

UDK 629.11.011.5/7:629.1–453:519.61/64

Problematika overitve nosilnosti karoserije avtobusa pri prevrnitvenem testu**Problems of Bus Body Strength Verification During ECE 66 Roll Over Test**

BOJAN MURŠIČ – ROBERT KUNC – MATJAŽ JENKO – MATIJA FAJDIGA – TOMAŽ JUREJEVČIČ

Predpis ECE 66 določa za odobritev velikih potniških vozil tri metode praktičnega preizkušanja trdnosti karoserije in eno alternativno, ki jo odobri strokovnjak s tega področja. Ker so eksperimentalne metode preizkušanja drage, ima četrta metoda veliko prednost. V prispevku so predstavljeni modeliranje in rezultati numeričnega preračuna detajla karoserije avtobusa. Prikazano je praktično preizkušanje enakega detajla. V sklepu so zapisane ugotovitve o natančnosti numeričnega izračuna ob primerjavi z rezultati preizkušanja.

The ECE Regulation No. 66 prescribes three test methods for the verification of strength of superstructure, and one additional method approved by the competent expert. Because of the high costs of the testing included in the first three methods, the fourth method has a great advantage. Modelling of the part of the superstructure and the results provided by calculation are presented in the paper. Planning of the testing bench for testing the same part of the superstructure and the results obtained by the testing are shown. In the conclusion, the findings about the accuracy of the calculation in comparison with the test results are presented.

0 UVOD

Po predpisu Evropske komisije ECE 66, ki določa enotne pogoje za odobritev velikih potniških vozil glede na trdnost karoserije, naj bi bila vsaka vrsta vozila preverjena z eno od naslednjih metod:

- preizkus s prevrtnitvijo celotnega vozila,
- preizkus s prevrtnitvijo dela vozila ali enega od delov celotnega vozila,
- preverjanje trdnosti karoserije z izračunom v skladu z dodatkom predpisa in
- alternativna metoda, ki jo odobri strokovnjak s tega področja.

Preverjanje s praktičnim prevračanjem je predvsem za manjše izdelovalce avtobusov drago, kar daje prednost četrti izmed navedenih metod, torej preverjanju z računsko metodo. Za izvedbo te naloge je na tržišču na voljo veliko računalniških programskega paketov, ki temeljijo na metodi končnih elementov.

Kakovost rezultatov računalniških simuliranj je različna (seveda je odvisna tudi in predvsem od modela, ki ga sestavi uporabnik sam), zato jih je treba preveriti z rezultati praktičnih preizkušanj togosti detajlov karoserije.

1 RAČUNSKA METODA

Najprej je bil s programskim paketom ANSYS izdelan računalniški model ravnninskega okvira karoserije avtobusa.

0 GENERAL OVERVIEW

Each type of vehicle should be checked against ECE Regulation No. 66, which determines unified conditions to be met for production of large passenger vehicles regarding strength of body and/or chassis. This check can be done by one of the following set of methods:

- roll-over test of the full representative of a vehicle
- roll-over test of the part of a vehicle
- check of the body strength with a calculation in accordance with ECE Reg. No.66.
- check against the alternative method approved by an expert.

Checking against real roll-over is expensive especially for smaller companies, thus an advantage is given to the fourth of the specified methods, i.e. the alternative method. The task can be done with the aid of several methods (for example FEM), which are implemented in a lot of software that is nowadays available on the market.

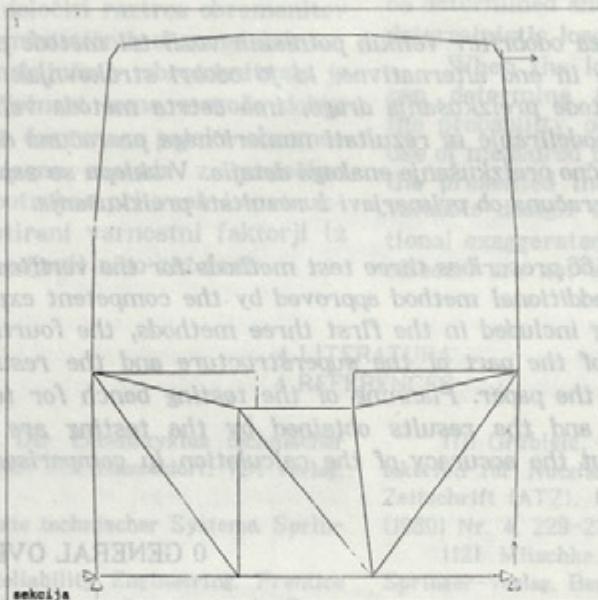
The quality of such computer simulation results is variable (depending primarily on the quality of the model built by a user), therefore results should be checked against the set of experimental tests measuring the stiffness of body details.

1 NUMERICAL APPROACH

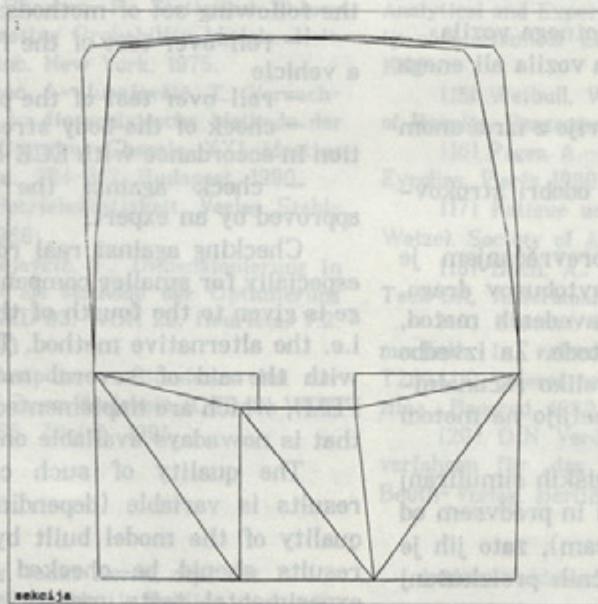
At the beginning a computer model of a plane truss of the bus body section was made with the aid of ANSYS software.

