

Budapesti Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem



**Közlekedésmérnöki Kar
Gépjárművek Tanszék**

**Autóbuszok ütközésállósági vizsgálatai és vizsgálati módszerei,
különös tekintettel a borulásbiztonságra, a vázszerkezetek
képlékeny csuklóira és zónáira**

Ph.D dolgozat

Készítette:

Vincze-Pap Sándor
okleveles gépészmérnök

Témavezető:

Dr. Melegh Gábor
egyetemi docens

Budapest
2008

TARTALOMJEGYZÉK

1. BEVEZETÉS, IRODALMI ÁTTEKINTÉS, CÉLKITŰZÉS	3
1.1 BEVEZETÉS.....	3
1.2 IRODALMI ÁTTEKINTÉS.....	4
1.2.1 A fémek képlékenysége, alakíthatósága.....	4
1.2.2 A járműbiztonsági kutatások kezdete.....	4
1.2.3 Járműszerkezetek képlékeny csuklóinak kutatásai.....	5
1.3 VIZSGÁLATI CÉLKITŰZÉS	8
1.3.1 Vizsgálati módszerek	8
2. AUTÓBUSZOK FRONTÁLIS ÜTKÖZÉSÁLLÓSÁGA, LÖKHÁRÍTÓK VIZSGÁLATAI.....	8
2.1 LÖKHÁRÍTÓK ILLESZTÉSE.....	8
2.2 LÖKHÁRÍTÓVÁLTOZATOK ÉS AZOK ELEMEINEK ENERGIAELNYELÉSI VIZSGÁLATAI.....	9
2.2.1 Zártszelvényű acélprofil nyomódiagramja, energiaelnyelő képessége.....	10
2.2.2 Négyfajta lökhárító energiaelnyelő elem dinamikai vizsgálata	11
2.2.3 Lökhárító elemek vizsgálatának összesítése	15
2.3 A STATIKUS NYOMÓDIAGRAM ENERGIAELNYELÉSI ELEMZÉSE	16
2.4 FÉM LÖKHÁRÍTÓ SZERKEZETEK VIZSGÁLATAINAK ÖSSZEGZÉSE.....	17
3. AUTÓBUSZ KAROSSZÉRIA SZEGMENSEK INGÁS ÜTŐVIZSGÁLATAI ÉS AZOK ELLENTMONDÁSAI	19
3.1 AZ EGB 66. ELŐÍRÁS KEZDETI VIZSGÁLATI ELJÁRÁSAI, A SZEGMENSEKRE VONATKOZÓ VIZSGÁLATI MÓDSZEREI	20
3.2 AUTÓBUSZ VÁZSZEGMENSEK INGÁS VIZSGÁLATAI.....	22
3.2.1 A vizsgált karosszériaszakaszok kialakítása.....	22
3.2.2 Az előírás szerinti energiahányadok kiszámítása	22
3.2.3 Az ingás vizsgálatok eredményei és értékelésük.....	25
3.3 VALÓS BORÍTÓVIZSGÁLAT (IK 365 AUTÓBUSZ)	29
3.4 STATIKUS LABORATÓRIUMI HAJLÍTÓ VIZSGÁLAT (IK 365 AUTÓBUSZ)	30
3.5 EGY SZIMULÁCIÓS EREDMÉNY	32
3.6 AZ INGÁS VIZSGÁLATOK EREDMÉNYEINEK TANULSÁGA, A MÓDSZER KRITIKÁJA.....	33
4. AUTÓKUT MÓDSZER SZERINTI TETŐSZILÁRDSÁG VIZSGÁLAT	34
4.1 STATIKUS VIZSGÁLATI MÓDSZER AZ AUTÓBUSZ TETŐSZILÁRDSÁG ELLENŐRZÉSÉRE	34
4.1.1 A modulrendszerű eljárás alapelve	34
4.1.2 Kvázistatikus hajlító vizsgálatok.....	37
4.2 NABI 700 SE AUTÓBUSZ TETŐSZILÁRDSÁG SZÁMÍTÁSA	37
4.3 IK 250 (256) TÍPUSÚ AUTÓBUSZOK TETŐSZILÁRDSÁGÁNAK JAVÍTÁSA.....	45
4.4 IK 415 AUTÓBUSZ TETŐSZILÁRDSÁGÁNAK MÉRÉSE ÉS SZÁMÍTÁSA.....	48
4.5 AZ AUTÓKUT MÓDSZER KITERJEDT ALKALMAZÁSA.....	51
5. TETŐSZILÁRDSÁG NÖVELÉSE MŰGYANTA FELTÖLTÉSEL	51
5.1 ART-RIG (ELJÁRÁS MECHANIKAI, ÜREGES SZELVÉNYEK MEREVSÉGÉNEK NÖVELÉSÉRE)	52
5.2 MÉRÉSSOROZAT KÜLÖNBÖZŐ SZELVÉNYERŐSÍTÉSI MEGOLDÁSOKKAL.....	53
5.3 A VIZSGÁLATSOROZATBÓL LEVONHATÓ MEGÁLLAPÍTÁSOK	59
5.4 E98 TÍPUSÚ AUTÓBUSZ MELLFALI BORULÁSSZILÁRDSÁGÁNAK NÖVELÉS MŰGYANTA FELTÖLTÉSEL.....	60
5.5 A MŰGYANTA FELTÖLTÉS LEHETŐSÉGEI, ELŐNYEI	61
ÖSSZEFOGLALÁS.....	63
A DISSZERTÁCIÓ TÉZISEI.....	64
UTÓSZÓ ÉS KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS	67
A TÉZISPONTOKHOZ KAPCSOLÓDÓ SAJÁT TUDOMÁNYOS KÖZLEMÉNYEK.....	68
IRODALMI HIVATKOZÁSOK LISTÁJA	69

MELLÉKLETEK

M1. MELLÉKLET - SZOLGÁLATI TALÁLTMÁNY: ÜTKÖZÉSI ENERGIAELNYELŐ ELEM FŐLEG JÁRMŰVEKHEZ ÉS ELJÁRÁS AZ ELEM ELŐÁLLÍTÁSÁRAM-1

M2. MELLÉKLET - AUTÓBUSZOK MÉRETEZÉSE FRONTÁLIS ÜTKÖZÉSRE M-4

M2.1 AUTÓBUSZ HOMLOKÜTKÖZTETÉSEK (1984)	M-4
M2.1.1 IK 411 fenékváz statikus és dinamikus vizsgálata	M-8
M2.1.2 IK 411 lökhárító közdarabok statikus vizsgálata.....	M-9
M2.2 EGYÉB RÉSZEGYSÉG VIZSGÁLATOK	M-10
M2.2.1 Mellöv statikus nyomóvizsgálata.....	M-10
M2.2.2 Biztonsági dobogó.....	M-11
M2.3 MŰANYAG LÖKHÁRÍTÓ ELEMÉK VIZSGÁLATAI	M-12
M2.3.1 Lökhárító középső szegmens vizsgálatok	M-13

M3. MELLÉKLET - KEZDETI KÍSÉRLETI MÓDSZEREK KOMPLETT AUTÓBUSZOK TETŐSZILÁRDSÁGÁNAK ELLENŐRZÉSÉBEN (1971-1983) M-18

M3.1 AZ 1971-72-ES STATIKUS TETŐSZILÁRDSÁGI VIZSGÁLATOK.....	M-18
M3.2 AZ 1972-ES DINAMIKUS TETŐSZILÁRDSÁGI VIZSGÁLATOK [51].....	M-18
M3.3 AZ 1975-ÖS DINAMIKUS TETŐSZILÁRDSÁGI VIZSGÁLATOK [51].....	M-20
M3.4 KISMINTA KÍSÉRLETEK [29].....	M-21
M3.5 AZ 1982-ES LEJTŐS BORÍTÁS ELŐKÉSZÍTÉSE	M-22
M3.5.1 A kísérlet körülményei.....	M-23
M3.5.1.1 A kísérleti terep	M-23
M3.5.1.2 Az IK 255 típusú autóbusz előkészítése a mérésre.....	M-23
M3.5.2 A kísérlet során tervezett és végrehajtott mérések.....	M-25
M3.5.2.1 A filmezés.....	M-25
M3.5.2.2 Bélyegek és gyorsulásmérők elhelyezése	M-25
M3.5.2.3 A borítás folyamatának technikája	M-27
M3.6 A MAGYAR MÓDSZER SZERINTI 1982-ES BORÍTÁS.....	M-27
M3.6.1 A borítás folyamata a gyorsfilmeken.....	M-29
M3.6.1.1 Oldalnézet.....	M-29
M3.6.1.2 Hátnézet.....	M-30
M3.6.1.3 Előnézet.....	M-32
M3.6.1.4 A bábuk mozgása, belső felvétel	M-33
M3.6.2 Nyúlásmérő bélyeges- és gyorsulásmérések.....	M-36
M3.6.3 A borítás utáni felvételek.....	M-37
M3.6.4 Sebesség és szöggyorsulás.....	M-37
M3.6.5 A magyar módszer szerinti borítóvizsgálatok összefoglalása.....	M-39
M3.7 EREDETI ANGOL ÉS AZ AZT MÓDOSÍTÓ MAGYAR JAVASLAT – (EGB 66)	M-40
M3.8 EGY KIS „BORULÁSMECHANIKA” AZ EB 66. SZÁMÚ ELŐÍRÁSHOZ.....	M-41
M3.9 A VÁZSZERKEZET PASSZÍV BIZTONSÁGI FEJLESZTÉSEINEK GYAKORLATI EREDMÉNYEI	M-43

M4. MELLÉKLET - STANDARD BUSZBORÍTÁSOS VIZSGÁLATOK..... M-48

M4.1 AZ ELSŐ VIZSGÁLATOK.....	M-48
M4.1.1 Karosa autóbusz horító vizsgálata.....	M-48
M4.1.2 Csavdar városi autóbusz borítóvizsgálata.....	M-4
M4.2 IVECO 65C15 TÍPUSÚ ALVÁZRA ÉPÍTETT AUTÓBUSZ BORÍTÓ VIZSGÁLATA.....	M-4
M4.2.1 A vizsgálati körülmények.....	M-5
M4.2.2 A vizsgálat eredményei /.....	M-5
M4.3 MARBUS B3 VÁZSZERKEZETŰ AUTÓBUSZ BORÍTÓVIZSGÁLATA /	M-5
M4.3.1 Az autóbusz vázszerkezet előkészítése vizsgálatra.....	M-5
M4.3.2 A vázszerkezetű autóbusz vizsgálati eredményei	M-5
M4.4 A MELLÖV FELÜLÉS ELKERÜLÉSÉNEK KRITÉRIUMA	M-6
M4.5 EGYÉB BUSZVÁZ BORÍTÁSOK	M-6
M4.5.1 Kompozit busz kísérleti borítása	M-6
M4.5.2 Alacsonypadlós, acélváz városi busz kísérleti vizsgálata	M-6
M4.6 EGB 66.01 SZÁMÚ MÓDOSÍTOTT ELŐÍRÁS 2005 NOVEMBERÉTŐL.....	M-6
M4.7 A MÓDOSÍTOTT EGB 66.01 SZÁMÚ ELŐÍRÁS SZERINTI ELSŐ BORÍTÓVIZSGÁLAT /	M-6

1. Bevezetés, irodalmi áttekintés, célkitűzés

1.1 Bevezetés

A járművek ütközésbiztonságának alapkonceptiója a múlt század 30-as éveiben az volt, hogy minél merevebb egy vázszerkezet annál jobb, mert az növeli az ütközésállóságot és ezzel együtt a balesetbiztonságot is. Azután a 60-as évek második felében elindított járműbiztonsági programok górcső alá vették a nagyobb gyakoriságú frontális ütközéseket, majd kiterjedtek a kutatások az oldalütközésekre és a borulásos balesetekre is és megváltozott ez a szemlélet. 1980-ra gyakorlatilag megszülettek mindazok a szabványok és előírások, amelyek a mai járművek passzív biztonsági ellenőrzését megkövetelik.

A mára kialakult koncepciók szerint a járművek ütközésbiztonságának tervezésénél két fő szempontot kell figyelembe venni:

– az adott ütközés során mindig elegendő sértetlen fizikai tér (ún. túlélési tér) álljon a vezető és az utasok rendelkezésére;

– az embereket megfelelő módon (övvel, légzsákkal, energiaelnyelő burkolatokkal, stb.) az ütközés túlélését biztosító térrészben kell tartani és meg kell védeni a testükre ható, sérüléseket okozó erők, lassulások ellen, szakszóval az előírt ún. *biomechanikai határértékeket* az ütközés során nem szabad túllépni.

A járműveket, különösen a nagy teherbírású haszonjárműveket, és ezek közül is elsősorban az autóbuszokat, jelentős mértékben vékonyfalú zártszelvényekből építik fel.

Jelen dolgozatom tágabb értelemben az autóbuszok ütközésbiztonságával, szűkebb értelemben az autóbusz vázszerkezetek deformációs, energiaelnyelési tulajdonságaival foglalkozik, tárgyyszerű pontos meghatározással a négyszög keresztmetszetű vékonyfalú acél zártszelvényekből és lemezekből felépített autóbusz és vázrészei képlékeny csuklóinak, zónáinak vizsgálata a disszertációm tárgya.

Egy jármű fémszerkezetében (nyomó, hajlító vagy csavaró) terhelés hatására az anyag a folyáshatárt meghaladó feszültség hatására megfolyik, megváltozik az alakja, szemmel is látható módon geometriája jelentősen módosul, az anyag „gyűrődik”, un. *képlékeny csukló* alakul ki. A szerkezetet felépítő zártszelvények, csövek, lemezek egymáshoz képest elmozdulnak, elfordulnak, elcsavarodnak. A képlékeny csukló korlátozódhat egy adott (lemez, cső, zártszelvény,...) elemre, de kiterjedhet akár az adott csomóponti környezet összes elemére, különböző mértékben. Több szomszédos elem kialakuló képlékeny csukló együttes esetén összetett képlékeny csuklóról vagy *képlékeny zónáról* beszélünk.

Az autóbuszok vázszerkezeteiben kialakuló képlékeny csuklók kialakulását, energiaelnyelési tulajdonságait, kísérleti karakterisztikáit különböző jellegű és irányú terhelésekre vizsgálom.

Kísérleti módszerekkel azt tanulmányozom, és azt kutatom, hogyan lehet az autóbuszok frontális ütközésekor és borulásakor kialakuló képlékeny csuklók energiaelnyelését megmérve és elemezve jobban illeszthető és nagyobb energiaelnyelésre képes lökhárítót készíteni, hogyan lehet az autóbuszok borulásakor a vázszerkezet energiaelnyelését konzervatív módon számszerűsíteni egyszerűbb statikus módszerrel, ill. hogyan lehet a vázszerkezetben található zártszelvényű csövek energiaelnyelési képességét –akár kész járművön– növelni.

A vizsgálataim kiterjednek a vékonyfalú zártszelvények képlékeny csuklói statikus és dinamikus energiaelnyelésének összehasonlító vizsgálati elemzésére, ill. az ehhez kapcsolódó ingás ütővizsgálatok tulajdonságainak, hátrányainak vizsgálatára is a kísérleti mechanika laboratóriumi alpmódszereinek alkalmazásával.

1.2 Irodalmi áttekintés

1.2.1 A fémek képlékenysége, alakíthatósága

A fémek alakíthatósági tulajdonságát már évszázadok óta használjuk a hagyományos meleg és hideg fémalakítási technológiáknál, pl. kovácsolásnál, hengerlésnél vagy sajtolásnál. Képlékenységen (vagy más szóval alakíthatóságon) az anyagok azon tulajdonságát értjük, hogy különböző mechanikai igénybevételek hatására törés és repedés nélkül (kristályszerkezeti repedések nélkül, az atomok kötéseinek megszakadása nélkül), az anyaguk folytonosságának megtartásával képesek az alakjukat változtatni.

A képlékenység nem abszolút tulajdonsága az anyagnak, hanem az állapotényezőknél is függvénye. Ilyen állapotényezők: a feszültségi állapot; a hőmérséklet; az alakváltozási sebesség.

Az egyes fémek szakítódigramját és alakíthatóságát összevetve megállapítható, hogy az a fém alakítható jól, amelynek nagy a nyúlása és a kontrakciója. Az alakítás erőszükséglete szempontjából pedig az a fém kedvezőbb, amelynek a folyási görbéje laposabb.

Az érvényes elméletek szerint a képlékeny alakváltozás az atomsíkok elcsúszásával valósul meg. Az elcsúszás azokon a síkokon megy végbe, ahol a legtöbb atom található. Az atomsíkok elcsúszása azonban nagy csúsztatófeszültséget igényel, a csúszás megindításához és fenntartásához elméletileg mintegy ezerszer akkora feszültségre lenne szükség, mint amit kísérletekkel mértek. Ezt az ellentmondást a *Vito Volterra* által 1905-ben kifejlesztett diszlokáció elmélet oldotta fel, amelyet – egy időben, de végső soron egymástól függetlenül – *Orován Egon* (1902-1989), *Polányi Mihály* (1891-1976) és *G. I. Taylor* terjesztett ki a fémek képlékeny alakváltozására még az 1930-as években. [1] Eszerint a kristálysíkok elcsúszása nem az atomsíkok merev testhez hasonlítható elcsúszásával megy végbe, hanem kristályhibák közvetítésével, az egyik atomsor a diszlokációk segítségével mintegy „végiggörög, végigfut” a másik atomsoron.

(Érdekességgként megjegyzem, hogy az amerikai The Minerals, Metals & Materials Society (*JOM*) havi magazin 2006-ban az anyagtudományok legjelentősebb 600 felfedezésének a listáján a 23. helyre tette ezt a felfedezést, ld. <http://www.materialmoments.org/vote.html>.)

A gyakorlati fémekben jelentős mennyiségű kristályosodási hiba, diszlokáció és ponthiba található. A képlékeny alakváltozás szempontjából a diszlokációk hatása a meghatározó, maguk a ponthibák inkább a diszlokációkra hatnak.

A folyási feszültség a fém diszlokációsűrűségétől, az pedig a szemcsemérettől függ: annál nagyobb a folyási feszültség, minél kisebb a szemcseméret.

A képlékenységtan elmúlt félévszázad magyarországi kutatói közül kiemelkedő *Kaliszky Sándor* tevékenysége a(z) elsősorban építészeti) szerkezetek dinamikai és stabilitásvizsgálata és a rugalmas-képlékeny tartószerkezetek területén végzett munkáival. [2] [3]

1.2.2 A járműbiztonsági kutatások kezdete

A világméretű járműbiztonsági kutatások (aktív, passzív biztonság) csak az 1960-as évek második felében kezdődtek. Ezek elsősorban a személyautók biztonságának növelését tűzték ki célul, és biztonságos járművek kifejlesztésével az egyre növekvő országúti balesetek csökkentése volt a cél. Az USA-ban az NHTSA (Nemzeti Autópálya Biztonsági Hivatal) 1966-os megalakulása után megkezdődött a *Szövetségi Motoros Járműszabványok* (FMVSS) megalkotása. 1969-ben meghirdették a világméretű ESV (Experimental Safety Vehicle) programot. 1971-ben volt az első ESV konferencia, amely járműbiztonsági (aktív-, passzív- és utasbiztonság) témakörben a legnagyobb, kettőévente megrendezett nemzetközi kutatói fórum.

Magyarország bár nem vett közvetlenül részt a nemzetközi ESV személyautó fejlesztési összefogásban, viszont a 60-as évek második felében az Ikarus 200-as család fejlesztési

igényei és az 1971-ben megindult magyar autóbusz-fejlesztési programunk révén a buszok gyártástechnológiájának fejlesztésével és passzív biztonsági kutatásaival (borulás, üléslekötés szilárdság, frontális ütközésállóság) csatlakoztunk Európa élenjáró országaihoz és „autóbusz-szakértő” országává váltunk az elmúlt 40 évben. Ugyancsak 1971-ben kezdődött a háromévente nemzetközi szinten megrendezett magyar Autóbusz Szakértői Tanácskozás sikertörténete is, mint Európa e tárgykörben tartott első átfogó konferenciája. Számos autóbuszra vonatkozó európai biztonsági előírás kezdeményezése és érdemi munkája hazai szakértők tevékenységéhez kötődik és ezen belül is az Ikarus fejlesztéseihez kapcsolódva az AUTÓKUT és annak Autóbusz Főosztálya volt a központ.

Az elindult hazai autóbusz-fejlesztési programnak köszönhetően, magyar kutatók is már a kezdetektől foglalkoztak az ütközésbiztonság kifejezetten autóbusz vázszerkezetekre vonatkozó követelményeivel.

1.2.3 Járműszerkezetek képlékeny csuklóinak kutatásai

A személyautók ütközésbiztonságához kapcsolódóan a képlékeny csuklók rögtön nemzetközi központi témává váltak és maradtak a mai napig, annyi módosulással, hogy a kísérleti technikákhoz és a numerikus matematikai modellezésekhez képest a számítógépes, végeselemes módszerek alkalmazása jelentősen megnőtt, amellyel az alapvetően héjelemes megközelítések kezelhetőbbek lettek. A képlékeny csuklók hatása, szerepe az ütközési energia elnyelésében mindmáig kutatott terület, ehhez kapcsolva a lökhárítók és a lökhárító elemek energiaelnyelésének javítására számos ötlet és megvalósítás született. Ezek döntően különböző alakú és szelvényméretű elemek energiaelnyelésével oldották meg a feladatot, az autóbusz lökhárítókra külön megoldások nem jelentek meg, adott, normál méretű zártszelvények kerülnek beépítésre az autóbuszokba a mai napig.

A képlékeny csuklók vázszerkezeti kialakulásával, matematikai, héjelméleti modellezésével foglalkozók közül *Davis, Chang, Wierzbicki, Mahmood, Paluszny* nevét kell először megemlíteni, a képlékeny csuklók kialakulásakor fellépő erő, nyomaték és energiaelnyelés kérdéseivel rajtuk kívül *Abramovicz, Pifko, Vignjevic* munkáiban találkozhatunk. [4-15]

A nemzetközi kutatásokkal egyidőben Magyarországon is előtérbe került a *képlékeny csuklók* kutatása és nemzetközi szinten is jelentős eredmények, dolgozatok születtek. Sőt, némi büszkeséggel azt is mondhatjuk, hogy a buszok passzív biztonságának kutatásai hazánkból indulva váltak nemzetközivé. Ebben a témakörben, a képlékeny csuklók működési mechanizmusának matematikai leírásával, karakterisztikájának matematikai közelítésével, modellezésével, ill. a vékonyfalú zártszelvényekben kialakuló *képlékeny csukló*knak az autóbuszok vázszilárdságra gyakorolt hatásával frontális ütközés és borulásos baleset esetén, magyar kutatókat is ki kell emelnünk, elsősorban *Matolcsy, Molnár, Voith* munkáira hivatkozva. [32-38]

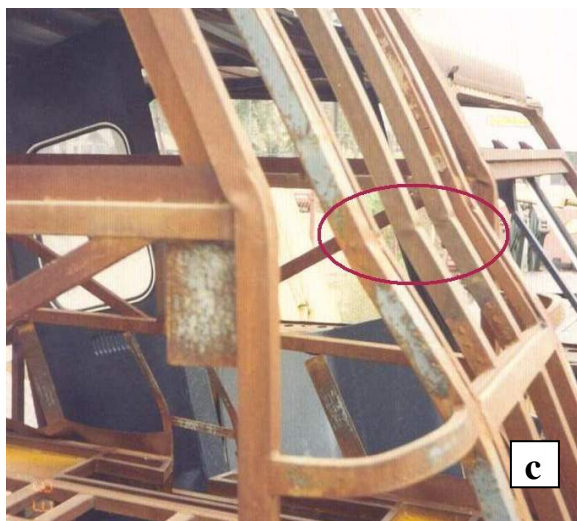
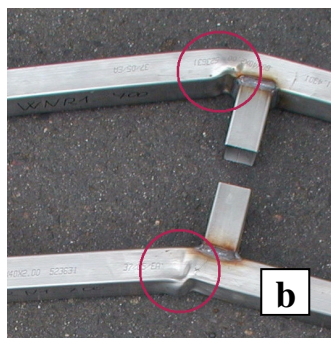
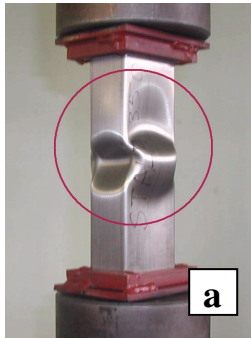
A képlékeny csuklóknak nincs nemzetközileg elfogadott definíciója, a legrészletesebb leírását *Matolcsy* [43] adja. Az ott található meghatározásokat alapul véve, részben kissé átfogalmazva, a dolgozatban a következő értelmezéseket használom:

a. *Elemi képlékeny csukló* rúdszerű alkatrészekben alakul ki (ahol a hosszirányú méret közel nagyságrenddel nagyobb, mint a másik kettőirányú méret) egyszerű igénybevétel hatására és a stabilitásvesztéshez tartozó igénybevétel egy relatíve kis területen okoz képlékeny alakváltozást; az eredeti keresztmetszet lényegesen torzul; az alakváltozással torzult képlékeny csukló hosszirányú mérete nagyobb, mint a rúdszerű alkatrész keresztmetszete. Az elemi képlékeny csuklókat feloszthatjuk az alakváltozás irányától függően is, és beszélhetünk lineáris, elforduló (rotációs) vagy vegyes, kombinációs elemi csuklókról is. **(1.1 ábra)**

b. *Egyedi képlékeny csukló* olyan nem rúdszerű elemeken alakul ki, amelyeknek nincs egyetlen kitüntetett (hosszirányú) kiterjedése (például lemezek behorpadásakor, vagy

zártszelvények oldalero hatására történő összerogyásakor), legtöbbször többfajta (összetett) egyidejű igénybevétel lép fel esetükben, és amelyeknél szintén a képlékeny alakváltozással bekövetkező összegyűrődés okozza a stabilitásvesztést, de kiterjedése nem olyan szabályos alakú, mint az elemi képlékeny csukló. **(1.2 ábra)**

c. *Összetett képlékeny csukló* vagy más elnevezéssel *képlékeny zóna* nem egyetlen alkatrészen, hanem lemez, nyitott- vagy zártszelvények és azok kombinációjából felépített szerkezeti csomópontok, környezetek esetén értelmezhető, amikor a stabilitásvesztés több, nem csupán egyetlen, elemi vagy egyedi képlékeny csukló kialakulásához köthető. A terhelés hatására kialakuló elemi és egyedi képlékeny csuklók sorozata vezet a szerkezeti környezet tönkremeneteléhez. A képlékeny zóna magában foglalja az elemi és egyedi képlékeny csuklókat; összetett képlékeny csukló esetén nincs értelme annak hosszáról beszélni, a képlékeny zónának csak kiterjedése van. **(1.3 ábra)**



1.1.a-c ábra

Elemi képlékeny csuklók

a: lineáris elemi képlékeny csukló axiális terhelés következményeként;

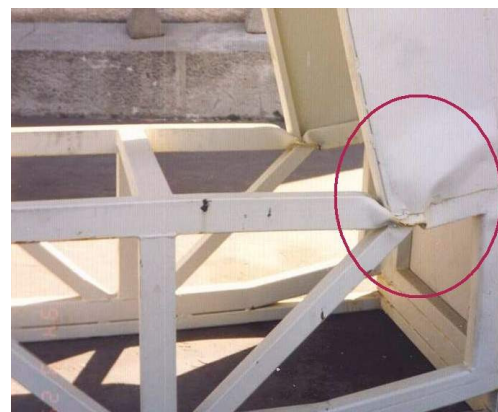
b: rotációs képlékeny csuklók hajlító terhelés hatására;

c: négy darab rotációs képlékeny csukló egy autóbusz vázszegecsen hajlító terhelés hatására.



1.2 ábra

Egyedi képlékeny csukló (lemezhorpadás)



1.3 ábra

Összetett képlékeny csukló vagy más szóval képlékeny zóna

A képlékeny csuklók statikus és dinamikus erőhatásra történő energiaelnyelése fontos megválaszolandó gyakorlati feladat (amelyet a korszerű, járműütközésekre is kifejlesztett végelelemes technikák –LS Dyna, Pam Crash,...- is használnak különböző elméleti megközelítésekkel), de szakirodalmi háttere meglehetősen hiányos. Az alkalmazott kísérleti háttér sem alkalmas a képlékeny alakváltozással járó dinamikus energiaelnyelés számszerűsítő vizsgálatára, mert a méréseket vagy függőleges ejtő vizsgálatokkal, vagy egy ettől némileg korszerűbb, vízszintes irányban repülő tömeggel végzik, ám mindkét rendszernél az ellensúly alá van támasztva és a kényszereken keresztül távozó energia mérésére nincsen eszköz. (Olyan vizsgálat lenne célszerű, amikor kettő merev, nagy tömeg repül alátámasztás nélkül egymásnak, és köztük van a képlékeny alakváltozással összegyűrődő szelvény. Ebben az esetben tisztán mozgási és deformációs energiák mérése lenne a feladat.) A vízszintes repülő súlyos vizsgálatoknál kapott eredmények szerint –ld. Kim és tsai [25] dolgozata-, egyező képlékeny alakváltozás eléréséhez dinamikus vizsgálat (6-10 m/s ütközési sebesség esetén) 10-30%-kal nagyobb energiát kell közölni, mint statikus vizsgálat esetén.

A buszok frontális ütközése és borulásbiztonsága mindig kiemelkedő témakör volt az Autóbusz Szakértői Tanácskozásokon és ezeken a legnevesebb külföldi kutatók (*Kecman, Wierzbicki, Tidbury, Aparació, Sadeghi*) szintén megjelentek dolgozataikkal. [16-20]

A képlékeny csuklók összetett, vázszerkezetekben történő viselkedésével, egymásra hatásával személyautók vonatkozásában *Hollowell, Prasad, Zeidler* munkái adnak kiváló tájékozódást. [21-24]

Az autóbuszok ütközésbiztonságának (lökhárítók energiaelnyelése, utasülések lekötése, szilárdsága, a vázszerkezetek borulásbiztonsága) kérdéseivel Magyarország az elsők között kezdett foglalkozni és nagyszámú kísérletet végeztünk ebben a témakörben. (A lökhárító és a borulásbiztonsági vizsgálatok kifejezetten a képlékeny csuklók tulajdonságainak alaposabb megismerését jelentették.) A buszok passzív biztonságához kapcsolódó témáknak kiemelkedő hazai képviselői *Matolcsy, Molnár, Voith, Pintér, Batiz, Véssey*, akik nagyon sokszor a külföldi kutatásokat megelőzően számos új elgondolással és eredménnyel bővítették és segítették a buszok ütközésbiztonságának fejlődését, új buszos előírások létrejöttét. [28-31] [38-50]

A dolgozat témájához tartozó buszok borulásbiztonságának vizsgálati követelményére, módszerére számos elgondolás született. A standard buszborítás egyszerűsített, helyettesítő módszerére, elméleti háttérű vizsgálatára született eljárások alapvetése a képlékeny csuklók sorozatos kialakulására vezette vissza az ellenőrzést. Közös jellemzőjük a képlékeny csuklók karakterisztikáinak matematikai formában megjelenítése, azok beépítése az elméleti számítógépes modellbe. [13] [19] [42]

Ezeknek a szimulációknak a validálása természetesen csak megfelelően nagyszámú és előre meghatározott felépítésű és jellegű képlékeny csuklók kísérleti méréseivel történhet.

A képlékeny csuklók energiaelnyelő képességének növelésére kézenfekvő megoldás, ha az adott külső méretű szelvény vastagságát növeljük, ami megtörténik a váztervezési folyamatban, vagy ha rögzített szelvény méret (befoglaló méret, vastagság) mellett a belsejét valamilyen nehezen összenyomható anyaggal feltöltjük. A nemzetközi szakirodalomban elsősorban *Santosa* [26-27] munkáival találkozhatunk, aki alumínium habbal töltött zárt szelvények energiaelnyelését vizsgálta, és mérései szerint a 0,55 kg/dm³ sűrűségű habanyag mintegy kétszeresére növelte a hajlításkor elnyelt energiát.

1.3 Vizsgálati célkitűzés

A dolgozatban bemutatott kutatásaim alapvetően azt célozzák, hogyan lehet az autóbussz elemeinek, vázegységeinek illeszthetőségét javítani, energiaelnyelését növelni

- az ütközéskor fellépő axiális erőterhelés esetén, illetve
- boruláskor a döntően hajlításra történő igénybevételnél

kialakuló képlékeny csuklók karakterisztikáinak ismeretében, azok módosításával, a képlékeny csuklók energiaelnyelési képességének növelésével. A pontosságot mindenképpen növelhetjük, ha egyszerre több képlékeny csuklót mérünk, sőt a legpontosabb, ha az együtt dolgozó képlékeny csuklók egymásra gyakorolt hatását is egyszerre mérjük, pl. egy adott karoszeriaszakasz, keresztaszemmens hajlító vizsgálatával.

