

**ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ՀԱՆՐԱՊԵՏՈՒԹՅԱՆ ԿՐԹՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԳԻՏՈՒԹՅԱՆ  
ՆԱԽԱՐԱՐՈՒԹՅՈՒՆ  
ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԱԶԳԱՅԻՆ ԱԳՐԱՐԱՅԻՆ ՀԱՄԱԼՍԱՐԱՆ**

**ՄՈՒՍԱՅԵԼՅԱՆ ՎԱՐԴԱՆ ԳԱԳԻԿԻ**

**ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈՒԲԻԼՆԵՐԻ ՊԱՍԻՎ ԱՆՎՏԱՆԳՈՒԹՅԱՆ  
ՄԱԿԱՐԴԱԿԻ ԲԱՐՁՐԱՑՈՒՄԸ ԿՐՈՂ ՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐԻ  
ԿԱՏԱՐԵԼԱԳՈՐԾՄԱՄԲ**

Ե 05.01 - «Ավտոմեքենաներ և տրակտորներ» մասնագիտությամբ  
տեխնիկական գիտությունների թեկնածուի գիտական աստիճանի  
հայցման ատենախոսության

**ՍԵՂՄԱԳԻՐ**

ԵՐԵՎԱՆ 2016

---

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ АРМЕНИЯ  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ АРМЕНИИ**

**МУСАЕЛЯН ВАРДАН ГАГИКОВИЧ**

**ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЛЕГКОВЫХ  
АВТОМОБИЛЕЙ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ**

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук по  
специальности 05.05.01 – “Автомобили и тракторы”

ЕРЕВАН 2016


Ատենախոսության թեման հաստատվել է Հայաստանի պետական ճարտարագիտական համալսարանում (Պոլիտեխնիկ):

Գիտական ղեկավար՝ տ.գ.դ., պրոֆեսոր Ն.Ա.ԲԱԶԻԿՅԱՆ  
Պաշտոնական ընդդիմախոսներ՝ տ.գ.դ., պրոֆեսոր Գ.Հ. ՄԱՆԱՍԱՐՅԱՆ  
տ.գ.թ., դոցենտ՝ Վ.Ա. ՎԱՐԴԱՆՅԱՆ  
Առաջատար կազմակերպություն՝ Ճարտարապետության և շինարարության  
Հայաստանի ազգային համալսարան

Պաշտպանությունը կայանալու է 2016թ. հունիսի 28-ին, ժամը 14<sup>00</sup>-ին  
Հայաստանի ազգային ազրարային համալսարանում գործող ԲՈՀ-ի 033  
մասնագիտական խորհրդի նիստում:  
Հասցեն՝ 0009, Երևան, Տերյան 74:

Ատենախոսությանը կարելի է ծանոթանալ ՀԱԱՀ գրադարանում:  
Սեղմագիրն առաքված է 2016թ մայիսի 27-ին:

Մասնագիտական խորհրդի գիտական քարտուղար  
տ.գ.դ., պրոֆեսոր՝

 Ա.Կ.ԱՄԻՐՅԱՆ

---

Тема диссертации утверждена в Государственном инженерном университете  
Армении (Политехник).

Научный руководитель: д.т.н., проф. Н.А. БАЗИКЯН  
Официальные оппоненты: д.т.н., проф. Г.Г. МАНАСАРЯН  
к.т.н, доцент В.А. ВАРДАНЯН

Ведущая организация: Национальный университет архитектуры  
и строительства Армении

Защита диссертации состоится 28-го июня 2016г. в 14<sup>00</sup> на заседании  
Специализированного совета 033 ВАК, действующего при Национальном  
аграрном университете Армении (НАУА), по адресу: 0009, Ереван, ул. Теряна,  
74.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке НАУА.

Автореферат разослан 27-го мая 2016г.

Ученый секретарь Специализированного совета  
д.т.н., проф.

 А.К. АМИРЯН

## ԱՏԵՆԱԽՈՍՈՒԹՅԱՆ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ

**Արենախոսության թեմայի արդիականությունը:** Ավտոմոբիլային պարկի մեծացումն ուղեկցվում է ճանապարհային երթևեկության ինտենսիվության բարձրացմամբ, ավտոմոբիլներով ճանապարհների բեռնվածության և 1000 բնակչին ընկնող ավտոմոբիլների քանակի աճով: Տնտեսության զարգացման գործում ավտոմոբիլային տրանսպորտի էական դրական դերին զուգընթաց առկա են բացասական գործոններ, որոնցից հետազոտման համար առավել կարևորները ճանապարհատրանսպորտային պատահարներն են (**ՃՏՊ**): ՃՏՊ-ների հետևանքներին բնութագրական են մարդկանց մարմնական վնասվածքները, մահվան դեպքերը, նյութական վնասները (հաշմանդամության և ժամանակավորապես անաշխատունակության պատճառով սոցիալական օգնության ծախսեր), ավտոտրանսպորտային միջոցների, բեռների, ճանապարհների և այլ շինությունների վնասվածքները, ինչպես նաև շրջակա միջավայրին հասցված բացասական ազդեցությունները:

Ճանապարհային երթևեկության անվտանգության վրա ազդող գործոնները պայմանականորեն տրոհվում են միմյանց հետ փոխկապակցված չորս մասի՝ վարորդ, ավտոմոբիլ, ճանապարհ, միջավայր: Նշված համալիրի անվտանգության ապահովման վերջնական նպատակը բարձր արդյունավետությամբ տրանսպորտային համակարգերի ստեղծումը և շահագործումն է: Նշված համակարգի բարդ բաղկացուցիչներից մեկը ավտոմոբիլի կառուցվածքային անվտանգությունն է, որը տարակարգվում է ակտիվ, պասիվ, հետվթարային և բնապահպանական բաղադրիչների: Ավտոմոբիլների արտադրման գործընթացում պասիվ անվտանգության պահանջների ապահովումն առավել բարդ և աշխատատար խնդիրներից է:

Մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգությունն առաջին հերթին կախված է կրող համակարգի ամրությունից, կոշտությունից և էներգակլանիչ հատկություններից: Ավտոմոբիլի կրող թափքը կառուցվածքային և տեխնոլոգիապես բարդ համակարգ է, որի ստեղծման ժամանակ հաշվի են առնվում միջազգային տարբեր կազմակերպությունների կողմից նորմավորող պահանջները: Այն ներառում է հետևյալ բաղադրիչները. ա) թափքի կառուցվածքներ, որոնք պետք է պահպանեն ավտոմոբիլի սրահի կենսական անհրաժեշտ նվազագույն ծավալը և բացառեն մեքենամասերի ներթափանցումը սրահ ՃՏՊ-ի ժամանակ, բ) պահող համակարգեր, որոնք մոտեցնում են սրահի ուղևորների տեղաշարժի արագացումները թափքի հիմնակմախքի անվտանգ արագացմանն անգամ վթարային իրավիճակներում, ինչպես նաև մեղմում են ուղևորների հնարավոր հարվածը ավտոմոբիլի կառուցվածքային տարրերին: Կարևորվում է ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության տեսական գնահատման անհրաժեշտությունը, որը հնարավորություն է տալիս կրճատել ավտոմոբիլի թափքի մշակման ժամանակը, ֆինանսական ծախսերը, ինչպես նաև նվազա-

գույնի հասցնել փորձանմուշների քանակը: Ատենախոսության թեման, որը նվիրված է մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացման միջոցառումների մշակմանը, արդիական է՝ թելադրված ժամանակի պահանջներով:

**Ատենախոսության նպատակը և խնդիրները:** Հաշվարկման ժամանակակից մեթոդների կիրառմամբ հետազոտել մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը, լարումների, դեֆորմացիաների, էներգիայի բաղադրիչների բաշխումները, ինչպես նաև ավտոմոբիլի սրահում առաջացող դանդաղեցման արժեքները բախման տարբեր սխեմաների դեպքում և մշակել մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման միջոցառումներ:

**Առաջադրված նպատակին հասնելու համար լուծվել են հետևյալ խնդիրները.**

1. մարդատար ավտոմոբիլներում կիրառվող տարբեր լայնական հատույթներով էներգակլանիչների դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը երկայնական առանցքի ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման տակ,

2. մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի բամպերի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,

3. մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հիմքի լայնական բազմաշերտ հատույթով լոնժերոնի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը կողային բախման դեպքում,

4. բեռնավորման տարբեր սխեմաների տակ կրող թափքերի հաշվարկային մոդելների մշակում՝ Volkswagen Touareg 2010 և Volkswagen Polo 2010 մոդելների մարդատար ավտոմոբիլների օրինակներով, վերջավոր տարրերի մեթոդի (ՎՏՄ) կիրառմամբ,

- Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի ճակատային, շեղանկատ և հետևից բախումների տակ թափքի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,

- Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի կողային բախման տակ թափքի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,

- Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի սրահի տանիքի կոշտության հետազոտումը սեղմման տակ բեռնավորելիս,

5. մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կատարելագործմանն ուղղված առաջարկությունների մշակում:

**Հետազոտման մեթոդները:** Տեսական հետազոտություններում օգտագործվել են մեխանիկայում հայտնի և լայնորեն կիրառվող հաշվարկային թվային մեթոդների, մասնավորապես՝ ՎՏՄ-ի տեսության և բարձրագույն մաթեմատիկայի հիմնադրույթները: Հաշվարկային մոդելները մշակվել են ՎՏՄ –ի վրա հիմնված ANSYS և ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթների միջոցով: Փորձա-