Na sliki 1 je predstavljen tak model. Zgrajen je iz linijskih elementov, ki v analizi omogočajo med drugim tudi upoštevanje plastifikacije prereza in utrjevanja materiala. Model je členasto podprt v spodnjih dveh vozliščih in obremenjen v vodoravni in navpični smeri v desnem zgornjem vozlišču.

Figure 1 shows a model of the body section. It is built from 2-D beam elements which among other features, have the ability of modelling cross-section yielding (i.e. material nonlinearity and material hardening). The model was supported at lower two nodes (joints transferring forces only) and loaded in horizontal and vertical directions at the upper right hand node.



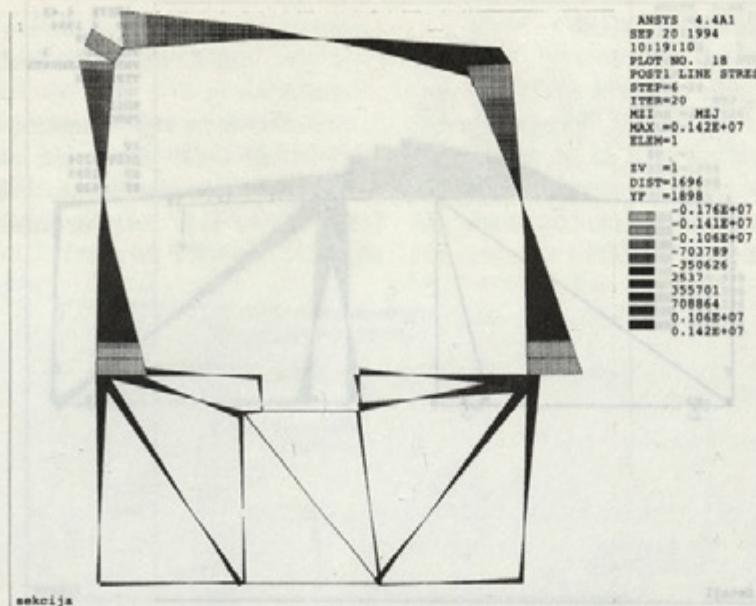
Sl. 1. Računalniški model ravninskega okvira karoserije avtobusa
Fig. 1. Computing model of the plane truss-section of the bus body



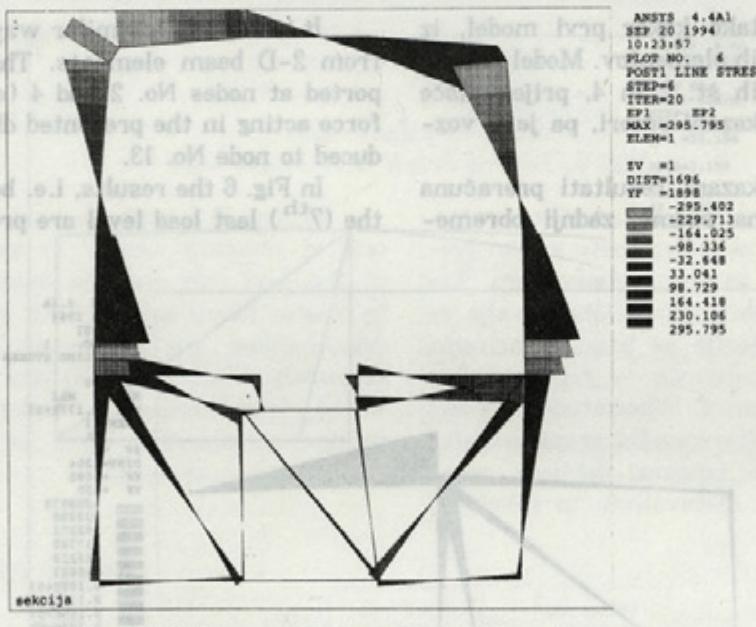
Sl. 2. Deformacija okvira na šesti obremenitveni ravni
Fig. 2. Deflection of the truss at the 6th load level

Naslednji sliki prikazujeta potek upogibnih momentov (sl. 3) in potek napetosti (sl. 4) na šesti, tj. zadnji obremenitveni ravni.

The following two figures show bending moment allocation (Fig. 3) and stress allocation (Fig. 4) at the last, i.e. 6th load level.