A dolgozatban található kísérleti vizsgálataimat –a képlékeny csuklók számát tekintve-, gyakorlatilag három bonyolultsági szinten végeztem:

- egyszerű vékonyfalú acél zártszelvények egyesével, különállóan mért elemi képlékeny csuklóinak,
- autóbussz váz keresztaszemmens több (jellemzően 8-32 db) egyszeres és többszörös képlékeny csuklóinak és zónáinak, ill.
- komplett autóbussz vázszerkezetek (jellemzően 24-100 db) képlékeny csuklóinak és zónáinak ellenőrző kísérleti méréseivel.

A kitűzött feladat részben az volt, hogy a már ismert helyű képlékeny csuklók jellegét, karakterisztikáit felhasználva kutassam a jobb illeszthetőségüket, jobb kontrolálhatóságukat axiális erőterheléskor, ill. változatlan geometria mellett hogyan lehet növelni energiaelnyelő képességüket nyomó- és hajlító terheléskor.

Másrészt a borulásbiztonsági tesztek különböző változatainak elemzésével a képlékeny csuklók energiaelnyelésének mérhetőségével az egyes vizsgálati módszerek összehasonlítása is a célkitűzés része volt.

Az alapcélkitűzés a képlékeny csuklók működésének, módosíthatóságának feltérképezése – ennek jelentőségét, megjeleníthetőségét legkézzelfoghatóbban az autóbusszok ütközésbiztonságának növelése adja. A jobban illeszthető lökhárító elemek létrehozásában, a borulásbiztonság vizsgálati módszerének fejlesztésében és a borulásbiztonságot növelő szerkezeti módosításokban jeleníthetők meg az aktuális lehetőségek.

1.3.1 Vizsgálati módszerek

A vizsgálati módszerek a kísérleti mechanika laboratóriumi alpmódszerei voltak: statikus nyomó- és hajlító vizsgálatok, ingás ütközővizsgálatok, frontális ütköző vizsgálatok és különböző típusú (statikus, dinamikus) borítóvizsgálatok komplett autóbusszokkal illetve autóbussz vázegységekkel.

2. Autóbusszok frontális ütközésállósága, lökhárítók vizsgálatai

2.1 Lökhárítók illesztése

Mindenfajta járműütközésre történő tervezéskor az a feladat, hogy az adott típusú baleset standard baleseti körülményei esetén biztosítsuk a jármű utasainak és vezetőjének a sérülésmentességet, illetve a lehető legnagyobb mértékűre növeljük a baleset túlélési esélyüket.

Ha autóbussz ütközés esetén az embert ér(het)ő terhelésekből indulunk ki, akkor az autóbussz vázszerkezetének felépítését, ütközés alatti viselkedését egy meghatározott baleseti szituációhoz úgy kell méretezni, hogy a benn utazók biomechanikai terhelése a kívánt szint

alatt maradjon. [S1] Ennek –mint a bevezetőben is már utaltam rá-, kettő fontos összetevője van:

- a megfelelő merevségű vezető- és utaskabin a deformáció- és sérülésmentes, un. „túlélési tér” biztosítására (autóbuszok esetére ld. **3.2** és **M4.29 ábrák**),
- olyan energiaelnyelő zónák kialakítása, amely a vezetőre és az utasokra ható lassulások és a testtel történő ütközések sérülésveszélyének csökkentésére szolgál.

Egy jól tervezett autóbusz vázszerkezet deformációs és energiaelnyelő képességének homlokütközés esetén három kritériumot kell teljesítenie. [S3]

erő kritérium: a vázelemek működése (tönkremenetele) a tervezett stabilitásvesztésnek megfelelő sorrendben történik, a stabilitásvesztéshez tartozó erőértékek a sorrendnek megfelelően egyre nagyobbak;

energia kritérium: ahhoz, hogy adott sebességű ütközés esetén ne sérüljön meg egy kritikus vázelem, a jármű mozgási energiáját az előre meghatározott, kijelölt elemeknek kell deformációs munkával elnyelniük (a biztonsági lökhárító tulajdonságait ebből kiindulva határozhatjuk meg);

alakváltozási kritérium: az energiaelnyelés közben az alakváltozás nagysága, lehetősége behatárolt, kötött, ennek megfelelően lehet a karosszéria egyes elemeinek sérülésmentességét biztosítani vagy megengedni.

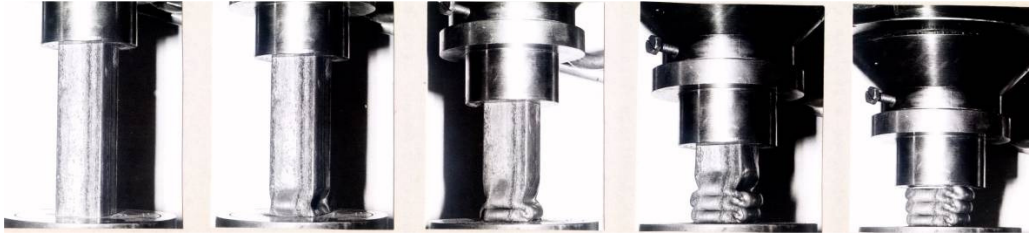
A járműlökhárító, és beletartozóan az autóbusz lökhárító, feladata az ütközési energia egy meghatározott részének elnyelése frontális ütközéskor úgy, hogy a jármű többi szerkezeti eleme ne károsodjon addig, míg a lökhárító energiaelnyelési kapacitása ki nem merült. Úgy kell illeszteni a lökhárítót, hogy először itt alakuljanak ki, lehetőség szerint többszörös, képlékeny csuklók és lehetőleg más szerkezeti egységben nem, míg a lökhárító energiaelnyelő képességét teljes mértékben ki nem használtuk. Az itt megfogalmazható célkitűzés tehát, hogy adott erőterheléshez (a vázszerkezet erősorrendjének megfelelően a sorban a legkisebb stabilitásvesztési erőhöz tartozó képlékeny alakváltozással rendelkező) a lehető legnagyobb energiaelnyelésű lökhárítót kell megvalósítani. A stabilitási erősorrend alatt azt kell érteni, hogy a legkönnyebben és legolcsóbban javítható, cserélhető egységeknek kell először károsodniuk és a legköltségesebbeknek (pl. a fenékváz mellső részének vagy a futóművek közötti vázrészeknek) csak akkor szabad deformálódniuk, ha a kisebb költséggel javítható egységek (ilyen a lökhárító) energiaelnyelési kapacitása már kimerült. (A mellöv, fenékváz, lökhárító részegységek és a komplett autóbusz hosszirányú terhelésre, frontális ütközésre történt vizsgálatát részletezi az **M2. Melléklet.**) [S4]

2.2 Lökhárítóváltozatok és azok elemeinek energiaelnyelési vizsgálatai

A magyar Ikarus autóbuszok lökhárítóinak energiaelnyelő elemeit zártszelvényű (döntően 40/40x2, 60/40x2, 60/50x2 mm) melegen hengerelt, négyszög és kvázi négyszög alakú ^{/*}, St37 anyagú, acélszelvények alkotják. Ezeknek a zártszelvényeknek (oldalak aránya: $a/b \leq 2$, falvastagság: $t \leq 2$ mm) az axiális erőterhelésre történő statikus és dinamikus energiaelnyelési folyamatait, az egyszeres és többszörös axiális elemi csuklók kialakulását, jellemzőit ismertetem ebben a pontban.

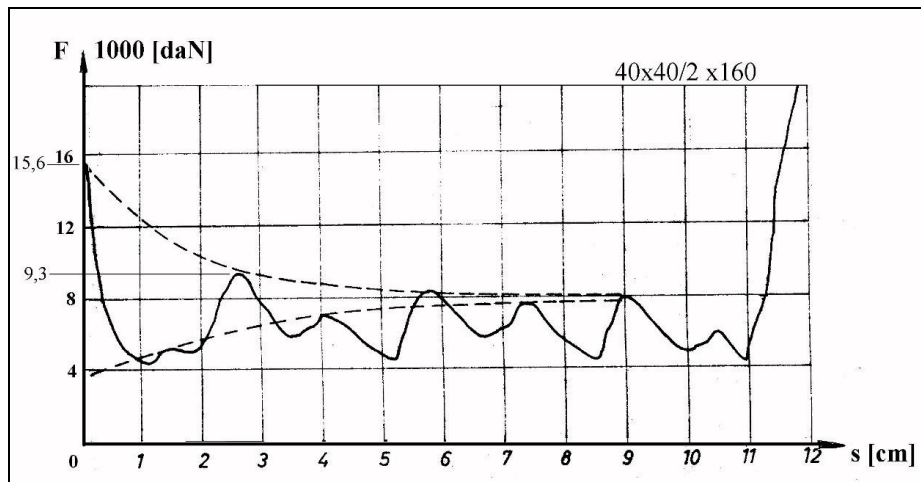
^{/*} A továbbiakban nem teszek különbséget a négyszög és kvázi négyszög alakú zártszelvények között, ahol négyszög alakot írok, ott beleértem a kvázi négyszög alakot is.

2.2.1 Zártszelvényű acélprofil nyomódiagramja, energiaelnyelő képessége



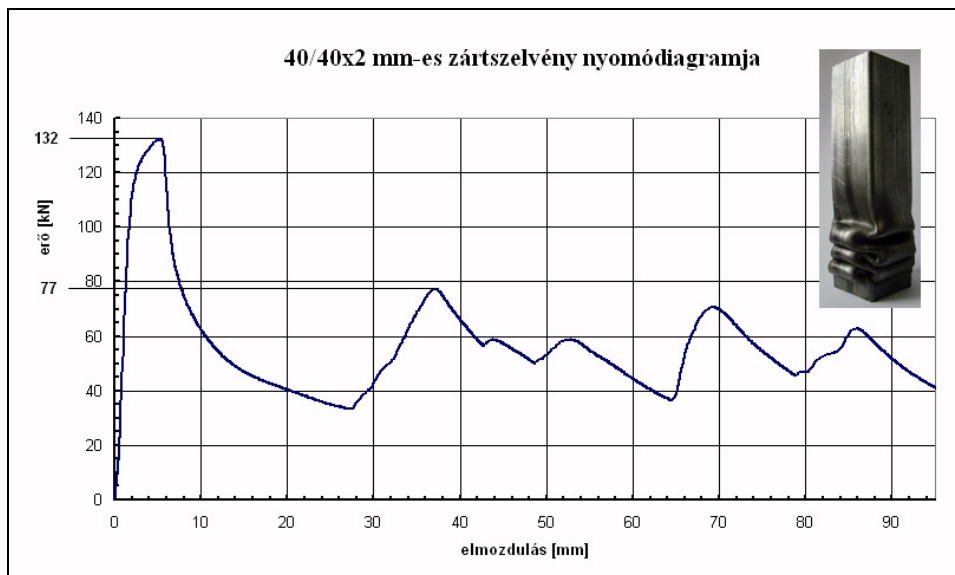
2.1 ábra

Egy 160 mm hosszú 40/40x2 mm méretű, lágyacél zártszelvényű cső kvázi-statisztikus, axiális nyomóvizsgálatának, elemi képlékeny csuklók kialakulásának mozzanatai



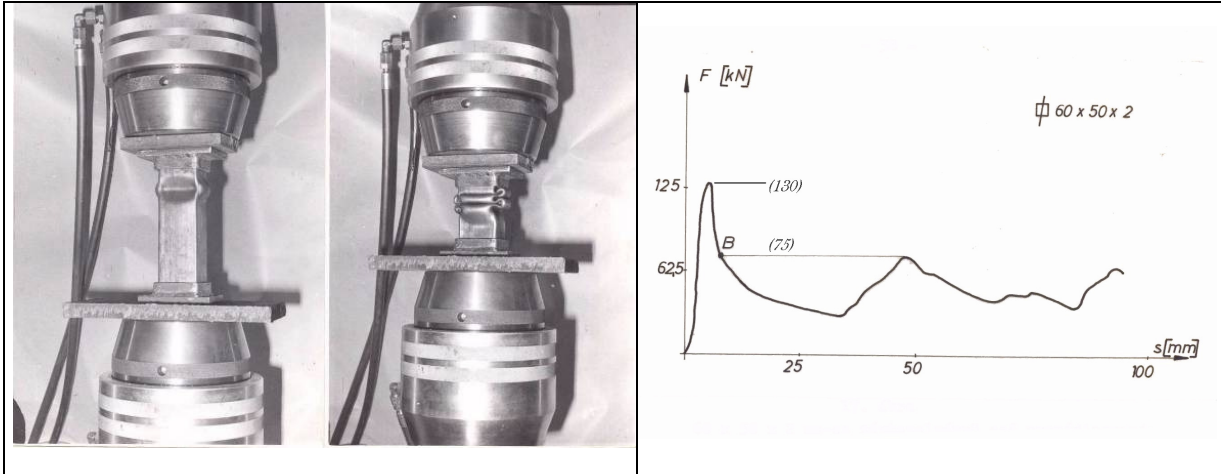
2.2.a ábra

A 2.1 ábrán látható négyzet keresztmetszetű profil vizsgálati nyomódiagramja 1977-ből



2.2.b ábra

40/40x2 mm keresztmetszetű, 210 mm kiindulási hosszú St 37 anyagú zártszelvény vizsgálata és nyomódiagramja 2008-ból, példa négyszeres elemi képlékeny csuklók kialakulására



2.3 ábra

Kettő felvétel egy 210 mm hosszú 60/50x2 mm méretű St 37 acélból készült zártszelvény kvázi-statikusan nyomóvizsgálatáról

2.4 ábra

A 2.3 ábrán látható négyzetű keresztmetszetű profil vizsgálati nyomódiagramja

A 2.1, 2.2.a és 2.3 ábrákon látható statikus nyomóvizsgálatokat az AUTÓKUT Szerkezetmechanikai laborban végeztük még az 1970-es évek végén, és ezeknek a vizsgálati diagramoknak ismeretében kettő alapvető megállapítás már akkor levonható volt:

- összenyomáskor az első képlékeny csukló kialakulásához tartozó erő több mint 50 %-kal nagyobb, mint a következő bármelyik képlékeny csukló kialakításához tartozó erő;
- az első képlékeny csuklót kialakítva előnyomással, a megfelelő méretezéssel így kapott előrenyomott acél zártszelvény energiaelnyelő kapacitása min. 35-40 %-kal nagyobb, mint egy azonos maximális csúcserőre méretezett normál (nem előrenyomott) profil energiaelnyelő képessége.

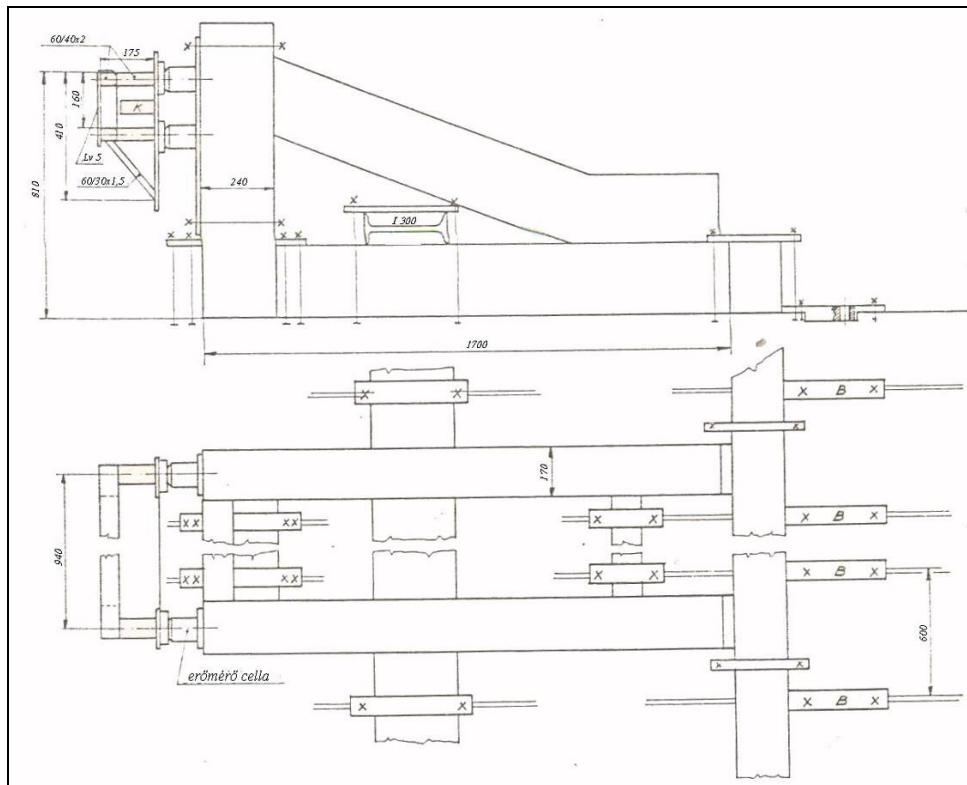
Ebből a felismeréséből és ennek autóbussz lökhárító elemekre használhatóságából született meg 1982-ben az **M1. Mellékletben** leírt szabadalmi elgondolásom, amely „Ütközési energiaelnyelő elem főleg járművekhez és eljárás az elem előállítására” címet viseli. Ez a szabadalom elsősorban autóbussz lökhárító elemek méretezésére és előállítására vonatkozik és abból a felismerésből indult ki, hogy előrenyomott vékonyfalú (négyzet vagy kör alakú) szelvények alkalmazásával pontosan meghatározható energiaelnyelésre képes, és előírt, korlátozott csúcserőre méretezett lökhárító szerkezeteket lehet tervezni. (Az AUTÓKUT-ban az első zártszelvény összenyomási vizsgálatokat és méréseket Molnár Csaba végezte, és azok mérési eredményeit is felhasználva jött az alkalmazásra és a szabadalomra az ötletem, ezért jelent meg kettőnk neve alatt a szabadalom.) [S2]

2.2.2 Négyfajta lökhárító energiaelnyelő elem dinamikai vizsgálata

A 2.5 ábrán látható a lökhárító vizsgálatokhoz tervezett és használt ütköztető berendezés elvi elrendezése (az IK 411 típusú lökhárító rajzával), amellyel négy különböző felépítésű lökhárító és azok energiaelnyelő elemeinek ütközéses vizsgálatát végeztem el. A berendezés acélsínes merevítéssel, elmozdulás-mentesen, alakzáróan, egy ezertonnás betonaljzatba volt lefoglalva.

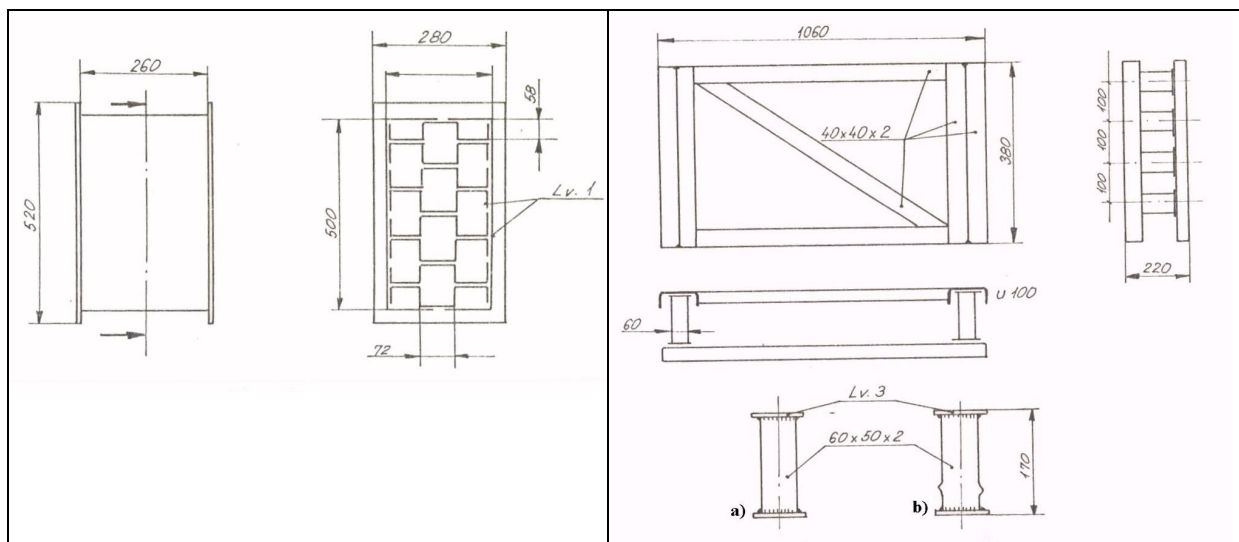
Az IK 411 lökhárítójában 4 db 60/40x2 mm-es és 2 db 40/40x2 mm-es zártszelvényű négyzetű profil szolgál az ütközési energia felvételére. Ezek közül a 60/40x2 mm méretűek az első kereszttartó és a két hossztartó találkozási pontjaihoz vannak hegesztve, míg a 2 db 40/40x2 mm-es rövidebb darabok a kereszttartó középső övén 170-170 mm-re az oldalfalak

irányába eltolva helyezkednek el. Ily módon ezek az elemek később lépnek az ütközési folyamatba. (1. számú vizsgálat.)



2.5 ábra

Alakzáró lefogást, elvileg merev megtámasztást megvalósító vizsgálati elrendezés a lökhárító elemek energiaelnyelési kísérleteihez, feltüntetve az IK 411 lökhárítójába tervezett energiaelnyelő elemek szelvényeit (1. számú vizsgálat)

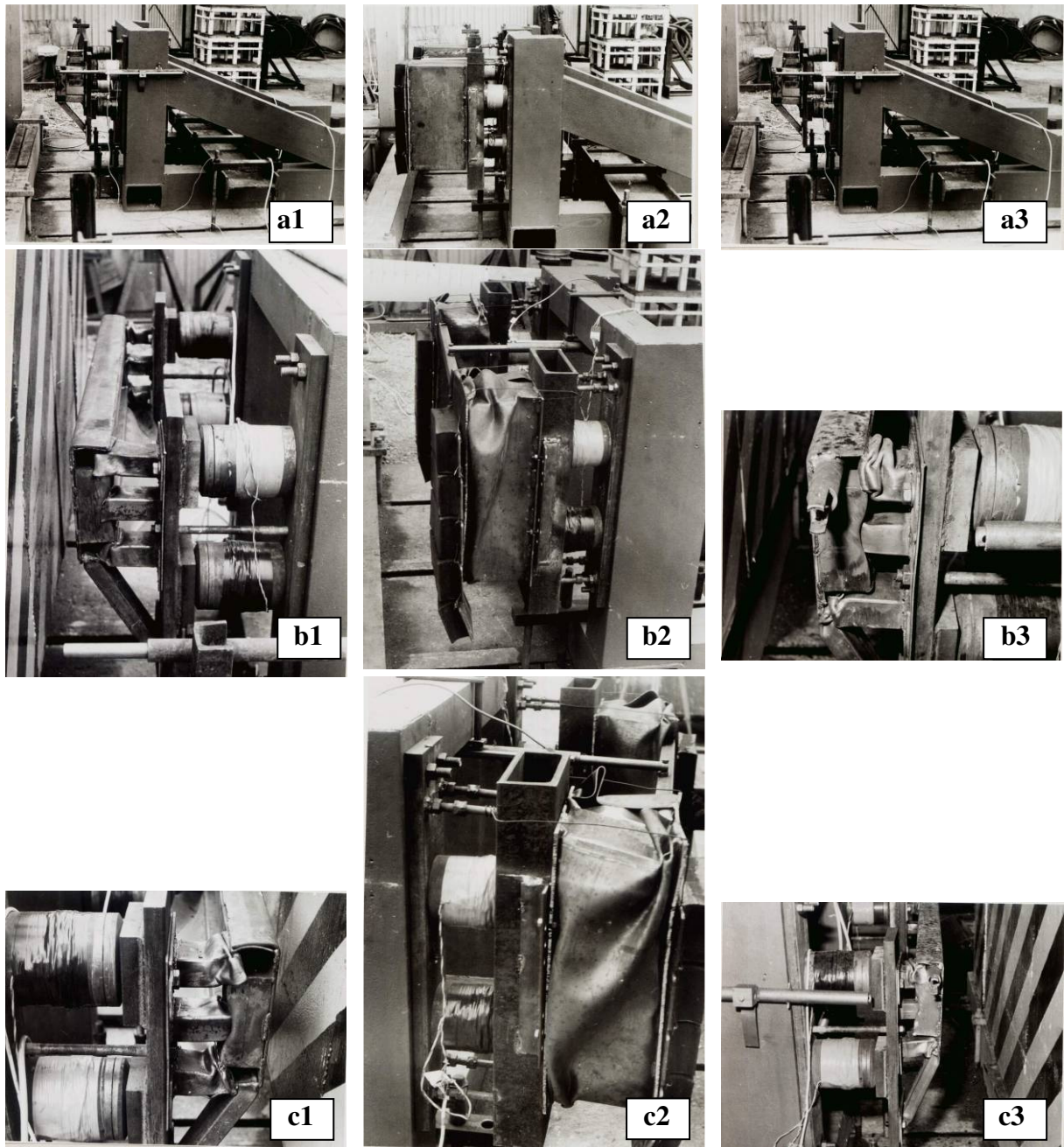


2.6 ábra

Ponthegeesztett lemezszerkezetű lökhárító (2. számú vizsgálat).

2.7 ábra

Előnyomás nélküli (a: 3. számú vizsgálat) és előnyomott zártprofilok (b: 4. számú vizsgálat) a lökhárító elemek energiaelnyelési kísérleteihez



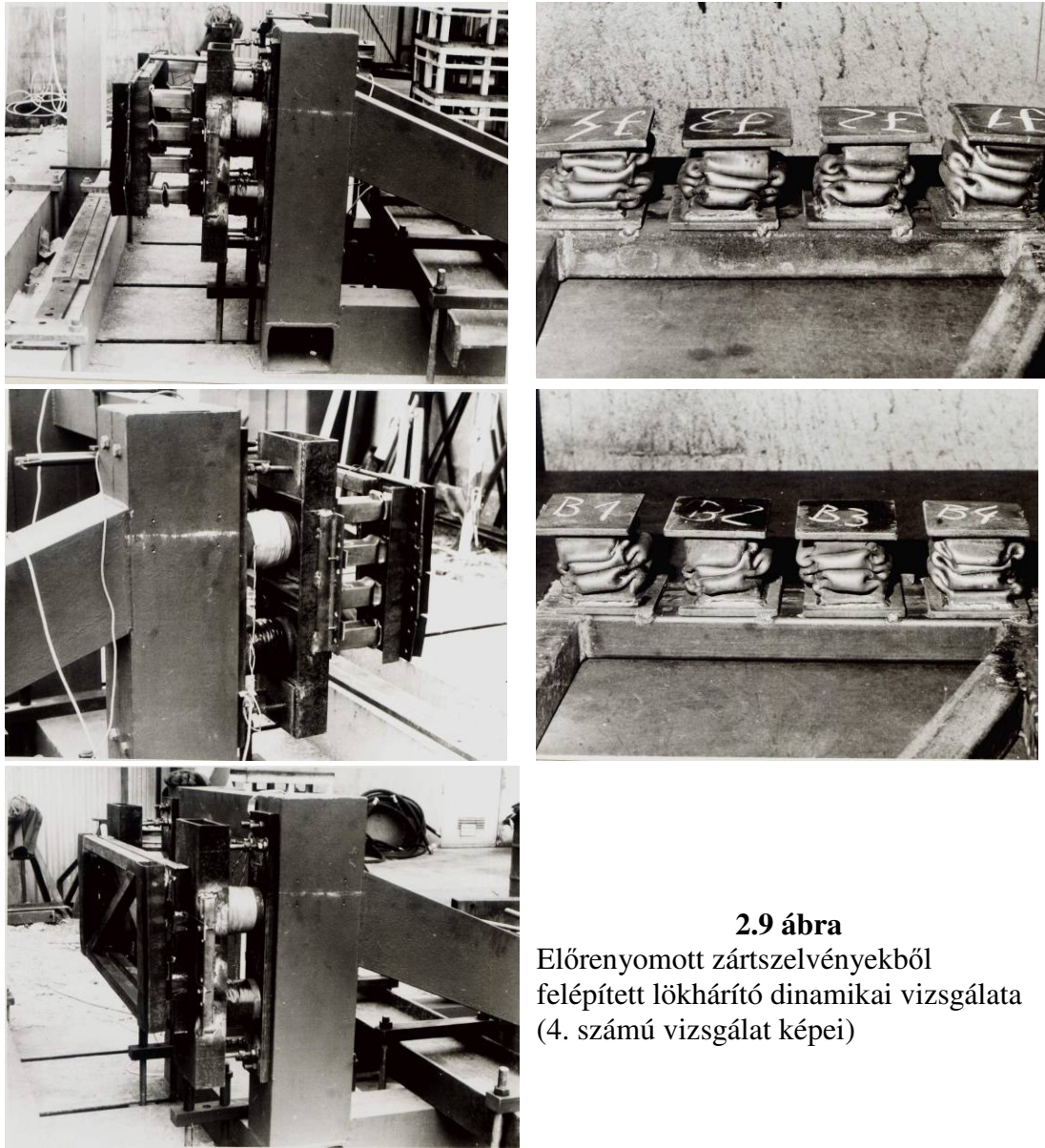
2.8 ábra

Háromfajta energiaelnyelő közdarabból felépített lökhárító vizsgálati
(1-3. számú vizsgálatokról készült felvételek)

A **2.8 ábrán** látható szerkezetek felépítése:

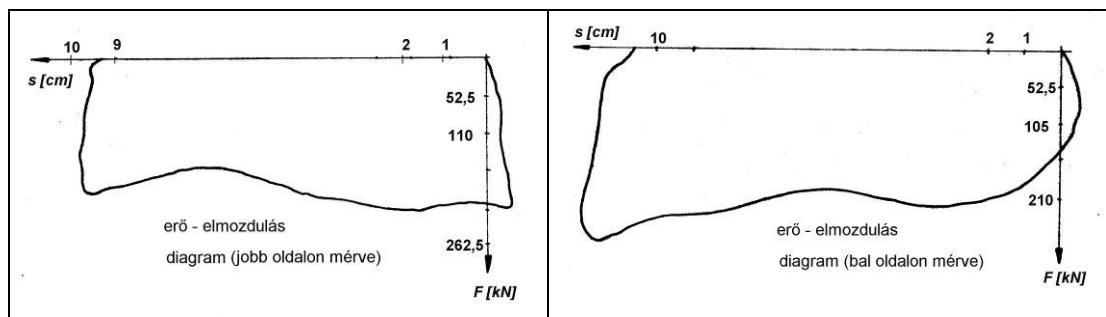
- a) IK 411 eredeti lökhárító szerkezet (1. számú vizsgálat)
(60/40x2 - 4 db, 40/40x2 - 2 db, hossz: 170 mm)
- b) Méhsejt lemezszerkezet (2. számú vizsgálat)
(lemezvastagság: 1 mm, összenyomhatóság: 220 mm)
- c) Normál zártszelvény (3. számú vizsgálat)
(60/50x2 - 4 db, kiindulási hossz: 170 mm)

A 4. számú vizsgálatban 8 db 60/50x2 mm méretű előnyomott zártszelvényű profilokból felépített lökhárító közdarab szerepelt, ennek ingás ütővizsgálatáról készült felvételeket mutatja a **2.9 ábra**. Az előnyomás azt jelenti, hogy a négyszög keresztmetszetű zártszelvényeket túlnyomtuk az első stabilitásvesztéshez tartozó erőcsúcson, egészen -a **2.4 ábrának** megfelelően- a B pont szintje alatti erőhatárig. (ld. **2.7 ábra b)** jelű elemek.)