րարական հետազոտությունների արդյունքները ստացվել են քննարկվող մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքերի լարումների և դեֆորմացիաների, տեղափոխությունների չափման ժամանակակից սարքերի միջոցով:

**Արենախոսության գիտական նորույթը:** 1. ՎՏՄ-ի կիրառմամբ ANSYS/LS-DYNA փաթեթի միջոցով կազմված ծրագրի օգնությամբ որոշվել են մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի բարակապատ, լայնական տարբեր հատույթներով ձողերի էներգակալանիչ հատկությունները, լարումների, դեֆորմացիաների և առանցքային ուժերի բաշխումները երկայնական առանցքով հարվածային բեռնավորման տակ, ոչ գծային դեֆորմացման ընթացքում:

2. Մարդատար ավտոմոբիլի տարածական բարդ կառուցվածքով կրող թափքի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը բախման տարբեր սխեմաների դեպքում:

3. Մարդատար ավտոմոբիլի սրահի կոշտության գնահատումը տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում:

4. Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի բաղադրյալ կառուցվածք ունեցող տարրերում ընթացող համան փոփոխական պայմանների մոդելավորումը բեռնավորման տարբեր սխեմաների դեպքում:

**Աշխատանքի կիրառական նշանակությունը:** 1. Տարբեր լայնական հատույթներով, բարակապատ ձողերի ոչ գծային դեֆորմացման արդյունքում կառուցվածքի էներգակալանիչ հատկությունների վերլուծմամբ կատարել հարվածի էներգիայի գնահատում, որը հնարավորություն կտա ճՏՊ-ների դեպքում գնահատել հարվածի սկզբնական արագությունը կամ հարվածող մարմնի զանգվածը:

2. Աշխատանքի արդյունքները կարող են օգտագործվել ավտոմոբիլների կրող թափքերի նախագծման ժամանակ, տեսական հետազոտությունների արդյունքները և կառուցվածքի բարելավման երաշխավորությունները հնարավորություն կտան նախագծման ընթացքում կատարել թափքի անհրաժեշտ փոփոխություն և հասնել դրա էներգատարության ցանկալի բնութագրի:

3. Տեսական ու մեթոդաբանական մշակումները և ստացված արդյունքներն օգտագործվում են Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի Տրանսպորտային համակարգերի ֆակուլտետի «Տրանսպորտային ուղիների, միջոցների, շինարարություն, կառավարում և դրանց շահագործում» մագիստրոսական կրթական ծրագրով «Տրանսպորտային միջոցի կրող համակարգերի քոմպլոթերացված նախագծում» դասընթացում:

4. Ատենախոսությունում ներկայացված մշակումները և ստացված արդյունքներն օգտագործվում են «Ֆոլկսվագեն» ԲԸ ՀՀ-ում և ԼՂՀ-ում արտադրանքի պաշտոնական և բացառիկ ներկրող-իրացնող «Եվրովագեն» ընկերության թափքերի նորոգման արտադրամասում:

***Պաշտպանության են ներկայացվում արենախոսության հետևյալ հիմնական դրույթները՝***

1. մարդատար ավտոմոբիլներում կիրառվող տարբեր հատույթներով էներգակլանիչների դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը երկայնական առանցքի ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման տակ,

2. ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախման տակ մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի և առջևի բամպերի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը,

3. մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի և հիմքի բազմաշերտ հատույթով լոնժերոնի դեֆորմացման գործընթացների հետազոտումը կողային բախման դեպքում,

4. մարդատար ավտոմոբիլի սրահի կոշտության հետազոտումը տանիքը սեղմման տակ բեռնավորելիս,

5. մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կատարելագործմանն ուղղված առաջարկությունների մշակում:

***Աշխատանքի արդյունքների փորձարկումը և հրապարակումները:***

Ատենախոսության հիմնական հետազոտությունների գիտական արդյունքները և դրույթները գեկուցվել և քննարկվել են Հայաստանի պետական ճարտարագիտական համալսարանի (Պոլիտեխնիկ) 2013-2014 թվականների տարեկան գիտաժողովներում, ՀՀ ՊՆ Վ. Սարգսյանի անվան Ռազմական ինստիտուտի կուրսանտական 13-րդ գիտական կոնֆերանսում, Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի 2015 թվականի տարեկան գիտաժողովում, Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանի 2015 թվականի տարեկան գիտաժողովում, Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի Վերգետնյա տրանսպորտային միջոցների ամբիոնի սեմինարներում:

Ատենախոսության հիմնական դրույթները և արդյունքները հրատարակվել են 8 գիտական աշխատանքում:

***Արենախոսության կառուցվածքը և ծավալը:***

Ատենախոսությունը բաղկացած է ներածությունից, հինգ գլխից, ընդհանուր եզրակացություններից, 140 անուն օգտագործված գրականության ցանկից և հավելվածներից: Այն շարադրված է համակարգչային տպագիր 158 էջի վրա, ներառում է 93 նկար և 10 աղյուսակ:

**ԱՏԵՆԱԽՈՍՈՒԹՅԱՆ ՀԻՄՆԱԿԱՆ ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆԸ**

***Ներածությունում*** հիմնավորվել է հետազոտվող թեմայի արդիականությունը, ձևակերպվել են հետազոտության նպատակն ու խնդիրները, ինչպես նաև՝ պաշտպանության ներկայացվող հիմնական դրույթները: Ցույց են տրվել աշխատանքի գիտական նորույթն ու գործնական նշանակությունը:

**Առաջին գլխում** ներկայացվել են ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգության բարձրացման ուղիները, գործող նորմավորող պահանջները և ավտոմոբիլների պասիվ անվտանգությանը վերաբերող գրականության վերլուծությունը:

Ավտոմոբիլի կրող համակարգերի հաշվարկների զարգացման սկիզբը դրվել է Ս.Ի. Կոտլյարի, Ն.Ֆ. Բոչարովի, Կ.Մ. Աթոյանի, Ջ. Բրժոսկայի, Բ. Շամոյի, Յա. Պավլովսկու կողմից, ովքեր թափքերի և շրջանակների կառուցվածքների ամրության գնահատման ժամանակ կիրառել են հեծանների ծռման տեսության վրա հիմնված մեթոդներ: Թափքերի ամրության գնահատման աշխատանքները հետագա զարգացումն են գտել Դ.Բ. Գելֆգատի, Մ.Բ. Շյոլնիկովի, Ն.Ի. Վորոնցովայի, Ա.Ա. Կրուգլովի և Յու.Ա. Սարիչևի, Վ.Ա. Կոլտունովի, Գ.Մ. Բագրովի և այլոց կողմից: Ավտոմոբիլների կրող համակարգերի հաշվարկման մեթոդներին են նվիրված Ջ.Ֆենտոնի աշխատանքները: Մարդատար և բեռնատար ավտոմոբիլների, ինչպես նաև ավտոբուսների թափքերի և շրջանակների կառուցվածքները և հաշվարկման մեթոդները արծարծվել են Հ. Փիփերթի, Ա.Մ. Կացի և Վ.Ի. Պեսկովի աշխատանքներում:

Ավտոմոբիլի թափքերի հաշվարկման գործընթացում զգալի դեր է կատարել ՎՏՄ-ի կիրառումը, որի մեջ մեծ ավանդ ունեն 0. Ջենկլիչը, Ջ. Օդենը, Կ. Բատեն և Ե. Վիլսոնը, Լ.Ջ. Սեգերլինդը, Ջ. Ալթենբախը, Ու. Ֆիշերը, Տ.Յ.Ռ. Հյուզը, Յ. Բետենը, Լ.Ա. Ռոզինը, Մորոզովը, Ժ.Կ. Սաբոննադյերը, Ժ.Լ. Կուլոնը և այլք: Ավտոմոբիլային գործարաններում թափքերի կառուցվածքների ամրության հաշվարկների արդյունավետությունը զգալիորեն բարձրացավ ANSYS, ABAQUS, NASTRAN, LS-DYNA, PATRAN, COSMOS, MARC, PERMAS, ADINA և այլ ծրագրային համալիրների ստեղծմամբ, որոնք սկսեցին ներդրվել նախագծման բաժիններում:

Տ. Վեթրիցկու և Վ. Աբրամովիչի աշխատանքում ներկայացված են տարբեր պրոֆիլներով բարակապատ խողովակների հարվածային բեռնավորման տակ սեղմման և ծռման բազմաթիվ փորձերի արդյունքները:

Վ.Ն. Ջուզովը, Ի.Վ. Ջուզովը, Բ.Ա. Շաբանը իրենց աշխատանքներում հետազոտել են մարդատար, բեռնատար ավտոմոբիլների թափքերի և խցիկների հիմնակամախքային տարրերի թվային մոդելավորման առանձնահատկությունները և պասիվ անվտանգությունը: Ե.Ա. Նաումովը, Լ.Ն. Օրլովը հետազոտել են մարդատար ավտոմոբիլի կողային բախման ժամանակ կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը: BA3-1118 «Калина» ավտոմոբիլի օրինակով մշակել են մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացի հաշվարկային մոդել, որտեղ բեռնավորումը կատարվել է նորմավորված պահանջներին համապատասխան: Ստացել են դեֆորմացված թափքի տեսքերը, կոշտ սյան դինամիկ հակազդման ուժի և ժամանակի կապն արտահայտող գրաֆիկը, թափքի բոլոր կետերի լարումների, դեֆորմացիաների արժեքները:

Ներկայումս աշխարհի առաջատար ավտոմոբիլաշինական ընկերություններում ընթանում են մեծ դեֆորմացիաներ հաշվի առնող թաղանթային տիպի կառուցվածքային տարրերի օգնությամբ հաշվողական ծրագրային փաթեթների ստեղծման և ներդրման աշխատանքները:

Այս գլխում ներկայացվել են նաև աշխատանքի նպատակը և առաջադրված խնդիրները:

**Երկրորդ գլխում** ներկայացվել են մարդատար ավտոմոբիլի թափքի ամրության և անվտանգության գնահատման խնդիրներում ՎՏՍ-ի կիրառման առանձնահատկությունները:

Նկ. 1ա-ում պատկերված է դեֆորմացվող մարմնի հաշվարկային մոդել, որն արտաքին բեռնավորումների տակ գտնվում է հավասարակշռության մեջ: Մարմինը բաժանված է վերջավոր տարրերի վրա: Յուրաքանչյուր վերջավոր տարրի համար ընտրվում է որոնելի ֆունկցիա, որի մեջ, որպես կանոն, մտնում են տեղափոխությունների վեկտորի բաղկացուցիչները՝  $\{q\} = \{u, v, w\}$ , լարումների և  $\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}\}$  դեֆորմացիաների վեկտորները: Առանձնացվում է տիպային  $i$ -րդ վերջավոր տարրը և ենթադրվում, որ վերջինս գտնվում է միայն հարևան տարրերի հետ ուժերի փոխազդեցության տակ, որոնք առաջանում են մարմնի դեֆորմացիայի արդյունքում (նկ. 1բ):  $i$ - րդ վերջավոր տարրին հարևան տարրերի հետ սահմանների երկարությամբ ազդող իրական բաշխված ուժերի փոխարեն կիրառում են ստատիկորեն համարժեք հանգուցային ուժեր, որոնց ազդեցությունը տարրի ներսում առաջացնում է փաստացի բեռնավորմանը համարժեք լարվածադեֆորմացիոն վիճակ: Այդ ուժերի համախումբը ներկայացվում է վեկտոր-սյան տեսքով.

$$\{R\}_i = \{\{R\}_i^{(1)} \{R\}_i^{(2)} \dots \{R\}_i^{(k)} \dots \{R\}_i^{(m)}\}, \quad (1)$$

որտեղ  $\{R\}_i^{(k)} = \{R_1^{(k)} R_2^{(k)} \dots R_r^{(k)}\}$  -ը  $i$ -րդ վերջավոր տարրի  $k$ - րդ հանգուցում հանգուցային ուժերի վեկտորն է, որի բաղկացուցիչները  $1, 2, \dots, m$  ուղղություններով համարժեք ուժերն են: Յուրաքանչյուր հանգուցային ուժ համարժեքության մեջ է հանգուցային  $\{q\}_i = \{\{q\}_i^{(1)} \{q\}_i^{(2)} \dots \{q\}_i^{(k)} \dots \{q\}_i^{(m)}\}$  տեղափոխությունների հետ (նկ. 1բ): Արդյունքում հոծ միջավայրը ներկայացվում է վերջավոր թվով տարրերի հավաքածուի տեսքով, որոնք միմյանց հետ փոխազդում են վերջավոր թվով հանգուցային կետերում: Նման ընթացակարգով մարմնի հաշվարկը բերվում է վերջավոր թվով ազատության աստիճանների համակարգի հաշվարկի, որոշվում են հանգուցային ուժերը կամ հանգուցային տեղափոխությունները:

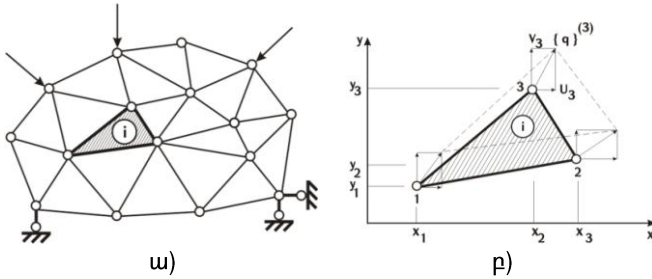
Յուրաքանչյուր տարրի համար որոշվում է կոշտության մատրիցը, քննարկվում են տարրերի համախմբի ստատիկ և կինեմատիկ համատեղելիության պայմանները, ստացվում է խնդրի լուծման հավասարումը:  $\{R\}_i$  և  $\{q\}_i$



վեկտորների միջև փոխադարձ միարժեք համապատասխանությունն արտահայտվում է՝

$$\{R\}_i = [K]_i \{q\}_i, \quad (2)$$

որտեղ  $[K]_i$ -ն  $i$ -րդ տարրի կոշտության մատրիցն է:



Նկ. 1. Կառուցվածքը վերջավոր տարրերի բաժանման մոդել.

ա) վերջավոր տարրերի ցանց, բ) հանգույցների տեղափոխությունների սխեմա

Վերջավոր տարրի հանգույցների և կամայական կետի տեղափոխությունների միջև կապը ներկայացվում է՝

$$\{q\} = [\Phi] \{q\}_i = [[\Phi]^{(1)} [\Phi]^{(2)} \dots [\Phi]^{(k)} \dots [\Phi]^{(m)}] \{q\}_i, \quad (3)$$

որտեղ  $[\Phi]$ -ն միջարկումային (ինտերպոլացիոն) ֆունկցիաների մատրիցն է:  $i$ -րդ վերջավոր տարրի շրջակայքում դեֆորմացիաների և լարումների բաղկացուցիչները որոշվում են.

$$\{\varepsilon\} = [B][\Phi] \{q\}_i = [B] \{q\}, \quad \{\sigma\} = [D][B] \{q\}: \quad (4)$$

Այստեղ  $[B]$ -ն դեֆորմացիաների մատրից է, որն ունի բրկներով կառուցվածք.

$$[B] = [[B]^{(1)} [B]^{(2)} \dots [B]^{(k)} \dots [B]^{(m)}]: \quad (5)$$

ՎՏՄ-ում շարժման հավասարումն ունի հետևյալ տեսքը.

$$[M] \ddot{\{q\}} + [C] \dot{\{q\}} + [K] \{q\} = \{F\}, \quad (6)$$

որտեղ  $[M]$ -ը զանգվածների մատրիցն է,  $[C]$ -ն՝ միջավայրի դիմադրության մատրիցը,  $[K]$ -ն՝ կոշտության մատրիցը,  $\{F\}$ -ը բեռնավորումների վեկտորն է՝ կախված ժամանակից,  $\{q\}$ -ն հանգուցային տեղափոխությունների վեկտորն է:

Ներկայացվող աստեմախոսությունում մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի ամրության և անվտանգության խնդիրների լուծման համար օգտագործվել են ANSYS և ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթները: Մարդատար

ավտոմոբիլի թափքի բախման խնդիրների լուծման ժամանակ գործ ունենք բարձր ոչ գծայնություն ունեցող հարվածի խնդիրների հետ: Ավտոմոբիլի թափքի բախման ընթացքում առաջանում են արագացման բարձր արժեքներ, հետևաբար՝ անհամեմատ մեծ իներցիոն ուժեր: Դրանց լուծման համար օգտագործվում է հավասարումների բացահայտ (explicit) ինտեգրման եղանակը:

Ավտոմոբիլի բախման խնդիրների լուծման ընթացքում քննարկվող կառուցվածքային տարրը ենթարկվում է մեծ դեֆորմացիաների: Նման խնդիրների լուծման ժամանակ օգտվում ենք նյութի պլաստիկության հոսունության տեսությունից, որի հիմքում ընկած են ներքոհիշյալ կանխադրույթները. 1) ծավալային դեֆորմացիայի առաձգականության կանխադրույթ, 2) հոսունության կապակցված օրենք, 3) ամրացման կանխադրույթ: Ենթադրվում է, որ անկախ լարվածային վիճակից յուրաքանչյուր նյութի համար լարումների և պլաստիկ դեֆորմացիաների աճերի ինտենսիվությունների ինտեգրալի միջև առկա է լրիվ որոշակի ֆունկցիոնալ կախում: Հոսունության տեսությունում ֆիզիկական հավասարումները կապեր են հաստատում դեֆորմացիաների արագությունների և լարումների բաղադրիչների միջև:

Երկրաչափորեն ոչ գծային խնդիրներում  $[B]=[B(q)]$  մատրիցը և հանգույցների կոորդինատների  $\{x\}=\{x(q)\}$  վեկտորը ոչ գծային են: Նշված ֆիզիկական և երկրաչափորեն ոչ գծայնությունների լուծումն իրականացվում է Նյուտոն-Ռաֆսոնի հայտնի մեթոդով:

Ցանցի կամայական դեֆորմացված վերջավոր տարրի համար ժամանակային քայլը որոշվում է որպես նվազագույն կայուն քայլ, որը հաշվարկվում է Կուրանտ-Ֆիրդրիխս-Լևիի պայմանից: Բացահայտ ինտեգրման մեթոդները լայնորեն կիրառվում են դինամիկ, առանձնապես ոչ գծային գործընթացներում: Ըստ ժամանակի ինտեգրումն ընթանում է դիֆերենցիալ մեթոդով: Կոշտության մատրիցը չի հակադարձվում, որը ոչ գծային խնդիրներում հաշվարկման ժամանակի տեսակետից մեծ առավելություն է տալիս: Հակադարձվում է միայն զանգվածների մատրիցը: Այն, որպես կանոն, անհամեմատ շատ նեղ է.