Sl. 3. Potek upogibnih momentov na šesti obremenitveni ravni
Fig. 3. Bending moment allocation at 6th load level



Sl. 4. Potek napetosti na šesti obremenitveni ravni
Fig. 4. Bending stress allocation at 6th load level

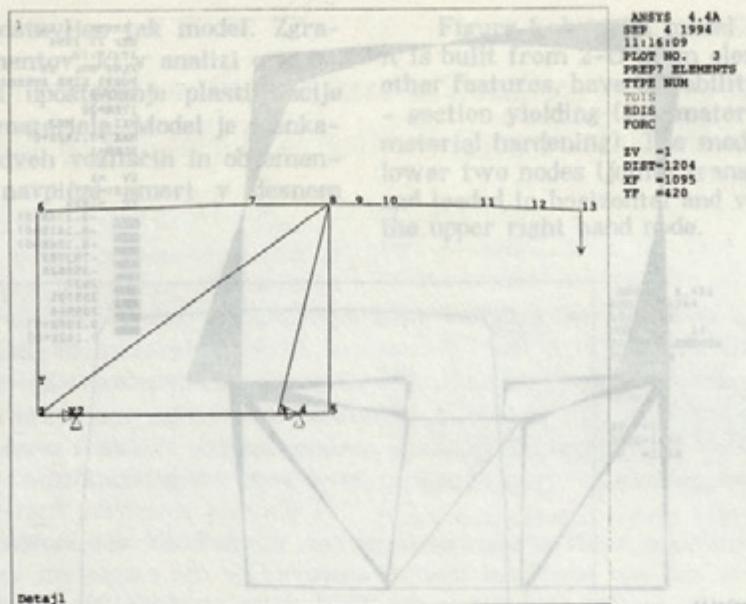
Rezultati kažejo, da se deformira v bistvu le nadgradnja avtobusa, šasija pa je dovolj tega, da ne utripi večjih deformacij. Zaradi tega se pojavljajo kritična mesta na spoju šasije in nadgradnje ter na spoju stranske stene in strehe, kjer se napetosti zvišajo na 296 MPa. Ker je meja plastičnosti za uporabljeni material pri 290 MPa, to pomeni, da je del okvira na tem mestu v plastičnem področju.

Po teh rezultatih smo se odločili, da se bo praktično preizkusil detajl okvira, katerega računalniški model je predstavljen na naslednji sliki (sl. 5).

The results show that in essence only the superstructure part of the bus body deforms, the chassis on the other hand remains sufficiently stiff so that it does not suffer deformation. A consequence is the occurrence of critical details at the region of the chassis – superstructure connection and at the superstructure's lateral wall and the roof, where maximum stress is 296 MPa. Because the yield stress is 290 MPa for the material used it can be concluded that the truss region in the vicinity of the specified connections yields.

On the basis of the above results it was decided to make an experiment on the real truss detail whose computing model is presented on Fig. 5.

Na sliki 1 je predstavljen tak model. Zgrajen je iz hajskih elementov, kjer analiza vključuje moč dragin tunel upoštevanje plastičnosti preverja in utrejanja rezultatov. Model je narečen podprt v spodnjih vrhovih zidov in obremenjen v rodorevni in zavojevnem delu na koncu streljenem voziliku.



Sl.5. Računalniški model ravninskega okvira
Fig. 5. Computing model of detail of plane frame

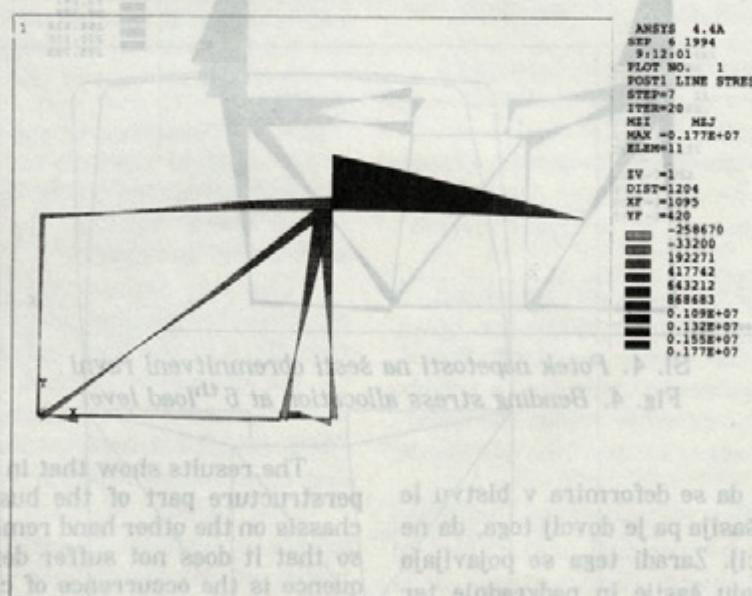
Zgrajen je, prav tako kakor prvi model, iz dvodimensijskih linijskih elementov. Model je konzolno podprt v vozliščih št. 2 in 4, prijemašče sile, ki deluje le v prikazani smeri, pa je v vozlišču št. 13.

Na sliki 6 so prikazani rezultati preračuna upogibnih momentov na sedmi, zadnji obremenitveni ravni.

Figure 4 shows the finite element model of the body-section. It is built from 2-
other features, having cross-section yielding elements which among
- section yielding elements which among
the model was supported at
two nodes in vertical directions at
10 11 12 13

It is built in a similar way to the first one - from 2-D beam elements. The model was supported at nodes No. 2 and 4 (all 6 DOF) and the force acting in the presented direction was introduced to node No. 13.

In Fig. 6 the results, i.e. bending moments on the (7th) last load level are presented.