2.9 ábra

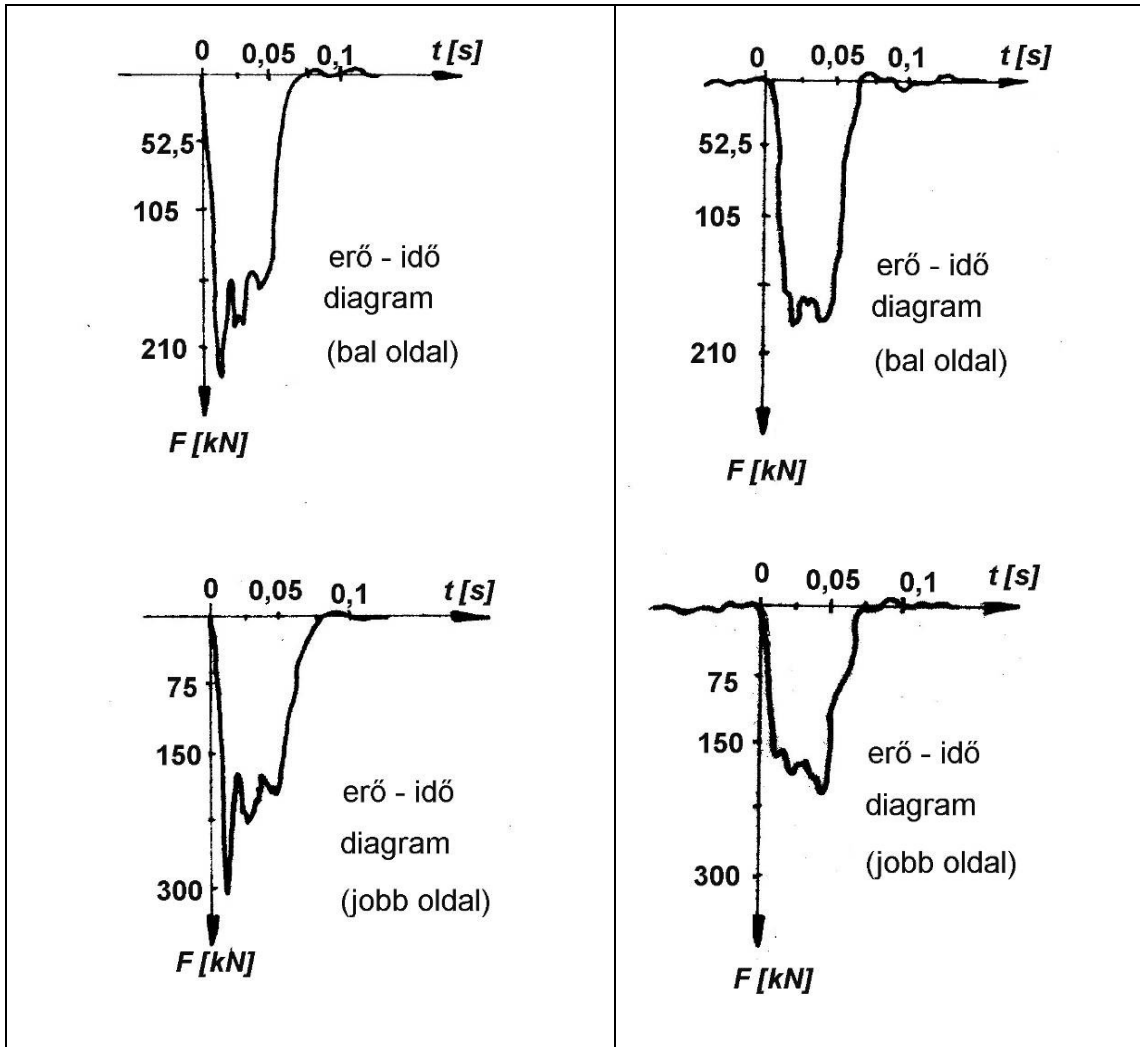
Előnyomott zártszelvényekből felépített lökhárító dinamikai vizsgálata (4. számú vizsgálat képei)



2.20 ábra

A bal és jobb oldali erőadókkal és elmozdulás-mérőkkel rögzített jelfüggvények a 4. számú vizsgálatnál

(Megjegyzés: tanulmányozásra és megjegyzésre érdemes a KWS 303 típusú erősítővel összekötött analóg Hottinger elmozdulás-mérők dinamikus erőhatások esetén megfigyelhető sajátos viselkedése: az ütés kezdetén – a valóságos elmozdulás iránytól eltérően- a jelek negatív elmozdulást mutatnak.)



2.21 ábra

60/50x2 mm méretű normál zártszelvények erő diagramjai

2.22 ábra

60/50x2 mm méretű előrenyomott zártszelvények erő diagramjai

2.2.3 Lökharító elemek vizsgálatának összesítése

Lökharító felépítés	Közölt energia [kJ]	Maximális erő [kN]	Elyelt energia [KJ]	Maradó deformáció [mm]
IK 411 lökharító	49	491	30,5	80
Lemezszerkezet	82	590	47	95
Normál zártszelvény	82	580	53	95
Előrenyomott zártszelvény	82	398	59	110

2.1 táblázat

Összesítő táblázat az energiaelnyelő elemek vizsgálatáról

A **2.21-22 ábrákon** is jól megfigyelhető a statikus nyomóvizsgálatoknál tapasztalt jelentős maximális erőcsúcsok közötti különbség az előnyomatlan és az előnyomott zártszelvényű profilok között.

A kiindulási 180 mm-ről 170 mm hosszú előnyomott zártszelvényű profilok ingás ütközővizsgálatakor az erőadókon és az elmozdulás mérőkön regisztrált jelek kiértékelésével

$W_m = 30 + 29 = 59$ kJ energiaelnyelést mértünk.

A gyűrődő elemek (ld. **2.9 ábra**) ütés utáni mérete a következő lett:

B1 = 61 mm	B3 = 59 mm	J1 = 62 mm	J3 = 58 mm
B2 = 59 mm	B4 = 59 mm	J2 = 60 mm	J4 = 58 mm

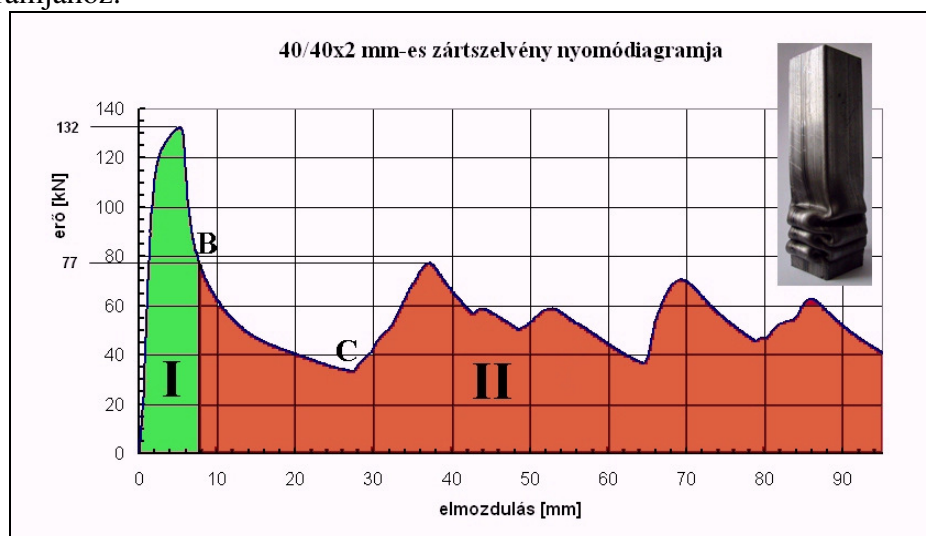
Az összenyomódás $\Sigma \Delta s = 880$ mm és $\Delta s_{\text{átl}} = 110$ mm.

A 60/50x2 mm méretű szelvények statikus vizsgálatánál a **2.3-2.4 ábrákból** láthatóan 130 kN az első stabilitásvesztéshez tartozó csúcserő és 70-75 kN a maximális erő a további stabilitásvesztéseknél. Az első stabilitásvesztést nem számolva nem több mint $F_{d \text{ átl}} = 68$ kN az átlagerő és ezzel számolva az elnyelt energia $W_{sz} = 880 \text{ mm} \times 68 \text{ kN} = 59,8$ kJ -ra adódik a statikus vizsgálat szerint, ami jól egyezik a dinamikai ütésvizsgálatnál a jeladókon rögzített jelekből adódó elnyelt 59 kJ energiával. Ebből következik, hogy a kiindulási (82 kJ) energia 28%-a az alakzáró kötésekkel tartalmazó kvázi merev vizsgálati elrendezésünk ellenére (a támasztórendszer elmozdulása gyakorlatilag nulla) kikerülte a látszólag energiaelnyelésre egyedül alkalmas, gyűrődő acélszelvényekből felépített lökhárító szerkezetet tartalmazó mérőláncukat. (Ugyanez az érték normál nem előnyomott szelvényekre: 35% ugyabolyan elrendezésnél!)

A leírt jelenség magyarázatára az irodalomban számosan a dinamikus és statikus teherbírás közötti un. sebességfüggő korrelációs tényezőt vezették be, de a nem túl nagy alakváltozási sebességnél (3-8 m/s) a rácsszerkezeti hibák véleményem szerint nem indokolják az ilyen mértékű energiaelnyelési különbséget. A szerkezet ill. a megtámasztás függő energiaelnyelés lehet csak a hiteles magyarázat számomra. (Ezt a jelenséget tapasztaltuk a vázszegmensek 3. pontban bemutatott ingás ütésvizsgálatainál is!) A mérések alapján azt véleményezem, hogy a kiindulási energia jelentős része rezgési- és kismértékben hőenergia formájában kikerülte a mérőláncunkat!

2.3 A statikus nyomódiagram energiaelnyelési elemzése

Térjünk vissza a **2.2.b ábrán** bemutatott 40/40x2 mm méretű zártszelvény statikus nyomódiagramjához.



2.23 ábra

40/40x2 mm keresztmetszetű St 37 anyagú zártszelvény vizsgálati nyomódiagramja az elnyelt energia bejelölésével

A **2.23 ábrán** a négy képlékeny csuklót magában foglaló nyomódiagram alatti területet kettő részre osztottam, az **I** jelű a 0-7,8 mm-es összenyomódási szakaszra vonatkozik, amíg a nyomóerő lecsökken a második képlékeny csuklóhoz tartozó maximális erő szintjére. (**B** pont) A **II** jelű terület a 7,8-95 mm közötti szakasz statikus nyomódiagram görbe alatti, energiaelnyelési (munka) területe.

Az elnyelt energia és csúcserő értékek az egyes szakaszokra:

I jelű (0-7,8 mm) szakaszra: $E_1 = 792$ Nm; csúcserő $F_1 = 132$ kN.

II jelű (7,8-95 mm) szakaszra: $E_2 = 4485$ Nm; csúcserő $F_2 = 77$ kN

(**I + II**) jelű (0-95 mm) szakaszra: $E = E_1 + E_2 = 5277$ Nm; csúcserő $F = 132$ kN.

/ -gal a 95 mm-es összenyomásra átszámított értékeket jelöli a táblázat*

	a1= 2 db (normál)	b1= 3 db (előnyomott)	a1= 4 db (normál)	b1= 6 db (előnyomott)	a2= 6 db (normál)	b2= 10 db (előnyomott)
Csúcserő [kN]	264	~231	528	~562	792	~770
Elnyelt energia [Nm]	10 554	~13 455 (~14 658*)	21 108	~26 910 (~29 317*)	31 662	~44 850 (~48 862*)
Elmozdulás [mm]	95	87,2 (95*)	95	87,2 (95*)	95	87,2 (95*)
Energia arányok (Eb/Ea)	1,275 (1,389*)		1,275 (1,389*)		1,416 (1,543*)	

2.2 táblázat

Összehasonlító táblázat a normál és az előnyomott szelvények energiaelnyelő képességéről

A fenti **2.2 táblázatból** látható, hogy ha egy jól megépített valós autóbusz vázstabilitásához (ami általában a mellő futómű környezeti fenékváz stabilitásvesztése) tartozó erőhatárra, pl. 550-800 kN erőhatár közé, kell terveznünk lökhárítót, akkor azt megoldhatjuk 4÷6 db normál 40/40x2 mm-es zártszelvényvel. Ugyanakkor megoldhatjuk 6÷10 db ugyanilyen méretű zártszelvényvel is, ahol az egyes elemeket a **2.23 ábra** szerinti BC ívhez tartozó erőértékig nyomjuk össze (8-28 mm összenyomási hosszal). Utóbbi esetben a mérhető csúcserő nem több mint 770 kN lesz, kevesebb, mint a 6 db normál zártszelvényé, ugyanakkor a 95 mm-es összenyomódással elnyelhető energia 38÷54 %-kal nő.

(~: a körülbelül jelet azért használom a táblázatban, mert az előnyomás csak bizonyos, bár megfelelően szűk, határok között állítható be. A ténylegesen elnyelt energia érték várhatóan jól egyezik a számolt értékkel, a valós csúcserő érték pedig várhatóan kisebb lesz, mint a táblázatban található érték.)

2.4 Fém lökhárító szerkezetek vizsgálatának összegzése

Az alkalmazott autóbusz lökhárítóknál energiaelnyelő közdarabként általában előnyomás nélküli négyszög keresztmetszetű zártszelvényű profilokat használnak (oldalak aránya: $a/b \leq 2$, falvastagság: $t \leq 2$ mm). Nyomóterhelés hatására az ilyen profilok háromféleképpen veszíthetik el stabilitásukat, háromféleképpen alakulhatnak ki elemi képlékeny csuklók:

- kihajlással, amikor a csőprofil középvonala törésmentes görbe;
- megtöréssel (a kihajlás egy változata), amikor egyoldali helyi horpadás következtében a szelvényprofil középvonala két egyenes darabbal közelíthető (200-220 mm hosszú szelvények véglapjainak 3-5°-os kitérése esetén gyakorta előfordult);
- helyi gyűrődések, elemi képlékeny csuklók képződésének folyamatával, amikor a profil középvonala nem tér el a kiindulási középvonaltól.

Mindhárom tönkremenetel a képlékeny, nem az Euler-féle rugalmas tartományban következik be, így bizonyos karcsúsági kritériumok alapján is szétválaszthatók a tönkremenetek. Energiaelnyelés szempontjából az utolsó változatban sokszorosán nagyobb energia felemésztesre képes egy adott profil, a gyűrődések számától függően.

A korábban vizsgálat alá vont 200-as és 400-as autóbusz lökhárítóiban alkalmazott profilok előnyomás nélküliek és részben ferde kikötésűek, és ezért sokszor kihajlással veszítik el a stabilitásukat. Másik fő gyöngeségük, hogy nincsenek jól illesztve a fenékvázhoz, energiaelnyelő képességük nem kihasznál. (Az autóbusz fenékváz első keresztartója mögötti hosszartó részeknek elvileg nem szabad megrogyniuk a lökhárító teljes tönkremenetele, energiaelnyelő képességének teljes kihasználása előtt, helyesen méretezett vázszerkezet esetén.)

A vékonyfalú zártszelvények elemi képlékeny csuklóinak, erő-elmozdulás diagramjainak tanulmányozásából jött a felismerés, hogy a legáltalánosabban használt zártszelvényű profilokból hidegalakítási módszerrel olyan elemek állíthatók elő, amelyek deformációs tulajdonságaik révén alkalmasak jobb energiaelnyelő tulajdonságú lökhárító készítésére. A zártszelvényeket mindössze axiális irányban nyomó hidegalakításnak kell alávetni, egyetlen körbefutó gyűrődést –ami a zártszelvény felbővülésében jelentkezik-, kell létrehozni. Ha ezt az előnyomást a **2.4 ábrának** vagy a **2.23 ábrának** megfelelő második stabilitásvesztéshez tartozó maximális nyomóerőnek megfelelő **B** pontig, vagy azon túlnyomva hajtjuk végre, akkor olyan elemeket kapunk, amelyeknél a további deformáció során az axiális nyomóerő sohasem haladja meg a második stabilitásvesztéshez tartozó erőmaximumot.

Az is megállapítható (és itt a **2. Mellékletre** is utalok), hogy a mellöv, a fenékváz, a lökhárító energiaelnyelési képességét együtt kell vizsgálni, és egymáshoz illesztve kell a képlékeny csuklók energiaelnyelési képességét, deformációs hosszát és sorrendjét meghatározni.

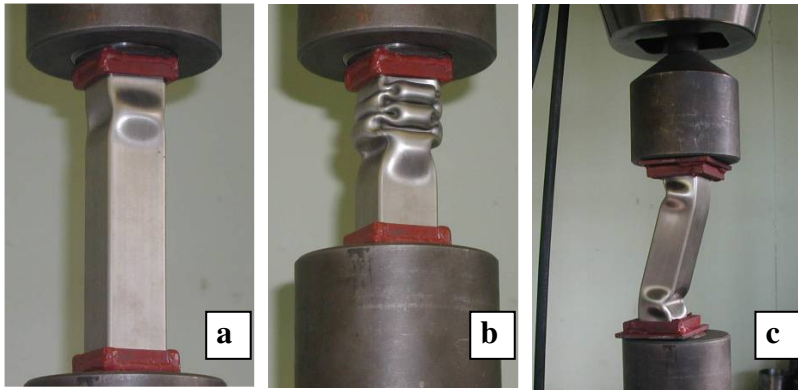
Az elvégzett vizsgálatok kiegészítő eredménye, hogy az előnyomott zártszelvények energiaelnyelő képessége, a terhelő erő irányszögének érzékenysége lényegesen jobb, mint az alkalmazott normál szelvényeké.

Ha ilyen elemekből építjük fel a lökhárító energiaelnyelő betétjét a következő előnyökhöz jutunk:

- a lökhárítóknak és a fenékvázknak az ütközési erőcsúcs szerinti illesztése pontosabbá válik, mivel az első stabilitásvesztéshez tartozó erő szórása a legnagyobb;
- az előnyomatlan profilokhoz képest, változatlan beépítési hossz mellett, ugyanakkora ütközési erőre méretezve a lökhárítót, annak energiaelnyelése 30-50 %-kal nagyobb lehet;
- a deformációs erő eső szakaszában –a kísérletek tanúsága szerint-, a kihajlási érzékenység nagyságrenddel kisebb lesz, ami a nagyobb energiaelnyelés megbízhatóságát növeli (**2.24.c ábra**);
- különböző stabilitásvesztési állapotokba juttatva a betétprofilokat, a lényegében változatlan felépítésű betét energiaelnyelő képességét is változtatni lehet.

Ilyen előnyomott profilokat akár cserélhető kivitelben, leszerelhető keretekre fogva is ellehetne helyezni az autóbusz lökhárító rendszerében, ami a javítás gazdaságosságát nagymértékben növelné. [S3-S4]

A **2.24.c ábra** szerint összenyomódás helyett a deformáció döntően kihajlással történik, ebben az esetben a csúcserő kevesebb, mint a felére, az elnyelt energia harmadára-negyedére esik vissza.



2.24 ábra

40x40/2 mm-es zártszelvény axiális összenyomása (a-b); a hosszirányú középvonaltól eltérő feltámasztás és kis axiális erőeltérés esetén (c);

A fejezetben leírt lökhárító elemek összehasonlító vizsgálataiból az is kiderült, hogy dinamikus, ingás ütközővizsgálatoknál az egyensúlyi állapotokon keresztül, a statikus módon meghatározott energiaelnyelő képességhez képest jóval nagyobb energiaelnyelő képességet véleményezhetünk (a mérési eredmények egyszerű számszerűsítésével) egyes képlékenyen alakváltozó elemeknek, ha csak a közölt energiából indulunk ki. Biztosan állíthatóan azonban csupán annyi történt, hogy hiába volt a több nagyságrenddel merevebb és alakzáró megtámasztás, a nyitott rendszer teljes energiaelnyelését nem tudtuk részekre bontva meghatározni. Míg statikus vagy kvázi-statisz erőhatásoknál egyensúlyi állapotokon keresztül történik a rendszer alakváltozása, addig nyitott rendszereknél nehezebben követhető és rögzíthető az energiaáramlás folyamata. A bemutatott lökhárító vizsgálatainknál a képlékenyen alakváltozó elemekre jutó energiahányad mintegy harmadrésznivel kevesebb volt, mint a teljes (többi részében rugalmas) rendszer által elnyelt energia. Azt tudjuk a diszlokációs elméletből, hogy a képlékeny alakváltozás kristályhibák közvetítésével történik, az egyik atomsor a diszlokációk segítségével mintegy „végiggörög, végigfut” a másik atomsoron. Ugyanakkor ennek sebességfüggése nem ismert. A lökhárító vizsgálatokból elvileg levonható lenne az a megállapítás, hogy már az autóbussz baleseteknél és vizsgálatoknál szokásos 3-8 m/s ütközési sebesség is lényegesen befolyásolja az elnyelhető energia mennyiségét adott szerkezetek esetében. (A PAM-Crash, LS Dyna és egyéb nagy alakváltozásokra kifejlesztett szimulációknál ezt a feltételezett befolyásoló hatást lehet megjeleníteni. A fejezet végén található egy ilyen szimulációs számítási eredmény. [S7]) Az energiaelnyelési folyamat, a pillanatnyi ütközési erő, az erő-idő függvény természetesen módosul az alakváltozási sebesség függvényében, de az összes elnyelhető energia mennyisége nem változik.

3. Autóbussz karosszéria szegmensek ingás ütővizsgálatai és azok ellentmondásai

Az előző pontban elemzett rúdalakú szelvények elemi képlékeny csuklóinak vizsgálatai után ebben a fejezetben a vékonyfalú zártszelvényekből (oldalak aránya: $a/b \leq 2$, falvastagság: $t \leq 3$ mm) és (1-5 mm vastagságú) lemezekből felépített terebélyes (2,5 m széles, 2-3 m magas, 1-1,5 m hosszúságú) térbeli szerkezetek vizsgálatait tárgyalom. Az ilyen típusú autóbussz vázszegelemek ütővizsgálatát az 1986-ban életbe lépett EGB 66. számú tetőszilárdság előírás tette lehetővé mint a komplett autóbussz borítás egy lehetséges, alternatív módszerét. Ezek elvileg mereven alátámasztott és lefogott autóbussz zárt szelvény – cső - lemez vázszerkezetek voltak, amelyeknek energiaelnyelési, képlékeny alakváltozási folyamatait vizsgáltam ingás ütőművel (3500 kg tömeggel, 3,5 m ingahosszal) és statikus hajlító vizsgálatokkal. Ezekre a szerkezetekre jellemző a 8-32 db képlékeny csukló ill. képlékeny zóna kialakulása az igénybevétel folyamán.

3.1 Az EGB 66. előírás kezdeti vizsgálati eljárásai, a szegmensekre vonatkozó vizsgálati módszerei

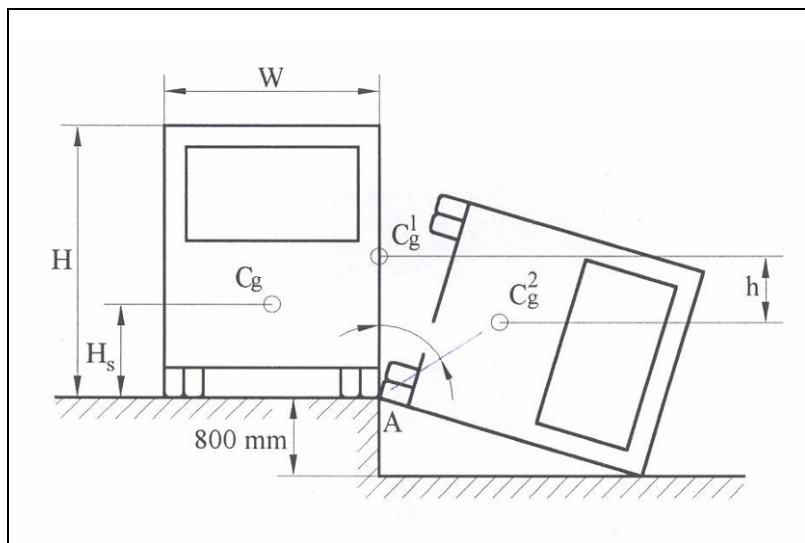
Az autóbusz vázszegmensek ingás vizsgálata előtt a könnyebb érthetőség kedvéért bemutatom az autóbuszok tetőszilárdságának ellenőrzésére előírt módszereket és követelményeket.

Az 1986-os EGB 66. számú előírás

Az autóbuszok borulásbiztonságának ellenőrzésére kidolgozott és 1986-ban hatályba lépett ENSZ-EGB 66. számú nemzetközi előírás 6.1 pontja rögzítette azokat a szilárdsági és deformációs követelményeket, amelyeket egy autóbusznak ki kell elégíteni ahhoz, hogy biztosítsa a megkövetelt „túlélési teret” (3.2 ábra) és ennek teljesülése esetén az illetékes hatóság jóváhagyhassa tetőszilárdság szempontjából. (Túlélési térnek nevezzük azt a térrészt, amelynek a borulás teljes folyamata során sértetlennek kell maradnia az utasok túlélési esélyének biztosítására.)

A szilárdsági követelmény teljesülése igazolható volt az Előírás 6. pontjában felsorolt bármelyik módszerrel:

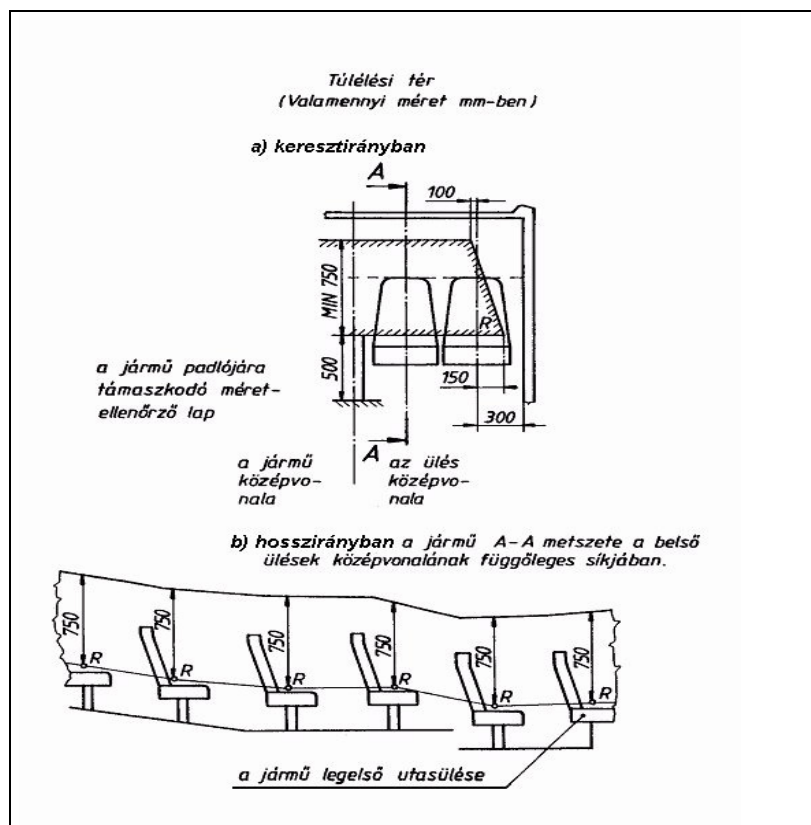
- borulásos vizsgálattal komplett járművön;
- karosszéria-szakaszok ingás ütővizsgálatával;
- karosszéria-szakaszok borításos vizsgálatával;
- számításos eljárással.



3.1 ábra

Geometriai elrendezés a standard buszborítás vizsgálatához, a borulási energia előírás szerinti kiszámításához

A négyfajta vizsgálati módszer elfogadásakor a lényegi megfontolás az volt, hogy mindegyik helyettesítő eljárás (b, c, d módszer) visszavezethető kell legyen a komplett jármű borításos vizsgálatára (3.1 ábra), ezért a kapott eredmények kompatibilisek, összemérhetőek, sőt lehetőleg egybeesők kell hogy legyenek bármelyik módszert választja is az adott vizsgálóállomás. A busz megfelelőségének alapja a megkövetelt „túlélési tér” sértetlensége a standard borítóvizsgálat teljes időtartama alatt. (3.2 ábra)



3.2 ábra

Az 1986-os EGB 66. számú előírás által a borítóvizsgálat teljes időtartama alatt megkövetelt túlélési tér

A végső formájában elfogadott standard baleseti szituáció -a korábbi 3/4-es lejtőn történő borítást támogató eredeti magyar javaslattal szemben (ld. **M3. Melléklet**)- egy közös magyar-angol kompromisszumos módszer lett: 800 mm magasságból az üzemkész állapotú üres autóbust <5 fok/s kezdő szögsebességgel kemény (beton) felületre kell borítani.

A **3.1 ábrán** látható standard baleseti elrendezésben a jármű által a borulás folyamata során elnyelendő energiát az alábbi képlet adja meg. A szögletes zárójelben látható kifejezés a geometria viszonyokból könnyen levezethető, egyedül a 0,75 szorzótényező meghökkentő első pillanatban. Az előírás nem ad magyarázatot a tényező értékének eredetére, az előírás kidolgozói kísérleti háttér és nevesítés nélkül valószínűsíthetően egyszerűen dinamikai határfoknak tekintették.

$$E^* = 0,75 \cdot M \cdot g \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + H_s^2} - \frac{W}{2H} \sqrt{H^2 - (0,8)^2} + 0,8 \cdot \frac{H_s}{H} \right] \quad (3-1)$$

M - a jármű üres gördülőtömege [kg]

g = 9.8[m/s²]

W - a jármű teljes szélessége [m]

H_s - az üres jármű súlypontjának magassága [m]

H - a jármű magassága [m]

Ha az egyes gyakorlati vizsgálati módszereket megnézzük, akkor a kétfajta borítós vizsgálat mellett az ingás és a szimulációs vizsgálat máris kilóg a sorból.

3.2 Autóbusz vázszegmensek ingás vizsgálatai

Az EGB 66. számú előírás első változata (1986 és 2004 között) még lehetővé tette az előírási követelmény teljesülésének igazolását autóbusz szegmensek ingás ütvizsgálata révén. Az 1986-ban engedélyezett autóbusz tetőszilárdsági előírás négyfajta vizsgálati módszeréhez tartozott az ingás ütvizsgálati eljárás, de ez ma már nincs a 2005-ben életbelépett EGB 66.01 számú módosított előírás elfogadott módszerei között, köszönhetően az AUTÓKUT-ban végzett ellenőrző vizsgálatoknak is. [S8] Ennek ellenére sok szempontból is tanulságos az ismertetése, amelyet ez a fejezet tartalmaz.

A feltételrendszer szerint az ütközés pillanatában az inga mozgásiránya 25° -os szöget kell bezárjon a karosszéria-szakasz középső hosszirányú síkjával.

Az inga legalább 800 mm magas ütfelületű és legalább 3500 mm hosszú legyen. Az Előírás megszabta, hogy a karosszériaszakaszt 3 és 8 m/s közötti ingasebességgel kell megütni.

Az AUTÓKUT-ban lévő 3,5 m hosszúra alakított inga kielégítette az előírást, tömege 1287 és 3492 kg között 122,5 kg-ként változtatható, amely a szükséges energia és a sebesség beállítása miatt volt szükséges. Az inga működtetése csigasorral, hidraulikus tápenergiával történt. (Az alább leírt vizsgálatosorozat 1988-ban történt. [S9])

3.2.1 A vizsgált karosszériaszakaszok kialakítása

A konkrét járműtípus minősítéséhez a vizsgált karosszériaszakaszok a tetőszilárdság szempontjából minden részletében meg kell felelnie az adott járműtípusnak (tartalmaznia kell a csomagtartó polcokat, sarokmerevítéseket, ventilátor, légkondicionáló vázszerkezeti merevítéseket, egységeket, stb...).

Az akkor megcélzott vizsgálatosorozat célja viszont egy általános, sokcélú (típusváltozatok jóváhagyására alkalmas) adatbázis kialakítása volt, amelyhez olyan karosszéria szakaszok kellettek, melyek nem tartalmaztak egy típuson belül is változó részegységeket.

Ezen célból úgy alakítottuk ki a vázszegmenseket, hogy a függőleges keresztirányú síkra szimmetrikusak legyenek. Ez azért volt szükséges, hogy az ütfelületen ébredő erő szimmetrikus legyen, ne okozza az inga elcsavarodását.

A különböző szegmensek rögzítése egyedi megoldású volt, a gyakorlati megvalósításban az általános az volt, hogy minden darabot a kereszttartóknál, illetve a padlósík alatti megfogásokkal rögzítettünk és merev támasztó segédszerkezeten keresztül, alakzáró kötéssel fogtuk le a kereteket a beton aljzathoz. A kialakított karosszériaszakaszok, vázszegmensek képlékeny alakváltozás szempontjából közös jellemzője volt, hogy valamennyi potenciálisan 8-32 db képlékeny csukló helyet tartalmazott.

3.2.2 Az előírás szerinti energiahányadok kiszámítása

A vizsgálatok során az ütközési erőt és az inga elmozdulását volt célszerű rögzíteni az idő függvényében.

Az ingára vonatkoztatott gyorsulásjelből és a kalibrált tömegeből számoltuk az ütköző erőt, az elmozdulás jelet pedig induktív jeladóval rögzítettük egy hétcsatornás Philips magnóra.

A felvételek utólagos digitalizálásával és a kapott jelek integrálásával megrajzoltam az egyes szegmensek energia-szögelfordulás függvényét.

A vizsgált karosszériaszakaszok a következők voltak:

IK 256 1 db mellső borulókeret pár
 1 db hátsó borulókeret pár

IK 350 1 db hátsó borulókeret pár

- IK 365 1 db mellső borulókeret pár
1 db hátsó borulókeret pár
1 db ablakoszlop pár
- IK 396 1 db mellső borulókeret pár
1 db hátsó borulókeret pár

Az Előírás szerint először ki kell számítani a teljes járműre jutó, boruláskor elnyelendő energiát, majd azt kell az egyes karosszériaszakaszok között szétosztani.

