

ՏՐԱՆՍՊՈՐՏԱՅԻՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐ

ՀՏԴ 629.113

ՎԱՐԴԱՆ Գ. ՄՈՒՍԱՅԵԼՅԱՆ, ՎԱՀԱՆ Գ. ՄՈՒՍԱՅԵԼՅԱՆ

**ՄԱՐԴԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈՐԻԼԻ ԿՐՈՂ ԹԱՓՔԻ ՈՉ ԳԾԱՅԻՆ ԴԵՖՈՐՄԱՑՄԱՆ
ԳՈՐԾԸՆԹԱՅԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ ԲԱՆՄԱՆ ՏԱՐԲԵՐ ՍԽԵՄԱՆԵՐԻ
ԴԵՊՔՈՒՄ**

Վերջավոր տարրերի մեթոդի կիրառմամբ մշակվել է բախման տարբեր սխեմաների դեպքում մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի դեֆորմացման գործընթացի հետազոտման հաշվարկային մոդել: Որոշվել են թափքի դեֆորմացված տեսքերը, դեֆորմացումների և լարումների բաշխումները, էներգիայի բաղկացուցիչների բաշխումները, թափքի միջին կանգնակի առաջադրված կետի դանդաղեցման փոփոխությունը, հենարանային հակազդումների բաշխումները: Կատարվել է կրող թափքի պասսիվ անվտանգության գնահատում:

Առանցքային բառեր. մարդատար ավտոմոբիլի թափք, հաշվարկային մոդելի մշակում, վերջավոր տարրերի մեթոդ, բախման գործընթաց:

Ներածություն: Ավտոմոբիլների արտադրման գործընթացում պասսիվ անվտանգության պահանջների ապահովումն առավել բարդ և աշխատատար խնդիրներից է: Մարդատար ավտոմոբիլի պասսիվ անվտանգությունն առաջին հերթին կախված է կրող համակարգի ամրությունից, կոշտությունից և էներգակլանիչ հատկություններից: Կարևորվում է ավտոմոբիլների պասսիվ անվտանգության տեսական գնահատման անհրաժեշտությունը, որը հնարավորություն է տալիս կրճատելու ավտոմոբիլի թափքի մշակման ժամանակը, ֆինանսական ծախսերը, ինչպես նաև նվազագույնի հասցնելու փորձանմուշների քանակը [1]:

Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքերի հիմնամասերում լայնորեն կիրառվում են փակ պրոֆիլով, տուփաձև հատույթով կառուցվածքային տարրերը: Որոշ դեպքերում նշված ձողերի մի մասն ունի բարդ կառուցվածք. դրանք պատրաստված են մի քանի շերտից, տարբեր նյութերից: Նշված առանձնահատկությունների կիրառումը բարդացնում է անվտանգության բարձրացմանն ուղղված խնդիրների մոդելավորման գործընթացը:

Խնդրի առաջադրումը: Աշխատանքի նպատակն է վերջավոր տարրերի մեթոդով մշակել բախման տարբեր սխեմաների դեպքում մարդատար ավտոմոբիլների կրող թափքի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացի հետազոտման հաշվարկային մոդել, որը հնարավորություն կտա ստանալու լարումների, դեֆորմացիաների, էներգիայի բաղադրիչների բաշխումները, ինչպես նաև ավտոմոբիլի

սրահում առաջացող դանդաղեցման արժեքները: Մոդելը մշակվել է ANSYS/LS-DYNA ծրագրային միջավայրում [2]:

Հետազոտության մեթոդները: Ավտոմոբիլների բախման գործընթացում բարակապատ ձողի տեսքով կառուցվածքային տարրերի պահվածքի հետազոտումն արդիական խնդիր է: Ավտոմոբիլի պասսիվ անվտանգության մակարդակի բարձրացման կառուցվածքային միջոցառումներն իրականացվում են ըստ ազգային և միջազգային կազմակերպությունների նորմավորող փաստաթղթերով սահմանված պահանջների: Մարդատար ավտոմոբիլի պասսիվ անվտանգություն նորմավորող փաստաթղթերը և հիմնական պահանջները շարադրված են Ա.Շ. Խուսայինովի և Յու.Ա. Կուզմինի աշխատանքում [3]:

Ըստ ժամանակի շարժման հավասարման՝ ինտեգրումն ընթանում է դիֆերենցման մեթոդով, որը կիրառելիս հակադարձվում է միայն զանգվածների M մատրիցը.