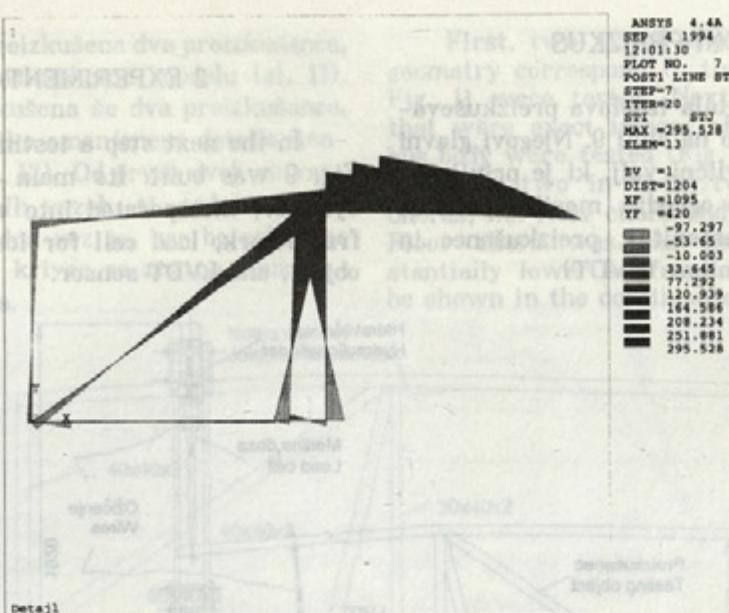
SI.6 Potek upogibnih momentov na sedmi obremenitveni ravni

Fig. 6. Bending moment distribution over the model of plane truss detail at 2th load level.

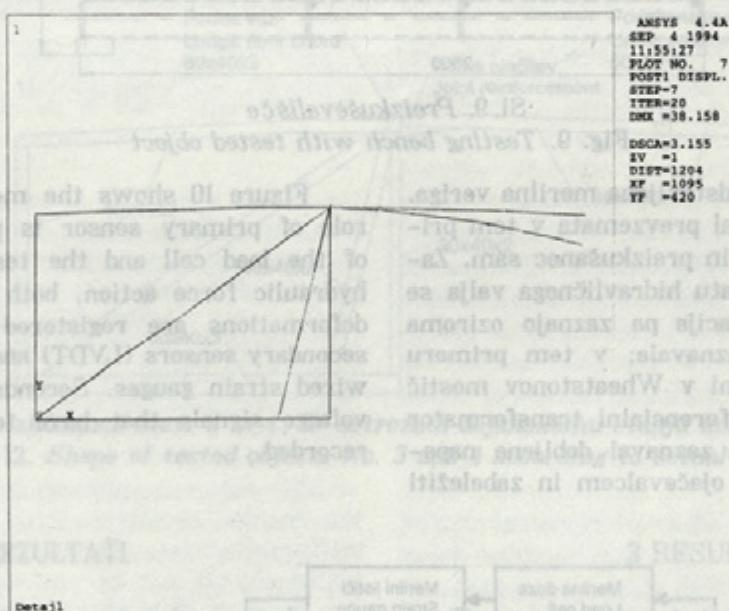
Naslednji sliki prikazujeta potek napetosti (sl. 7) in deformirano obliko modela (sl. 8). Zanimivejša je vsekakor slika 7, na kateri je moč opaziti plastično območje dela detaila okvira. Na tem

The next two figures show stress (Fig. 7) distribution and deformed shape of the model (Fig. 8). Fig. 7 is the more interesting one, because the region yielded by the detail can be clearly

Najprej sta bila preizkušena dva prečkovana, ki sta ustrezača za obremenitev s strani. Nato pa sta bila preizkušena še dva prečkovana, ki so bila mogoča uporabljati s strani. Tako je bil v obzir uveden tretji razred, ki je bil zelo dober. Zanj je bil nujno potreben večji rezervni prostor na sprednjem delu, kar je bil v nadaljevanju, glavni razlog za razliko med modelom in dejavnim rezultatoma.



Sl. 7. Potelek napetosti na sedmi obremenitveni ravni
Fig. 7. Stress distribution on the 7th load level



Sl. 8. Deformacija detajla
Fig. 8. Deflection of the detail model

Primerjava rezultatov z praktičnega preizkusa kaže, da je računska metoda dobro ustrezala realni konstrukciji, kar je potrdilo, da je rezultat dovolj natančen. Na mestu je mogoče treba pojasniti skoke v diagramu napetosti na mestu spoja nadgradnje s šasijo. Ti so posledica kotne ojačitve z vzdolžno spremenljajočim se prerezom.

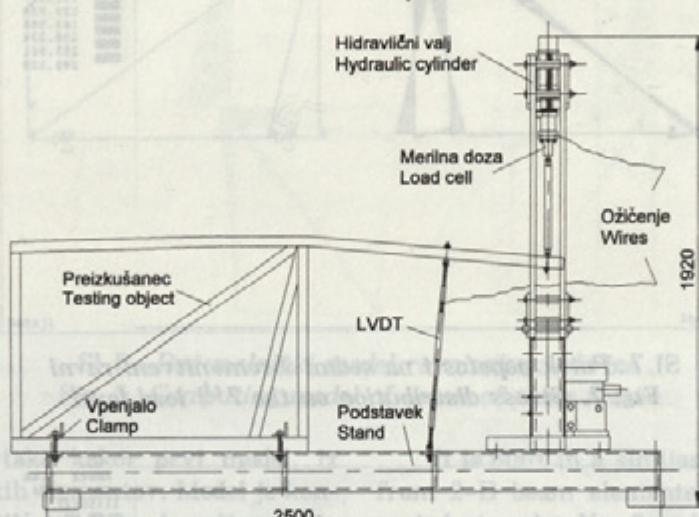
Ker uporabljeni programski paket ne omogoča modeliranja z linijskimi elementi, katerim bi se v vzdolžni smeri prerez spremenjal, je bila kotna ojačitev nadomeščena z dvema elementoma z večjima prerezoma. Tako je kljub večjemu upogibnemu momentu napetost manjša zaradi večjega prereza.

recognised. Several »jumps« at the regions of superstructure and chassis connection in the stress diagram can be explained as a consequence of non-uniform geometry at that region, they are the consequence of cantilever shaped joint reinforcement.