A teljes energia $/E^x/$ a fentebb ismertetett (3-1) képlettel számítandó ki az előírás szerint.

(Egy kérdés már itt is felvethető lett volna: miért lehetett a 0,75-ös dinamikai tényezővel számítani az elnyelendő energiát egy helyettesítő dinamikai módszer esetében?)

A négy autóbustípusra számított paraméterek a következők voltak:

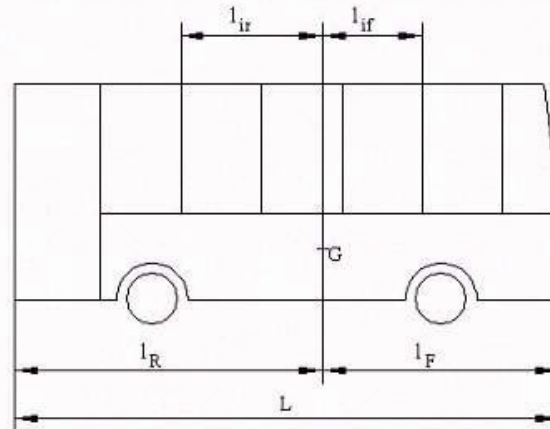
	IK 256	IK 350	IK 365	IK 396
M [kg]	10 320	11 500	10 760	12 400
W [m]	2,5	2,5	2,5	2,5
H _s [m]	1,15 ^x	1,27 ^x	1,156	1,133
H [m]	3200	3480	3466	3571
E [Nm]	57 305	73 310	60 180	67 445

^x számított érték/

3.1 táblázat

A borulás folyamata során figyelembe veendő mért és kiszámolt geometriai, tömeg és energia mennyiségek az egyes autóbuszokra

A teljes energiát a karosszériaszakaszokra úgy kellett szétosztani, hogy a szétosztás megfeleljen az eddigi és a **3.3 ábra** jelöléseinek értelmezéséből következő kritériumoknak.



3.3 ábra

Geometriai jelölések

$$\sum_{i=1}^m E_i \geq E^* \quad (3-2)$$

$$\sum_{i=1}^n E_{iF} \geq 0,4 \cdot E^* \quad \sum_{i=1}^p E_{iR} \geq 0,4 \cdot E^* \quad (3-3)$$

$$L_F = \frac{\sum_{i=1}^n (E_{iF} \cdot l_{if})}{\sum_{i=1}^n E_{iF}} \quad (3-4)$$

$$L_R = \frac{\sum_{i=1}^p (E_{iR} \cdot l_{ir})}{\sum_{i=1}^p E_{iR}} \quad (3-5)$$

$$L_F \geq 0,4 \cdot l_F \quad L_R \geq 0,4 \cdot l_R \quad (3-6)$$

ahol :

- m az összes teherviselő elemek számára;
- E_i a gyártómű által közölt azon energiamennyiség; amelyet a felépítmény "i" -dik oszlopa képes elnyelni;
- E_{iF} az az energiamennyiség, amelyet a jármű súlypontja előtti "i"-dik oszlop képes elnyelni;
- n a jármű súlypontja előtt lévő száma oszlopok száma;
- p a jármű súlypontja mögött lévő oszlopok száma;
- E_{iR} azon energia, melyet a jármű súlypontja mögötti "i"-dik oszlop fel tud emészteni;
- L_F a jármű súlypontja előtt lévő oszlopok közötti súlyozott átlagos távolság;
- l_{if} a jármű súlypontja előtti "i"- dik oszlopnak a jármű súlypontjától mért távolsága;
- L_R a jármű súlypontja mögött lévő oszlopok közötti súlyozott átlagos távolság;
- l_{ir} a jármű súlypontja mögötti "i"- dik oszlopnak a jármű súlypontjától mért távolsága;
- l_F a jármű mellső részének távolsága a jármű súlypontjától;
- l_R a jármű hátsó részének távolsága a jármű súlypontjától.

Az energia szétosztás utolsó kritériuma a (3-4) - (3-5) képletekkel megadott súlyozott átlagos távolságok alsó határát adja meg:

A továbbiakban, százalékos megoszlásban ($E^X = 100\%$) közöljük a vázszerkezet felépítéséből reálisnak számított ütési energia hányadokat a négy típus három-három karosszériaszakaszára:

Vázszegecs	IK 256	IK 350	IK 365	IK 396
Mellfal + borulókeret	50	30	30	30
Hátfal + borulókeret	50	50	50	50
Ablakoszlop keret	0	5	5	5

3.2 táblázat

Az egyes karosszériaszegmensekre tervezett energiaelnyelési arányok százalékban

A háromszáz típuscsalád hátfala, mellső borulókerete, ablakoszlop kialakítása meglehetősen egyforma. Ez indokolja, hogy mindhárom típusnál százalékosan azonos nagyságú energiákat osztottunk a különböző szelvényekre.

A kétszáz típus ettől jelentősen eltérő konstrukció. A hátfal és a mellső borulókeret között tetőszilárdsági szempontból nincs lényeges különbség. A következő táblázat a fentebbi (3-1) - (3-6) összefüggésekkel megfogalmazott kritériumok paramétereit foglalja össze a négy autóbusz típusra:

[mm]	IK 256	IK 350	IK 365	IK 396
l_{1f}	0	1136	1114	240
l_{2f}	0	3381	2887	2240
l_{3f}	4761	5410	4660	5140
l_f	4761	6935	6130	5765
$0,4 l_f$	1804	2774	2452	2306
L_F	4318	4622	3995	4165
l_{1r}	0	622	734	1760
l_{2r}	0	2597	3039	3760
l_{3r}	4534	4760	4660	5960
l_r	4534	5045	4850	6235
$0,4 l_r$	1814	2018	1940	2494
L_R	4079	4235	4198	5426

3.3 táblázat

A mért és számított geometriai paraméterek a vizsgált autóbuszokra

A **3.2-3 táblázatokból** látható, hogy az energiai és geometriai kritériumok az Előírás összes erre vonatkozó követelményének megfeleltek.

3.2.3 Az ingás vizsgálatok eredményei és értékelésük

A **3.4-9 ábrákon** a kísérleti vizsgálatokból látható hat felvétel, a **3.11-13 ábrákon** pedig három kiértékelési diagram tanulmányozható, ahol az energia-szögelfordulás függvényében felrajzoltam az energiaelnyelési görbéket.



3.4 ábra

IK 396-os borulókerettel és túlélési teret jelző kerettel is ellátott mellfali szegmens ingás ütésvizsgálata (inga emelési magasság: 0,576 m; ütési energia: 22700 Nm)



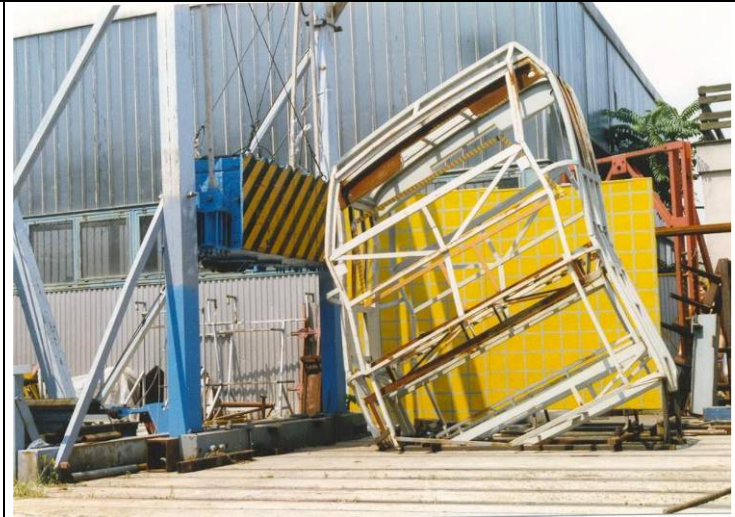
3.5 ábra

IK 396-os borulókerettel és túlélési teret jelző kerettel is ellátott hátfali szegmens ingás ütésvizsgálata (inga emelési magasság: 1,050 m; ütési energia: 41390 Nm)



3.6 ábra

IK 365-os borulókerettel és túlélési teret jelző kerettel is ellátott mellfali szegmens ingás ütésvizsgálata (inga emelési magasság: 0,867 m; ütési energia: 30270 Nm)



3.7 ábra

IK 365-os borulókerettel és túlélési teret jelző kerettel is ellátott hátfali szegmens ingás ütésvizsgálata (inga emelési magasság: 0,867 m; ütési energia: 30270 Nm)



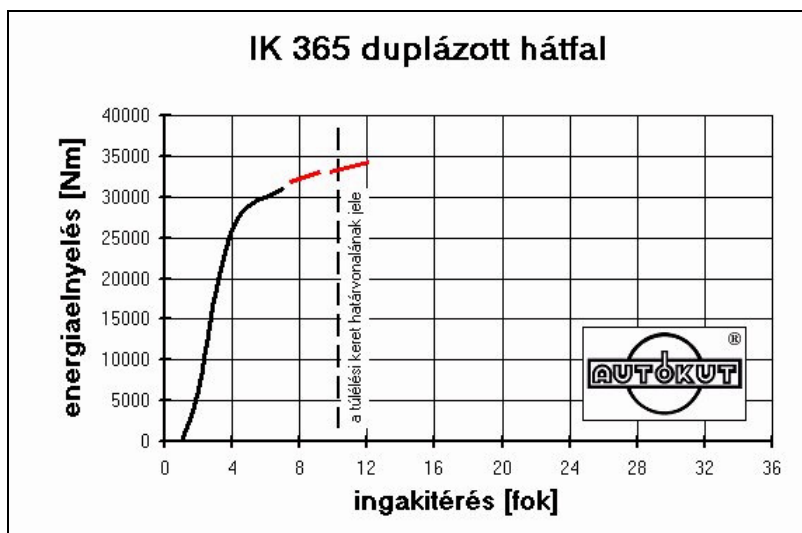
3.8 ábra

IK 350-es borulókerettel és túlélési teret jelző kerettel is ellátott hátfali szegmens ingás ütésvizsgálata (inga emelési magasság: 0,867 m; ütési energia: 30270 Nm)

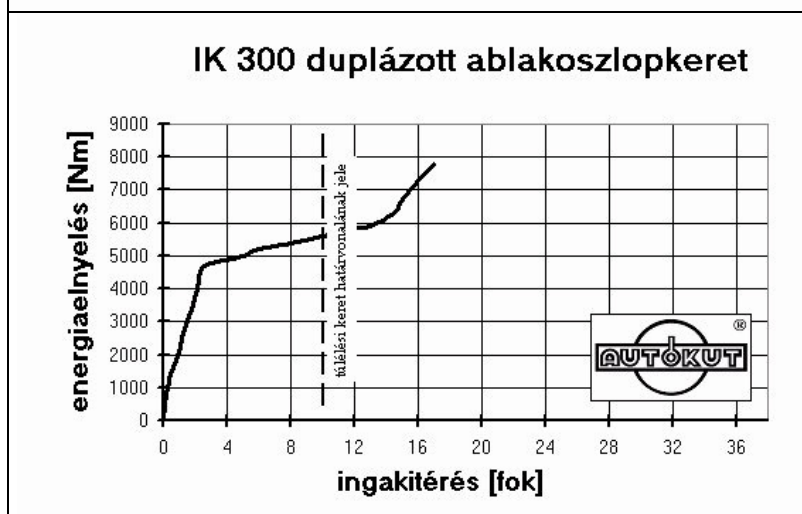


3.9 ábra

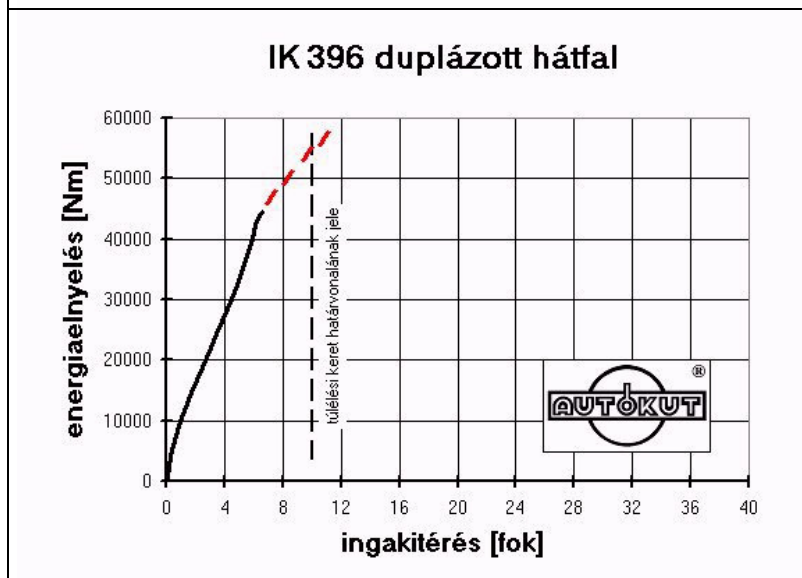
IK 256-os borulókerettel és túlélési teret jelző kerettel is ellátott hátfali szegmens ingás ütésvizsgálata (inga emelési magasság: 0,867 m; ütési energia: 30270 Nm)



3.10 ábra
 IK 365 duplázott hátfal energiaelnyelési diagramja és vizsgálati elrendezése; a túlélési keret eléréséig extrapolált energiaelnyelés csupán 32 000 Nm lenne, a kiindulás szerint szükséges 60180 Nm energiaelnyeléshez képest



3.11 ábra
 300-as általános, duplázott ablakoszlop keret (IK 365 és IK 396 autóbusz típusokhoz) energiaelnyelési diagramja



3.12 ábra
 IK 396 duplázott hátfal energiaelnyelési diagramja; ennek a keretnek a mért energiaemésztése közelítette meg legjobban az elvárt energiaelnyelést

A valós ütközési energiák meghatározása két összetevőnek az eredménye, részben az inga fizikai paramétereinek lehetősége határozta meg, másrészt pedig mérnöki becslés, hogy az adott vázszegegnessel körülbelül akkora energiát közöljünk, amely a "túlélési tér" elérését teszi lehetővé.

Az ábrákon bemutatott képeken látható, hogy a "túlélési tér" határvonalát jelző keretet is beleépítettük az egyes vázszegmensekbe.

A következő táblázat a négy típus kettőzött vázszakaszaira a túlélési tér eléréséig elnyelendő, tervezett ütközési energiákat, az elengedéskori inga-súlypontmagasságokat, az inga becsapódási sebességeit és a vizsgálat alapján mérhetően és számíthatóan, a túlélési tér eléréséig extra- ill. interpolált energiák mennyiségét tartalmazza.

	Elnyelendő energia (duplázott szegmensekre) [Nm]	Inga emelési magassága [m]	Inga becsapódási sebessége [m/s]	A túlélési tér eléréséig extra- ill. interpolált energia [Nm]
IK 256 mellső boruló keret	57 305	0,867	6,85	28 000
IK 256 hátsó boruló keret	57 305	0,867	6,85	29 500
IK 350 hátsó boruló keret	73 310	0,867	6,96	29 500
IK 365 mellső boruló keret	43 986	0,867	6,85	28 500
IK 365 ablakoszlop keret	6 018	0,576	3,04	5 600
IK 365 hátsó boruló keret	60 180	0,867	6,89	33 000
IK 396 mellső boruló keret	40 467	0,576	6,67	26 000
IK 396 ablakoszlop keret	6 744	0,576	3,20	5 600
IK 396 hátsó boruló keret	67 445	1,05	6,92	55 000

3.4 táblázat

Az ingás ütésvizsgálatok paramétereinek összegzése

A diagramokból és a **3.4 táblázatból** leolvashatóan egyik mellfali ill. hátfali szegmens energiaelnyelése sem érte el az előzetesen tervezett energiamennyiséget a túlélési zóna határáig extrapolálva. Az ablakoszlopok jól megközelítik az elvárt szintet, de ennek fő magyarázata, hogy az elvárt szint alacsony volt a teljes busz energiaelnyelésére vonatkoztatva. (A teljes borulási energia 75-80 %-át a mellfali és hátfali terebélyes vázrészek veszik fel!)

Az extrapolálható energiaszámokat szintén a **3.4 táblázat** mutatja.

A hátfali és mellfali keretszegmensek teherviselő képessége az alkalmazott mérés technika és kiértékelési módszer szerint messze alatta marad a megkövetelt szintnek.

Kiinduláskor már rögzítettük, hogy mindenképpen az alapmódszer, a komplett jármű borításvizsgálata a mérvadó, így a kapott eredményeket is az alapmódszerhez viszonyítva lehet csak értékelni, elfogadni vagy elvetni.

3.3 Valós borítóvizsgálat (IK 365 autóbusz)

Az első, alaprendezést-ellenőrző kísérleti vizsgálatok már 1983-ban megtörténtek az IK 255 autóbusz normál és boruló-keretekkel merevített változatával, de az előírás szerinti első hivatalos minősítő vizsgálat a követelmény elfogadásának évében, 1986-ban volt egy IK 365 típusú távolsági busszal az AUTÓKUT telephelyén. (Az EGB 66. számú előírás kötelező érvénnyel 1986. december 1-én lett hatályossá. Standard buszborításos vizsgálatnak az alapbaleseti szituáció szerinti komplett autóbusz, „full-crash” vizsgálatát nevezzük.)



3.13 ábra

IK 365 típusú autóbusz borítóvizsgálata

A 3.2 ábrán ábrázolt módon gyártott túlélési tér határát jelző keretektől kettőt építettünk az autóbusz belső terébe és rögzítettük a padlósíkhhoz. Az egyik az első ablakoszlop síkjába, a másik keret a hátsó ajtó második ajtóoszlopának síkjába került behelyezésre. A keretek felső sarkaihoz gyurmácsíkokat és mikrokapcsolókat rögzítettünk az esetleges érintkezések kijelzésére. Mindezek mellett ez a vizsgálat több külső és egy belső kamerával is filmezve volt, sajnos a felvételek elvesztek, másolatok nem készültek.

Az üzemkész állapotra (vízzel töltött üzemanyagtartállyal) felkészített autóbusz kerékterhelései a következők voltak:

bal első kerékterhelés: 16 590 N

bal hátsó kerékterhelés: 46 900 N

jobb első kerékterhelés: 17 980 N

jobb hátsó kerékterhelés: 45 930 N

Az autóbusz hátfalára a deformációk utólagos kiértékelését segítő méretellenőrző pontokat helyeztünk fel. A bal oldali kerekek nyomóereje a billenés folyamata alatt 42°-nál szűnt meg. (Ezt tekintjük az üres autóbusz statikus billenési határszögének.)

Ebből és a benyomódásokból (pl. a jobb oldali nyomtáv 25 mm-rel csökkent) az autóbusz súlypont magasságára 1278 mm-t számoltunk.

A filmek kiértékelésekor megállapítható volt, hogy a talajérés pillanatában az autóbusz függőleges felezősíkja 17°-os szöget zárt be a vízszintessel. Az autóbusz talajra érésének pillanatában az autóbusz súlypontjának talajtól mért magassága 1700 mm volt. A talajérés után az autóbusz még 6,5°-ot továbbfordult, majd kettő billegés után állt meg a jobb oldalán feküdvén. A filmek elemzéséből megállapítható volt az autóbusz vázszerkezetét erősítő, beépített mellő és hátsó borulókeret maximális deformációja.

Mellfali borulókeret maximális deformációja: 12,5° (tetőél max. elmozdulás: 411 mm)

Mellfal maradó deformációja: 9,5°

Hátfali borulókeret maximális deformációja: 13,5° (tetőél max. elmozdulás: 443 mm)

Hátfal maradó deformációja: 5,5°



3.14 ábra

IK 365 típusú autóbusz borítóvizsgálata után a hátfali deformációról és az első túlélési keret jobb felső csúcsának környezetéről készült felvételek

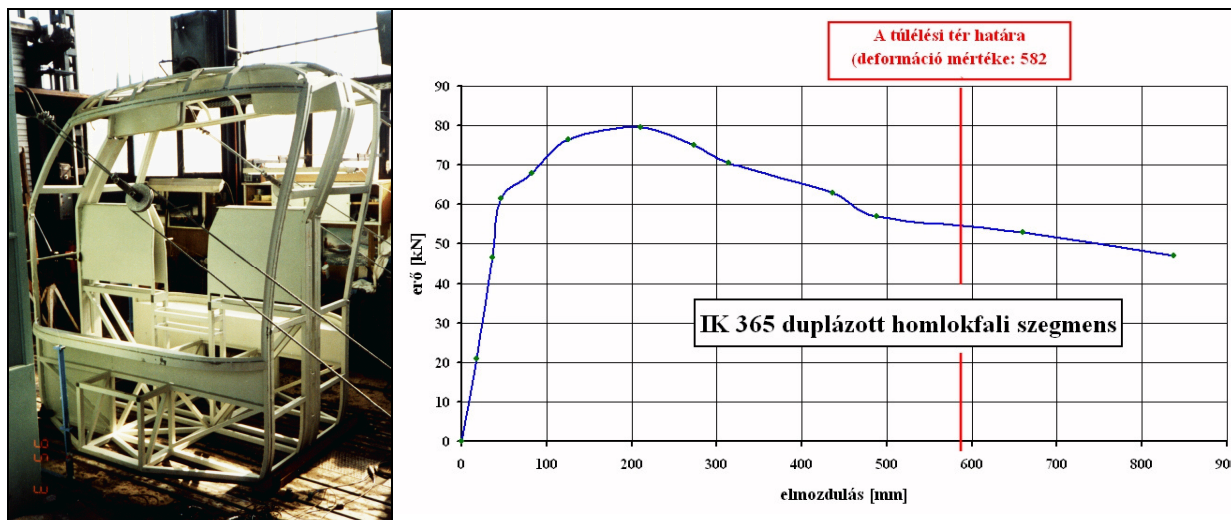
Az autóbusz teljesítette a követelményeket.

Már ekkor, ennél a borítóvizsgálathoz felmerült, hogy magas építésű buszok esetén, ha a felépítmény nem elég merev, akkor a szerkezet vizsgálat szempontjából mérhető deformációja, a képlékeny csuklók működése, korábban, már akkor befejeződik, amikor a mellöv is talajt ér, felütözik, és a képlékeny csuklók mozgása megáll. A mellővénél létrejövő támasztóerő megakadályozza a felépítmény további deformációját. (Részletesebben ld. **M4. Melléklet M4.4 pont.**)

3.4 Statikus laboratóriumi hajlító vizsgálat (IK 365 autóbusz)

A 90-es évek közepén elvégeztük az IK 365 típusú autóbusz különböző változatai tetőszilárdságának ellenőrzését is, de már statikus laboratóriumi hajlító vizsgálatok alapján.

A duplázott mellfali keresztsegmensre kapott erő-elmozdulás görbét a **3.15 ábra** mutatja.



3.15 ábra

IK 365 típusú autóbusz duplázott homlokfali keresztsegmense és laboratóriumi hajlító vizsgálatnál kapott deformációs görbéje

Ha összevetjük az IK 365 mellfalra kapott ingás, a valós borítóvizsgálat és a statikus hajlító vizsgálat eredményeit akkor a **3.5 táblázat** szerinti értékeket kapjuk. (A túlélési határ sértetlensége a mellfali résznél 605 mm tetőél deformációt tesz lehetővé.)

/* szimpla, nem duplázott mellfali szegmensre átszámítva

	A geometriai túlélési határig elnyelt energia [kN]	Adott kísérleti energiaelnyelésből kapott max. tetőél deformáció [mm]	A túlélési tér határig fennmaradó szabad távolság az előírt energia elnyelése esetén [mm]
Valós borítás	-	411	194
Ingás ütés*	14 250 (extrapolált)	489 (mért)	- 319 (! számított)
Statikus hajlítás*	20 385 (mért)	582 (mért)	23 (számított)

3.5 táblázat

A valós borítás, az ingás ütővizsgálat és a statikus hajlító vizsgálat eredményeinek összehasonlítása az IK 365 mellfali szegmensére vonatkozóan

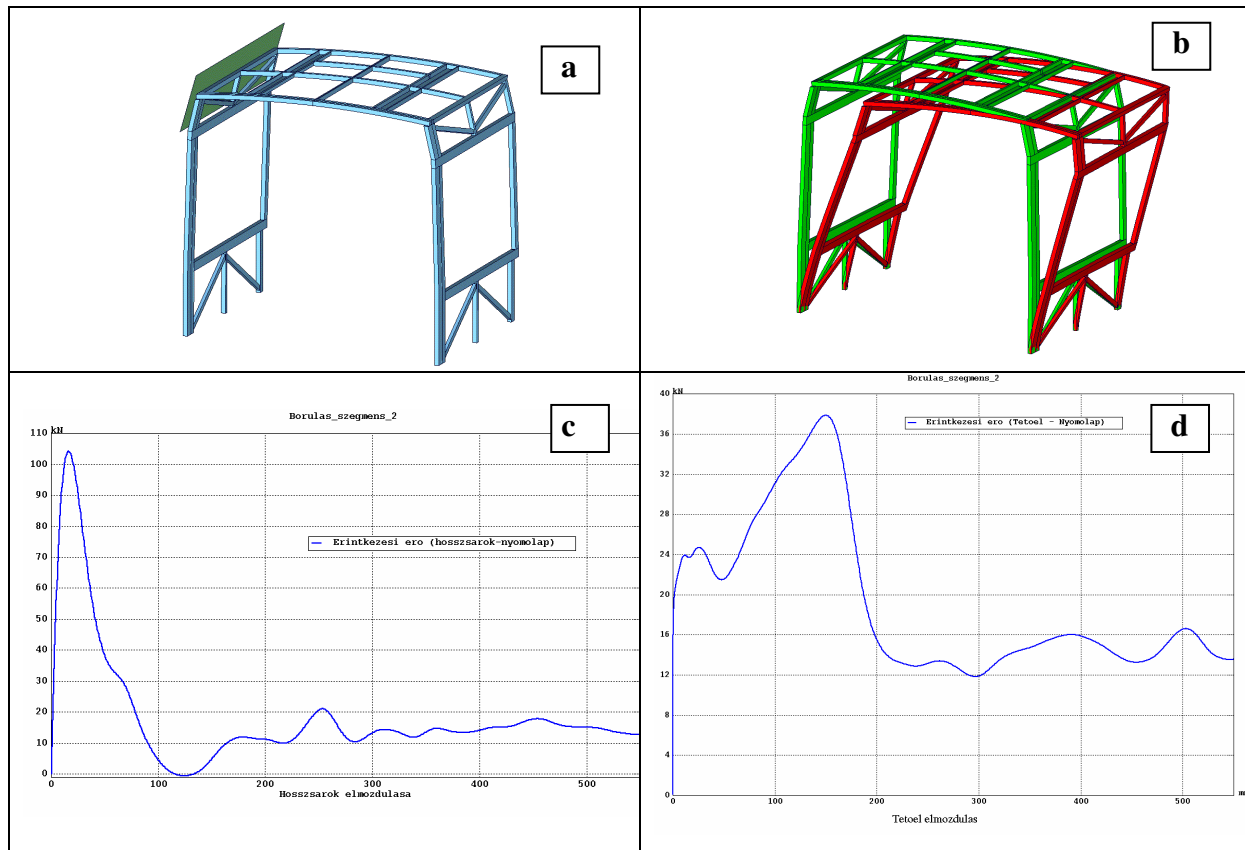
Egy komplett autóbuszt (8-12 m hosszú, 2-2,5 m széles, 2-3 m magas szerkezet) tekintve a kialakuló képlékeny csuklók és zónák száma nagy, jellemzően 24-100 között mozog. A fenti **3.5 táblázatból** kiderül, hogy a valós borítóvizsgálat eredményéhez képest a statikus vizsgálat szigorúbb, konzervatívabb ellenőrzést jelent, az ingás vizsgálatával viszont értelmezhetetlen és nem megfelelő eredményt kapunk. Az ingás vizsgálatok alapján nem megfelelő minősítést kapna a jármű!

Az eredmények kiértékelése után különböző, egymásnak ellentmondó megállapításokat tehetnénk. Kereshetjük az eltérés okát a mérés és a méréskiértékelés durvaságában, az integrálási művelet bizonytalanságában. Erre a válasz csak annyi, hogy más, hasonlóan zártszelvényű acélokból felépített, de jobban áttekinthető szegmensek, például lökhárító elemek ingás ütközéses vizsgálata esetében is hasonló energiahiányokat tapasztaltunk. Elvégzett kísérleteink alapján azt állapíthatjuk meg, hogy a vizsgálatainkban szereplő szerkezeti elrendezések és vázszerkezeti anyagok használata esetén a kiindulási energiának kevesebb, mint 70%-a fordítódik mérhető képlékeny és rugalmas alakváltozásra. Az energia többi része súrlódási munkává alakul, zaj-, hő-, ill. véleményem szerint jórészt rezgési energia formájában kikerüli a mérőláncot, és a talajba távozik.

A kiindulási alapfeltevés, vagyis hogy a standard baleseti szituációs, komplett jármű borításának eredményével egyező eredményt adó helyettesítő vizsgálat csak az elfogadható, odavezetett, hogy az előírás szerint alkalmazott ingás módszert el kellett utasítanunk és alkalmatlannak kellett minősítenünk.

3.5 Egy szimulációs eredmény

Nézzünk egy az ingás ütővizsgálathoz nagyon hasonló szimulációs vizsgálatot. A duplázott ajtókeret szegmenst mereven lefogva a tetőélén üssük meg egy merev lappal. [S10]



3.16 ábra

Duplázott ajtókeret tetőélének megtámadása 16° -os szögben álló merev sík lappal (a-b); az eredeti PAM-Crash programmal számított erő-deformációs diagramja (a merev támadó felület elmozdulási sebessége: 8 m/s – (c) diagram, max. erőcsúcs: 104 kN; 0,01 m/s – (d) diagram, max erőcsúcs: 38 kN

A diagramból az olvasható le, hogy az első 200 mm-es deformációnál a közölt energia közel kétszeres 8 m/s ütési sebességnél (c diagram), mint 0,01 m/s ütési sebességnél (d diagram), pedig ekkora deformáció esetén már képlékeny alakváltozás is történt. (Az is több mint meglepő, hogy az erő a c esetben 120 mm-nél leesik nulla szintre.)

A görbék látszólag összehasonlíthatatlanok, ugyanakkor energiaelnyelés szempontjából 350 mm-nél nagyobb elmozdulásokra számítva már közelítenek egymáshoz. Ha viszont 100-200 mm-es tetőél deformációkra szeretnénk információkat nyerni, akkor teljességgel ellentmondóak, pontosabban a beépített egyen „felkeményedési” hipotézist követi. Ezért csak lényegi, validációs mérések után használhatók és akkor is csak nagy körültekintéssel.

Ebből is látszik, hogy ilyen szimulációs diagrammokból a valós borítás deformációs folyamata nem reprodukálható megnyugtatóan.

PAM Crash vagy bármilyen más szoftverekkel felszerelt mérnökiroda képes a szükséges adatok és rajzok alapján elkészített szimulációs modellen lefolytatni az ehhez hasonló elméleti vizsgálatot. Ráadásul a szimulációs közelítések, példa szerinti, nem mindig követhető átláthatósága mellett a mérnöki rajz és a termék gyártástechnológiájából adódó különbözőség sem jelenik meg ezekben a szimulációkban és sokszor a kiindulási és az egyéb feltételek is reprodukálhatatlanok. Ezek a dinamikai programok, legyenek akár a legfejlettebbek, adott

típusú (elsősorban személyautó) ütközési szituációkra kifejlesztett geometria és anyagmodellekkel, ill. gyártástechnológiákkal dolgoznak, de használatuk a buszok ütközésbiztonsági vizsgálatára csak alapos ellenőrző kísérletek után fogadható el.

3.6 Az ingás vizsgálatok eredményeinek tanulsága, a módszer kritikája

A következő összegző megállapításokat teszem az ingás minősítő módszert az alapszabványhoz (a komplett jármű vizsgálatához) hasonlítva:

a) A vázszegek kitérítése, kimerítése nem egyértelműen meghatározott, ami döntően és jelentősen befolyásolja a mérhető energiaelnyelést.

b) A vázszegek hosszúságához viszonyítva az ütközés irányának változása pontosan ellentétes irányú, mint komplett jármű borításakor.

c) Az inga felfogása, felfüggesztő eleme, tömegéből adódó becsapódási sebessége olyan nehezen számítható tényezők, amelyek szintén csökkentő hatással vannak a vizsgált szerkezeti elem számított energiaelnyelésére.

d) A tetőn elhelyezett elemek (pl. légkondicionáló) miatt a vázszegek oldaloszlopaira az előírás szerinti képletből adódóan nagyobb energia jut, míg komplett jármű borításakor éppen ellenkezőleg, kisebb az oldaloszlopokra jutó energia. (Ez önmagában a biztonságra törekvés irányába tett engedély is lehetne, de a vázrészekre jutó energiaarányokat is torzítja.)

e) Az ingás ütésvizsgálat során elnyelt energia a kiindulási energiamennyiségnek átlagosan csupán 60-65 %-a volt, ugyanis az indulási emelési (helyzeti) energia mintegy 35-40 %-a kikerülte az alakváltozási munkát mérő vizsgálati rendszerünket és hő-, zaj-, ill. elsősorban rezgési energia formájában eltávozik.