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

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

ANSYS/LS-DYNA փաթեթում ըստ ժամանակի ինտեգրումը հիմնականում բացահայտ է տեղի ունենում: Այստեղ կարևոր նշանակություն ունի ժամանակի քայլի ճիշտ որոշումը: Կողի l երկարությամբ վերջավոր տարրի դեպքում ժամանակի կրիտիկական (Կուրանտ-Ֆրիդրիխ-Լևի կրիտերիա) քայլը որոշվում է.

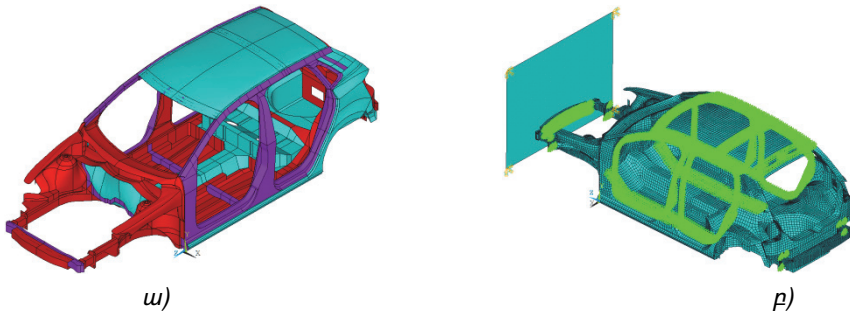
$$\Delta t_{krit} = \frac{l}{c} = l \sqrt{\frac{\rho(1-\nu^2)}{E}} : \quad (2)$$

LS-DYNA ծրագրային փաթեթում սովորաբար ընտրվում է. $\Delta t = 0.9 \Delta t_{krit}$:

Մարդատար ավտոմոբիլի կողի թափքի կառուցվածքային տարրերը մոդելավորված են թաղանթային Shell163 տիպի գրադարանային վերջավոր տարրով, որը հնարավորություն է տալիս հաշվի առնել մեծ դեֆորմացումները:

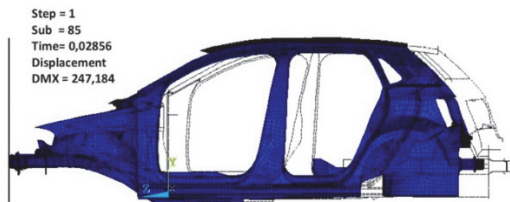
Հետազոտության արդյունքները: Նկ. 1ա-ում պատկերված է Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի ANSYS/LS-DYNA ծրագրային փաթեթի կիրառմամբ մոդելավորված թափքի [4] սխեման: Գունային բաշխմամբ պատկերված թափքի սխեմայում պողպատների մեխանիկական հատկությունները հետևյալն են. 7850 կգ/մ³ խտություն, 21000 ՄՊա Յունգի մոդուլ, 0.3 Պուասսոնի գործակից, երկնագույնով նշված կառուցվածքային տարրերում պողպատի հստունության սահմանը 230 ՄՊա է, կարմիրով՝ 600 ՄՊա, մանուշակագույնով՝ 1000 ՄՊա: Այդտեղ հաշվի են առնվել թափքի կառուցվածքային տարրերի, դրանցում առկա անցքերի չափերը և տեղակայման կոորդինատները, որոնք նախատեսված են քանդովի կառուցվածքային տարրերի միացման համար:

Նկ. 2-ում պատկերված են ճակատային բախումից հետո թափքի դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ): Համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացումների և համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումները պատկերված են նկ. 3-ում: Բերված արդյունքներից հետևում է, որ քննարկվող կառուցվածքով թափքում բախման հետևանքով մեծ պլաստիկ դեֆորմացումներ են առաջանում թափքի առջևի էներգակլանիչներում, որտեղ դրանց առավելագույն չափը 0,9818 է [4]:

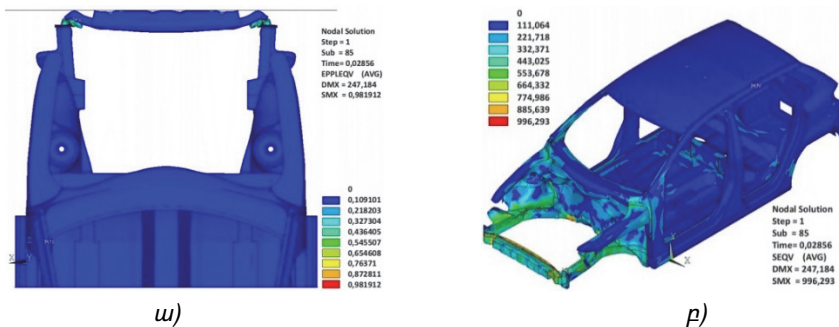


Նկ. 1. Volkswagen Polo 2010 մոդելի ավտոմոբիլի թափքը.

ա) փարբեր մակնիշների պողպատից պատրաստած թափքի սխեման, բ) թափքի ճակատային բախման հաշվարկային մոդելը



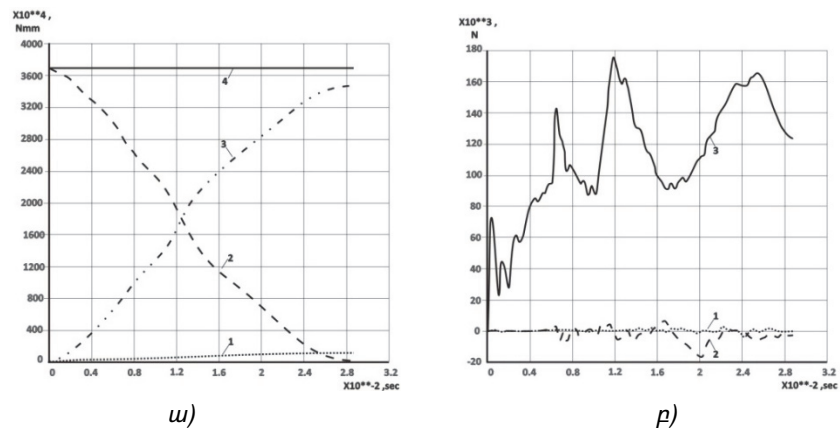
Նկ. 2. Ճակատային բախումից հետո բազմամետրաղ թափքի դեֆորմացված տեսքը և տեղաշարժերը (մմ)



Նկ. 3. Թափքի տեսքը ճակատային բախումից հետո.

ա) համարժեք $\varepsilon_{\text{պլաստ}}$ պլաստիկ դեֆորմացումների բաշխումը, բ) համարժեք $\sigma_{\text{համ}}$ լարումների բաշխումը, ՄՊա

Նկ. 4-ում պատկերված է մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի ճակատային բախման ընթացքում էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը, որից երևում է, որ բախման սկզբից 0.02856 վ հետո թափքի շարժման կինետիկ էներգիան մարում է, կրող թափքի դեֆորմացման վրա ծախսվում է 3500×10^4 Նxմմ էներգիա: Նկ. 4 բ-ում պատկերված կրող թափքի ճակատային բախման ընթացքում անշարժ պատի հակազդման ուժերի բաշխման գրաֆիկներից երևում է, որ առավելագույն նորմալ հակազդման մեծությունը 175 կՆ է:



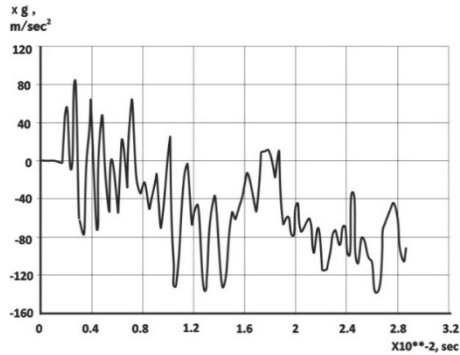
Նկ. 4. Բազմամետաղ կրող թափքի ճակատային բախման դեպքը.

