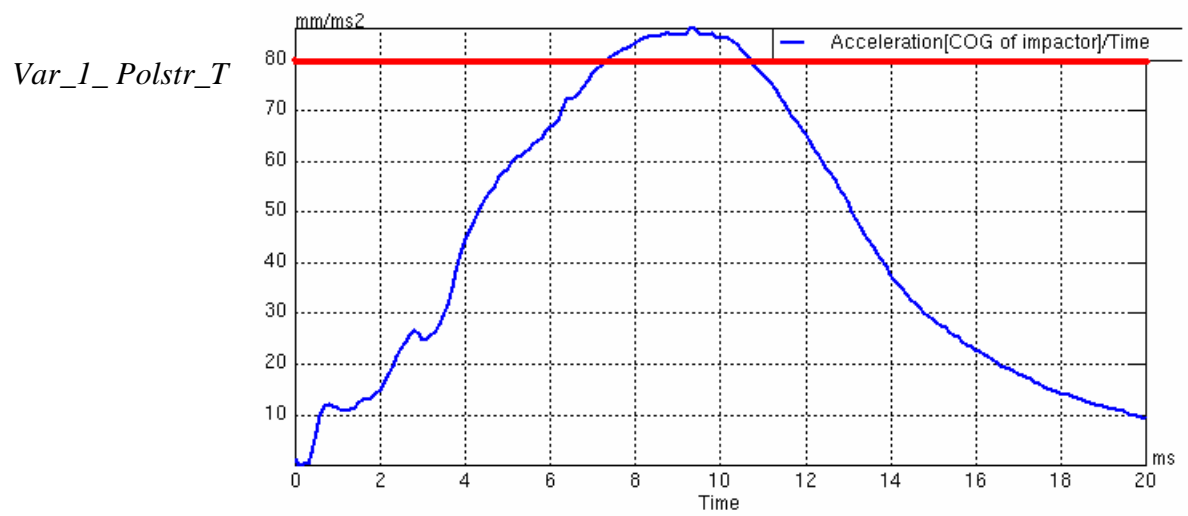
PŘÍLOHA Č. 4: Křivky zpomalení pro bod B02 [4]



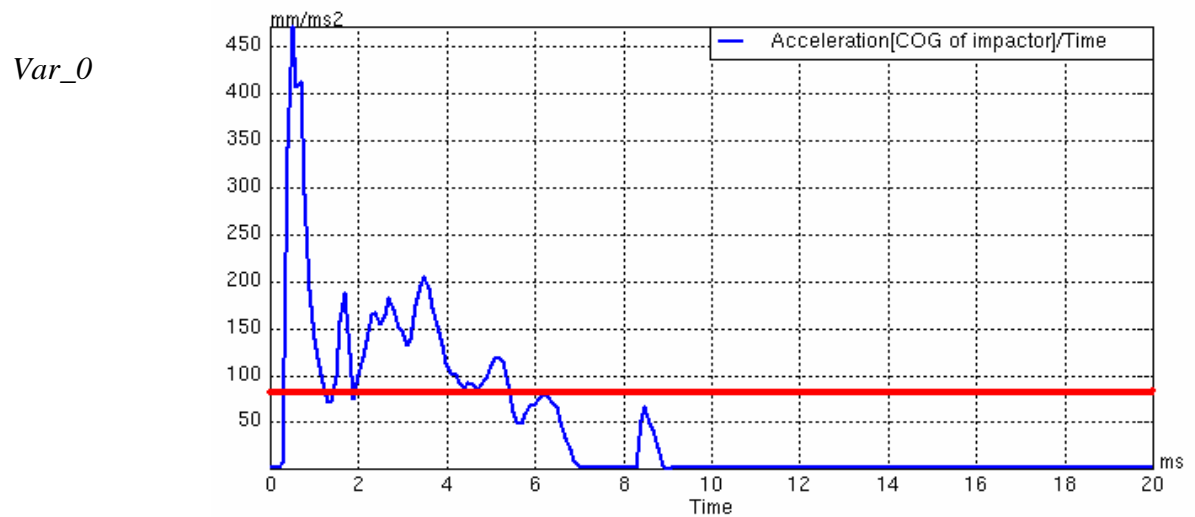


PŘÍLOHA Č. 5: Křivky zpomalení pro bod *C01* [4]