Fentiekből következően az ingás szegek vizsgálatok eredményéből még nem következik a jármű tényleges borításkori viselkedése. Az EGB 66. előírás ingás módszerének ellentmondásai egy 1994-es dolgozatomban jelentek meg először, és javasoltam a módszer törlését a lehetséges vizsgálati eljárások közül. [S8] Azután valószínűleg más alkalmazók is tapasztalták a hibáit és ez a vizsgálati eljárás 2005 óta már nincs a módosított előírás vizsgálati módszerei között.

A szegek teherbírásának összehasonlítására alkalmas az ingás ütésvizsgálat, ha pontosan azonosak a vizsgálati körülmények, de csupán ebből közvetlenül számítani a teljes jármű borításbiztonságát nem lehet.

Külön megjegyzésként még idekívánkozok, hogy a standard vizsgálati módszertől eltérő ellenőrzések bizonytalanságát már az előírás készítői is érzékelhették, hiszen a számított elnyelendő energia összefüggésbe az egyéb (nem standard) módszerek esetében beírtak egy 0,75 –ös tényezőt minden indoklás nélkül. (Ez, későbbi nem hivatalos magyarázat szerint a statikus és dinamikus energiaelnyelés hányadosa lenne, amely tényező például az ausztrálok által átvett előírásban már 0,66-ra módosul.)

A dinamikus hatások szerintem is léteznek, de nem a szerkezet statikus és dinamikus energiaelnyelő képessége közti különbség miatt, hanem a dinamikus vizsgálatkor a teljes (a támaszrendszer is magában foglaló) rendszerben történő energiaáramlás és energiaközlés megosztásának bizonytalansága miatt, az autóbusz vázszerkezetére eső energiahányad befolyásoló tényezőinek átláthatatlansága miatt. Elfogadva a magyarázat nélküli dinamikus hatások meglétét (a számszerűségét és egyenlő mértékét minden elrendezésre nem), akkor viszont a különböző dinamikus helyettesítő vizsgálatoknál nem engedhető meg a (3-1) formula használata az elnyelendő energiára, hiszen ebben az esetben duplán vesszük figyelembe a dinamikai hatásfokot. És ez vonatkozik a dinamikai szimulációkra is (!) mert ezekbe a programokba (LS Dyna, PAM Crash,...) már alaptól be van építve egy dinamikai tényező. Tehát a jelenlegi gyakorlattal ellentétben ezen programok használata esetén meg kell tiltani az elvi dinamikai hatásfokkal csökkentett energiaelnyelés lehetőségét. (Meg kellett

volna tiltani már kiinduláskor az ingás módszernél is ennek a csökkentett energiahányaddal számolásnak a lehetőségét, de az időközbeni változtatás, az ingás módszer törlése, ezt a kérdést megoldotta.)

4. AUTÓKUT módszer szerinti tetőszilárdság vizsgálat

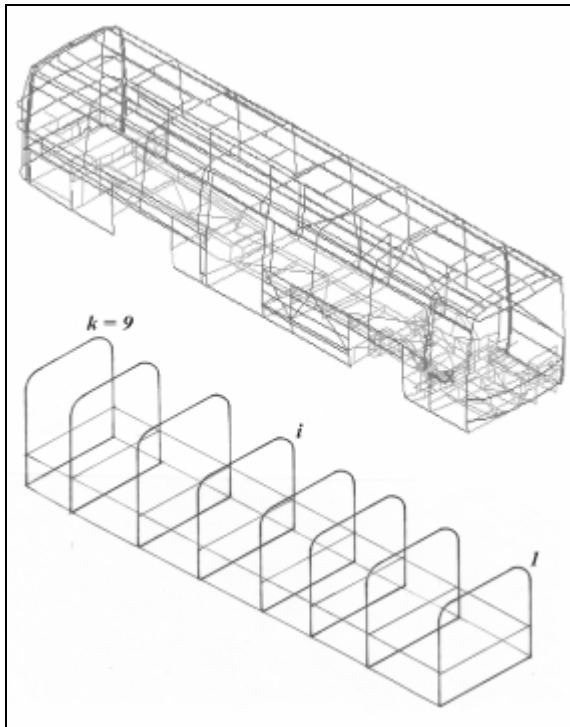
Egy 8-12 m hosszú jól tervezett autóbuszon borítóvizsgálat során képlékeny csukló az oldaloszlopok alsó bekötéseinél (padlósínt, ülésbekötés), az alsó ablaköveknél és a tetőél környezetében (terebélyesebb sarokmerezítés esetén az oldaloszlop és a tetőborda részén is) kialakulhat –a vázszerkezet mindkét oldalán, így összesen akár a 100-as nagyságrendet is elérheti a képlékeny csuklók, zónák száma. Az előző pontban is tárgyalt vázszegmensek esetében a képlékeny csuklók száma jellemzően 8-32 között található, kialakítástól függően. A sorozat jellegű ingás vizsgálatok abból a célból indultak, hogy létrehozzunk egy speciális adatbankot, ezáltal a családellen készülő autóbuszok tetőszilárdságának ellenőrzése olcsóbban és egyszerűbben történhessen, adott esetben minimális számú vagy akár újabb laborvizsgálat nélkül megállapítható legyen a kérdéses változat tetőszilárdságának megfelelősége. Az ingás módszer elvetése után a célkitűzés továbbra is megmaradt: a drága, kész vagy vázszerkezettel készre épített autóbusz standard borítóvizsgálata helyett modul-egységek egyszerű vizsgálatával, a családellen fenntartásával tetőszilárdság adatbank létrehozása. Sikeres megvalósítására az ingás vizsgálati módszerhez tervezett szegmenseket használtuk, ill. ilyen típusúakat használunk ma is, a vizsgálatokat pedig az AUTÓKUT Járműmechanikai Laborjában végeztük (2005-től a JÁFI-AUTÓKUT laborjában végezzük), az általam javasolt és kidolgozott, ún. AUTÓKUT módszerrel. Ezt a vizsgálati módszert ismerteti ez a fejezet. [S10-S15]

4.1 Statikus vizsgálati módszer az autóbusz tetőszilárdság ellenőrzésére

4.1.1 A modulrendszerű eljárás alapelve

Az ingás vizsgálatoknál alkalmazni szándékozott autóbusz vázkeresztmetszeti szegmensekből indulunk ki. Az eljárás jellemzői:

- A komplett jármű borulásakor a járműszerkezet keresztirányú merevségét adó vázszegmensek határozzák meg a jármű energiaelnyelő képességét. Ezek a keresztirányú síkban elhelyezkedő vázszegmensek tartalmazzák a fenékváz (alváz) kereszttartóit, az oldaloszlopokat, ablak (ajtó) oszlopokat, tetőbordákat a hozzájuk tartozó lemezelésekkel, kikötésekkel, vázmerezítésekkel együtt. A keresztirányú síkban elhelyezkedő vázszegmensek (továbbiakban röviden: vázszegmensek)- a homlok- és a hátfal kivételével -, tökéletesen modellezhetőek síkbeli keretként. A mell- és a hátfali részek, mint hosszirányban is terebélyes elemek, a merevségi (vagy tömeg) középpontjukba redukált síkbeli keretekkel helyettesíthetők, amely keretek merevségi és energiaelnyelési jellemzői megegyeznek a kiindulási kiterjedt hosszgeometriájú mell- és hátfali részek jellemzőivel. (4.1 ábra)



4.1 ábra

Egy autóbusz felépítményének felbontása (k darab) elméleti síkbeli keresztmetszetre

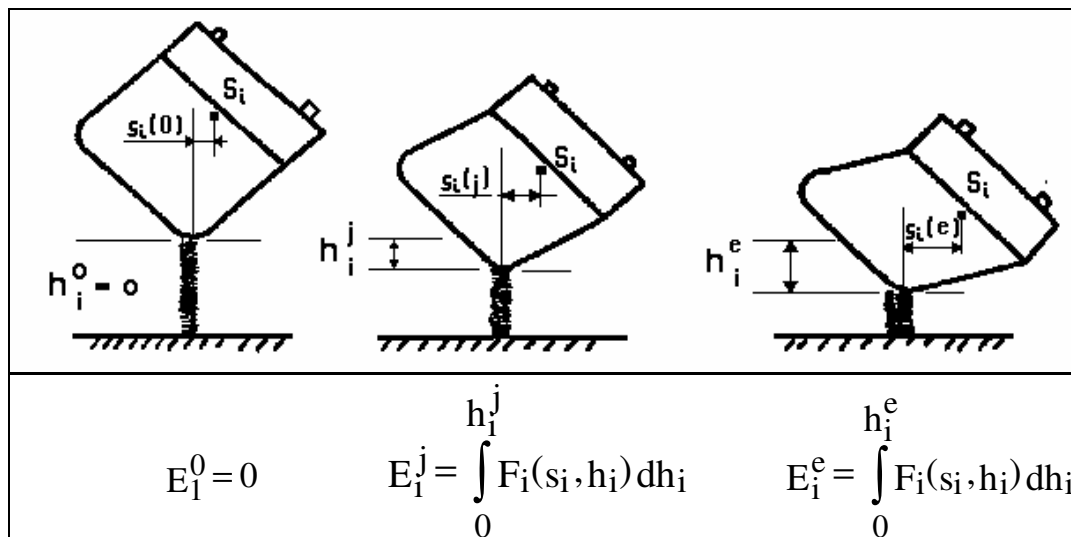
- Alapfeltétel, hogy a tetőél a szimuláció során mindvégig lineáris -egyenes vonalú- maradjon!
- A vázszegek torziós elcsavarodása a jármű csavaró merevségének a függvénye, merev fenékváz (vagy tetőváz!) járművek esetén elhanyagolható.
- Az algoritmus alkalmas a vázszegek súlyponton átmenő hosszirányú tengelyre számított lehetséges elcsavarodásának figyelembevételére is. A feladatban a járműegységekre vonatkoztatva állandó csavaró merevséggel számoltunk a hossz tengelyek mentén.
- A módszer lehetővé teszi az oldaloszlopok átterhelődésének figyelembevételét is. Adott deformáció és szögelfordulás után a talajjal való érintkezés a tetőélről átranzformálódhat az ablakövre. (Az eddig elvégzett vizsgálatok felvételei és eredményei alapján a vizsgált járművek maximális deformációi már azelőtt kialakultak, mielőtt az ablakövek érintették volna a talajt. Természetesen előfordulhat gyenge vázfelépítményű, magas építésű autóbusz ilyen feltételekkel.)

Számítási algoritmus:

A borulásos baleseti szituáció teljes energiaelnyelési folyamata ábrázolható nem lineáris rugalmas megtámasztásaként. Az előírás szerinti kvázi végtelen merev talajra érkező véges merevségű k darab vázkeret deformációs elmozdulását ugyancsak k darab nemlineáris rugóval modellezhetjük. A teljes váz véges csavaró merevségét figyelembe véve a vázrészek egymáshoz képest el is fordulnak.

(A **4.2 ábrában** a deformációkat - a jobb szemléltethetőség kedvéért - kétszeresen tüntettük fel, mind a rúgóknál, mind a keresztmetszettek egyszerűsített rajzainál.)

Az autóbusz tetőéle a talaj merevsége miatt, a talajra érkezés után is, a deformáció folyamán végig, egyenes marad. A szimuláció arra épül, hogy a talajba szakaszonként olyan elvi véges merevségű rúgókat építünk, mint az autóbusz adott keresztmetszeteinek hajlító merevsége, és az adott rúgók összességének kell az autóbusz előre meghatározott energiáját elnyelnie azon feltétel biztosításával, hogy a rúgók felső végpontját összekötő vonal egyenes maradjon.



4.2 ábra

A borulás folyamatában az egyes keretszegmensek deformációját nemlineáris rúgó összenyomódásokkal modellezzük

Jelölések:

i - a keret sorszáma = 1,2,...,k

k - a keret száma

j - a borulás kezdetétől eltelt idő (s)

0 - a kezdeti pillanat

e - teljes idő

h_i^j - az i . nemlineáris rúgó j . időpontban mért összenyomódása;

E_i^j - az i . rúgóban felhalmozott energia a j . időpontban;

s_i - az i keret súlypontjának vízszintes elmozdulása.

A számításos eljárás lépései a következők:

a) A földet érés pillanatában - az elnyelendő energia függvényében - a következő tényezők ismertek ill. előzetesen meghatározottak.

v_s^0 , a_s^0 , ω_s^0 , ε_s^0 , ... Θ_0 , J , M , E , tényezők, ahol

v_s^0 - a jármű súlypontjának sebessége,

a_s^0 - a jármű súlypontjának gyorsulása,

ω_s^0 - a jármű keresztirányú súlyponti tengelyre számított szögsebesség,

ε_s^0 - a jármű keresztirányú súlyponti tengelyére számított szöggyorsulás,

Θ_0 - a tehetetlenségi nyomaték a hosszirányú súlyponti tengelyre,

J - a csavaró merevségi tényező a jármű hosszirányú tengelyére számítva,

M - a teljes váztömeg,

E - a teljes elnyelendő energia.

A vizsgálandó időtartamot kicsiny δt időintervallumokra ($\delta t = 0,001$ s) osztjuk és ez idő alatt a rendszerre hatóerőket állandónak vesszük.

b) A mozgásegyenletekből meghatározhatóak a rendszer újabb mozgásjellemzői (h , v_s , a_s , ω_s , ε_s , α), ahol

α - az aktuális erőhatás irányának a kiindulási erőhatás irányával bezárt szög a jármű koordináta-rendszerében.

c) A kiszámított elmozdulásokhoz az $F_i(h_i)$ görbék alapján hozzárendelhetők az új erők és azokat állandónak tekintve meghatározhatóak az újabb mozgásjellemzők.

Az iterációs algoritmussal kiszámolható minden egyes i . síkkeret tetőélének h_i^j maximális deformációja. Ezek értékeiből a fizikai kísérletekben megállapított képlékeny csukló magasságok figyelembevételével megállapítható az adott síkbeli (vagy síkbelinek modellezett) vázszegecs deformációs alakja, geometriailag ábrázolható és numerikusan is kalkulálható a deformált keret illetve az elméleti túlélési keret egymástól való távolsága.

4.1.2 Kvázistatikus hajlító vizsgálatok

Az autóbusz vázszerkezet képlékeny csuklóinak boruláskor történő stabilitásvesztés módzatai, helyei gyakorlatilag megegyeznek a vázszerkezet szegmensei kvázistatikus hajlító vizsgálatok fellépő stabilitásvesztés módjaival, helyeivel.

A laboratóriumi vizsgálatok minden szegmenst a tetőélnél támadunk meg a vízszintes síkkal a teljes jármű borításakor fellépő elméleti első érintkezési szöggel bezáróan. (Kezdetben 25° -os induló terhelő erőszöveget alkalmaztunk.) A szegmensek a talajhoz rögzítettek a padlósík alatti kereszt- ill. hossztartójuknál fogva.

A gyártási technológiának jelentős befolyása van a vázszegecs merevségére, a stabilitásvesztési folyamat anyag- és gyártástechnológia függő is. Jelen módszernek egyik előnyét és megbízhatóságát a teljes egészében végeselemes módszerekhez képest az adja, hogy itt a valós gyártástechnológiával készült vázszegecsket vizsgáljuk!

A mellső és hátsó szélvédő merevítő hatása szintén figyelembe vehető (ezt laboratóriumi vizsgálatoknál is megtehetjük) vagy el is hanyagolhatjuk.

A tetőélnél támadó erő függvényében az elmozdulásokat két helyen mérjük: a tetőél közvetlen környezetében és a feltételezett alsó képlékeny csukló fölött.

Az erő-elmozdulás mérési pontokat összekötő görbe legalább 11-ed fokú polinomokkal vagy "spline"-okkal közelíthető.

A szegmensek az erőterhelés pontossága és jobb kézben tartása céljából –ahol csak lehet– duplázottak.

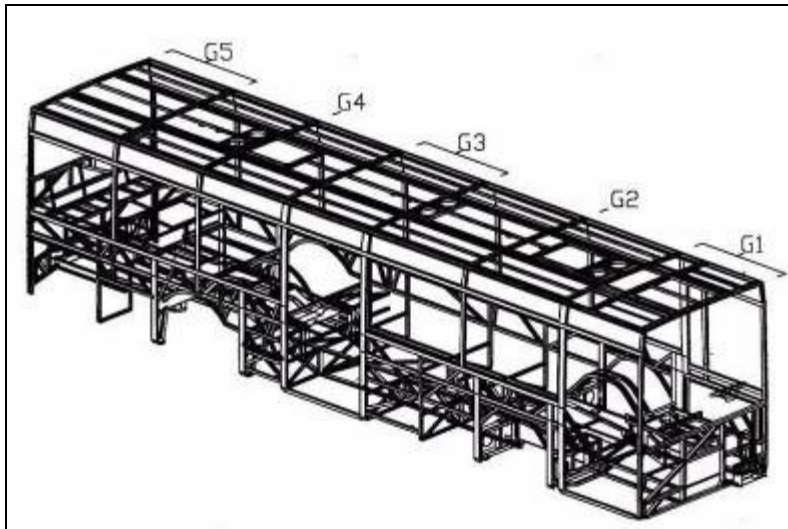
A terhelés kezdeti geometriájának rögzítésével és változásának követésével az erőterhelés iránya a deformációs folyamat során pontosan számítható.

4.2 Nabi 700 SE autóbusz tetőszilárdság számítása

Számítási eljárásunknak megfelelően a példában szereplő 12 m hosszú autóbuszt 5 db terebélyes vázszegeccsel modelleztük.

A **4.3 ábra** a NABI 700SE autóbusz axonometrikus jellegrajzát, valamint az egyes vázkeretek elhelyezkedését mutatja.

Láthatóan a síkba redukált vázkeretek között található valódi síkkeretekként jellemezhetők (G2, G4) és található terebélyes térbeli keretek, mint a homlokfali (G1) és a hátfali (G5) keretek. A lehetséges keresztirányú merevségnövelő erősítéseket (például az utastéri kapaszkodó csöveket vagy az ülésváz kereteket) javasolt figyelembe venni és beépíteni a modellekbe.



4.3 ábra

A Nabi 700SE típusú autóbusz axonometrikus jellegrajza és a számításoknál figyelembe vett vázszegek (5 db) kijelölése

Az autóbusz egyes vázkereteinek jellege a következő:

G1: homlokfali szegmens vezetőtérrel, szélvédőkerettel és a jobb első ajtó oszlopaival

G2: általános ablakoszlop + ablakoszlop szegmens

G3: duplázott ajtóoszlop – ablakoszlop szegmens (kapaszkodó csövekkel)

G4: általános ablakoszlop + ablakoszlop szegmens

G5: hátfali szegmens.

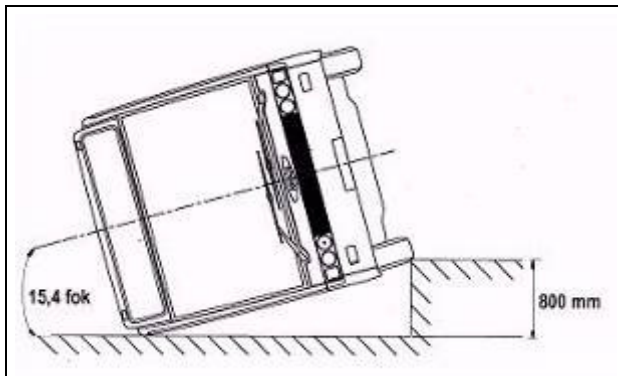
(A síkbeli G2 és G4 számú ablak-ablakoszlop kivételével a többi szegmens terebélyes, térbeli vázegységet jelent.)

Az üres, menetkész állapotú autóbusz tömeg és súlyponti adatai a következők:

$G = 10870$ [kg] - az autóbusz tömege

$X = 1995$ [mm]- B tengelytől előre

$Z = 984$ [mm]- talajtól számítva.



4.4 ábra

A vázszegek tetőélen ható terhelő erőiránya kiinduló helyzetének meghatározása

A gyári technológiával készült 4 darab vázszegek a következő volt: duplázott ablakoszlop (ülésvázakkal merevítve), duplázott ajtóoszlop (4 db kapaszkodóval merevítve), mellfal (első ajtónyílással), hátfal.

Minden szegmens a tetőélen volt megtámasztva a vízszintes síkkal 19° -os szög bezáró kezdeti terheléssel. (A számításhoz a **4.4 ábrán** látható $15,4^\circ$ -os elvi ütközési szögre számoltuk át a mérési eredményeket. A laborunk hosszirányi mérete határozza meg a megvalósítható minimális terhelő szöget.)

Az erőterhelés villamos emelőszerkezettel, drótkötélen és erőadón keresztül történt, ahol az erővektor a vizsgálat során mindvégig azonos földponton haladt át.



4.5 ábra

NABI 700 SE autóbusz ajtó-ablakoszlop szegmensének (G3) laborvizsgálata



4.6 ábra

Duplázott ablak-ablakoszlop szegmens (G2) Hajlító vizsgálata



4.7 ábra

NABI 700 SE autóbusz terebélyes hátfali szegmensének (G5) vizsgálata



4.8 ábra

Mellfali szegmens (G1) hajlító vizsgálata

Az erő irányának pontos nagysága és a függőlegessel bezárt szögének változása erőadóval és útdókkal pontosan követhető volt. Kettő helyen mértünk elmozdulást: a tetőél környezetében és a feltételezett képlékeny csukló felett.

A vázszegek az erőterhelés jobb kézben tartása céljából a mellfal és a hátfal kivételével duplázottak voltak, ill. a kétfajta ajtókeret jelentett egy duplázott szegmenst.

A vázszegek mindkét oldalán mértük az elmozdulásokat, pontonként 2-2 Hottinger típusú útdót használtunk. UPM 60 típusú erősítőn keresztül számítógép szolgált a PL 812 G kártyán jövő jelek tárolására.

A **4.5-8 ábrák** mutatják a szegmensek laboratóriumi vizsgálatán készült felvételeket, a **4.9-12 ábrák** képei a vizsgálatok befejezése után készültek.



4.9 ábra

Duplázott ajtó-ablakoszlop szegmens vizsgálat után (az ablakoldali rész itt is tartalmazza az ülésváz kereteket)



4.10 ábra

Ülésváz keretekkel merevített duplázott ablakoszlop szegmens vizsgálat után



4.11 ábra

Hátfali szegmens vizsgálat után



4.12 ábra

Mellfali szegmens vizsgálat után

A vizsgált szegmenseken kialakult alsó képlékeny csukló magasságok a **4.1 táblázatban** találhatóak.

Vázkeret	Alsó képlékeny csukló magassága a padlószinttől számítva (mm)
mellfal	610
ajtó (ablak) keret	100
hátfal	790

4.1 táblázat

A vázszegek alsó képlékeny csuklóinak távolsága a padlószinttől

A felső élekre extrapolált erő-elmozdulás pontsorozatot tizenharmad fokú hatványpolinommal közelítettük, a **4.13-16 ábrák** mutatják a vonatkozó diagrammokat. Az elmozdulás értékei az erő hatásvonalában mért távolságokat jelentik (Az integrál számított közelítési hibája a mérési pontokat lineárisan összekötő törtvonal integrálhoz képest kisebb mint 2%.)

A diagrammok minden esetben a mérésben felhasznált szegekre vonatkoznak, kivétel csupán a duplázott ablakoszlop szegmens, ahol a mért erőket megosztottam a szegmens két keretére, amely egyszerű erőfelezést jelent.

Az egyes szegmenseknek a súlyponttól való távolságai a **4.2. táblázatban** találhatóak.

Szegmens jele NABI 700SE	Súlyponttól mért előjeles távolság (mm)	a szegmensre jutó tömeghányad (kg)
G1	5144	1670
G2	2864	2400
G3	314	2080
G4	-1955	1920
G5	-4415	2820

4.2 táblázat

Az autóbussz vázszerkezetéből és a főegységekből az egyes vázszerkezetekre jutó tömeghányadok és a szegmenseknek a súlyponttól mért távolságaik

Korábbi mérési eredmények és ellenőrzések alapján az autóbussz súlyponti tengelyre számolt tehetetlenségi nyomatékának számított értéke: $\Theta_0 \cong 65\ 000$ [kgm²]

A NABI 700SE autóbussz energia és mozgásállapot jellemzői:

$$E^* = 0,75Mg(\sqrt{W^2/4 + H_s^2} * -W/2\sqrt{H^2 - 0,8^2 + 0,8H_s/H}) \text{ [Nm]}$$

ahol:

$$g = 9,81\text{m/s}^2,$$

$$W = 2500 \text{ mm} - \text{a jármű szélessége},$$

$$H = 3213 \text{ mm} - \text{a jármű magassága},$$

$$M_g = 10870 \text{ kg},$$

$$H_g = 984 \text{ mm}, - \text{üres járműegység súlypontjának becsült magassága}.$$

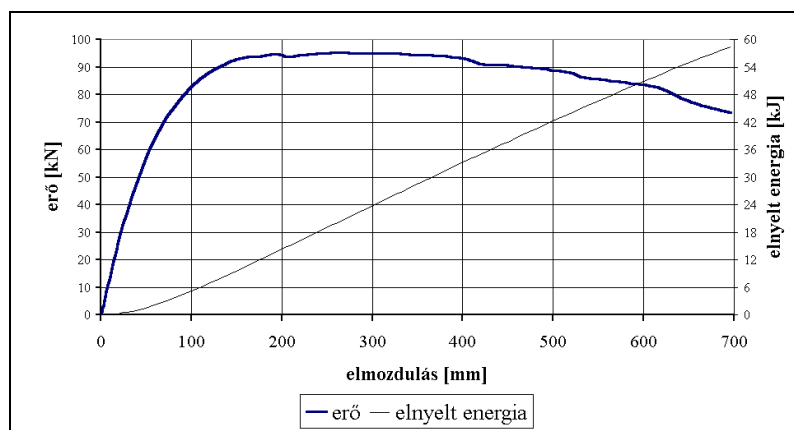
Ezekkel az adatokkal: $E^* = 50025$ [Nm].

Elvégezve a számításokat, a **4.3 táblázat** a tetőélnél levő keresztsgzemens pontok deformációs elmozdulásait ill. a deformálódott vázkeretek jobb oldali oszlopainak az elméleti túlélési tér felső és alsó sarokpontjaitól számított távolságait tartalmazza a vizsgált típusra.

Keretek Jele	Tetőélnél mért Deformáció [mm]	Távolság a túlélési tér felső sarkától [mm]	Távolság a túlélési tér alsó sarkától [mm]
G1	412	253	150
G2	413	135	60
G3	413	135	60
G4	413	135	60
G5	414	23	150

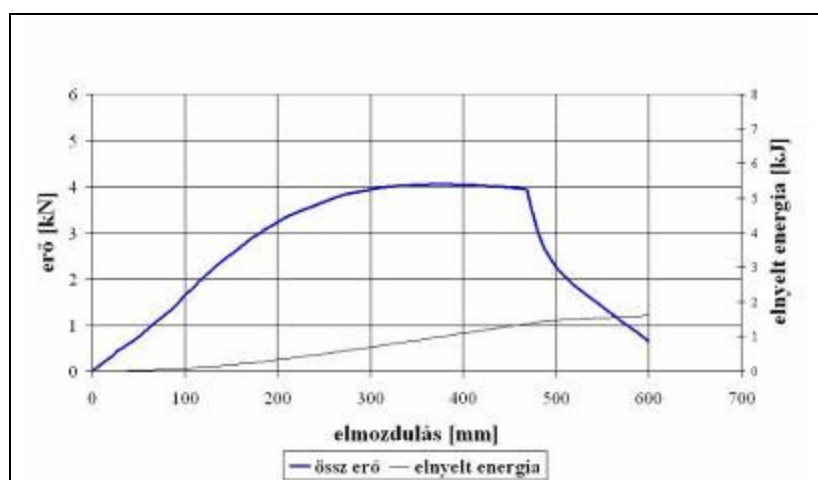
4.3 táblázat

A deformált vázszegmensnek számított távolságai a túlélési kerettől



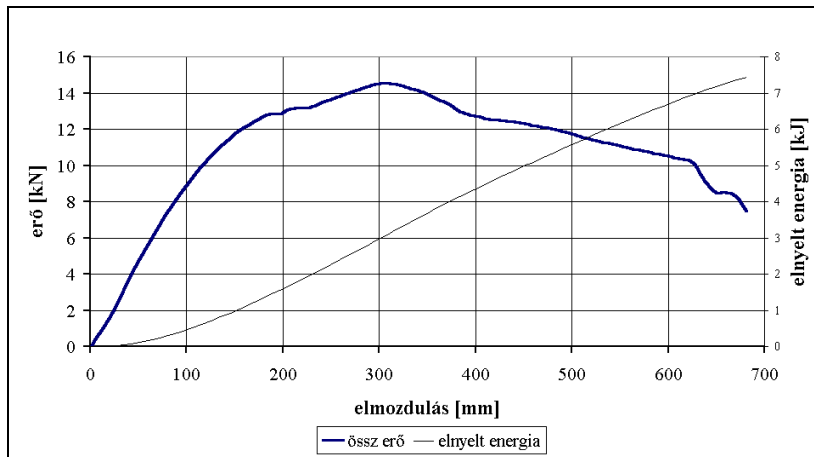
4.13 ábra

A terebélyes mellfal szegmensre kapott erő-elmozdulás és a számított elnyelt energia függvény

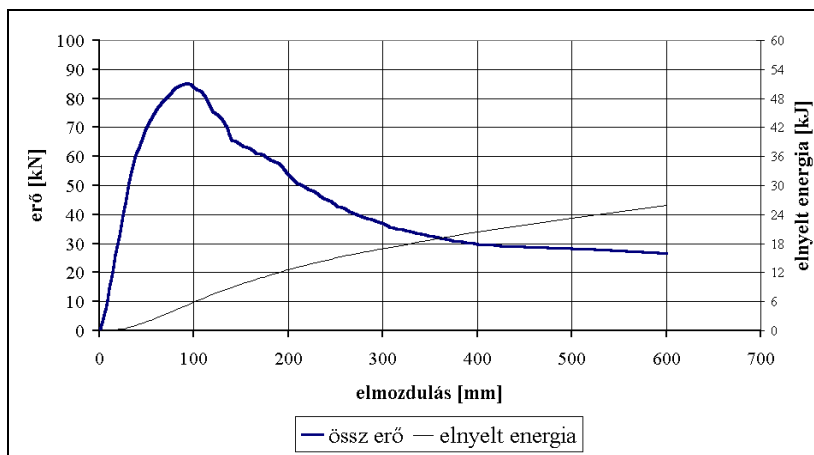


4.14 ábra

A duplázott ablakkeret vizsgálatából kapott eredmények alapján a szimpla ablakkeretre számított erő-elmozdulás és a számított elnyelt energia függvény