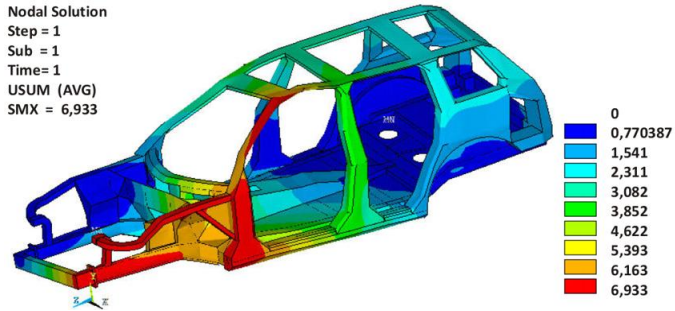
$$\vec{a}(t) = M^{-1} \cdot \left( \vec{F}_{ext}(t) - \vec{F}_{int}(t) \right), \quad (7)$$

որտեղ  $\vec{F}_{ext}(t)$ -ն արտաքին ուժերն են,  $\vec{F}_{int}(t)$ -ն ներքին ուժերն են:

Ավտոմոբիլների թափքերի կառուցվածքների վերջավոր տարրերի մանրամասն մոդելների մշակումը կատարվում է՝ հիմնականում օգտվելով թաղանթե տարրերից, որոնք հնարավորություն են տալիս ավելի ճշգրիտ նկարագրել բարակապատ թերթային տարրերի բնութագրերը:

**Երրորդ գլխում** ներկայացվել են մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի և դրա բաղկացուցիչների հաշվարկային մոդելների մշակման ընթացակարգերը: ՎՏՄ-ի կիրառմամբ, Volkswagen Touareg 2010 մոդելի օրինակով, մշակվել է

տարածական բարդ կառուցվածք ունեցող մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի ամրության և կոշտության գնահատման հաշվարկային մոդել, որտեղ հնարավորություն է ստեղծվել հաշվի առնելու տարածական բարդ կառուցվածք ունեցող բաղկացուցիչ տարրերի ֆիզիկական և երկրաչափական պարամետրերը, դրանց՝ միմյանց միացման կառուցվածքային առանձնահատկությունները: Քննարկվող թափքը բաժանվել է ANSYS 12.1 ծրագրային փաթեթում օգտագործվող Shell181 տեսակի թաղանթային վերջավոր տարրերի վրա:



Նկ. 2. Թափքի տարրերի  $u_{\text{համ}}$  տեղափոխությունները

Հետազոտվել են թափքում և դրա բաղկացուցիչ տարրերում լարվածադեֆորմացիոն վիճակները և կատարվել դրանց գնահատում՝ ճանապարհային և շահագործական պայմաններին համապատասխան: Նկ. 2-ում ներկայացված է բեռնավորված թափքի կետերի  $u_{\text{համ}}$  համարժեք տեղափոխությունների բաշխումը ոլորման դեպքում, երբ ավտոմոբիլի առջևի ծախ անիվը ավտոմոբիլի մնացած անիվների նկատմամբ ուղղահայաց ուղղությամբ դեպի վեր է տեղաշարժվել 200 մմ չափով:  $u_{\text{համ}}$  համարժեք տեղափոխությունը որոշվում է ներքոհիշյալ բանաձևով.

$$u_{\text{համ}} = \sqrt{(u_x)^2 + (u_y)^2 + (u_z)^2} : \quad (8)$$

Կրող թափքի ամրությունը գնահատելու համար յուրաքանչյուր վերջավոր տարրի ներսում հաշվարկվում են Միզեսի  $\sigma_{\text{համ}}$  լարումները՝ օգտվելով ստորև նշված հավասարումից՝

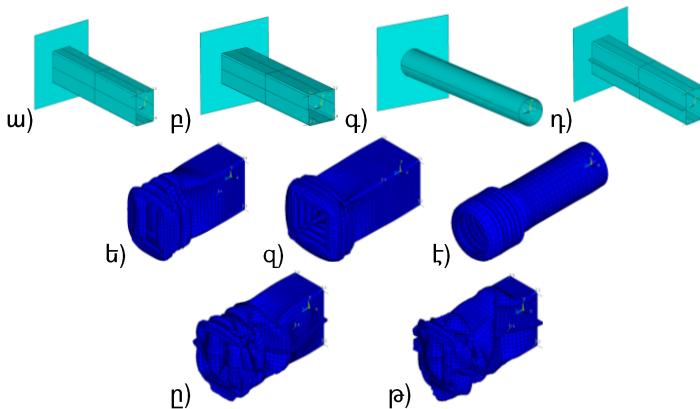
$$\sigma_{\text{համ}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (9)$$

որտեղ  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ -ը ազդող նորմալ լարումների բաղադրիչներն են,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$ ,  $\tau_{zx}$  -ը՝ շոշափող լարումների բաղադրիչները:

Հաշվարկման արդյունքները ցույց են տալիս, որ առաջադրված բեռնավորումների դեպքում թափքում առաջացող առավելագույն համարժեք լարումները (487,132 ՄՊա) գտնվում են առածգականության սահմաններում և

ազդում են թափքի այն տեղամասերում, որոնցում կիրառված բարձրամուր պողպատներից պատրաստված կառուցվածքային տարրերի հոսունության սահմանը կազմում է 600 ՄՊա:

Հարվածային բեռնվածքների տակ լայնական տարբեր հատույթներով բարակապատ խողովակների առանցքային սեղմման դեպքում առաջացող պլաստիկ ձևափոխման աշխատանքը ծառայում է բախման կինետիկ էներգիայի մի մասի մարման համար: Լայն տարածում է գտել էներգակլանիչի տուփածն հատույթով բարակապատ ձողի հաշվարկային մոդելների կիրառումը: Նկ. 3-ում պատկերված են պողպատե  $\sigma_{\text{հոս}}=230$  ՄՊա հոսունության սահմանով, պատի միևնույն 2 մմ հաստությամբ ու լայնական հատույթների նույն պարագծերով (նույն զանգվածներով), առաջադրված 300 մմ սկզբնական երկարությամբ և բախման 50 կմ/ժ սկզբնական արագությամբ, ինչպես նաև առաջադրված 160 մմ առանցքային տեղաշարժով էներգակլանիչների սխեմաներն ու դեֆորմացված տեսքերը: Բախման տևողությունը 0.0125 վ է:



Նկ. 3. Էներգակլանիչների սխեմաներն ու դեֆորմացված տեսքերը.

ա) և ե) -ն հաստատուն հաստությամբ ուղղանկյուն, բ) և գ) -ն հաստատուն հաստությամբ քառակուսի, գ) և է) հաստատուն հաստությամբ կլոր, դ) թ) «Ս»- ձև հատույթով, ականջներով (6 մմ և 10 մմ լայնությամբ)

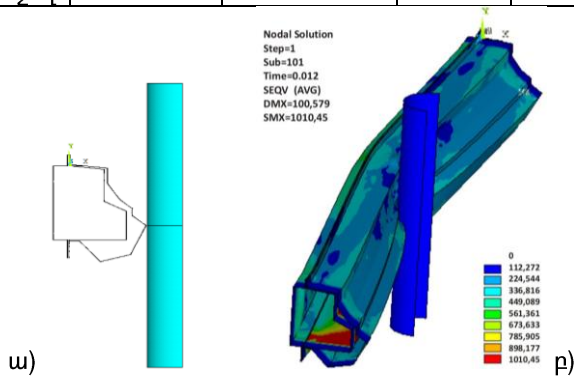
Աղյուսակ 1-ում ներկայացված են քննարկվող էներգակլանիչների էներգատարությունները և առաջադրված եզրային պայմաններով հարվածների դեպքում ազդող առանցքային ուժերի առավելագույն արժեքները: Ստացված արդյունքները հնարավորություն են տալիս հիմնավորելու կիրառվող էներգակլանիչի կառուցվածքի ընտրությունը տվյալ ավտոմոբիլի կրող թափքում: Աղյուսակ 1-ից հետևում է, որ նույն զանգվածի պայմաններում առավելագույն առանցքային ուժի և էներգատարության արժեքները համապատասխանում են

«Ա»- ձև հատույթով, 10 մմ ականջներով էներգակլանիչի: Համանման ձևով հետազոտվել է նաև էներգակլանիչի պատի հաստության ազդեցությունը էներգատարության վրա:

Աղյուսակ 1

Տարբեր լայնական հատույթներով էներգակլանիչների էներգատարությունները

Հատույթի տեսակ	Չափեր, մմ	Էներգիա, Ջ (Lxմ)	Ուժ, կՆ	Էներգատարություն, կՋ/մ
1. Կլոր	R=40	5500	56,5	34,375
2. Քառակուսի	62x62	7200	115,5	45
3. Ուղղանկյուն	76x48	5400	112,5	33,75
4. «Ա»- ձև, 6մմ ականջով	76x48	6650	127,5	41,5625
5. «Ա»- ձև, 10մմ ականջով	76x48	8000	145,5	50



Նկ. 4. Թափքի հիմքի լոնժերոն:

ա) լայնական հատույթ, բ) թափքի հիմքի լոնժերոնի դեֆորմացված տեսքը և  $\sigma_{\text{հսս}}$  համարժեք լարումների բաշխումը (ըստ Միզեսի)