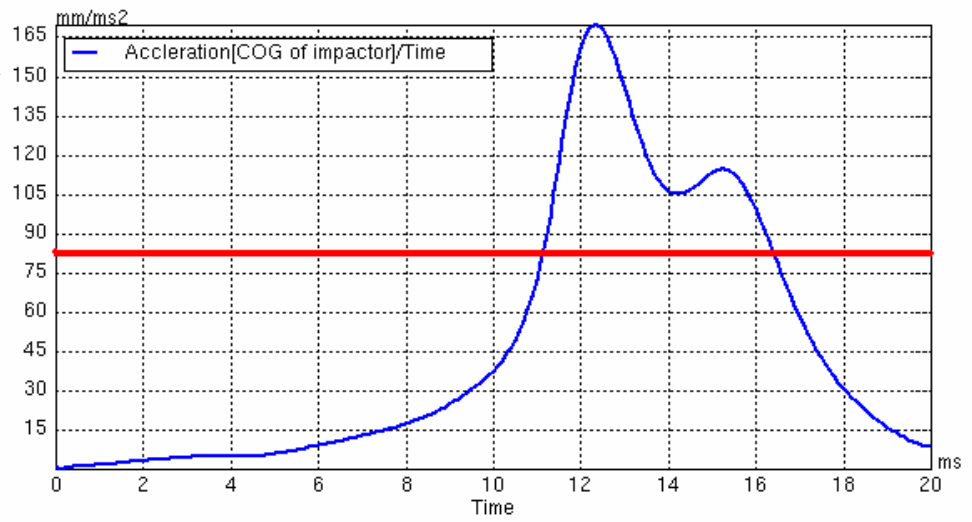




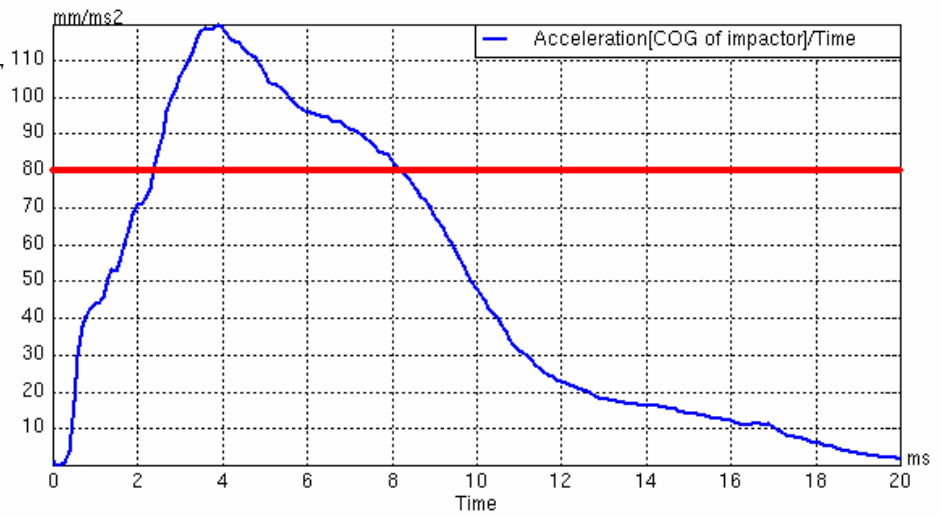
PŘÍLOHA Č. 6: Křivky zpomalení pro bod C02 [4]



*Var\_1\_Polstr\_M*



*Var\_1\_Polstr\_T*



*Var\_2\_Polstr\_T*