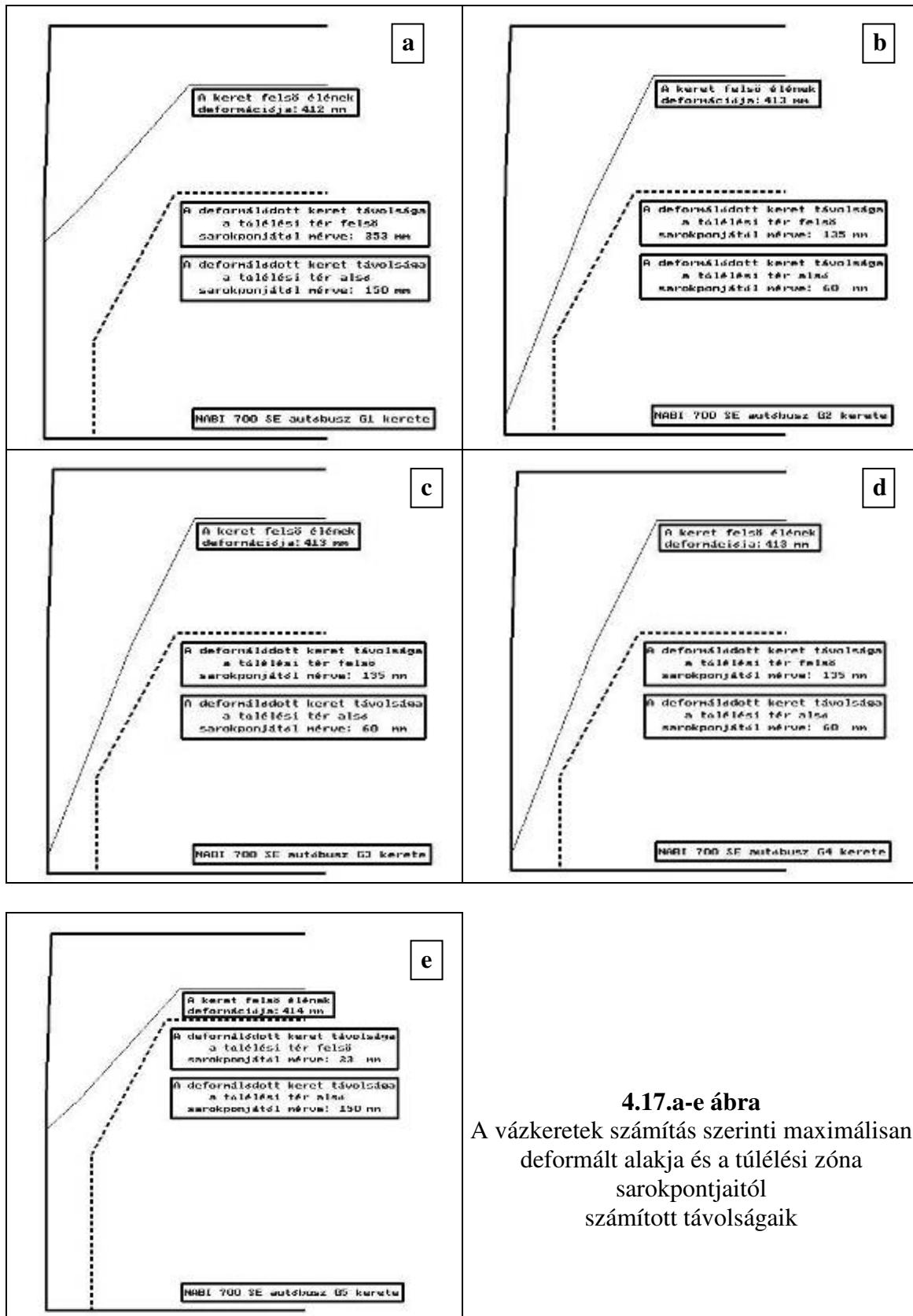


4.15 ábra
A dupla kapaszkodó csövekkel erősített ajtóablak keret szegmensre kapott erő-elmozdulás és a számított elnyelt energia függvény



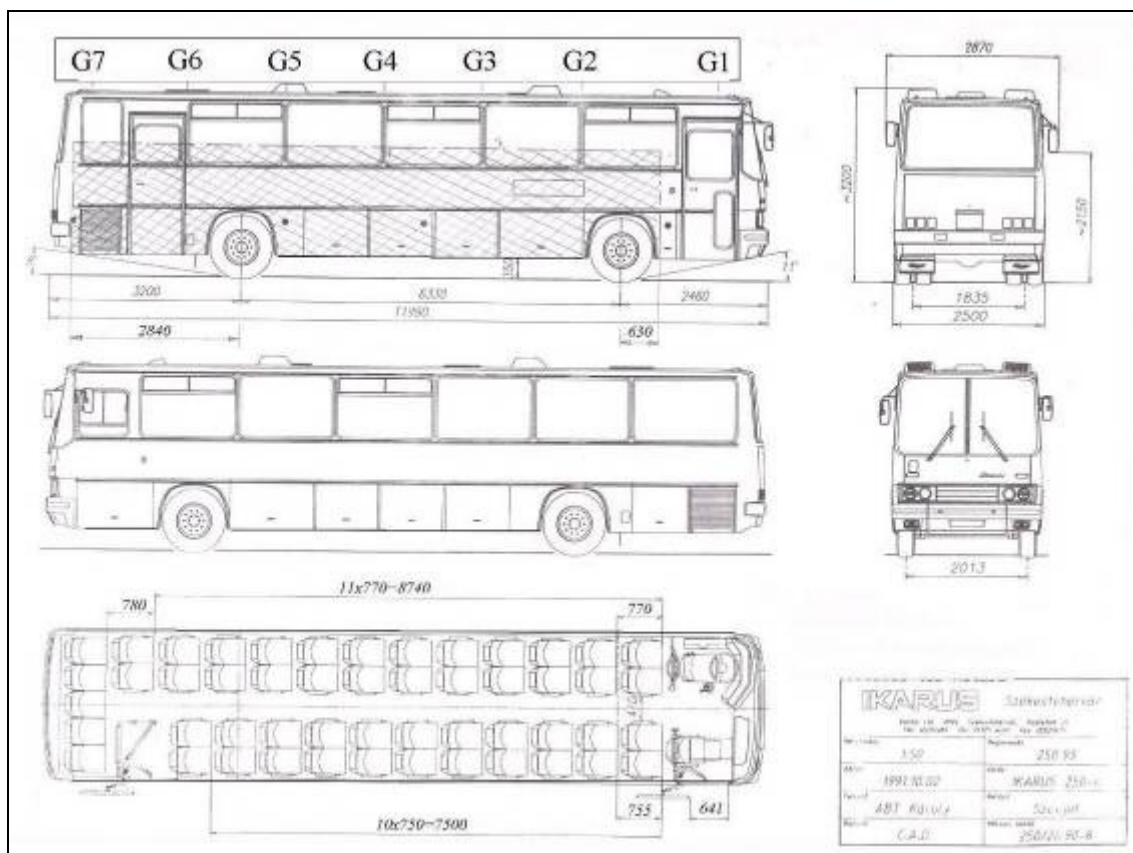
4.16 ábra
A terebélyes hátfal szegmensre kapott erő-elmozdulás és a számított elnyelt energia függvény

A **4.13-16 ábrák** a szegmens vizsgálatoknál a tetőélnél mért elmozdulás-erő függvényeket mutatják, amelyeknek 13-ad fokú polinommal közelített görbéit használtam a tetőélek elmozdulásának iterációs számításakor, majd meghatároztam az egyes keresztmetszeti szekciók deformálódott alakját és viszonyát a túlélési térhez. (**4.17 ábra**)



4.17.a-e ábra
 A vázkeretek számítás szerinti maximálisan deformált alakja és a túlélési zóna sarokpontjaitól számított távolságaik

4.3 IK 250 (256) típusú autóbuszok tetőszilárdságának javítása



4.18 ábra

Az IK 250 típusú autóbuszcsalád 250.93 változatú tagjának általános elrendezése a számításhoz használt 9 darab (síkba redukált) keresztmetszemensének feltüntetésével

Az IK 250 és IK 256 típusok ill. alváltozataik helyközi forgalomban még ma is közlekednek, és ennek a járműcsaládnak a borulásbiztonsági vizsgálata csak utólag, 1994-ben történt meg, éspedig tanulságos eredménnyel.

A teljes számítás mellőzése mellett a mellfali kialakításnak a vizsgálati, minősítési eljárás során történt szemléletes módosulására szeretném felhívni a figyelmet.



4.19 ábra

IK 250 duplázott hátfali szegmens laboratóriumi hajlító vizsgálata



4.20 ábra

IK 250 ülésváz-kerettel merevített dupla ablakkeret szegmens laboratóriumi vizsgálata



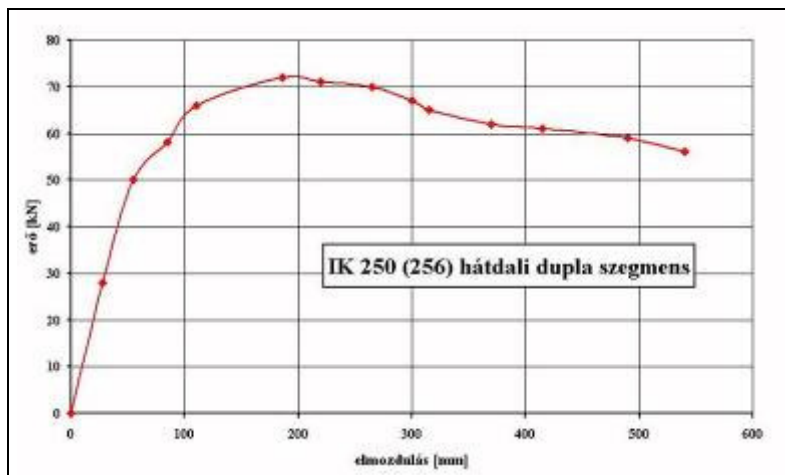
4.21 ábra

IK 250 típusú autóbusz terebélyes homlokfalának első duplázott változata



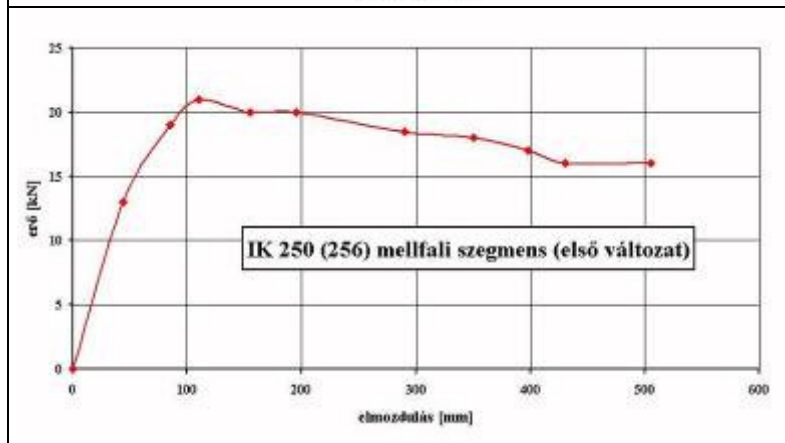
4.22 ábra

A mellső „borulókeret” rossz kialakítása miatt a mellfal szilárdsága gyengének bizonyult



4.23 ábra

A hátfali dupla szegmens hajlító vizsgálatának tetőél erő-deformációs diagramja



4.24 ábra

A mellfali terebélyes szegmens hajlító vizsgálatának tetőél erő-deformációs diagramja

Az így kapott erő-deformációs értékekkel elvégzett iterációs számítás szerint a busz nem elégtette ki a követelményeket, a megfeleléshez –a számítás alapján- a mellfal keresztirányú merevségének és energiaelnyelő képességének legalább 30%-os növelése volt szükséges.

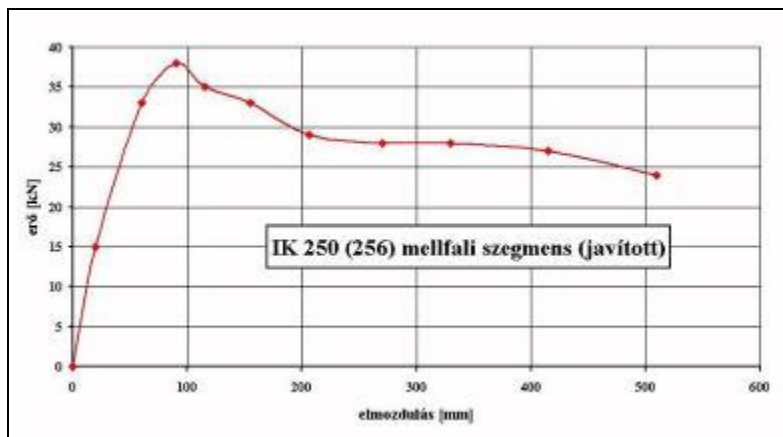
A gyártó vállalat a **4.25 ábrán** látható módon egy erősített kivitelét készítette. A legjobb megoldás az lett volna, ha a függőleges szelvényeket, beleértve az ún. borulókeret belső függőleges oszlopát is, az oldalfal teljes hosszában végigvezetik és nem törik meg a padlósíkokban a kereszt- és hosszirányú övekkel, de a gyár nem akarta a korábbi főterveket teljes felülírni, csupán az utólag is elvégezhető plusz lemezelések és keresztikötések megvalósítását vállalta. Mindezek után elkészült a kompromisszumos módosított kivitel és sor került annak vizsgálatára, amelynek eredménye a **4.26 ábrán** tanulmányozható. Az eredmények végül is igazolták a várakozásokat.

Az autóbusszalád a mellfal -bár nem optimális-, de lényeges és elegendő megerősítése után már megfelelt az EGB 66. számú előírás követelményeinek.



4.25 ábra

A padlóalatti bekötéssel és lemezeléssel erősített mellfali terebélyes duplázott szegmens hajlító vizsgálata és padlókörnyezeti tönkremenetele, összetett képlékeny csuklója



4.26 ábra

A javított mellfali szegmens hajlító vizsgálatának tetőél erő-deformációs diagramja (szimpla mellfalra érvényes értékek)

4.4 IK 415 autóbusz tetőszilárdságának mérése és számítása

1994-ben végeztük el a ma is futó IK 415 és IK 435 típusú autóbuszok tetőszilárdság ellenőrző vizsgálatait, szintén a laboratóriumi szegmens vizsgálatokon alapuló modul-számításos módszerrel. A 10234 kg tömegű IK 415 típusú és a 7255 + 7835 kg = 15 090 kg össztömegű IK 435 típusú autóbusz teljeskörű számítását mellőzöm, de felrajzolom a laboratóriumi hajlító vizsgálat fontosabb mérési diagramjait. Ennek elsődleges oka az, hogy ennél a vizsgálatnál mind a mellső mind a hátsó szélvédő üvegeket –javaslatomra- a gyár beleragasztotta a szegmensekbe, az adott szegmens valós energiaelnyelő képességének pontosabb megközelítésére és javítására, a megfelelés nagyobb biztonsága céljából.



4.27 ábra

Beragasztott szélvédőüveggel „erősített” terebélyes mellfali szegmens hajlító vizsgálati elrendezése



4.29 ábra

Duplázott záróborda szegmens hajlító vizsgálat utáni állapotban

Korábban döntően gumiágyas megoldással rögzítették a szélvédőket, a városi autóbuszoknál szinte kizárólagosan, aminek fő oka a könnyebb karbantarthatóság volt. (Sőt ezen túlmenően a –középen, függőlegesen- osztott szélvédők további költségtakarékosságot jelentettek. USA-ban a városi autóbuszoknál ma is a gumikéderes szélvédő a követelmény, és pl. Belgrádban még 2007-ben is osztott szélvédős buszokat rendelt a városi közlekedési vállalat.) A szélvédők merevítő hatása már a komplett autóbuszok borítóvizsgálatainál is kimutatható volt, de a szegmens vizsgálatok költségeit csökkentő és gyorsaságát növelő vállalati megfontolások miatt, a vizsgálatra küldött szegmensek nem tartalmazták az üveg és műanyag elemeket. Ezek általában valóban elhanyagolhatók, de a keresztirányú merevséget növelő elemeket célszerű és ajánlott beépíteni a kísérleti vázszegekbe is, különösen a ragasztott egységeket.

Érdeemes megfigyelni, hogy a **4.23 ábra** hátfali deformációival ellentétben a **4.29 ábrán** látható hátfali szegmens tönkremenetele nem paralelogramma-szerű torzulást mutat, itt a tetőszerkezet közepén is történik berogyás, jelentős kiterjedésű, összetett képlékeny csukló keletkezik.

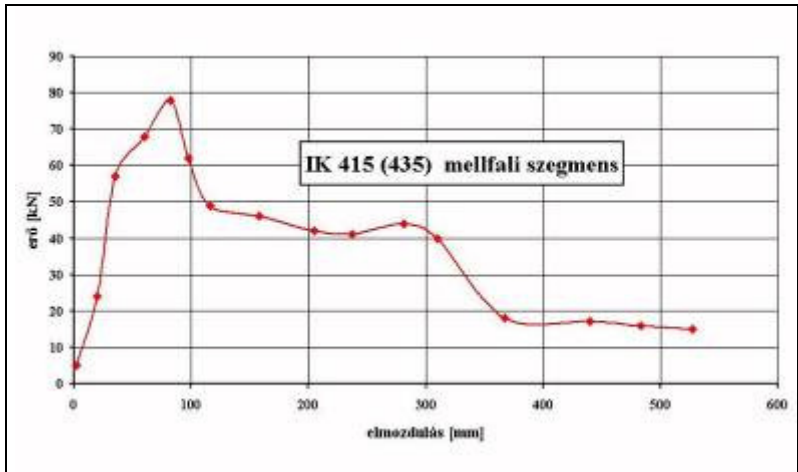
A kapott tetőél erő-elmozdulás diagrammokon (**4.30-32 ábrák**), különösen a mellfali szegmens kicsúcsosodó diagramján (**4.32 ábra**) – összehasonlítva más autóbusz üvegezés nélküli mellfali szegmens diagramjának alakjával-, jól látható a ragasztott szélvédő üveg pozitív merevítő hatása.

Számos karosszéria szegmens vizsgálatánál kiderült, hogy a rosszul hegesztett (nem megfelelően gyökölt, vagy nagy osztással készült rövid szakaszos varratok) jelentősen csökkentették a vizsgálat során mért elnyelt energia mennyiséget. Ezekben az esetekben új szegmenseket kellett gyártani, javított technológiával. Ezért nem megengedhető, hogy a vizsgálatra küldött karosszéria szegmenseket ne a gyártósoron dolgozók és ne a gyártósori technológiával készítsék. Megállapítható, hogy a gyártási technológiának is lényeges befolyása van az autóbuszok borulásbiztonságára.



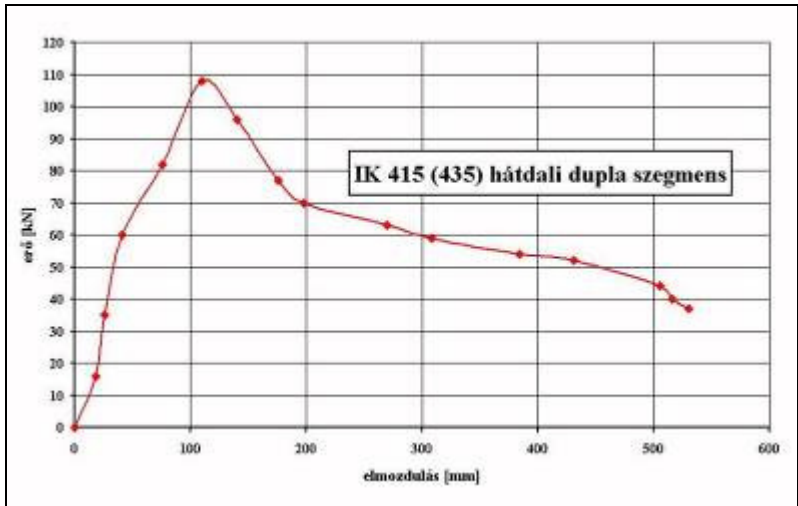
4.29 ábra

Duplázott és mindkét oldalán beragasztott szélvédőveget tartalmazó hátfali szegmens hajlító vizsgálati elrendezése (a) és végső tönkremeneteli képe (b)



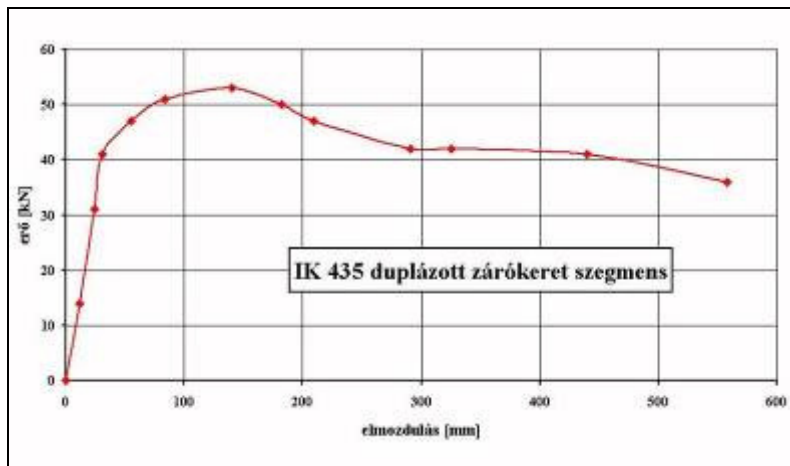
4.30 ábra

Beépített szélvédővel merevített IK 415 (435) mellfali szegmens mérési diagramja



4.31 ábra

Mindkét oldalon szélvédővel merevített IK 415 (435) duplázott hátfali szegmens mérési diagramja



4.32 ábra
IK 435 duplázott
zárókeret szegmens
mérési diagramja

4.5 Az AUTÓKUT módszer kiterjedt alkalmazása

Az ingás vizsgálatok első sorozatát –mint már írtam-, abból a célból terveztük, hogy majd adatbankokat hozunk létre adott gyártók számára és az felhasználható lesz a családely alapján készülő újabb autóbuszok minősítő vizsgálatára újabb szegmensek laboratóriumi ingás vizsgálata nélkül.

Ez a cél végül is a szegmensek hajlító vizsgálatán alapuló módszerrel megvalósult, mert az elmúlt két évtizedben az általam kidolgozott eljárással közel félszáz szegmens vizsgálatot végeztünk és ezek döntő többsége az Ikarus és a NABI gyárak által gyártott autóbuszok minősítéseit szolgálta.

Az ingás vizsgálatok elvetése után, a 90-es évek elejétől kezdődően ezzel a modul módszerrel, ritkábban a komplett autóbusz borítóvizsgálatával, végeztük az autóbuszok tetőszilárdságának az ENSZ-EGB 66. számú előírás követelményei szerinti ellenőrzéseit.

Ezek a jellemzően 8-32 db képlékeny csuklót tartalmazó modulok jól kézben tarthatóan vizsgálhatók, mérési eredményeik a későbbi tervezéseknél, fejlesztéseknél is jól használhatók.

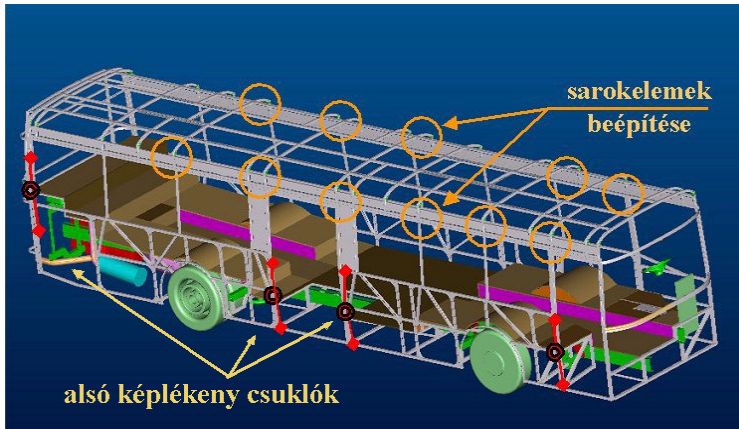
Gyakorlatilag az összes 200-as, 300-as és 400-as Ikarus gyári autóbustípusoknak a tetőszilárdság vizsgálatát az AUTÓKUT Járműmechanika Laborja végezte a 80-as és a 90-es években az előbb bemutatott módszerrel. Ezek az ellenőrzések nem csak a távolsági és a helyközi autóbuszokra történtek meg, hanem a városi autóbuszok esetében is. Az Ikarus gyáron kívül, az Alfa Busz és a NABI gyárak autóbuszainak a vizsgálatai is ezzel a módszerrel történtek. Így volt a korábbi példában szereplő NABI 700 SE jelű autóbusz esetén, de így történt az IK 415 (435) vagy az alacsonypadlós IK 412 és annak csuklós változata az IK 417 típusú autóbusz vizsgálata is.

5. Tetőszilárdság növelése műgyanta feltöltéssel

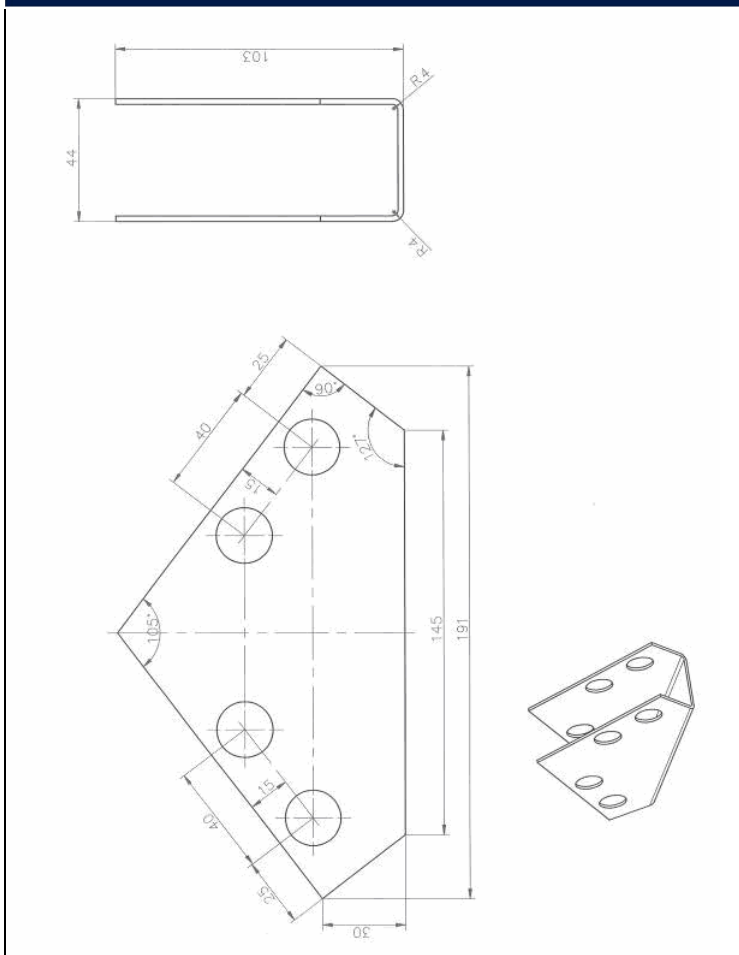
Az autóbusz vázelemek elemi és egyedi képlékeny csuklóinak és a többszörös, összetett képlékeny csuklók, zónák kialakulásának vizsgálatai sokszor vezettek nem várt eredményre. A feltételezett teherbírást, energiaelnyelést részben vagy nem igazolták a mérések, vagy éppen a képlékeny csuklók nem várt helyeken alakultak ki. (A laborvizsgálatok természetes rendje, hogy sokszor tartalmaznak nem előre jelezhető eredményeket is.) Ilyenkor a vázszerkezet konstrukciós módosítása, a váz kritikus pontjainak megerősítése a járható út – ha még a fejlesztés szakaszában vagyunk, de többször előfordult, hogy csak több eladott példány után került sor az ellenőrző vizsgálatokra.

5.1 ART-RIG (Eljárás mechanikai, üreges szelvények merevségének növelésére)

Egy autóbuszváz kritikus pontjainak megerősítése elvégezhető: speciális sarokelemekkel, csomólemezekkel, a szelvény méretének növelésével, terebélyesítésével – ha van szabad tér és a tervező is jóváhagyja, ha nem, akkor a szelvény külső méretének megváltoztatása nélkül kell megoldani a feladatot. Ekkor a lehetséges változatok elsősorban a szelvény betétezése, vagy a profil falvastagságának növelése. (5.1-2 ábrák)



5.1. ábra
Képlékeny csukló helyek merevítési lehetőségei: sarokmervítés (tetősaroknál), betétezés vagy műgyantával feltöltés (oldaloszlopoknál)



5.2 ábra
Tetősarok merevítéshez kialakított, lyukvarratokkal felhegesztendő profil

A speciális sarokmervítés és a szelvények belső betétezése általában a gyártási folyamat során végezhető el, viszont a gyakorlatban többször előfordult, hogy tucatnyi autóbusz

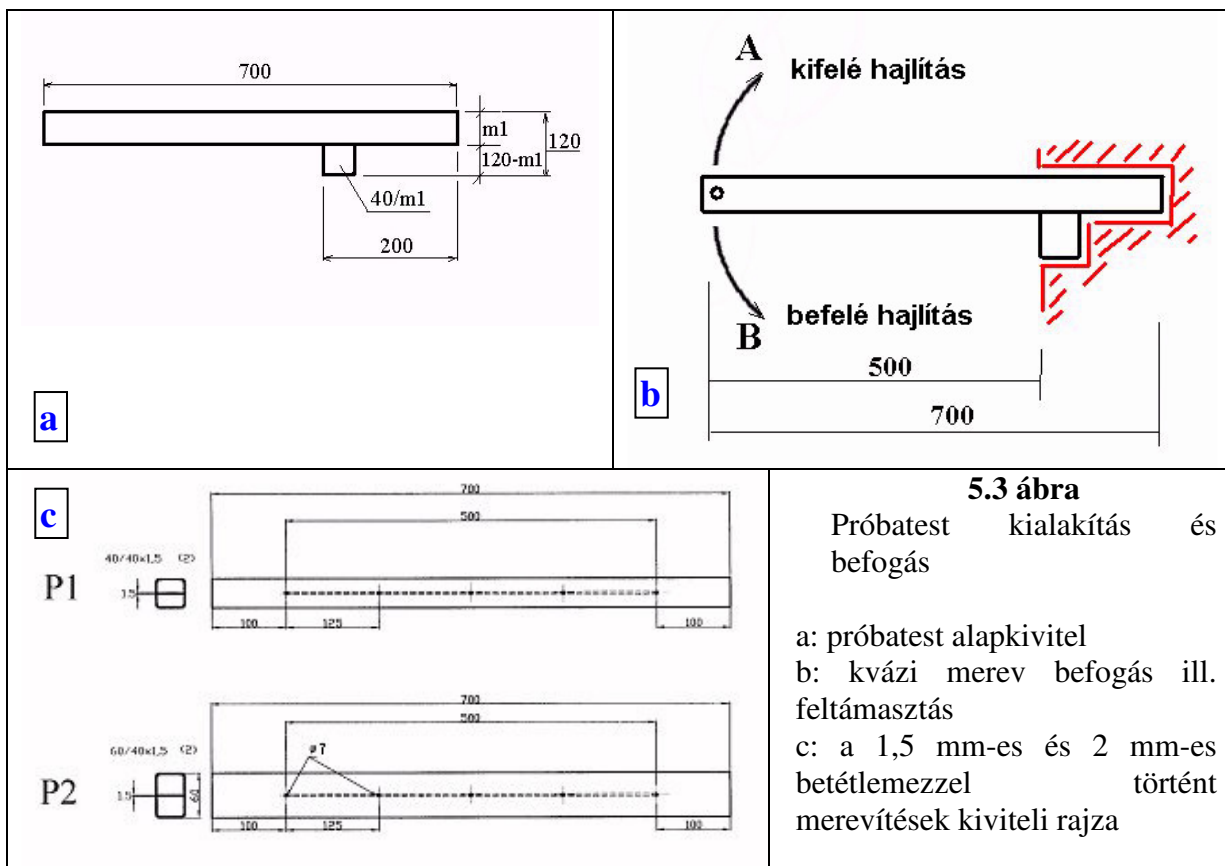
eladása után került sor a tetőszilárdság vizsgálatra és nincs mód a fenti módszerek alkalmazására. Az eladott autóbuszok visszahívás utáni gyors és olcsó megerősítésére dolgoztam ki a műgyantával történő vázerősítés módszerét. Ennek lényege, hogy egy adott üreges szelvény adott képlékeny csuklójának energiaelnyelési képességét lényegesen meg lehet növelni összenyomhatatlan műgyantával történő feltöltéssel.

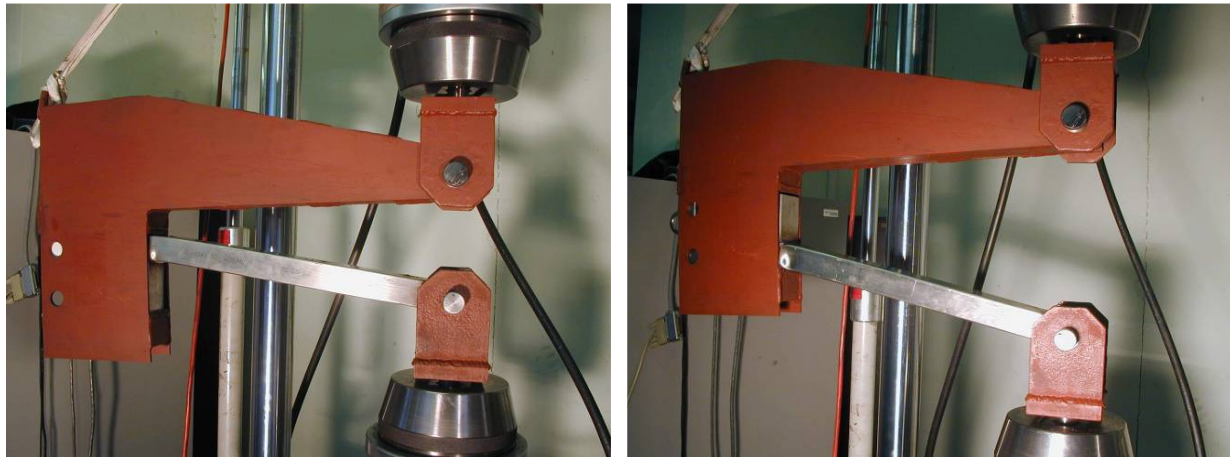
A Kompozitor Kft. által gyártott kétkomponensű, nem zsugorodó és korrózióálló, $0,8 \text{ kg/dm}^3$ sűrűségű műgyantájával elvégezhető mesterséges merevítést a szóösszetétel angol kezdő betűiből ART-RIG névvel jelöltem.