Because there were no such beam elements in the ANSYS software whose cross section might change linearly, the joint reinforcement plus upper vertical chord were modelled with two beam elements of different cross-section properties. Therefore, although the bending moment was bigger, the stresses were smaller due to the over stiffened cross-sections.

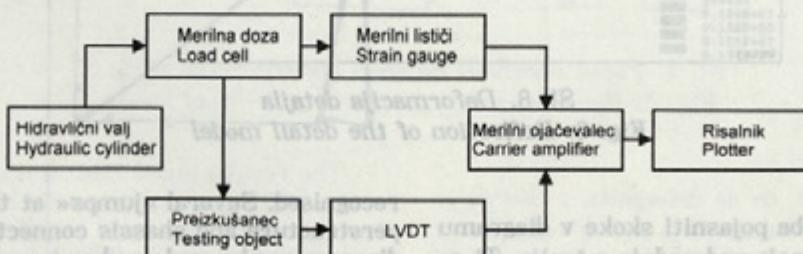
2 PRAKTIČNI PREIZKUS

Naslednji korak je bila izdelava preizkuševališča, ki je predstavljeno na sliki 9. Njegovi glavni sestavni deli so: hidravlični valj, ki je privijačen na zvarjeno in viačeno ogrodje, merilna doza za merjenje velikosti obremenitev, preizkušanec in induktivni dajalnik premikov (LVDT).



Sli. 9. Preizkuševališče
Fig. 9. Testing bench with tested object

Na sliki 10 pa je predstavljena merilna veriga. Vlogo primarnih zaznaval prevzemata v tem primeru telo merilne doze in preizkušanec sam. Zaradi delovanja sile na batu hidravličnega valja se deformirata, te deformacije pa zaznajo oziroma izmerijo sekundarna zaznavala; v tem primeru merilni trakovi, povezani v Wheatstonov mostič in linearni variabilni diferencialni transformator (LVDT). Iz sekundarnih zaznaval dobljene napetosti, je treba ojačiti z ojačevalcem in zabeležiti na snemalno napravo.

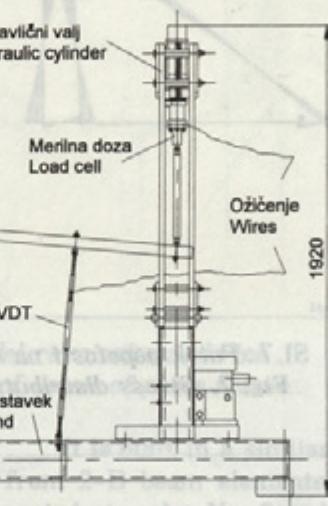


Sli. 10. Blokovna shema merilnega sistema.
Fig. 10. Block diagram of measuring chain.

Pred samim merjenjem je bilo treba umeriti merilno sondo, induktivno zaznavalo in celotno merilno verigo. Obremenjevanje preizkušancev je bilo izvedeno s hidravličnim agregatom in valjem do največjega giba bata hidravličnega valja.

2 EXPERIMENTAL TEST

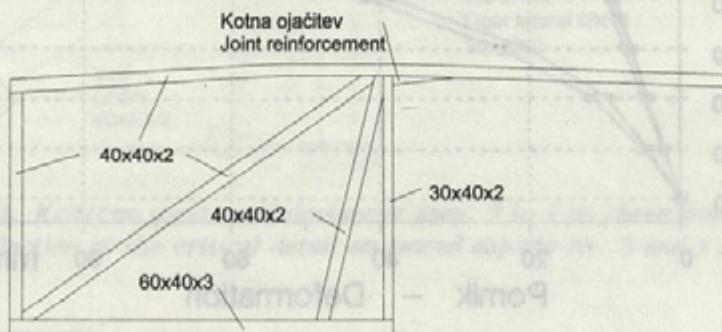
In the next step a testing bench presented in Fig. 9 was built. Its main parts are: hydraulic cylinder, incorporated into welded, and screwed framework, load cell for load measuring, tested object, and LVDT sensor.



The Figure 10 shows the measuring chain. The role of primary sensor is played by the body of the load cell and the tested object. Due to hydraulic force action, both deform, and these deformations are registered and measured by secondary sensors (LVDT) and Wheatstone bridge wired strain gauges. Secondary sensors provide voltage signals that have to be amplified and recorded.