Նկ. 4ա-ում ներկայացված է ANSYS/LS-DYNA ծրագրային միջավայրում մշակված Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կողմ թափքի հիմքի լոնժերոնի և հարվածող կոշտ մարմնի փոխադարձ դիրքերի սխեմատիկ պատկերը: Քննարկվող լոնժերոնը կազմված է երեք բաղկացուցիչ մասից, որոնք կարող են ունենալ պատերի տարբեր հաստություններ, լայնական հատույթների տարբեր պրոֆիլներ և պատրաստված լինել հոսունության տարբեր սահմաններով պողպատներից: Քննարկվող օրինակում կիրառվել են երեք տարբեր մակնիշների պողպատներ. լոնժերոնի աջ կողմից՝ արտաքին շերտում կիրառված պողպատի հոսունության սահմանը՝  $\sigma_{\text{հսս}}=230$  ՄՊա է, լոնժերոնի

ձախ կողմից (դեպի հատակի կողմը) ներսի ծածկի պողպատի հոսունության սահմանը՝  $\sigma_{\text{հոս}}=600 \text{ ՄՊա}$  է, լոնժերոնի ներսի միջանկյալ շերտի պողպատի հոսունության սահմանը՝  $\sigma_{\text{հոս}}=1000 \text{ ՄՊա}$ : Լոնժերոնին լայնական ուղղությամբ  $29 \text{ կմ/ժ}$  սկզբնական արագությամբ և  $100 \text{ մմ}$  տեղաշարժվող, հարվածող չդեֆորմացվող մարմինը ներկայացված է գլանական մակերևույթի տեսքով: Նկ. 4բ-ում ներկայացված են դեֆորմացված լոնժերոնի տեսքը և համարժեք լարումների (ըստ Միգեսի) բաշխումը բախումից հետո:

Մշակված հաշվարկային մոդելում հնարավորություն է ստեղծվել հաշվի առնելու բախման ընթացքում դեֆորմացվող լոնժերոնի բաղկացուցիչ տարրերի եզրային պայմանների հնարավոր փոփոխությունները, որը հետագայում կիրառվում է մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի բախման տարբեր սխեմաներով խնդիրների լուծման ժամանակ: Հնարավորություն է ստեղծվում նաև բացառել դեֆորմացվող թափքում բաղկացուցիչ տարրերի՝ միմյանց մեջ մխրճումը:

Մարդատար ավտոմոբիլների թափքի բաղկացուցիչ տարրերի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի՝ մշակված հաշվարկային մոդելներով հետազոտման հավաստիության ստուգման նպատակով կատարվել են բարակապատ ձողերի առանցքային ուղղությամբ սեղմման և ծռման իրական փորձեր, որոնց արդյունքները համեմատվել են հաշվարկայինների հետ: Փորձերը կատարվել են Հայաստանի ազգային պոլիտեխնիկական համալսարանի Նյութագիտության և մետալուրգիայի բազային հետազոտական, Հայաստանի ազգային ագրարային համալսարանի Նյութերի դիմադրության և ճարտարագիտական կառուցվածքների ամբիոնի լաբորատորիաներում: Ստացվել է  $5,5-8,2\%$  սխալանք, որը թույլ է տալիս կիրառված մոտեցումները բավարար ճշտությամբ օգտագործել մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացների հետազոտման ժամանակ՝ բախման տարբեր սխեմաների դեպքում:

**Չորրորդ գլխում** Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ մշակվել է կրող թափքի բեռնավորման հաշվարկային մոդել: Հետազոտվել է կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացը ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախումների դեպքում՝ չափորոշիչային փաստաթղթերի պահանջներին համապատասխան եզրային պայմաններ առաջադրելով: Ստացվել են լարումների, տեղափոխությունների, դեֆորմացիաների, կոշտ արգելքի հակազդեցության ուժի, էներգիայի բաղադրիչների բաշխումները, ինչպես նաև ավտոմոբիլի սրահի տարբեր կետերում առաջացող դանդաղեցման արժեքները:

Մշակված հաշվարկային մոդելում հնարավորություն է ստեղծվել կատարելու թափքի առանձին տարրերի երկրաչափական չափերի, հատույթների տեսքերի, միացումների եղանակի, ինչպես նաև դրանցում օգտագործվող նյութերի փոփոխություններ: Բազմաթիվ հետազոտությունների արդյունքում առա-

ջարկվել է բարելավված կառուցվածքով թափք, որն ապահովում է պասիվ անվտանգության բարձրացում, ինչը հաստատվում է աղյուսակ 2-ում բերված բնութագրերի արժեքներով: Հետազոտությունների ընթացքում կատարվել է բազային տարբերակի հետ հաշվարկման արդյունքների համեմատություն ճակատային, շեղանակատ և հետևից բախումների դեպքում:

Աղյուսակ 2

Ճակատային, շեղանակատ և հետևից բախումների բնութագրեր

Հարվածի տեսակը	Ճակատային		Շեղանակատ		Հետևից	
	Բազային	Բարելավված	Բազային	Բարելավված	Բազային	Բարելավված
Դեֆորմացման էներգիան, Ջ	32000	35000	46000	48000	8000	8000
Առավելագույն տեղափոխությունը, մմ	515,645	247,184	1021	727,782	118,42	74,456
Էներգատարությունը, կՋ/մ	62,058	141,595	45,06	65,954	67,56	107,446
Էներգատար. բարձրացումը, %	-	<b>128,17</b>	-	<b>46,39</b>	-	<b>59,045</b>
Արգելքի հակազդման առավելագույն ուժը, կՆ	181	175	122	162	133	186
Հակազդ. ուժի մեծացումը, %	-	-3,315	-	32,79	-	39,85
Թափքի սահմանված կետի դանդաղ. առավելագույն արժեքը, մ/վ <sup>2</sup>	155g	139g	161,6g	148,19g	-	
Դանդաղեց. նվազեցումը, %	-	<b>10,32</b>	-	<b>8,3</b>		

Հաշվարկի սկզբնական փուլում ամբողջ կառուցվածքի համար կիրառվել է 15կո թերթային պողպատ (ГОСТ 19903-74): Նշված թափքի դեֆորմացման գործընթացների հետազոտման արդյունքում կատարվել է վտանգավոր տեղամասերի հայտնաբերում, որն արտահայտվում է թափքի սրահում անհրաժեշտ

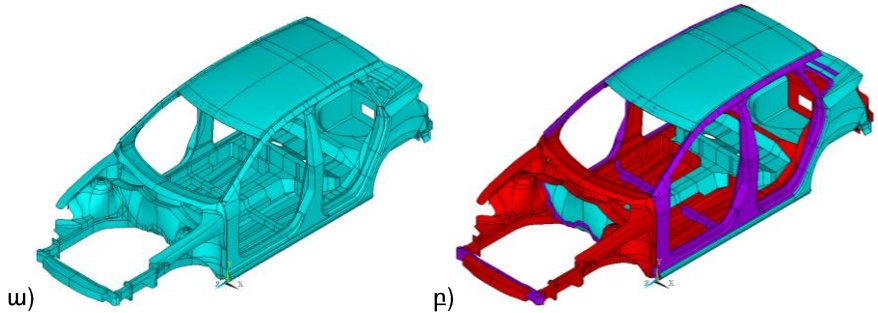
նվազագույն կենսական տարածության խախտմամբ, չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված թափքի կետերի համար դանդաղեցման թույլատրելի արժեքների մեծությունների գերազանցմամբ, էներգակլանիչ ցածր հատկություններով: Այնուհետև աստիճանաբար իրականացվել է կրող թափքի կառուցվածքի բարելավման գործընթացը: Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքերում բարձրացված մեխանիկական հատկություններով պողպատների մակնիշների ընտրման համար կիրառվել են ժամանակակից ավտոմոբիլների թափքերում օգտագործվող պողպատները:

Մշակված հաշվարկային մոդելում թափքի, բաղկացուցիչ տարրերի երկրաչափական բոլոր չափերը, դրանց հաստությունները, միմյանց միացման առանձնահատկությունները, լայնական հատույթների տեսքերը վերցվել են Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքից՝ համապատասխան չափումների արդյունքում: Թափքի կառուցվածքային տարրերը մոդելավորվել են թաղանթային Shell163 տիպի գրադարանային վերջավոր տարրերով, որոնք հնարավորություն ունեն հաշվի առնելու մեծ դեֆորմացիաները: Ավտոմոբիլի թափքի սխեմաներում կառուցվածքները ներկայացված են հարթությունների տեսքերով: Այդտեղ հաշվի են առնվել դրանց չափերը, հաստությունները, կիրառվող նյութերի մեխանիկական հատկությունները, ինչպես նաև կրող թափքում առկա անցքերի չափերը և տեղակայման կոորդինատները, որոնք նախատեսված են քանդուկի կառուցվածքային տարրերի միացման համար: Հաշվարկային մոդելի մշակման ժամանակ կառուցվածքային տարրերի բոլոր չափերը ներկայացված են պարամետրական տեսքով, ինչը հետագայում թույլ է տալիս կառուցվածքային լավարկումներ կատարելիս հնարավորությունները հեշտությամբ քննարկել:

Թափքի կառուցվածքի առանձին տեղամասերը բախման ժամանակ միմյանց հետ գտնվում են հպման տարբեր իրավիճակներում: Հպվող մակերևույթների միջև ի հայտ են գալիս տարբեր շփման ուժեր, և հպման պայմանների իրական ընթացքն ապահովվում է Conta և Targe տիպերի գրադարանային վերջավոր տարրերի օգնությամբ:

Արդյունքների համեմատության համար ատենախոսությունում ներկայացվում է ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ ստացված Volkswagen Polo 2010 մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի երկու տարբերակ՝ առաջադրված մեկ մակնիշի պողպատից պատրաստված՝ որպես բազային օգտագործվող օբյեկտ (նկ.5ա), և բարելավված՝ անվտանգության բարձրացված մակարդակ ապահովող բազմամետաղ կառուցվածքը (նկ.5բ): Կրող թափքի սխեմայում գունային բաշխմամբ պատկերված է տարբեր մակնիշների պողպատների կիրառումը բազմամետաղ թափքում (նկ.5բ): Նկ. 5-ում պատկերված են կրող թափքի սխեմաները՝ միամետաղ կառուցվածքի և առաջարկվող լավարկված տարբերակի համար (բազմամետաղ) (նկ. 5 ա,բ):

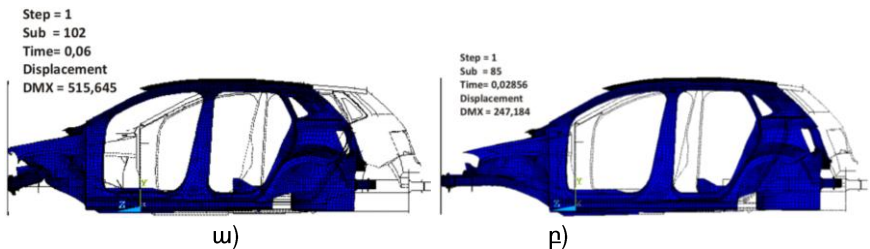




Նկ. 5. Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի սխեմա.

- ա) թափքը պատրաստած է մեկ մակնիշի պողպատից (միամետաղ) (Ա),  
 բ) թափքը պատրաստված է տարբեր մակնիշների պողպատներից (բազմամետաղ) (Բ)

Նկ.6-ում պատկերված են կրող թափքի ճակատային բախման արդյունքում թափքի դեֆորմացված տեսքերը և տեղաշարժերը: Բազային թափքի 516 մմ-ի համեմատ բարելավված կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է 247 մմ, որը հանգեցնում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալի ապահովման:

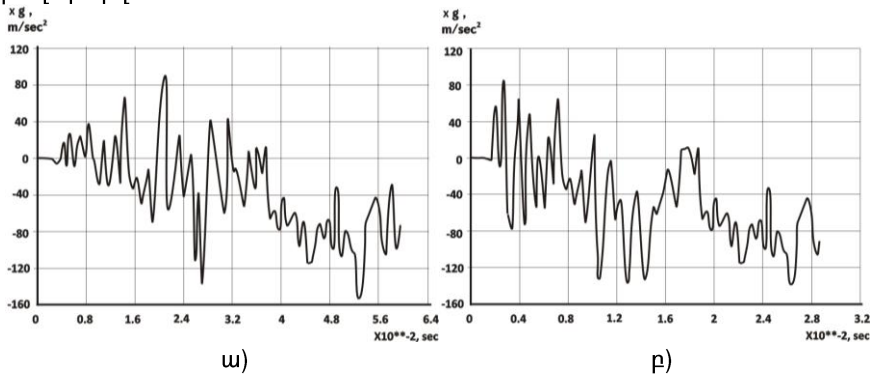


Նկ. 6. Դեֆորմացված թափքի տեսքը և տեղաշարժերը ճակատային բախումից հետո. ա) միամետաղ թափք (Ա), բ) բազմամետաղ թափք (Բ)

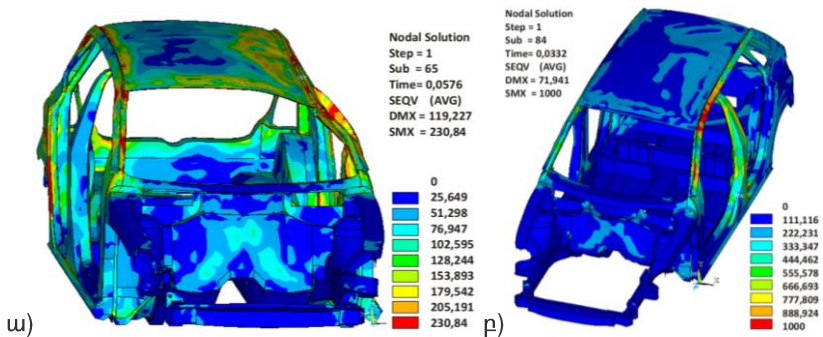
Նկ.7-ում պատկերված է ճակատային բախման ժամանակ չափորոշիչային փաստաթղթերով սահմանված կրող թափքի միջին կանգնակի կետի դանդաղեցման կախումը ժամանակից: Բազմամետաղ թափքի համար դրա առավելագույն արժեքը կազմում է 139ց՝ միամետաղ թափքի 155ց արժեքին համապատասխան:

Աղյուսակ 2-ում ներկայացված տվյալներն ապացուցում են, որ առաջարկվող բազմամետաղ կառուցվածքով թափքը նշված բախման սխեմաների դեպքում ապահովում է պասիվ անվտանգության բարձրացում: Այն արտահայտ-

վում է հետևյալ ձևով. 1) ճակատային բախման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 128,17%-ով, չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված կրող թափքի միջին կանգնակի կետի դանդաղեցման արժեքները նվազում են 10,32%-ով՝ գտնվելով թույլատրելի սահմաններում, 2) շեղճակատ բախման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 46,39%-ով, իսկ դանդաղեցման արժեքները նվազում են 8,3%-ով՝ գտնվելով թույլատրելի սահմաններում: Նշված երկու սխեմայում էլ բարելավված տարբերակով թափքն ապահովում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալ, 3) հետևից բախման դեպքում թափքի կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 59,045 %-ով: Սակայն բախման այս սխեմայի դեպքում թափքի կառուցվածքի երկու տարբերակի համար նորմավորող պահանջները բավարարվում են:



Նկ. 7. Ճակատային բախման ժամանակ սահմանված կետի դանդաղեցման կախումը ժամանակից. ա) միամետաղ, բ) բազմամետաղ թափքերի համար



Նկ. 8. Միամետաղ (ա) և բազմամետաղ (բ) թափքերի դեֆորմացված տեսքերը և համարժեք  $\sigma_{\text{հաս}}$  լարումների բաշխումները (ըստ Միզեսի) տանիքների սեղմման դեպքում

**Հինգերորդ գլխում** մշակվել են կրող թափքի կողային բախման և տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման հաշվարկային մոդելները Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի օրինակով, ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ: Հետազոտվել են բազային և բարելավված տարբերակով կրող թափքերի կառուցվածքների դեֆորմացման պարամետրերը՝ օգտվելով չորրորդ գլխում մշակված հաշվարկային մոդելից:

Նկ.8-ում պատկերված են միամետաղ (Ա) և բազմամետաղ (Բ) կրող թափքերի տանիքների սեղմման դեպքում դրանց դեֆորմացված տեսքերը և համարժեք լարումները, որոնք ներկայացված են գունաբաշխմամբ:

Բարելավված և բազային թափքերի բեռնավորման յուրաքանչյուր դեպքի համար ստացվել են կառուցվածքի դեֆորմացված տեսքերը, լարումների և դեֆորմացիաների, կոշտ արգելքի հակազդեցության ուժերի բաշխումները, սրահում դանդաղեցման արժեքները, կատարվել է դեֆորմացման էներգիայի գնահատում:

Աղյուսակ 3

Կողային բախման և տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման բնութագրեր

Հարվածի տեսակը	Կողային		Տանիքի սեղմում	
	Բազային	Բարելավված	Բազային	Բարելավված
Թափքը				
Դեֆորմացման էներգիան, Ջ	12100	11600	7500	8100
Առավելագույն տեղափոխությունը, մմ	214,204	154,303	131,875	76,591
Էներգատար., կՋ/մ	56,49	75,177	56,872	105,757
Էներգատարության բարձրացումը, %	-	<b>33,08</b>	-	<b>85,96</b>
Արգելքի հակազդման առավելագույն ուժը, կՆ	145	225	64	96
Հակազդ. ուժի մեծացումը, %	-	55,17	-	50
Սահմանված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը, մ/վժ	381,55g	334,96g	-	
Դանդաղեցման նվազեցումը, %	-	<b>12,2</b>		

Աղյուսակ 3-ում ներկայացված տվյալները ցույց են տալիս, որ առաջարկվող բազմամետաղ կառուցվածքով թափքը կողային բախման և տանիքի սեղմ-

ման տակ բեռնավորման դեպքում ևս ապահովում է պասիվ անվտանգության բարձրացում: Այն արտահայտվում է հետևյալ գործոններով. 1) կողային բախման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 33,08%-ով: Միամետաղ կրող թափքում կողային բախման ժամանակ լայնական ուղղությամբ տեղափոխության առավելագույն արժեքը 214 մմ է, իսկ առաջարկվող բազմամետաղ հիմնակմախքով թափքի համար՝ 154 մմ, որով և ապահովվում է սրահում անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալը: Չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված դանդաղեցման արժեքները նվազում են 12,2%-ով՝ գտնվելով թույլատրելի սահմաններում: 2) Տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 85,96%-ով: Բազային տարբերակով կրող թափքի տանիքը սեղմելու արդյունքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժի չափն անցնում է նորմավորված պահանջներով սահմանված 127 մմ-ը (132 մմ), որով խախտվում է սրահի նվազագույն կենսական անհրաժեշտ ծավալը և հնարավոր կողաշրջման դեպքում վարորդի գլխի հատվածում վնասվածքներ ստանալը դառնում է անխուսափելի: Առաջարկվող կառուցվածքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժը կազմում է ընդամենը 77 մմ:

## **ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ԵԶՐԱԿԱՑՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ ԵՎ ԱՌԱՋԱՐԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ**

1. ՎՏՄ-ով ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ մշակված հաշվարկային մոդելների քննարկման արդյունքում ապացուցվել է, որ Shell181 գրադարանային վերջավոր տարրը նպատակահարմար է կիրառել տարածական բարդ կառուցվածքով թափքերի ամրության հաշվարկներ իրականացնելիս՝ ստատիկ բեռնավորումների տակ, իսկ Shell163-ը՝ բարձր ոչ գծայնությամբ ուղեկցվող դեֆորմացվող թափքերի հաշվարկների ժամանակ՝ դինամիկ, կարճաժամկետ բեռնավորումների դեպքում: Տարածական բարդ կառուցվածքով թափքերում բաղկացուցիչ տարրերի միջև հպման իրական պայմանների մոդելավորման համար նպատակահարմար է կիրառել Conta և Targe գրադարանային վերջավոր տարրերը:

2. Հարվածային բեռնավորումների տակ թափքի հաշվարկային մոդելի մշակման ժամանակ անհրաժեշտ է կիրառել հավասարումների ինտեգրման բացահայտ (explicit) եղանակը, բախման ժամանակ թափքում առաջացող պլաստիկ դեֆորմացման գործընթացը հաշվի առնելու համար օգտագործել պլաստիկության հոսունության տեսության մոտեցումները, նյութի դեֆորմացման ոչ գծայնությունը հաշվի առնել՝ կիրառելով Նյուտոն-Ռաֆսոնի մոտարկման հայտնի մեթոդը:

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի հետազոտման համար մշակվող հաշվարկային մոդելներում ինտեգրման ոչ բացահայտ (implicit) եղանակը կիրառել ստատիկ կամ քվազիստատիկ բեռնավորման խնդիրներում:

3. Բարակապատ խողովակներով տարբեր էներգակլանիչների՝ առանցքային ուղղությամբ հարվածային բեռնավորման գործընթացի հետազոտումը ցույց է տվել, որ ժամանակակից ավտոմոբիլներում կիրառվող «Ս»-ածն հատույթով, պլանջներով էներգակլանիչները միևնույն զանգվածի պայմաններում ունեն ավելի բարձր էներգատարություն:

Կրող թափքի հիմքի լոնժերոնների բարակապատ, բազմաշերտ և տարբեր մակնիշների պաղպատներից պատրաստված հեծանների արտաքին շերտի պլաստիկ դեֆորմացիաները հնարավորություն են տալիս կլանել կողային ուղղությամբ հարվածային էներգիայի մի մասը, ինչը կարելի է հեշտությամբ հաշվարկել մշակված մոդելներով:

Բարակապատ ձողերի առանցքային ուղղությամբ սեղմման և ծռման հետազոտման փորձարարական տվյալների համեմատությունը մշակված հաշվարկային մոդելների կիրառման արդյունքների հետ ցույց է տվել, որ ստացված լուծումներն ապահովում են 5,5-8,2 % սխալանք: Նշվածը հիմք է տալիս եզրակացնելու, որ մարդատար ավտոմոբիլի պասիվ անվտանգության բարձրացման նպատակով մշակված հաշվարկային մոդելի կիրառմամբ ստացված արդյունքներն ունեն բավարար հավաստիություն:

4. Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի օրինակով մշակված հաշվարկային մոդելը հնարավորություն է տալիս հետազոտելու ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախումների դեպքում կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացները, որոշելու չափորոշիչային փաստաթղթերին համապատասխան առաջադրված արագությունների տակ բախումների հետևանքով կրող թափքում առաջացող պլաստիկ դեֆորմացիաները, թափքի դեֆորմացված տեսքերը, դեֆորմացիաների վրա ծախսված էներգիաների բաշխումը, թափքի յուրաքանչյուր կետում դանդաղեցումների արժեքները: Ըստ բերված հաշվարկների, ճակատային և շեղաճակատ բախումների դեպքում միամետաղ, ցածրածխածնային պողպատից բաղկացած թափքի տարբեր հատվածներում առաջանում են մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաներ, ինչի արդյունքում շարժիչային հատվածամասում և սրահի առջևի մասում այն կորցնում է իր նախնական չափերը և շահագործման տեսակետից դառնում է ոչ պիտանի: Բամպերից և էներգակլանիչից բացի, թափքի հիմնակմախքի տարրերից պլաստիկ դեֆորմացվում են նաև առջևի լոնժերոնները, սրահի առջևի վահանակը, հատակի առջևի մասը և այլն: Խախտվում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ կենսական նվազագույն ծավալը:

Ճակատային բախման դեպքում բարելավված կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է 247 մմ բազային թափքի 516 մմ-ի համեմատ, շեղաճակատ բախման դեպքում՝ համապատասխանաբար 728 մմ բազային թափքի 1021 մմ-ի համեմատ: Ճակատային բախման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 128,17%-ով, շեղակատ և հետևից

բախումների դեպքում՝ համապատասխանաբար 46,39 և 59,045%-ներով: Չափորոշիչային փաստաթղթերում սահմանված դանդաղեցման արժեքները ճակատային բախման դեպքում նվազում են 10,32%-ով, իսկ շեղաճակատ բախման դեպքում՝ 8,3%-ով՝ գտնվելով թույլատրելի սահմաններում: Հետին բախման դեպքում թափքի կառուցվածքի երկու տարբերակի համար չափորոշիչային պահանջները բավարարվում են:

5. Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի օրինակով հետազոտվել են կողային բախման, ինչպես նաև տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքերը: Հնարավորություն է ստեղծվել որոշելու թափքի բոլոր կետերում լարումների, դեֆորմացիաների, դանդաղեցումների բաշխումները, ինչպես նաև էներգիայի բաղադրիչներ՝ կախված ժամանակից: Բերված հաշվարկներից երևում է, որ կողային հարվածի դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 33,08%-ով: Միամետաղ կրող թափքում կողային բախման ժամանակ լայնական ուղղությամբ տեղափոխության առավելագույն չափը 214 մմ է, իսկ առաջարկվող բազմամետաղ հիմնակմախքով թափքի համար՝ 154 մմ: Միամետաղ կառուցվածքով թափքի հատակում առկա ուժեղարարները, հատակի և առջևի վահանակի հատվածը մեծ պլաստիկ դեֆորմացիաների են ենթարկվում, որով խախտվում են սրահի նվազագույն կենսական անհրաժեշտ ծավալի չափերը: Կողային բախման դեպքում առաջարկվող կառուցվածքում չափորոշիչային փաստաթղթերում պահանջվող դանդաղեցման առավելագույն արժեքը 12,2%-ով նվազում է և գտնվում թույլատրելի տիրույթում:

Տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման դեպքում կառուցվածքի էներգատարությունը մեծանում է 85,96%-ով: Բազային տարբերակով կրող թափքի տանիքը սեղմելու արդյունքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժի չափը կազմում է 132 մմ, որով խախտվում է սրահի նվազագույն կենսական անհրաժեշտ ծավալը և հնարավոր կողաշրջման դեպքում վարորդի գլխի հատվածում վնասվածքներ ստանալը դառնում է անխուսափելի, իսկ բարելավված կառուցվածքում սեղմող սարքավորման տեղաշարժը կազմում է ընդամենը 77 մմ:

6. Կրող թափքի առաջարկվող կառուցվածքն իր հատկություններով մոտ է Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի գործարանային թափքին, որը հաստատվում է կատարված հաշվարկներով: Մշակված մոդելը թույլ է տալիս նաև թափքի մուտքային պարամետրերի փոփոխմամբ ձևափոխություններ կատարել, մշակել նոր կառուցվածքներ, այն կարող է օգտագործվել մոդուլյար սկզբունքով նախագծվող կրող թափքերի նոր մոդելների մշակման ժամանակ:

***Արենախոսության հիմնական դրույթները հրատարակվել են հերկյալ գիրական աշխարհություններում.***

1. **Մուսայելյան Վ.Գ.** Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի կատարելագործումը՝ ANSYS միջավայրում մշակված հաշվարկային մոդելի կիրառմամբ: ՀՊՃՀ (Պոլիտեխնիկ), Լրաբեր, Գիտական հոդվածների ժողովածու: Ճարտարագետ, Երևան, 2014, մաս II, էջ 373-377:

2. **Մուսայելյան Վ.Գ.** Մարդատար ավտոմոբիլի թափքի առջևի հատվածամասի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտումը թափարգելը տարբեր ռեժիմներով բեռնավորելիս: ՀԱՊՀ, Լրաբեր, Գիտական հոդվածների ժողովածու: Ճարտարագետ, Երևան, 2015, մաս II, էջ 378-382:

3. **Мусаелян Г.В., Мусаелян В.Г.** Разработка расчетной модели нелинейного деформирования переднего лонжерона кузова автомобиля при лобовом столкновении // Научно-исследовательские публикации: Материалы научной конференции “Естественно-научные исследования и народное хозяйство, современные технологии и технический прогресс”.- Воронеж, 2015.- Т.1, № 9 (29). – 39-48 с.