5.2 Méréssorozat különböző szelvényerősítési megoldásokkal

Az autóbuszvázak tetőszilárdságára elsősorban a vázakat alkotó négyszög és kvázi négyszög szelvények hajlító igénybevételekből származó energiaelnyelő képessége van jelentős hatással.

A fentebb említett szelvényerősítési módozatok összehasonlítására egy méréssorozatot végeztem különböző minőségű és keresztmetszeti kialakítású normál és nagyszilárdságú zártszelvényekkel, annak megállapításra, hogy melyik profilerősítés milyen mértékű hajlítósilárdság növelést jelent és ezek hogy aránylanak egymáshoz. Ehhez az **5.3 ábrán** látható vizsgáló készüléket és vizsgálati próbatesteket terveztem (gyakorlati elrendezés az **5.4 ábrán** tanulmányozható). A kifelé és befelé hajlítás nyomatéki görbéi között a képlékeny csuklók kialakulási folyamata gátlásának különbözősége miatt szintén eltéréseket feltételeztem, és ennek ellenőrzése is a vizsgálatok része volt. A méréssorozat célja volt még annak meghatározása is, vajon a nagyszilárdságú acélok alkalmazása elősegíti-e a súlycsökkentést, a tetőszilárdság megtartása mellett. [S21]





5.4 ábra

A be- és kifelé hajlító vizsgálati elrendezés gyakorlati megvalósítása MTS berendezésen

5.2.1 A méréssorozatban használt acél anyagok

A vizsgálatokhoz használt zártszelvényeket különböző szállítóktól és gyártóktól szereztük be, az 5.1 táblázat tartalmazza a gyártókat ill. a szállítókat és az anyagminőség csatolt adatait is. Első nekifutásra is a hagyományos magyar ST 37 és a növelt szilárdságú finn gyártású STALA 350 acél eredményei voltak érdekesek, mert magyar felhasználó (az Alfa Busz) is vásárolt belőlük nagy mennyiségben.

Anyag (beszerzési forrás)	Folyáshatár [MPa] – $R_{p0,2}$		Szakítószilárdság [MPa] R_m		Nyúlás [%]
	Min.	Max.	Min.	Max.	
ST 37 (Hungary)	235		340	470	24 (A5)
WRN1 (OUTOKUMPU)	299	354	632	-	-
WRN1 (Profilinox)	277	311	606	-	32-60
WRN1 (Edelstahlhandel)	273	305	602	-	50-63
STALA normal 1.4301 (Finnország)	272 (299)	-	638	-	63 (A5)
STALA 350 (Finnország)	350	-	700	-	-

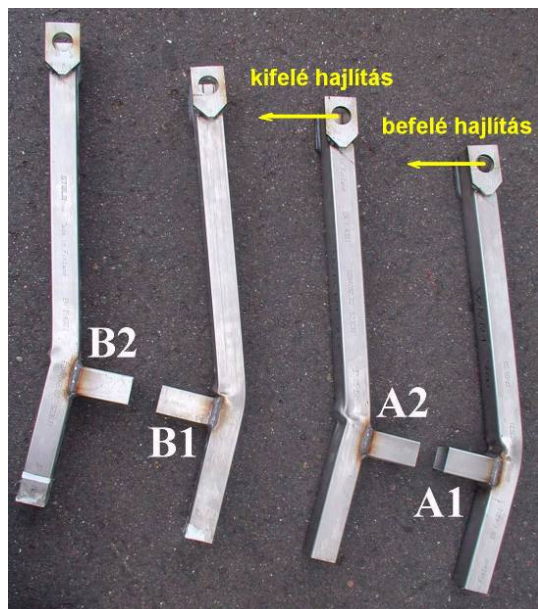
5.1 táblázat

A tesztelt profilanyagok szakirodalmi adatai



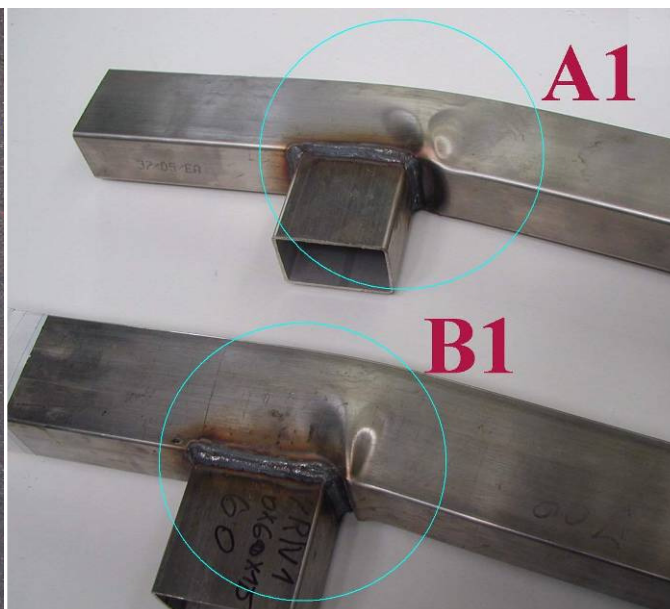
5.5 ábra

60/40x2 mm-es négyszög keresztmetszetű szelvények belső merevítése: 2 mm-es betétlemezzel (a-b. ábrák) és 60/40x1,5 mm-es négyszög keresztmetszetű szelvény belső merevítése műgyantával feltöltéssel (c. ábra)



5.6 ábra

A hajlító vizsgálat során keletkező deformációs képek: üres szelvény (A) és műgyantával töltött szelvény (B) esetén



5.7. ábra

Közeli képek az 5. ábra A1 és B1 képlékeny csuklóiról. A B1 csuklón tanulmányozható a gátolt képlékeny deformáció

5.2.2 Mérési eredmények

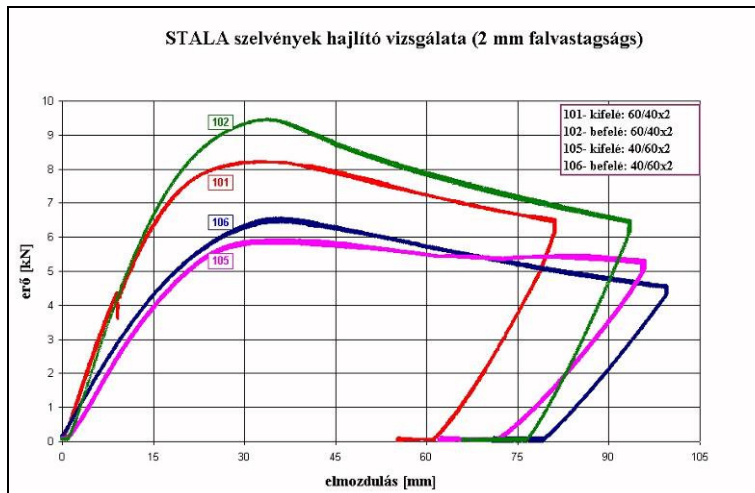
Az **5.2 táblázatban** láthatók az elvégzett vizsgálatok alapadatai (szelvény méret, anyag, hajlítási irány, belső merevítés fajtája, mért maximális hajlító erő).

No.	Méret (magasság [m1] x szélesség [40] [mm])	Vastagság [mm]	Anyag	Hajlítási irány	Belső merevítés	Maximális hajlító erő [kN]
2	40 x 40	2	WRN1	befelé	-	5,38
3	40 x 40	2	WRN1	kifelé	-	5,02
5	40 x 40	1,5	STALA 350	befelé	műgyanta	4,06
7	40 x 40	1,5	STALA 350	kifelé	-	3,14
8	40 x 40	1,5	STALA 350	befelé	-	3,39
11	40 x 40	1,5	STALA 350	befelé	műgyanta	4,73
12	40 x 40	1,5	STALA 350	befelé	-	3,9
13	40 x 40	1,5	WRN1	kifelé	-	3,63
16	40 x 40	2	ST 37	befelé	-	4,08
17	40 x 40	2	ST 37	kifelé	-	3,88
21	60 x 40	1,5	WRN 1	befelé	műgyanta	7,76
22	60 x 40	1,5	WRN 1	befelé	-	6,09
23	60 x 40	1,5	WRN 1	kifelé	-	4,97
24	60 x 40	1,5	WRN 1	kifelé	műgyanta	7,76
25	40 x 60	2	WRN 1	kifelé	műgyanta	7,41
26	40 x 60	2	WRN 1	befelé	-	5,96
27	40 x 60	2	WRN 1	kifelé	-	5,74
31	40 x 60	1,5	STALA 350	befelé	műgyanta	5,49
33	40 x 60	1,5	STALA 350	befelé	-	4,13
34	40 x 60	1,5	STALA 350	kifelé	-	3,68
36	60 x 40	1,5	STALA 350	befelé	-	5,69
37	60 x 40	1,5	STALA 350	kifelé	-	4,76
42	40 x 60	1,5	WRN 1	befelé	műgyanta	5,62
43	40 x 60	1,5	WRN 1	befelé	-	4,31
44	40 x 60	1,5	WRN 1	kifelé	-	3,83
46	60 x 40	2	WRN 1	befelé	-	8,83
47	60 x 40	2	WRN 1	kifelé	-	7,51
52	60 x 40	2	ST 37	befelé	-	7,34
53	60 x 40	2	ST 37	kifelé	-	7,06
55	40 x 60	2	ST 37	kifelé	műgyanta	6,23
56	40 x 60	2	ST 37	befelé	műgyanta	6,41

57	40 x 60	2	ST 37	befelé	-	5,63
58	40 x 60	2	ST 37	kifelé	-	5,12
61	40 x 60	3	ST 37	befelé	-	9,07
62	40 x 60	3	ST 37	kifelé	-	7,92
65	40 x 40	2	ST 37	befelé	-	4,43
66	40 x 40	2	ST 37	kifelé	-	3,98
71	60 x 40	1,5	STALA 350	befelé	-	6,2
72	60 x 40	1,5	STALA 350	kifelé	-	5,2
75	60 x 40	1,5	STALA 350	kifelé	betétlemez (1,5 mm)	5,74
76	60 x 40	1,5	STALA 350	kifelé	betétlemez (1,5 mm)	6,35
77	60 x 40	1,5	STALA 350	befelé	betétlemez (1,5 mm)	6,74
81	40 x 60	1,5	STALA 350	befelé	betétlemez (1,5 mm)	4,81
83	40 x 60	1,5	STALA 350	befelé	betétlemez (1,5 mm) + múgyanta	5,83
91	60 x 40	1,5	STALA 350	befelé	betétlemez (2 mm)	7,7
92	40 x 40	1,5	STALA 350	befelé	betétlemez (2 mm)	4,38
93	40 x 60	1,5	STALA 350	befelé	betétlemez (2 mm)	5,57
95	60 x 40	2	STALA normal (OUTOKOMPU- tól)	befelé	betétlemez (2 mm)	10,6
96	40 x 40	2	STALA normal	befelé	betétlemez (2 mm)	6,6
97	40 x 60	2	STALA normal	kifelé	betétlemez (2 mm)	7,28
98	40 x 60	2	STALA normal	befelé	betétlemez (2 mm)	7,48
101	60 x 40	2	STALA normal	kifelé	-	8,27
102	60 x 40	2	STALA normal	befelé	-	9,5
103	40 x 40	2	STALA normal	befelé	-	6,05
104	40 x 40	2	STALA normal	befelé	-	6,14
105	40 x 60	2	STALA normal	kifelé	-	5,93
106	40 x 60	2	STALA normal	befelé	-	6,54

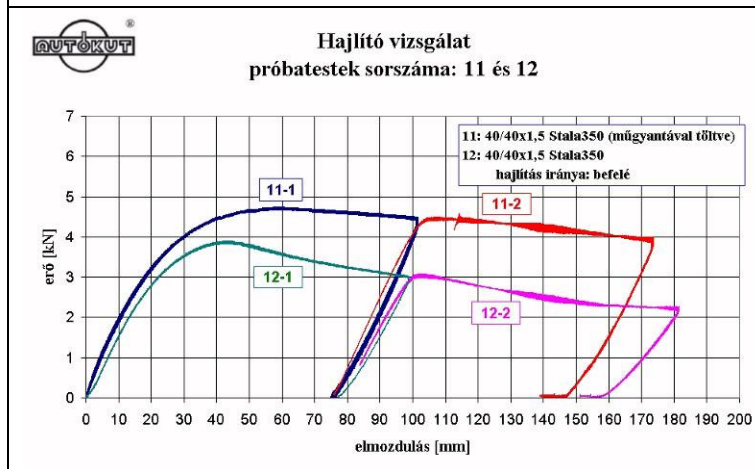
5.2 táblázat

Hajlítószilárdsági mérések eredményeinek összefoglaló táblázata



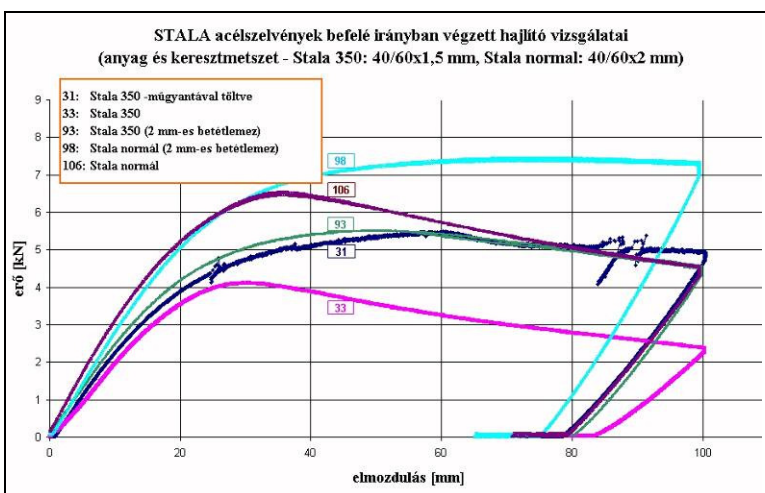
5.8 ábra

STALA normál acélból készült zártszelvények hajlítóvizsgálati diagramjai (a befelé hajlításkor 5-10%-kal nagyobb erők ébrednek mint kifelé irányú hajlításkor)



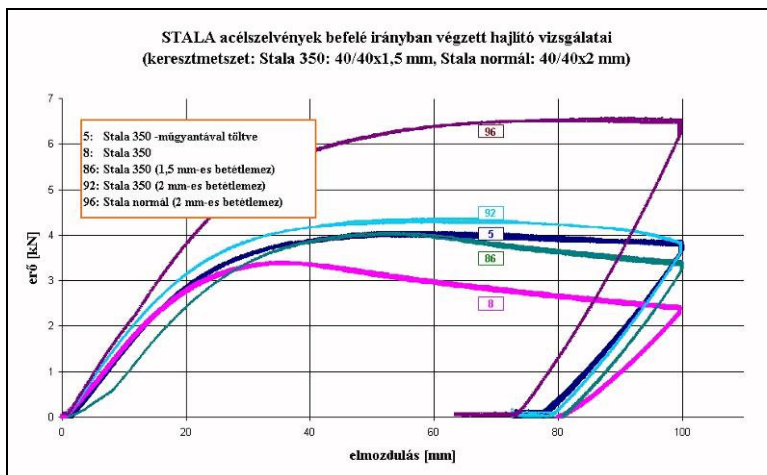
5.9 ábra

Műgyantával töltött 40/40x1,5 mm Stala 350 acélból készült zártszelvény esetén mért hajlító erő maximuma 20%-kal, az elnyelt energia több mint 30%-kal nagyobb mint alapkivitelű szelvény esetén



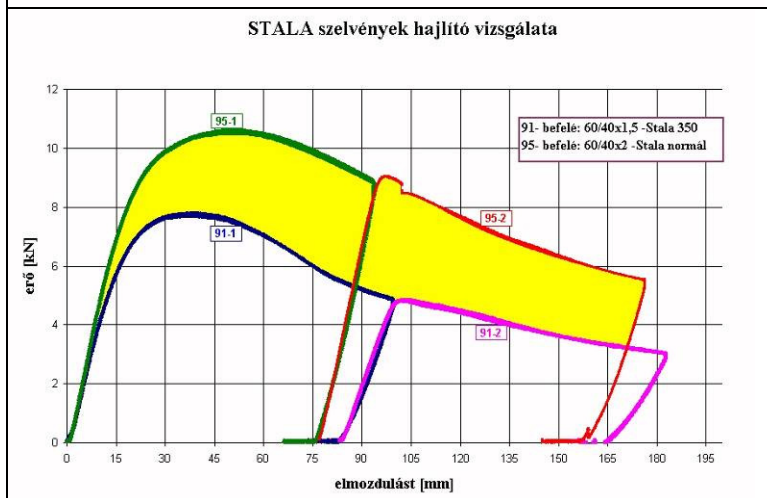
5.10 ábra

40/60x1,5 mm-es normál és nagyszilárdságú Stala acélszelvények hajlítóvizsgálati eredményei (a műgyanta töltés és a 2 mm-es betétlemezzel történő erősítés gyakorlatilag azonos eredményt ad – borulásbiztonság szempontjából)



5.11 ábra

40/40x1,5 mm-es és 40/40x2 mm-es normál Stala acélszelvények hajlítóvizsgálati eredményei (a műgyanta töltés és a betétlemezzel történő erősítés itt is láthatóan gyakorlatilag azonos eredményt ad energiaelnyelés szempontjából)



5.12 ábra

60/40x2 mm-es normál Stala és 60/40x1,5 mm-es Stala 350 anyagból befelé irányban elvégzett hajlítóvizsgálati eredményei: jellegre nincs különbség a kettő között, erőmaximumban csak a keresztmetszeti tényező arányában van különbség (a hagyományos normál anyag javára!)

5.3 A vizsgálatorozatból levonható megállapítások

Az elvégzett vizsgálatok alapján a következő összegző megállapítások és javaslatok tehetők:

- A normál és növelt szilárdságú STALA acélok között (az eltérő falvastagságból származó keresztmetszeti tényezőt beleszámítva!) nincs lényeges különbség. A hegesztett környezetben kialakuló képlékeny csukló energia felvételi képessége és erő-elmozdulás jellege gyakorlatilag megegyezik. (5.8 és 5.12 ábrák)
- A képlékeny csuklók deformációs alakja betétezés és műanyaggal feltöltés hatására változik. (5.5 és 5.7 ábrák)
- Műgyantával feltöltés és 2 mm-es betétlemezzel történő merevítés a hajlítóerő maximumát mintegy 20%-kal emeli, az energiaelnyelést pedig ettől is nagyobb mértékben 32-35 %-kal növeli, mert a képlékeny csukló jelleggörbéje is módosul (gyakorlatilag a megkövetelt 450-550 mm tetődeformációs hosszon is vízszinteshez közel álló marad!). (Ez a 450-550 mm tetőél elmozdulás egy 2000 mm-es belső tér magasságú autóbuszra érvényes, a túlélési tér biztosítása esetén.)
- A kifelé és befelé hajlítás esetén is mutatkozik egy 4-5%-os energiaelnyelő képességi különbség, amit elsősorban a véges elemes számításos ellenőrzést végzőknek kell figyelembe venni.
- A legérdekesebb és egyben a legfontosabb eredmény az volt, hogy a normál nagyszilárdságú acél és a növelt folyáshatárú nagyszilárdságú acél használata között – megfelelő minőségű hegesztés figyelembevételével-, borulásszilárdság szempontjából nem találtam lényegi különbséget. Különbség a nem hegesztett részek vázsilárdságának

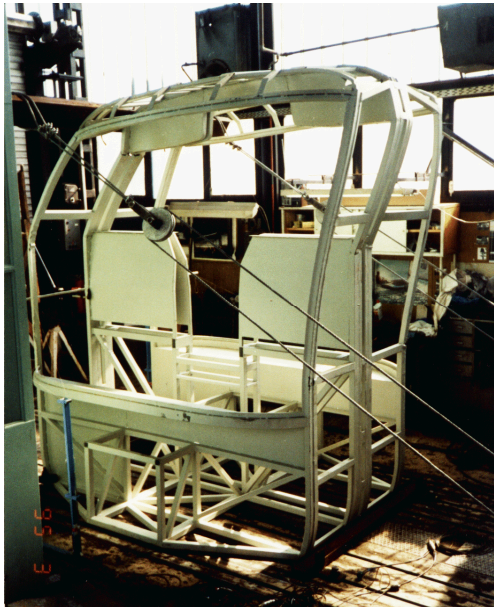
megfelelően a csökkentett falvastagságban van, amelyet a megfelelő helyeken alkalmazva, a busz egészére súlycsökkentést jelent a nagyszilárdságú acél.

- f. Mindezek alapján a borulásbiztonság javítására elsődlegesen továbbra is a tetősarok merevítések és a képlékeny csuklók környezetében akár a betétezesek, akár a műgyanta feltöltések (legalább +/- 400 mm-en) javasolhatók. (5.2, 5.5 ábrák) A műgyanta feltöltés egyik előnye, hogy utólag a hajlított szelvény teljes hosszában is megoldható.

5.4 E98 típusú autóbusz mellfali borulásszilárdságának növelés műgyanta feltöltéssel

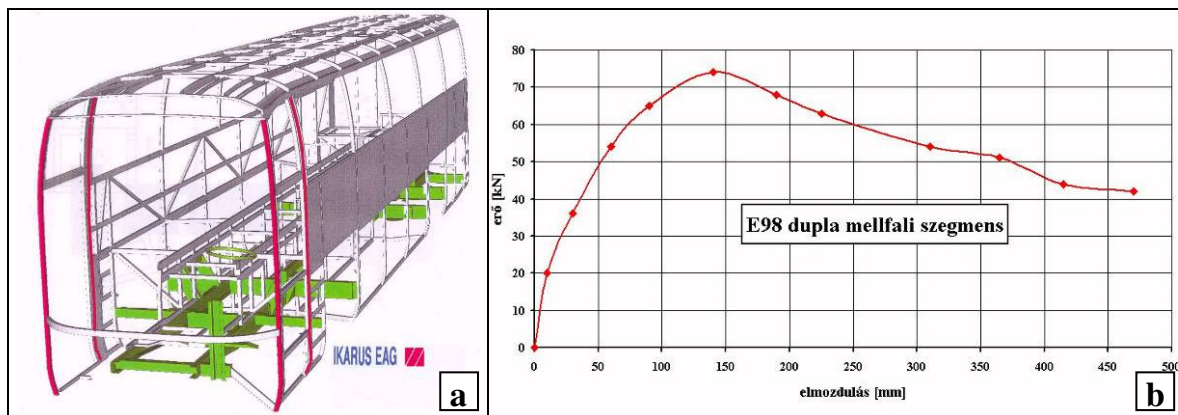
Az Egyedi Autóbuszgyár -már említett- E98 típusú panoráma szélvédővel ellátott autóbusz homlokfalának megerősítésénél a terebélyes (utastérbe benyúló) „kvázi” borulókeret nem jöhetett szóba, és a számítások alapján a kétoldali térelválasztó elemek beépítése sem lett volna elegendő, ugyanakkor legalább 12%-os energiaelnyelés növekedés volt szükséges. Fontos szempont volt, hogy a már korábban legyártott buszok megerősítése is egyszerű legyen. Ekkor döntöttünk az első ajtóoszlopok korróziógátló és nem zsugorodó, kétkomponensű műgyantával feltöltése mellett, amelyet a Kompozitor Kft. állít(ott) elő.

Az 5.13 ábrán látható duplázott mellfal vizsgálata ezzel a műgyantával erősített kivitelű módszerrel történt és a kapott tetőél erő-elmozdulási diagram az 5.14 ábrán található.



5.13 ábra

Duplázott mellfali 396-os szegmens laboratóriumi hajlító vizsgálata 1995-ből



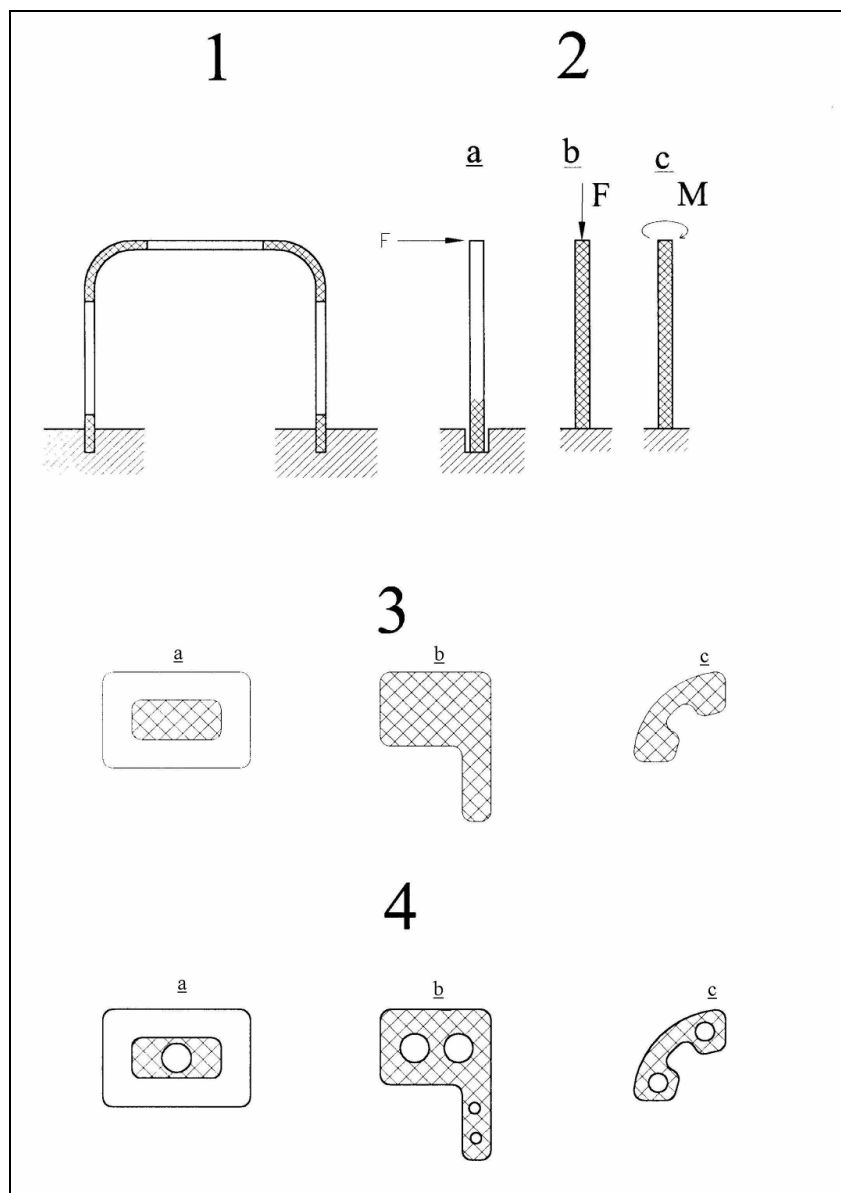
5.14 ábra

Az E98 típusú autóbusz sematikus vázlatrendezése (a) és az 5.14 ábrán látható, műgyantával feltöltött ajtóoszlopokkal erősített dupla mellfali szegmens erő-deformáció diagramja (b)

5.5 A műgyanta feltöltés lehetőségei, előnyei

A nem zsugorodó és korróziógátló, kétkomponensű műgyantával töltött zártszelvények, csövek ill. egyéb üreges szerkezetek ipari alkalmazhatóságát és jellemzőit a következő alpontokban foglalom össze:

- a. Elsősorban hajlításra (ill. csavarásra) igénybevett keresztmetszetek nyomaték-igénybevétel-állóságának növelésére alkalmas megoldás. A záródó (gyűrű alakú) szelvényeket [5.15 ábra (1)] vagy nyitott egyenes vonalú csőszelvényeket [5.15 ábra (2)] a nyomatéki igénybevételtől függően részben vagy teljes egészében nem zsugorodó és korróziógátló műgyantával feltöltve, a kritikus keresztmetszetek nyomatékmerevségének növelésével a feltöltött szelvények által határolt illetve biztosított térrész keresztirányú merevségét lehet növelni, járműbalesetek esetén például a borulásbiztonságot lehet fokozni. A ferde irányú (az adott szelvény geometriai középvonalával szöget bezáró) erőhatások kivédését, ill. az ezen igénybevételekből adódó feszültség szinten tartását ezzel az eljárással lehet biztosítani. Járműszerkezetek, például nagyobb zártfelépítmények esetén, a különböző (40/40x2 mm, 60/40x2 mm, 80/40x3 mm,...) méretű zártszelvényeknek, úgymint a függőleges ablak és ajtóoszlopoknak a feltöltésével, egy tetszőleges keresztmetszeti vázszegmens energiaelnyelő képességét az adott deformációra limitálva, több mint 20 %-kal lehet növelni.
- b. Külön meg kell említeni, hogy az eljárás az axiális irányú erőterhelések kivédésére is alkalmas, hiszen egy hosszirányban kiterjedéssel bíró lemezszerkezetben a képlékeny csukló létrejöttéhez szükséges axiális erő nagyságát többszörözi.
- c. Bármilyen terebélyes zártkeresztmetszet is feltölthető műgyantával, ami a különleges formájú lemezszerkezetek merevítésére nyújt elsődleges lehetőséget. [5.15 ábra (3)]
- d. Elvileg és gyakorlatilag nem csak zárt, de részben nyitott szelvények is merevíthetők ezzel a megoldással, de akkor „feltöltés” előtt zárttá kell tenni a szelvényt oly módon, hogy a műgyanta megszilárdulása után a kiegészítő elemet el lehessen távolítani. A kiegészítő elem megfelelő felületkezelésével ez biztosítható.
- e. Csőalakú szelvények és nem szabályos lemezszerkezetek esetében az eljárás a nehezen módosítható konstrukció utólagos merevítésének eszköze lehet.
- f. Nagyfokú merevítést nem csak a teljes keresztmetszet feltöltésével lehet elérni, hanem úgy is, hogy a görbe vonalú szelvény belső terébe flexibilis műanyag csöveket helyezve, csupán a műanyag csövek és a szelvény közötti térrészt töltjük fel műgyantával. Ezáltal a merevségnövelés kisebb, mintha a teljes térrészt töltöttük volna fel, ugyanakkor a felhasznált műgyanta és a végső szerkezet súlya lényegesen kisebb. [5.15 ábra (4)] A műgyanta sűrűsége kb. $0,8 \text{ kg/dm}^3$, tehát a szelvény mérete és a megengedett összsúly ismeretében tervezhető a szelvény belső terének „üregesítése”.



5.15 ábra

Példák műgyanta profilerősítésekre

Az üreges szerkezetek (borulókeretek, ajtó-, ablakoszlopok, küszöbcsatorna) feltöltése kettős eredménnyel jár, nemcsak merevségnövelést, hanem korróziógátlást is eredményez. A használt műgyanta zsugorodásmentes és korróziógátló egyszerre.

Eddig a Csepel Lyra és az E98 típusú autóbuszok mellső ajtóoszlopainak merevítésére használtuk sikeresen az eljárást, összesen több mint 40 db gyártott autóbuszra vonatkozóan.

Összefoglalás

A dolgozatban bemutatott kutatásaim alapvetően azt célozták: hogyan lehet az autóbusz elemeinek, vázegységeinek illeszthetőségét javítani, energiaelnyelését növelni az ütközéskor fellépő axiális erőterhelésnél illetve boruláskor a döntően hajlításra történő igénybevételnél kialakuló képlékeny csuklók karakterisztikáinak ismeretében, azok módosításának segítségével, energiaelnyelési képességüknek növelésével. A kutatásokat a képlékeny csuklók számát tekintve három bonyolultsági szinten végeztem:

- egyszerű vékonyfalú acél zártszelvények egyesével, különállóan mért elemi képlékeny csuklóinak,
- autóbusz váz keresztseggmensek több (jellemzően 8-32 db) egyszeres és többszörös képlékeny csuklóinak és zónáinak, ill.
- komplett autóbusz vázszerkezetek (jellemzően 24-100 db) képlékeny csuklóinak és zónáinak ellenőrző kísérleti méréseivel.

A kitűzött feladatokban a már ismert helyű képlékeny csuklók jellegének, karakterisztikái energiaelnyelő képességének ismeretében azok komplett vázszerkezetbe történő illeszthetőségüket kutattam és javítottam, növelve a teljes váz energiaelnyelő képességét. (ld. előrenyomott lökhárító elemek, 2 fejezet.)