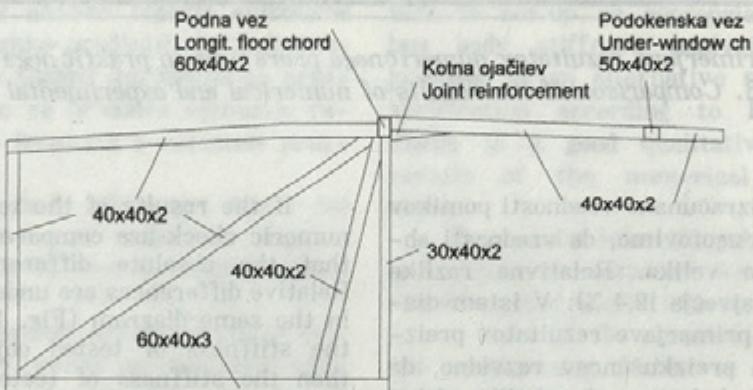
Before carrying out the experiment, the measuring chain has to be calibrated. Loading was obtained by a hydraulic unit, and was performed till the maximum piston path was reached.

Najprej sta bila preizkušena dva preizkušanca, ki sta ustreza računalniškemu modelu (sl. 11). Nato pa sta bila preizkušena še dva preizkušanca, ki sta natančna posnetka omenjenega detajla konstrukcije avtobusa (sl. 12). Od prvih dveh se razlikujeta v dveh prečnih vezeh, tj. podni in podokenski vezi. Prav podna vez je, kar bo pokazano v nadaljevanju, glavni krivec za znatno zmanjšanje togosti tega detajla.



Sl. 11. Preizkušanca štev. 1 in 2, ki ustreza modelu MKE

Fig. 11. Shape of tested objects No. 1 and 2 according to FEM model



Sl. 12. Preizkušanca štev. 3 in 4, ki ustreza dejanskemu stanju konstrukcije

Fig. 12. Shape of tested objects No. 3 and 4 according to actual state

3 REZULTATI

Primerjava rezultatov računske metode in praktičnega preizkusa pokaže dobro ujemanje. Računska metoda odkrije kritično mesto takoj nad kotno ojačitvijo, tam se namreč pojavijo največje napetosti. To odkritje preizkus tudi potrdi. Na tem mestu se zaradi tlačnih napetosti spodnj pasnica »naguba«, prav tako tudi stojini profilne cevi.

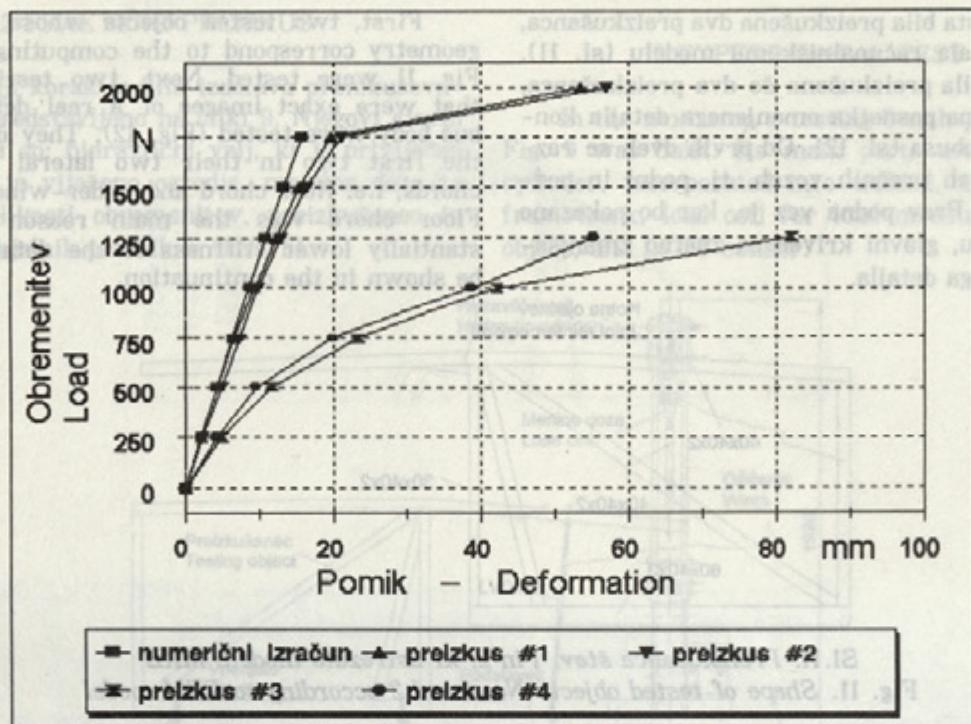
Iterativni numerični izračun je bil končan na sedmi obremenitveni ravni, ker je pomik elementa št. 13 presegel določeno mejo. Na opazovanem detajlu, ki je bil plastificiran, je bila tedaj zunanja obremenitev med 1750 N in 2000 N. Praktična preizkusa pa sta pokazala, da oba preizkušanca to obremenitev še zdržita, tako da kriterij priporočila ECE 66 ni bil ogrožen.

First, two tested objects whose shape and geometry correspond to the computing model on Fig. 11 were tested. Next, two testing objects that were exact images of a real detail in the bus body were tested (Fig. 12). They differ from the first two in their two lateral connecting chords, i.e. floor chord and under-window chord. Floor chord was the main reason for substantially lower stiffness of the detail, as will be shown in the continuation.

3 RESULTS

The comparison of the results of the numerical check and experimental check shows a good likeness. The numerical check discovers a critical detail in the region above the joint reinforcement where the highest stress took place. The experimental check confirms this. At that region the top face and the side walls of the connected vertical chord $40 \times 40 \times 2$ suffer local buckling.

Iterative numeric calculation stopped at the 7th load level, where the deflection of element No.13 became larger than the limit value. The load on tested detail at that moment was between 1750 N and 2000 N. Tests show that both tested objects still operate under that load, therefore the ECE 66 criteria were fulfilled.