4. **Vazikyan N.A., Musayelyan V.G.** The car body B-pillar deformation process calculation model development in case of side impact crash. //Bulletin of National agrarian university of Armenia, № 3(51), Yerevan, 2015,- 78-82 p.

5. **Базикян Н.А., Мусаелян В.Г.** Методика расчета процесса деформирования лонжерона основания кузова автомобиля при боковом столкновении // Вестник НПУА. Механика, Машиноведение, Машиностроение. 2015. №2.- 101-107 с.

6. **Мусаелян Г.В., Мусаелян В.Г.** Исследование процесса нелинейного деформирования кузова легкового автомобиля при фронтальном столкновении // Взаимодействие вузов и предприятий как основа инновационного развития современной экономики : сборник научных статей по материалам I Международной научно-практической конференции (15 марта 2016 г., г. Екатеринбург). – Пермь, 2016. – 12-17 с.

7. **Базикян Н.А., Мусаелян В.Г.** Исследование процесса деформирования кузова легкового автомобиля при боковом столкновении // Технические науки – от теории к практике / Сб. ст. по материалам LVI междунар. науч.-практ. конф. № 3 (51).- Новосибирск: Изд. АНС «СибАК», 2016.- 98-110 с.

8. **Мусаелян В.Г.** Исследование процесса деформирования кузова легкового автомобиля при сжатии его крыши // Научная дискуссия: вопросы технических наук: сб. ст. по материалам XLV Международной научно-практической конференции «Научная дискуссия: вопросы технических наук». – № 4(34). – М., Изд. «Интернаука», 2016.- 93-101 с.

**МУСАЕЛЯН ВАРДАН ГАГИКОВИЧ**  
**ПОВЫШЕНИЕ УРОВНЯ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ЛЕГКОВЫХ**  
**АВТОМОБИЛЕЙ ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ НЕСУЩИХ СИСТЕМ**  
**РЕЗЮМЕ**

Увеличение автомобильного парка сопровождается повышением интенсивности дорожного движения, а также ростом дорожно-транспортных происшествий (ДТП). Конструктивная безопасность автомобиля имеет важную роль в исходах ДТП и делится на активную, пассивную, послеаварийную и экологическую виды безопасности. Пассивная безопасность легкового автомобиля в первую очередь зависит от прочности, жесткости и энергопоглощающих свойств несущей системы.

Необходимость теоретической оценки уровня пассивной безопасности легкового автомобиля становится важной проблемой, решение которой позволяет сократить время разработки кузова автомобиля, финансовые расходы, а также довести экспериментальные образцы до минимального количества. Исходя из вышесказанного, тема диссертации, посвященной разработке мероприятий по повышению уровня пассивной безопасности легковых автомобилей, является актуальной.

**Целью диссертационной** работы является исследование процесса деформирования несущего кузова путем применения современных расчетных методов, распределения напряжений, деформаций, компонентов энергии, а также величины значений замедления, возникающего в салоне автомобиля при различных схемах столкновения, и разработка мероприятий по повышению уровня пассивной безопасности легкового автомобиля.

**Во введении** обосновывается актуальность темы, сформулированы цель и задачи исследования, представлены методы исследования, научная новизна, практическая ценность, а также основные научные положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** представлены пути повышения уровня пассивной безопасности автомобилей, действующие нормативные требования и анализ литературы, посвященной пассивной безопасности автомобилей.

**Во второй главе** изучены особенности применения метода конечных элементов (МКЭ) в задачах оценки прочности и безопасности легкового автомобиля. Показаны преимущества явного метода интегрирования уравнений в задачах столкновения кузова, сопровождающегося сильной нелинейностью. Для обеспечения необходимой точности решения задачи обоснован выбор временного шага, применяемого во время решения дифференциальных уравнений.



**В третьей главе** представлены методики разработки расчетных моделей кузова легкового автомобиля и его элементов. Методом конечных элементов на примере модели Volkswagen Touareg 2010 разработана расчетная модель оценки прочности и жесткости несущего кузова легкового автомобиля. Рассмотренный кузов разделен на конечные элементы типа Shell181, применяемого в программном пакете ANSYS 12.1. Исследованы напряженно-деформированные состояния в кузове и его составные элементы, дана их оценка в соответствии с дорожным и эксплуатационным состоянием.

На основе разработанных расчетных моделей исследованы процессы деформирования энергопоглотителя с различными поперечными сечениями под ударным нагружением на продольном сжатии и изгибе. Сделан сравнительный анализ их энергоемкостей.

Для обоснования необходимой точности расчетных результатов выполнены экспериментальные исследования тонкостенных стержней коробчатого профиля.

**В четвертой главе** на примере легкового автомобиля модели Volkswagen Polo 2010 с помощью программного пакета ANSYS/LS-DYNA разработана расчетная модель несущего кузова с использованием оболочечных элементов типа Shell163. Исследован процесс его деформирования при фронтальном, кософронтальном и заднем столкновениях. Граничные условия были заданы в соответствии с требованиями нормативных документов.

Получены распределения напряжений, перемещений, деформаций, силы реакций жесткого барьера, компонентов энергии, а также величины значений замедления, возникающего в различных точках салона автомобиля.

Разработанная модель имеет возможность изменения геометрических размеров, видов сечений, типов соединения, а также применяемых материалов отдельных конструктивных элементов кузова.

Предложен кузов с улучшенной конструкцией, обеспечивающий повышение уровня пассивной безопасности. Проведены сравнительный анализ и оценка характеризующих величин пассивной безопасности базовой и улучшенной конструкций кузова.

**В пятой главе** исследованы случаи нагружения при боковом столкновении и сжатии крыши с использованием расчетной модели, разработанной в четвертой главе для легкового автомобиля модели Volkswagen Polo 2010. Исследованы процессы деформирования базовой и улучшенной конструкций несущих кузовов. Проведены сравнительный анализ и оценка характеризующих величин пассивной безопасности вышеуказанных конструкций.

**YARDAN GAGIK MUSAYELYAN**  
**IMPROVING THE LEVEL OF THE CAR PASSIVE SAFETY BY**  
**ENHANCEMENT OF LOAD-CARRYING SYSTEMS**  
**SUMMARY**

The increase in the vehicle fleet is accompanied by an increase in the traffic intensity, as well as the growth of the road accident (RA) rate. The structural safety of an automobile plays an important role in the RA consequences and is classified into: active, passive, post-accident and ecological. The car passive safety, first of all, depends on the strength, stiffness and energy-absorbing properties of the load-carrying system.

The need for theoretical estimation of the car passive safety is becoming more important allowing to reduce the development time of the car body, the financial expenses, as well as to minimize the number of experimental samples. The subject of the dissertation devoted to the development of activities for increasing the cars passive safety is urgent and dictated by time.

**The goal of the dissertation** is the investigation of the deformation process of unibody by applying up-to-date calculation methods, distributions of stresses, energy components, as well as the deceleration values, arising in the car interior at different types of impact, and the development of activities to increase the passive safety of a car.

**In Introduction**, the urgency of the theme is substantiated, the goal and tasks of the investigation are formulated, as well as the investigation methods, the scientific novelty, the practical value, as well as the main scientific propositions to be defended are introduced.

**Chapter One** presents the ways of increasing the car passive safety, the acting standard requirements and the analysis of literature on the car passive safety.

**Chapter Two** introduces the features of applying the finite element method (FEM) in the tasks of estimating the strength and safety of a car. The advantages of the explicit method of integrating the equations in the tasks of the body impact accompanied by strong non-linearity have been shown. To ensure the required accuracy for solving the task, the selection of the time step applied at solving differential equations has been substantiated.

**In Chapter Three** methods for developing calculation models of a car unibody and its elements are introduced. By applying the FEM, on the example of the Volkswagen Touareg 2010, a calculation model for estimating the strength and stiffness of the car unibody has been developed. The considered body is divided into finite elements of the type Shell181 used in the ANSYS 12.1 software. The

stress-strain states in the body and its consistent elements have been investigated, and they have been estimated according to the road and exploitation states.

By means of the developed calculation models, the deformation processes of energy-absorbers with different cross sections have been investigated at impact loading under the longitudinal compression and bending. A comparative analysis of their energy contents has been carried out.

To justify the necessary accuracy of the calculation results, experimental investigations of thin-walled beams of the closed profile are carried out.

**In Chapter Four**, on the example of the Volkswagen Polo 2010, by applying the ANSYS/LS-DYNA software, a calculation model of the unibody has been developed by using shell elements Shell163. The process of its deformation in frontal, offset frontal and rear impacts has been studied. The boundary conditions have been set in accordance with the requirements of normative documents. The distributions of stresses, strains, the reaction forces of the rigid barrier, energy components, as well as the values of the deceleration, arising in different parts of the car interior have been obtained.

The developed model can change the geometric dimensions, the section shapes, joints types, as well as the used materials for separate structural elements of the body.

A body with an improved structure, providing an enhanced level of the passive safety has been proposed. A comparative analysis and estimation of the characterizing values of the passive safety for basic and improved structures of the body have been carried out.

**In Chapter Five** cases of side impact crash and the loading under the roof compression have been investigated by using the calculation model developed in Chapter Four for Volkswagen Polo 2010. The deformation processes of the basic and improved structures of the unibodies have been studied. A comparative analysis and estimation of the characterizing values of the passive safety of the mentioned structures have been carried out.

A handwritten signature in black ink, consisting of several loops and a long horizontal stroke extending to the right.