Az autóbusz vázszerkezet szegmenseinek, keresztmetszeti részegységeinek különböző típusú (statikus és dinamikus) vizsgálataival az azokban kialakuló képlékeny csuklók helyét, egymásra hatását vizsgáltam és viszonyukat a standard borítóvizsgálatnál kialakuló képlékeny csuklók jellegéhez, energiaelnyelő képességéhez. Az elvégzett kísérletekből megállapítottam, hogy az ingás ütköző vizsgálat nem alkalmazható, mint alternatív vizsgálati eljárás (3. fejezet), ill. dolgoztam ki egy a vázmodulok statikus laboratóriumi vizsgálatán alapuló iterációs számítási módszert, amit AUTÓKUT módszernek neveztem (4. fejezet).

Vizsgáltam a már külső méreteiben nem változtatható vázszerkezetek képlékeny csuklóinak energiaelnyelő képességét módosító technológiai lehetőségeket és az utólagos, fémmechanikai változtatás nélküli lehetőségre dolgoztam ki az autóbusz felépítmény oldaloszlopai merevítésének műgyanta feltöltéssel végezhető eljárását. Az ehhez kapcsolódó vizsgálatsorozattal azt is kimutattam, hogy a nagyszilárdságú acélok használata nem segíti elő a hajlító terhelésre igénybe vett hegesztett csomópontok, szelvények környezetének súlycsökkentését (5. fejezet).

Az alapcélkitűzés a képlékeny csuklók működésének, módosíthatóságának feltérképezése volt, amelynek jelentőségét és gyakorlati hasznát legkézzelfoghatóbban az autóbuszok ütközésbiztonságának növelése adja. A jobban illeszthető lökhárító elemek létrehozása, a borulásbiztonság vizsgálati módszerének fejlesztése és a borulásbiztonságot növelő szerkezeti módosítások, műgyanta feltöltéssel megvalósítható utólagos hajlító merevség növelések jelenítik meg az aktuális lehetőségeket.

A disszertáció tézisei

1.

Ütközési és nyomó vizsgálatokkal igazoltam, hogy előrenyomott, vékonyfalú, zártszelvényű profilokból, ütközési energia és erőirányok szempontjából pontosabban illeszthető és lényegesen nagyobb energiaelnyelésre képes lökhárító (energiaelnyelő) szerkezetek építhetők különböző berendezésekhez (kiemelten az autóbuszokhoz) mint normál, nem előrenyomott szelvényekből és ezek készítésére eljárást dolgoztam ki. [S1-S7]

Vékonyfalú zártszelvényű négyszög, ill. kvázi négyszög keresztmetszetű acél szelvények (oldalak aránya: $a/b \leq 2$, falvastagság: $t \leq 2$ mm) statikus axiális nyomóterhelések hatására történő, nagy alakváltozással járó képlékeny csukló kialakulásait vizsgáltam. Megállapítottam, hogy az első képlékeny csuklóhoz tartozó maximális nyomóerő csúcs értéke több mint 50%-kal nagyobb, mint a többi (második, harmadik, negyedik, stb...) képlékeny csuklóhoz tartozó maximális nyomóerő értéke. Ezt a karakterisztika tulajdonságot felhasználva igazoltam, hogy az első képlékeny csuklóhoz tartozó erőcsúcson túl a második képlékeny csuklóhoz tartozó erőcsúcs szintjéig előrenyomott acél zártszelvények több mint 30%-kal nagyobb energiaelnyelésre képesek, adott maximális stabilitásvesztési erő feltételt előírva, mint a normál szelvények. Ezek alapján kidolgoztam egy eljárást az ütközési energiaelnyelő elem előállítására, azzal jellemezve, hogy zártszelvényű, a kihajlási határnál kisebb hosszúságú csövet/ üreges szelvényt axiális irányú nyomó hidegalakításnak vetünk alá egyetlen körbefutó gyűrődés létesítéséhez mindaddig, amíg a terhelő erő az első körbefutó gyűrődést létrehozó erőcsúcsértéket követően lecsökken a második körbefutó gyűrődést létrehozó – célszerűen kísérletileg megállapított – erőcsúcsértékig. Axiális nyomóterhelésű vizsgálataimból az is kiderült, hogy már kisebb méretbeli hibák (220 mm hosszú szelvények végeinek $3-5^\circ$ -os párhuzamostól eltérése) is befolyásolják a képlékeny csukló kialakulási folyamatot. Ha az első képlékeny csukló szabályosan kezd kialakulni, akkor ezután a második és a további képlékeny csuklók is szabályosan alakulnak ki, míg ha a képlékeny csukló kialakulás csupán egyoldali gyűrődéssel indul, akkor a többszörös képlékeny csukló kialakulás elmarad, kihajlással végződik a képlékeny tönkremenetel. Megállapítottam, hogy az első képlékeny csuklóval már rendelkező, előrenyomott zártszelvényeknek nem csak energiaelnyelési szempont szerinti illeszthetősége, de további alakváltozási, képlékeny csukló(k) kialakulási folyamatának kezelhetősége is jobb, az erőterhelési irány kisebb módosulását is jobban elviselik, mint a normál, nem előrenyomott szelvényeké.

2.

Kísérletekkel bizonyítottam, hogy térbeli, egyedi megtámasztást igénylő fémszerkezetek energiaelnyelési képességét nem lehet ingás ütővizsgálattal pontosan megállapítani. [S8-S11]

Acél anyagú, vékonyfalú zártszelvényekből (oldalak aránya: $a/b \leq 2$, falvastagság: $t \leq 3$ mm) és (1-5 mm vastagságú) lemezekből felépített terebélyes (2,5 m széles, 2-3 m magas, 1-1,5 m hosszúságú) és elvileg mereven alátámasztott és lefogott zártszelvény-cső-lemez vázszerkezetek energiaelnyelési, képlékeny alakváltozási folyamatait vizsgáltam ingás ütőművel (3500 kg tömeggel, 3,5 m ingahosszal) és statikus hajlító vizsgálatokkal. Ezekben a szerkezetekben jellemzően 8-32 db képlékeny csukló ill. képlékeny zóna alakul ki az igénybevétel folyamán. Az adott felépítésű szerkezetek ingás ütővizsgálati és statikus hajlító vizsgálati folyamatainak és eredményeinek összehasonlításával megállapítottam, hogy a. a képlékeny csuklók kialakulásának helye, jellege és folyamata megegyezik a kétfajta vizsgálatnál;

b. a vizsgálati szerkezet rugalmas és képlékeny csukló kialakulásokkal járó alakváltozásaira az inga kiindulási (helyzeti) energiájának nem pontosan meghatározható hányada fordítódik összevetve a statikus vizsgálat eredményeivel; megmértem, hogy az inga nem nyel el értékelhető mennyiségű energiát az ütéskor, tehát az inga által közölt energia jelentős része, az egyedi megtámasztáson keresztül, a rendszer definiálatlan nyitottsága miatt kikerül a rendszerből.

Az eredményekből az következik, hogy egyedi (különböző terebélyes szerkezetek részben eltérő megtámasztású) eseteiben az ingás ütővizsgálat csak összehasonlító vizsgálatokra használható, acél zártszelvényekből és lemezekből felépített terebélyes szerkezetek pontos energiaelnyelési képességének meghatározására az ingás vizsgálat nem alkalmas.

3.

Összehasonlító vizsgálatok alapján kimutattam, hogy térbeli jármű karosszéria szegmensek statikus hajlító vizsgálatával konzervatív becslést lehet adni a teljes jármű valós borítóvizsgálati eredményére. [S12-S14]

A képlékeny csuklók kialakulási folyamatát és energiaelnyelő képességét nagy kiterjedésű összetett vázszerkezetek (8-12 m hosszú, 2-2,5 m széles, 2-3 m magas szerkezetek, jellemzően autóbuszok) borítóvizsgálatával vizsgáltam, ahol a kialakuló képlékeny csuklók és zónák száma nagy, jellemzően 24-100 között mozog. Az ilyen összetett vázszerkezetet (1-2,5 m hosszúságú autóbusz keresztaszegmensekre) karosszériaszakaszokra bontva, azokat ingás és laboratóriumi hajlító kísérletekkel szintén vizsgáltam. A háromfajta eredményt összevetve, megállapítottam, hogy a valós vázegységek, keresztaszegmensek laboratóriumi hajlító vizsgálati nem csak a hibás eredményre vezető ingás ütővizsgálatok kiváltására alkalmasak, hanem a dinamikus borító vizsgálatoknak is megfelelő helyettesítő, konzervatív módszere. A statikus hajlító laborvizsgálatnál a képlékeny csuklók kialakulásának folyamata egyező a dinamikus borítóvizsgálat folyamatában észlelhető képlékeny alakváltozási sorrenddel és folyamattal. Az összehasonlító vizsgálatok alapján kimutattam, hogy statikus vizsgálatnál, az összetett vázszerkezet (autóbusz) tömegéből, súlyponti helyzetéből számított energiaelnyelést biztosítva, a deformáció mértéke, a képlékeny csuklók alakváltozása nagyobb, mint dinamikus borítóvizsgálatnál. Tehát ha egy szerkezet deformációja statikus laboratóriumi vizsgálat alapján a megengedett határon belül marad, akkor - ugyanakkora energiaközlés esetén-, dinamikus vizsgálat során a szerkezet deformációja ettől kisebb mértékű lesz. A kísérletekből az is igazolható volt, hogy a gyártástechnológiának lényeges befolyása van a vázszerkezetek vizsgálati eredményeire.

4.

Az autóbuszok tetőszilárdságának ellenőrzésére új, a vázszerkezetek laboratóriumi hajlító vizsgálatain alapuló, számítógépes iterációs eljárást dolgoztam ki. [S15-S20]

Nagy kiterjedésű összetett szerkezetek (pl. autóbuszok) borulásakor számos egyszerű rotációs és összetett képlékeny csukló alakul ki a vázszerkezetekben. Kimutattam, hogy az összetett (autóbusz) vázszerkezetet több (jellemzően 4-8 darab) 1-2,5 m hosszúságú, a teljes keresztmetszetet magában foglaló keresztaszegmensekre bontva (esetleg a szegmenseket duplázva a terhelés könnyebb kézben tarthatóságáért) laboratóriumi statikus vizsgálatokkal konzervatív becslést lehet adni az összetett szerkezetre jellemző borulásszilárdság mértékére. A terhelést a valós borító vizsgálatkor bekövetkező felütkezési szögben, merev lappal (az autóbustól vett kifejezéssel) a tetőélen támadva fejtjük ki, és jól nyomon követhetően, ellenőrizhetően, reprodukálhatóan lehet a nagy alakváltozással járó deformációs folyamatot kézben tartani, az adott keresztaszegmens képlékeny csuklóinak energiaelnyelési karakterisztikáját megmérni.

Ahhoz, hogy az egyes részegységek alakváltozási eredményeiből azután az összetett vázszerkezet képlékeny csuklóinak deformációs, alakváltozási folyamatát is nyomon követhessük, számítási eljárást dolgoztam ki. A laborvizsgálattal kapott nemlineáris erő-deformáció karakterisztikákat egy számítógépes iterációs eljárásba építettem, amely biztosítja a valós borításnál alapfeltételnek tekintett energiaelnyelési, tetőél elmozdulási feltételeket. Az iterációs számítás biztosítja a tetőél pontok egy egyenesen maradását, amely a valós borító vizsgálat alaptulajdonsága, bemenő paraméterként magában foglalja az oldaloszlopok képlékeny csuklóinak helyzetét, a deformáció-energiaelnyelés összefüggés folyamatos kontrolját. Az összetett szerkezetre így kapott eredmény konzervatív módon alulról közelíti a megkövetelt borulásszilárdság mértékét, a dinamikus boruláskor fellépő valós deformációktól nagyobb oldaloszlop deformációkat ad eredményül.

5.

Laboratóriumi hajlító vizsgálatokkal bizonyítottam, hogy acél zártszelvények energiaelnyelési képessége utólag, fémszerkezeti átalakítás nélkül, speciális műgyanta feltöltéssel növelhető. [S21-S24]

Négyszög keresztmetszetű vékonyfalú acél anyagú zártszelvények (oldalak aránya: $a/b \leq 2$, falvastagság: $t \leq 2$ mm) hajlításra történő képlékeny alakváltozásait, rotációs képlékeny csuklóit vizsgáltam. Megállapítottam, hogy a képlékeny csuklók hajlító igénybevételi energiaelnyelő képessége jelentősen, több mint 30%-kal, hajlító erő maximumuk mintegy 20%-kal növelhető, amennyiben korrózióálló, nem zsugorodó, $0,8 \text{ kg/dm}^3$ sűrűségű, kétkomponensű műgyantával töltjük fel a belső üregüket. Gyakorlati példákkal igazoltam, hogy kész járművön, utólag is elvégezhető az autóbuszok tetőszilárdságának, borulásbiztonságának növelése műgyanta feltöltéssel.

Utószó és köszönetnyilvánítás

A világ 75 országába exportált autóbuszaink révén, az összesen 300 ezer darab 10 m-nél hosszabb járművet produkáló autóbuszgyártásunk a magyar járműgyártás legfényesebb fejezetét írta meg a több mint 100 éves autóiparunk történetében. A 80-as évek közepére 13 ezer feletti éves darabszámra felfutott gyártással az Ikarus a világ legtermékenyebb autóbuszgyárának számított. Csuklós autóbuszból akkoriban egyedül többet építettünk, mint Európa összes többi autóbuszgyára együttvéve. Az egységes elvek szerint kialakított Ikarus 200 család nagy sikereket aratott Nyugat-Európában is. (Ennek a típusnak több mint 200 változatából közel 240 ezer autóbusz készült!)

Az autóbusz méretéből, jellegéből, magas költségéből a személyautókra kifejlesztett vizsgálati eszközök és módszerek használhatatlanságából kifolyólag, Európában autóbusz passzív biztonsági vizsgálatokat kevesen végeztek. Magyarország ebben a témakörben, a szó legnemesebb értelmében úttörő munkát végzett, élenjáró szerepet töltött be. Valaha volt buszgyártásunkban elsősorban a moduláris busztervezés és a sorozatgyártási technológia volt az, ami a világ élvonalába emelte haszonjármű iparunkat. Mindebben jelentős kezdeményező és végrehajtó szerep jutott akkori járműfejlesztő intézetünknek az AUTÓKUT-nak, és összegzően megállapítható, hogy az Ikarus gyár igényeire alapulva az ott kialakított vizsgálati eszközök és kifejlesztett vizsgálati módszerek révén nem csak buszgyártásban és tervezésben, hanem autóbuszok járműbiztonsági fejlesztéseiben is európai vezető orszaggá váltunk.

A dolgozatban leírtak több évtizedet átfogó vizsgálati, kísérleti, és kutatómunka részeredményei. Ilyen jellegű kísérleteket, fejlesztéseket csak sok ember összehangolt tevékenysége révén, működő közösségben lehet végezni. Alapvető és meghatározó, hogy több mint 30 éve ugyanazon a helyen (az AUTÓKUT-ban és annak szakmai jogutódjában a JÁFI-AUTÓKUT-ban) dolgozom, dolgozhatom és egyik fő vizsgálati területem az autóbuszok ütközésbiztonságához kapcsolódó fejlesztések, kutatások, ellenőrzések voltak és azok mind a mai napig.

Az intézetben folyt autóbusz biztonsági fejlesztések, kutatások széleskörű áttekintését sajnos mind a témaszűkítés, mind a területi korlátok befolyásolják, ezért az autóbusz vizsgálatok egyéb, pl. az aktív biztonsághoz tartozó területei, vagy a vázszerkezeti szilárdság olyan fontos részei, mint az országúti mérések vagy a Hidropulz laboratórium lengéstani és vázegység élettartam vizsgálatai, értelemszerűen kimaradtak a dolgozattól. De nem fértek bele az általános autóbusz passzív biztonság olyan fontos és részben kapcsolódó területei sem területi okok miatt, mint az utas- és vezetőülés vázak fejlesztési vizsgálatai vagy az ütközésbiztonsági szimulációk, ahol szintén érdekes és fontos eredményeket tudtunk felmutatni.

Számos AUTÓKUT-as, nagyszerű mérnök és technikus kollégám tudása és munkája is benne van a bemutatott vizsgálatokban, eredményekben, ezért most érdemeik méricskélése nélkül szeretném köszönetemet és hálámat kifejezni valamennyiüknek. Álljon itt a nevük alfabetikus sorrendben, titulusok nélkül: Albrecht Lajos, Babos László, Batiz András, Bodrogi András, Földi Sándor, Gálné Palágyi Erzsébet, Jancovius Péter, Kokesch Sándor, Matolcsy Mátyás, Mihálffy Pál, Mirkai László, Molnár Csaba, Pintér Károly, Sefcsik, Gyula, Somlai Gábor, Somfai Miklós, Sönnfeld József, Szántó István, Tatai Zoltán, Voith András.

A tézispontokhoz kapcsolódó saját tudományos közlemények

[S1] Vincze-Pap S.: Emberi tűrésértékek, biomechanika, Jarmuvek, 2001/10-11-12. szám, Budapest, 275-277 (10. sz.). old., 302-308 (11-12. SZ.) old.

[S2] Dr. Molnár Csaba, Vincze-Pap Sándor: Ütközési energiaelnyelő elem főleg járművekhez és eljárás az elem előállítására (Szolgálati találmány, 1982. December, szabadalmi szám: B60 R/19/00)

[S3] Vincze-Pap S.: Autóbuszok méretezése frontális ütközésre, Anyagvizsgálók Lapja, 2003/4 szám 129-133. oldal

[S4] Vincze-Pap S: Solutions and problems to be solved in bus/coach passive safety, 10th EAEC European Automotive Congress, ISBN 86-80941-30-1, Beograd, 30 May – 1 June 2005

[S5] Vincze-Pap S: Személyautók passzív biztonsága (Gyűrődéssel a biztonságért, 1.rész) - Természet Világa - 2003 januári szám

<http://www.chemonet.hu/TermVil/archiv/tv2003/tv0302/vincze.html>

[S6] Vincze-Pap S: Személyautók passzív biztonsága (Ütközésállóságra tervezés, virtuális tesztek, 2.rész) -Természet Világa - 2004 januári szám

<http://www.termeszetvilaga.hu/szamok/tv2004/tv0401/passziv.html>

[S7] Csiszár A, Vincze-Pap S: Real and simulated crashworthiness tests on buses, 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Paper No.: 05-0233, DOT HS 809 825, Washington, D.C. June 6-9, 2005

[S8] Vincze-Pap S.: Realized Superstructure-Strength Methods on Buses, Criticism of ECE 66 Regulation, The Third International Conference on Safety and the Environment in the 21st Century Nov. 1994, Tel-Aviv

[S9] Vincze-Pap S: Autóbusz vázelemeken végzett ingás ütésvizsgálatok tapasztalatai (Buszszakértői Tanácskozás 1997 Szept., Budakalász, Jarmuvek 1997 okt.)

[S10] Vincze-Pap S.: Észrevételek az Autóbuszok tetőszilárdságának vizsgálati módszereihez. A Magyarországon használt kombinált számításos eljárás, XXXIII. Nemzetközi Autóbusz Szakértői Tanácskozás, ISBN 963 9058 17 3, Keszthely, 2002.

[S11] Vincze-Pap S.: Jarmuvek passzív biztonsági vizsgálatai az AUTÓKUT-ban, Jarmuvek és Mezőgazdasági gépek, 1995. szeptember, Budapest, pp. 321-325

[S12] Vincze-Pap S: Autóbuszok passzív biztonsági követelményei és vizsgálati módszerei, I. Gépjármű Konferencia, 2000. Szept. 4-5, Tata & Jarmuvek 2000/11. szám

[S13] Vincze-Pap S.: Ütközésbiztonság- „túlélési tér”, Jarmuvek, 2001/8-9. szám, Budapest, 212-219. old.

[S14] Vincze-Pap S: Autóbuszok passzív biztonsága -Természet Világa - 2006 februári szám
<http://www.termeszetvilaga.hu/szamok/tv2006/tv0602/passz.html>

[S15] S. Vincze-Pap: European Test Methods for Superstructures of Buses and Coaches Related to ECE R66 (THE APPLIED HUNGARIAN CALCULATION METHOD) (16th International Conference on the Enhanced Safety Vehicles Conference, June 4-8 1998, Windsor, Canada), DOT HS 808 759, No. 98-S4-P-19, pp. 927-931.

<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv16/98s4p18.pdf>

[S16] Vincze-Pap S.: A korszerű autóbuszok passzív biztonsága, XVIII. Nemzetközi Haszonjármű Biztonsági Kongresszus Tata, 2001.09.20-21.

[S17] S. Vincze-Pap, Z. Tatai: Simulations of Bus-Seat impact Tests According to the ECE Regulations (16th International Conference on the Enhanced Safety Vehicles Conference, June 4-8 1998, Windsor, Canada), DOT HS 808 759, No. 98-S4-P-18, pp. 920-926.

<http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-01/esv/esv16/98s4p19.pdf>

- [S18] *S. Vincze-Pap*: Passive Safety Requirements and Testing Methods of Buses And Coaches According to the European and US Regulations, 60th ICB Seminar Warsaw, 18-20 April, 2001
- [S19] *S. Vincze-Pap*: Passive Safety Tests on Buses at AUTÓKUT, Innovative Automobile Technology - IAT '05, ISBN: 961-6238-95-7, pp. 787-795, Bled, Slovenia, 21st-22nd April 2005.
- [S20] *S. Vincze-Pap*: Survey of passive safety questions for buses & coaches, APSN Bus & Truck Passive Safety Workshop, Prague, 24. March 2005
- [S21] *S. Vincze-Pap, A. Csiszár*: Rollover Safety Increase and Adequacy for Buses due to the Laboratory Tests and Simulations (11th European Automotive Congress, 30 May-1 June 2007, Budapest)
- [S22] *Vincze-Pap S., Horváth N., Csiszár A., Szász A.*: Passzív biztonsági analízisek számítógéppel, XXXIII. Nemzetközi Autóbusz Szakértői Tanácskozás, ISBN 963 9058 17 3, Keszthely, 2002. szeptember 02-04.
- [S23] *Vincze-Pap S*: Homologation and Type Approvals of Vehicles and Vehicle Parts in Hungary, Homologation von Straßenfahrzeugen in Mittel- und Osteuropa, Leipzig, 10. April 2003, Dekra Symposium
- [S24] *S. Vincze-Pap*: Laboratory Tests on Bus Passive Safety, APSN Bus Passive Safety Workshop, Budapest, 22-23 September, 2004

Irodalmi hivatkozások listája

- [1] *Ali S. Argon, E. Orowan*: Physics of strength and plasticity, Cambridge, M.I.T.1969
- [2] Kaliszky S.: Képlékenységtan. Elmélet és mérnöki alkalmazások, Budapest: Akadémiai Kiadó, 1975. 504 p.
- [3] Kaliszky S.: Elastoplastic analysis with limited plastic deformations and displacements, *Journal of Mechanics of Structures and Machines, Vol.24. No.1. 39-50, 1996.8.*
- [4] Davis, R. G., and Magee, C. L.: The Effect of Strain Rate Upon the Tensile Deformation of Materials, *Journal of Engineering Materials and Technology*, April 1975, pp.151-155.
- [5] Wierzbicki, T., and Abramowicz, W.: A Kinematic Approach to Crushing of Shell Structures, *Proceedings of the 3rd International Conference on Vehicle Structural Mechanics*, Troy, Michigan, Oct. 10-12, 1979.
- [6] Chang, D. C.: Effects of Flexible Connections on Body Structural Response, SAE Paper No. 740041, 1974.
- [7] Kecman D.: Bending collapse of rectangular Section Tubes in the Relation to the Bus Roll Over Problem, PhD Thesis, Cranfield Institute, 1978
- [8] Mahmood H. F., and Paluszny, A.: Design of Thin Wall Columns for Crash Energy Management - Their Strength and Mode of Collapse, SAE Fourth International Conference on Vehicle Structural Mechanics, Nov. 1981, Paper No.811302.
- [9] Mahmood, H. F., and Paluszny, A.: Axial Collapse of Thin Wall Cylindrical Column, Fifth International Conference on Vehicular Structural Mechanics, Detroit, 1984, SAE Paper No. 840727.
- [10] Wierzbicki, T., and Abramowicz, W.: On The Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 50, pp. 727-734, Dec. 1983.
- [11] Hanefi E.H., Wierzbicki T.: Axial Resistance and Energy Absorption of Externally Reinforced Metal Tubes, *Composites Part-B*, Vol. 270, p. 387-394, 1996
- [12] Pifko, A.B. and Winter, R. (1981) Theory and Applications of Finite Element Analysis to Structural Crash, in *Structural and Nonlinear Solid Mechanics*, A.K. Noor and H.G. McComb (eds.), Pergamon Press, Oxford.

- [13] Vignjevic, Kecman, D., and Sadeghi, M.: The Improved Compound Beam Element with Nonlinear Moment-Rotation Curves for the Car Side Impact and Roof Crush Analysis Using DYNA3D Program, ASME Proceedings on Crashworthiness and Occupant Protection in Transportation Systems, AMD-Vol. 169, BED-Vol. 25, 1993
- [14] Abramowicz, W.: Compatibility of Energy Absorbing Structures, IJCRASH'98, Conference Proceedings, Dearborn, Michigan, September 9-11, 1998.
- [15] Ng, P., and Tidbury, G.H.: The Development of a Vehicle Angled Side Collision Computer Simulation Program, SAE Proceedings of the 6th International Conference on Vehicle Structural Mechanics, April 1986, Paper No. 860822.
- [16] Aparacio I., Fransisco G.G.: Bus accidents, Spanish survey for 1984-1988, XXI. Meeting of Bus and Coach Experts, Budapest, 1990
- [17] Tidbury G.: The Strength of the superstructure of buses. Proc. of 6th Meeting of Bus and Coach Experts, Budapest, 1975
- [18] Kecman D., Peric D., Sajic I.: Software for prediction of plastic behaviour and collapse of columns and joints in frameworks, XXI. Meeting of Bus and Coach Experts, Budapest, 1990
- [19] Djokic M., Kecman D.: Modelling of nonlinear rigid joints for assuming the bus structure, XXI. Meeting of Bus and Coach Experts, Budapest, 1990
- [20] Wierzbicki T., Matolcsy M., Molnár Cs.: Experimental-Theoretical Correlation of dynamically Crushed Components of Bus Frame Structure, XVII FISITA Congress, Budapest, June 4-10, 1978
- [21] Thornton, P. H.: Static and Dynamic Collapse Characteristics of Scale Model Corrugated Tubular Sections, ASME Journal of Engineering Materials and Technology, Paper No. 75-Mat-G, 1975.
- [22] Prasad, P., and Padgaonkar, A. J.: Static to Dynamic Amplification Factors for Use in Lumped Mass Vehicle Crash Models, SAE Paper No. 810475, Feb. 1981.
- [23] Summers, S., Prasad, A., and Hollowell T. W.: NHTSA's Vehicle Compatibility Research Program, SAE Technical Paper Number 1999-01-0071 (SP-1442).
- [24] Zeidler, F., Knochelmann, F., and Scheunert, D.: Possibilities and Limits in the Design of Compatible Cars for Real World Accidents, SAE Paper 1999-01-0068, 1999.
- [25] KIM S., IM K., Hwang C., Yang I.: A study on Experimental Characteristics of energy Absorption Control in Thin-walled Tubes for the Use of Vehicular-Structure members, International Journal of Automotive Technology, Vol. 3, No 4, 2002
- [26] Santosa, Banhart, Wierzbicki: Bending Crush Resistance of Partially foam filled Sections, Advanced Engineering Materials 2, No 4, 2000
- [27] Santosa, S. and Wierzbicki, T.: Crash Behavior of Box Columns Filled with Aluminum Honeycomb Foam, Computers & Structures, pp. 333-367, 1998.
- [28] Voith A., Weszely I.: Autóbusz borulási folyamatának számítógépes szimulációja, Autóbusz Szakértői Tanácskozás, Budapest, 1975
- [29] Voith, A.: Utasbiztonság vizsgálata autóbusz felborulásos balesetknél, Doktori értekezés, BME, 1976.
- [30] Voith A.: Die Prüfung des Kastengerippes mit Rücksicht auf den Überschlagunfall des Omnibusses, XV^e Congress de la FISITA, Párizs, 1974. A-2-11. p. 132-137.
- [31] Voith, A.: Kleinmodell-Prüfmethode zum Vergleich der Unfallsituationen im Bezug der Überschlagunfälle von Bussen, Nauka I Motorna Vozila 1979, Bled, 1979.
- [32] Molnár Cs.: Axiálisan nyomott vékonyfalú négyyszög keresztmetszetű csövek stabilitásvesztése és energiaelnyelő képessége, Doktori értekezés, Nehézipari Műszaki Egyetem, Miskolc, 1977
- [33] Matolcsy, M.: Plastic hinge theory to analyse the structural strength and energy absorption of bus frames, Proc. Of Int Conference on science and Vehicle, Belgrade, 1987

- [34] Voith, A.: Karambol vizsgálati módszerek autóbuszok tetőszilárdságának ellenőrzésére, XII. Autóbusz Szakértői Tanácskozás, Budapest, 1981. 1. kötet, p. 283-292.
- [35] Voith A. – Fehérvári Gy.: Az autóbuszok tetőszilárdsága; vizsgálati módszerek és fejlesztési tapasztalatok, FISITA Congress, Melbourne, 1982.
- [36] Molnár Cs., Matolcsy M.: Behavior of Plastic Hinges Formed on Thin-Walled Tubes at Various Load Conditions, Structural Crashworthiness, Liverpool, 1983.09.14-16.
- [37] Molnár Cs., Matolcsy. M.: Description of Plastic Hinge Behavior in Bus Frameworks, Euromech 217., Pilisszentkereszt, 1986. 10.13-16.
- [38] Batiz Z.: Autóbusz balesetekből leszűrhető konstrukciós tapasztalatok, VI. Autóbusz Szakértői Tanácskozás, Budapest, 1975
- [39] Molnár Cs.: Plastic Deformations and Energy Consumption at Dynamic Impact Loads. Conference on “Design, Construction and Operation of Public Service Vehicles” Cranfield, Bedford (UK), 1977. July 11-13.
- [40] Matolcsy M., Molnár Cs.: Energy Absorption and Strength Problems of Bus Driver Compartment, “Science and Motor Vehicles ’79”, Bled, Yugoslavia, 1979. June 4-7.
- [41] Molnár Cs., Matolcsy. M.: Képlékeny csuklók működése autóbusz vázokban karambolok esetén, XVIII. Autóbusz Szakértői Tanácskozás, Budapest, 1987. 09.1-4.
- [42] Molnár Cs., Pintér K.: Autóbusz tetőszilárdság számítógépes szimulációja, XXI. Autóbusz Szakértői Tanácskozás, Budapest, 1990
- [43] Matolcsy, M.: Crashworthiness of bus structures and rollover protection. Crashworthiness of Transportation Systems: Structural Impact and Occupant Protection. Kulwer Academic Press. (ed. J.A. Ambrosio) 1997. p.321-360
- [44] Matolcsy, M.: Rollover safety for all bus categories. 36th Meeting of Bus and Coach Experts (2005 August), Budapest, GTE
- [45] Matolcsy M., Batiz Z.: Constructional analysis of accidents and accident statistics. Proc. of XVIII. Meeting of Bus and Coach Experts Budapest, GTE (1987) Vol. I.p. 251-258
- [46] Matolcsy, M. Theoretical remarks of the rollover safety of buses. Proc. of 17 ESV Conference (2001) Amsterdam, Paper No 107 p.7.
- [47] Matolcsy M.: Modellezés problémái autóbuszok tetőszilárdságának számításakor (EGB 66-os előírás) XXVIII. Autóbusz Szakértői Tanácskozás előadása, Budakalász, GTE (1997) Megjelent: Járművek 44. évf. 8-9. szám p. 329-338.
- [48] Matolcsy M.: Lessons learned from the frontal collision tests of buses, FISITA Congress, Barcelona, 2004, May, Paper No. 2004 V286 p.14.
- [49] Matolcsy M.: General survey of bus frontal collisions: is regulation needed? Proc. Inst. Mech. Eng. Vol. 218 Part D: J. Automobile Engineering, D04003 IMechE (2204) p. 10
- [50] Matolcsy M.: Safety bumper on buses? Possible goals, requirements and consequences, 4th DEKRA-VDI Symposium: Safety of commercial Vehicles, Neumünster, Germany 2004 Oct. 20-21 p.10.
- [51] Mares Gy., Matolcsy M: Autóbuszok passzív biztonsági fejlesztései Magyarországon az ENSZ-EGB-GRSA tevékenységeinek tükrében, Járművek, mezőgazdasági gépek **4, 5** Budapest, 1986