Sl. 13. Primerjava rezultatov numeričnega preračuna in praktičnega preizkusa
Fig. 13. Comparison of the results of numerical and experimental checks

Če primerjamo izračunane vrednosti pomikov z izmerjenimi, lahko ugotovimo, da vrednosti absolutne razlike niso velike. Relativne razlike so pod 20 odstotki (največja 19,4 %). V istem diagramu (sl. 13) je iz primerjave rezultatov preizkušanja drugih dveh preizkušancev razvidno, da je preizkušanec št. 3 glede togosti nekoliko slabši od preizkušanca št. 4. Njegovi pomiki so pri enakih obremenitvah vsakokrat večji kakor pri preizkušancu št. 4.

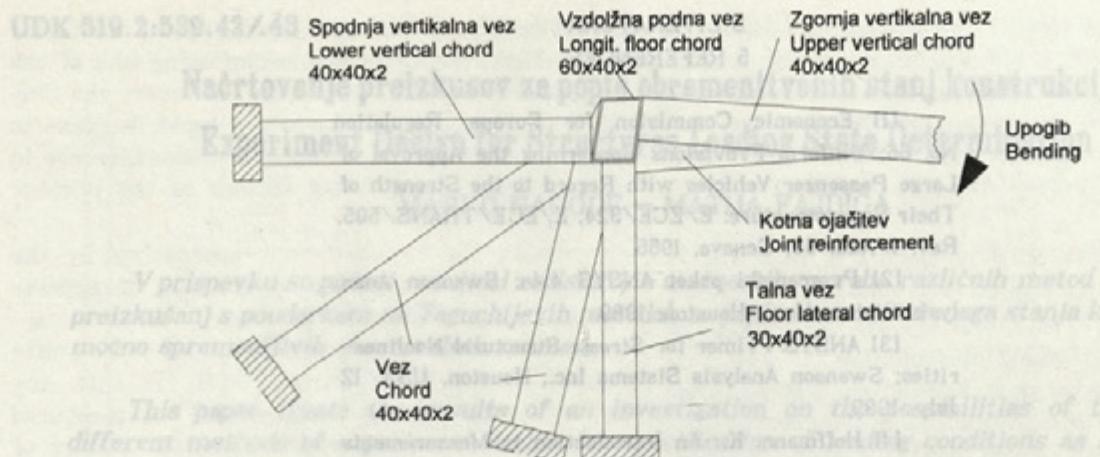
Diagram omogoča tudi primerjavo rezultatov vseh preizkušanj. Opazna je velika razlika v togosti prvih dveh in drugih dveh preizkušancev. Ta razlika se pojavi zaradi vgrajene podne vezi, ki poteka vzdolž stranske stene avtobusa (sl. 14).

Na sliki je lepo prikazano, da profilni cevi ($40 \times 40 \times 2$) nista pritrjeni na podno vez ($60 \times 40 \times 2$) tako, da bi se pasnice nepretrgoma nadaljevale. To je pomembno zato, ker je zgornja pasnica najbolj upogibno obremenjenega elementa obremenjena na nateg. Ta napetost se prenese na pasnico podne vezi, ki pa napetosti ne more prenesti na pasnico privarjene profilne cevi neposredno, ker je ta premaknjena za 20 mm, tako da se napetost prenese posredno prek stojine. Stojina v tem primeru nima zadostne upogibne togosti, zato se podna vez deformira, zaradi česar so deformacije upogibno najbolj obremenjenega elementa še večje.

If the results of the test and results of the numeric check are compared it can be concluded that the absolute differences are not large. Relative differences are under 20 % (max. 19,4 %). In the same diagram (Fig. 13) it is evident that the stiffness of tested object No. 3 is lower than the stiffness of tested object No. 4. Namely its deflection is higher than that of tested object No. 4 when both are loaded to the same load level.

The diagram allows also a comparison of the results of all tests. A great difference in stiffness between the first two and second two tested objects can be noticed. That difference is the result of floor chords that are incorporated in the second two tested objects (Fig. 14).

It can be seen that chords with a rectangular cross-section ($40 \times 40 \times 2$) are not connected to the floor chord ($60 \times 40 \times 2$) in such a way that the loading would uniformly continue. That would be important due to the fact that the top face of the most loaded chord (upper vertical chord) is loaded in tension. The tensile stress is transferred to the top face of the floor (horizontal) chord which however cannot transfer the load to the welded chassis chord uniformly because the latter is offset by about 20 mm and the load is transferred through the side walls of the floor chord. The side walls of the floor chord however did not have sufficiently high stiffness, hence the floor chord deforms locally (playing the role of a hinge) and the overall bus body deflection is larger.



Sl. 14. Kritično mesto preizkušancev štev. 3 in 4 po obremenjevanju

Fig. 14. Deflection of the critical detail on tested objects No. 3 and 4 after the test

4 SKLEP

Osnovni namen prikazane problematike je bil postaviti *postopek analize togosti avtobusne karoserije*, ki bi jo lahko predložili kot alternativno metodo overitve togosti karoserije po predpisu ECE 66. Pokazalo se je dobro ujemanje rezultatov numeričnega izračuna z rezultati praktičnega preizkušanja.

Rezultati kažejo, da bi bilo treba delo v tej smeri nadaljevati. Prednosti prikazane zasnove alternativne metode pa bi trenutno lahko strnili v naslednje:

- stroški za doseganje ocene o togostni primernosti konstrukcije vozila so bistveno nižji kakor pri preostalih treh metodah, saj je pri prikazani metodi treba porušiti le detail, pri drugih pa celotno vozilo - prototip. Pri tem je treba ugotoviti, da so stroški numerične analize praktično nespremenjeni, saj je treba konstrukcijo v vsakem primeru numerično ovrednotiti, kar je najlaže izvedljivo z sodobnimi metodami CAD-CAE;

- čas za doseganje ocene togostne primernosti konstrukcije vozila je bistveno krajev, saj se lahko numerično in praktično ovrednotenje konstrukcije izvede po tej metodi že v začetnih fazah konstrukcijskega procesa; prototipa za ta namen ni treba izdelati;

- z vidika stroškov je pri več različicah enega modela vozila sprejemljivo ocenjevanje tudi za vsako različico posebej;

- praktični del ocenjevanja se lahko izvaja tudi med samim proizvodnim procesom kot kontrolni postopek za ugotavljanje in vzdrževanje kakovosti proizvodnje, oziroma preverjanje kakovosti materiala na vhodni točki v proizvodni proces.

4 CONCLUSION

The main reason of the problem solving was to set up an appropriate methodology for bus body stiffness analysis which could be proposed as an alternative method for stiffness verification according to ECE 66 regulation. There is a good qualitative likeness of the results of the numerical and experimental check.

The results infer that the work on the subject should be continued. Advantages of the presented method are as follows:

- costs of the structure stiffness evaluation are considerably lower in comparison to the costs of the other three methods. Within the presented method only the representative detail should be tested against collapse while at the other three methods the whole vehicle is the subject of testing. The costs for numerical analysis itself are fixed due to the fact that the structure should be modelled and numerically evaluated in each of the four methods. This task can be accomplished using modern CAD-CAE methods;

- time need for the structure stiffness evaluation is considerably shorter, since the numerical evaluation and testing can be accomplished within starting phases of the design process and there is no need for prototype building;

- stiffness evaluation of the particular option of the same type of product can be done without considerable raise in cost;

- testing can be done even during manufacturing process as a kind of quality control method or as a kind of incoming material control method.

5 LITERATURA
5 REFERENCES

- [1] Economic Commission for Europe: Regulation No. 66: Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with Regard to the Strength of Their Superstructure: E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505. Rev. 1/Add. 65. Geneva, 1985.
- [2] Programski paket ANSYS 4.4a; Swanson Analysis Systems Inc., Houston, 1989.
- [3] ANSYS Primer for Stress: Structural Nonlinearities; Swanson Analysis Systems Inc., Houston, USA, 12 July, 1989.
- [4] Hoffmann, K.: An Introduction to Measurements Using Strain Gages. HBM - Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1989.
- [5] HBM: Bedienungsanweisung: Induktive Wegaufnehmer. HBM - Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1989.
- [6] Fajdiga, M.- Kernc, J.- Jurejevič, T.: Versuchsergebnisse als Einführung in die analytische Methode der Belastungsbestimmung des Omnibus-Chassis. 21st Meeting of Bus and Coach Experts, S 304-312. Budapest, 1990.
- [7] Fajdiga, M.- Jurejevič, T.: Optimierung eines Autobusschassis in Bezug auf Zuverlässigkeit. 24th Meeting of Bus and Coach Experts, Budapest, 1993.

Naslov avtorjev: Bojan Muršič, dipl. inž. vodilni inž. AMBUS, Ljubljana
 Robert Kunc, dipl. inž. vodilni inž. preizkuševalni inž. SCT, Ljubljana
 mag. Matjaž Jenko, dipl. inž.
 prof. dr. Matija Fajdiga, dipl. inž.
 mag. Tomaž Jurejevič, dipl. inž. in visi
 Fakulteta za strojništvo
 Univerze v Ljubljani
 Aškerčeva 6
 61000 Ljubljana

Authors' Addresses: Bojan Muršič, Dipl. ing., vodilni inž. AMBUS, Ljubljana
 Robert Kunc, Dipl. Ing., vodilni inž. preizkuševalni inž. SCT, Ljubljana
 Mag. Matjaž Jenko, Dipl. Ing.
 Prof. Dr. Matija Fajdiga, Dipl. Ing.
 Mag. Tomaž Jurejevič, Dipl. Ing. in visi
 Faculty of Mechanical Engineering
 University of Ljubljana
 Aškerčeva 6
 61000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 15.6.1995
Received:

Sprejeto: 31.8.1995
Accepted:

Na slike je lepo prikazano, da profil obdobjem reaktivnosti načrtača je dovolj dober, saj se napetosti ne morejo izboljšati podne vezi, ki pa napetosti ne morejo biti bolj kot 10% od napetosti po prečno povečanju. Načrtači obdobjem v tem pogledu nima nobenih napovednih lastnosti. Če se napetosti povečajo, pa se zmanjša obdobjem načrtača.

Na sliki je lepo prikazano, da profil obdobjem reaktivnosti načrtača je dovolj dober, saj se napetosti ne morejo izboljšati podne vezi, ki pa napetosti ne morejo biti bolj kot 10% od napetosti po prečno povečanju. Načrtači obdobjem v tem pogledu nima nobenih napovednih lastnosti. Če se napetosti povečajo, pa se zmanjša obdobjem načrtača. Načrtači obdobjem načrtača, ki jih je načrtač, so v obdobju večje.