ա) էներգիայի բաղադրիչների բաշխման գրաֆիկը. 1- Hourglass, 2- թափքի կինետիկ, 3- թափքի դեֆորմացման և 4- լրիվ էներգիաները, Նxմմ, բ) կոշտ արգելքի հակազդման բաղադրիչները. 1 - F_x , 2 - F_y , 3 - F_z , Ն

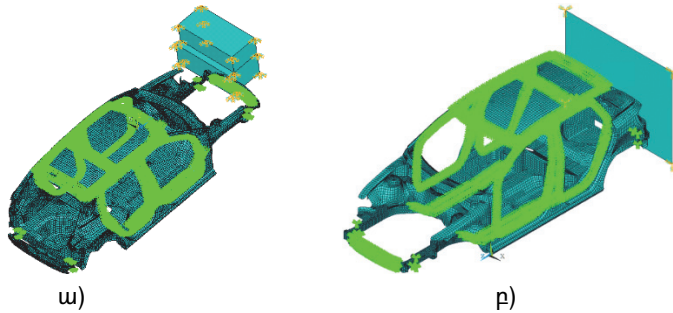
Նկ. 5-ում պատկերված թափքի միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկից երևում է, որ վերջինի առավելագույն արժեքը կազմում է 139g մ/վ² և այն գտնվում է չափորոշչային փաստաթղթերում նշված ճակատային բախման համար սահմանված թույլատրելի տիրույթում [3]:

Նկ. 6-ում ներկայացված են թափքի շեղանակատ (ա) և հետին բախման (բ) դեպքերի հաշվարկային մոդելները:

Ճակատային բախման դեպքում թափքի դեֆորմացման գործընթացների բնութագրիչ մեծությունները ներկայացված են աղ. 1-ում, որի տվյալներով ապացուցվում է, որ քննարկվող կառուցվածքով թափքը նշված բախման սխեմայի դեպքում ապահովում է պասսիվ անվտանգության պահանջը: Ճակատային բախման դեպքում բազմամետաղ կառուցվածքով թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է ընդամենը 247 մմ, որը հանգեցնում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալի ապահովմանը: Բազմամետաղ թափքի էներգատարությունը կազմում է 141,595 կՋ/մ:



Նկ. 5. Ճակատային բախման ժամանակ բազմամետրադ թափքի միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման փոփոխման գրաֆիկը, մ/վ²



Նկ. 6. Բախման հաշվարկային մոդելը.

ա) թափքի շեղաճակատ բախումը, բ) թափքին հետևից բախումը

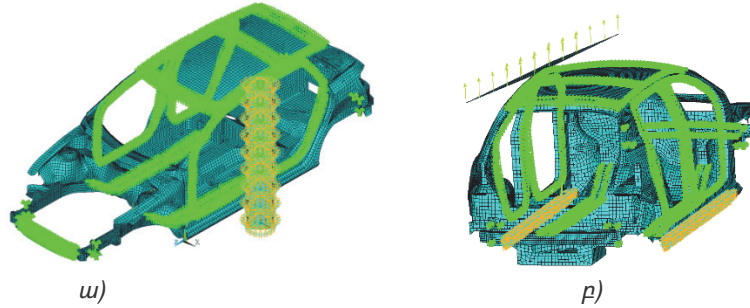
Կրող թափքի միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը կազմում է 139g մ/վ², որը գտնվում է չափորոշչային փաստաթղթերով սահմանված թույլատրելի տիրույթում:

Աղյուսակ 1

Թափքի ճակատային, շեղաճակատ և հետևից բախումների բնութագրերը

Հարվածի տեսակը	Ճակատային	Շեղաճակատ	Հետևից
Դեֆորմացման էներգիան, Ջ	35000	48000	8000
Առավելագույն տեղափոխությունը, մմ	247,184	727,782	74,456
Էներգատարությունը, կՋ/մ	141,595	65,954	107,446
Էներգատար. բարձրացումը, %	128,17	46,39	59,045
Արգելի հակազդման առավելագույն ուժը, կՆ	175	162	186
Հակազդ. ուժի մեծացումը, %	-3,315	32,79	39,85
Թափքի սահմանված կետի դանդաղ. առավելագույն արժեքը, մ/վ²	139g	148,19g	
Դանդաղեց. նվազեցումը, %	10,32	8,3	

Նկ. 7-ում պատկերված են մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքը՝ կոշտ, անշարժ սյանը բախման [5] և կրող թափքի տանիքին առաջադրված զանգվածով և թեքության անկյան տակ հարթության տեսքով, կոշտ մարմնով սեղմման խնդիրների [6] հաշվարկային մոդելները:



Նկ. 7. Մարդատար ավտոմոբիլի կրող թափքի հաշվարկային մոդելները.
 ա) կոշտ, անշարժ սյանը բախման խնդիրը, բ) կրող թափքի տանիքին առաջադրված զանգվածով և թեքության անկյան տակ կոշտ մարմնով սեղմման խնդիրը

Կողային բախման դեպքում դեֆորմացման գործընթացների բնութագրիչ մեծությունները ներկայացված են աղ.2-ում, որի տվյալներով ապացուցվում է, որ թափքը նշված բախման սխեմայի դեպքում ապահովում է պասսիվ անվտանգության բարձր մակարդակ: Կողային բախման դեպքում թափքի առավելագույն տեղաշարժը կազմում է ընդամենը 154 մմ, որը հանգեցնում է ավտոմոբիլի սրահում անհրաժեշտ նվազագույն կենսական ծավալի ապահովմանը: Թափքի էներգատարությունը կազմում է 75,177 կՋ/մ: Բազմամետաղ թափքի համար միջին կանգնակի սահմանված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը կազմում է 334,96g և գտնվում չափորոշչային փաստաթղթերով սահմանված թույլատրելի տիրույթում:

Աղյուսակ 2

Կողային բախման և տանիքի սեղմման տակ բեռնավորման բնութագրերը

Հարվածի տեսակը	Կողային	Տանիքի սեղմում
Դեֆորմացման էներգիան, Ջ	11600	8100
Առավելագ. տեղափոխությունը, մմ	154,303	76,591
Էներգատարությունը, կՋ/մ	75,177	105,757
Էներգատար. բարձրացումը, %	33,08	85,96
Արգելի հակազդման առավելագույն ուժը, կՆ	225	96
Հակազդ. ուժի մեծացումը, %	55,17	50
Սահմանված կետի դանդաղեցման առավելագույն արժեքը, մ/վ ²	334,96g	
Դանդաղեցման նվազեցումը, %	12,2	

Եզրակացություն: Volkswagen Polo 2010 մոդելի մարդատար ավտոմոբիլի թափքի հաշվարկային մոդելի միջոցով հետազոտվել է թափքի ոչ գծային դեֆորմացման գործընթացը, ստացվել են լարումների, տեղափոխությունների, դեֆորմացումների, թափքի կետերի արագացումների բաշխումները, ինչպես նաև հարվածի գործընթացում նշված մեծությունների գրաֆիկական կախումները բախման տարբեր սխեմաների (ճակատային, շեղանկատ, կողային, հետևից) դեպքում:

ԳՐԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՑԱՆԿ

1. **Рябчинский А.И., Кисуленко Б.В., Морозова Т.Э.** Регламентация активной и пассивной безопасности автотранспортных средств: Учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений. –М.: Издательский центр "Академия", 2006. – 432 с.
2. **Hallquist J.O.** LS-DYNA User's Manual, Livermore Software Technology Corporation.- California, March 2006.- 498p.
3. **Хусаинов А.Ш., Кузьмин Ю.А.** Пассивная безопасность автомобиля: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 89 с.
4. **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. – С. 12-17.
5. **Базикян Н.А., Мусаелян В.Г.** Исследование процесса деформирования кузова легкового автомобиля при боковом столкновении // Сб. ст. по материалам LVI Междунар. науч.-практ. конф. "Технические науки – от теории к практике".- Новосибирск: Изд. АНС «СибАК», 2016. - № 3 (51).- С. 98-110.
6. **Мусаелян В.Г.** Исследование процесса деформирования кузова легкового автомобиля при сжатии его крыши // Сб. ст. по материалам XLV Международной научно-практической конференции "Научная дискуссия: вопросы технических наук". – М.: Изд-во "Интернаука", 2016.– № 4(34).- С. 93-101.

ВАРДАН Г. МУСАЕЛЯН, ВАГАН Г. МУСАЕЛЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА НЕЛИНЕЙНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ НЕСУЩЕГО КУЗОВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ СТОЛКНОВЕНИЯ

Методом конечных элементов разработана расчетная модель для исследования процесса деформирования при различных схемах столкновения. Определены деформированные виды кузова, распределения деформаций и напряжений, распределения компонентов энергии, изменения замедления заданной точки средней стойки кузова, распределения реакции. Осуществлена оценка пассивной безопасности несущего кузова.

Ключевые слова: кузов легкового автомобиля, разработка расчетной модели, метод конечных элементов, процесс столкновения.

VARDAN G. MUSAYELYAN, VAHAN G. MUSAYELYAN
INVESTIGATING THE DEFORMATION PROCESS OF A THIN-WALLED
GRIDER OF A CLOSED PROFILE AT A FRONTAL COLLISION

By the finite element method, a calculation model is developed for studying the deformation at various schemes of collision. Deformed body types, strain-and-stress distribution, power distribution components, changes in the set point deceleration of the B-pillar, the distribution of responses are determined. The estimation of the body passive safety is carried out.

Keywords: car body, development of a calculating model, finite element method, collision process.

ՀՏԴ 656.13.05.001

Գ.Ս. ԵՐԻՑՅԱՆ

ՕԺԱՆԴԱԿ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ ՀԱՄԱԿԱՐԳԵՐԻ ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԱՅԻՆ
ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ԱՉԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ԴՐԱՆՑ ԱՐԴՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ՎՐԱ

Շարժիչային արտաձման տիպի օժանդակ արգելակային համակարգերը լայն կիրառում են ստացել ավտոտրանսպորտային միջոցներում: Այդ համակարգերի խողովակաշարի երկարությունը չի ազդում նրանց արգելակային արդյունավետության վրա, իսկ կայունացված հակաճնշման մեծությունը կախված է մթնոլորտային ճնշումից, շարժիչի սեղմման աստիճանից ու արտաձման փականի բացման վաղօրոքման անկյունից:

Առանցքային բաներ. հակաճնշում, արտաձման ծավալ, ճնշման աճի ժամանակամիջոց, արգելակային հզորություն, պտույտների հաճախություն:

Ներածություն: Ավտոտրանսպորտային միջոցների կառուցվածքում երթևեկության անվտանգության բարելավման նպատակով կիրառվում են տարբեր տիպի օժանդակ արգելակային համակարգեր (ՕԱՀ), որոնցից լայն տարածում են ստացել շարժիչային արտաձման տիպի համակարգերը: Այդ համակարգերի արդյունավետությունը, մասնավորապես արգելակային հզորությունը, կախված է համակարգում ստեղծվող հակաճնշումից:

Խնդրի դրվածքը և մեթոդիկայի հիմնավորումը: Շարժիչային տիպի օժանդակ արգելակային համակարգում արտաձվող գազերի հակաճնշման արժեքը տեսականորեն որոշվում է հետևյալ բանաձևով [1].

$$P_B = P_a [1 + (\varepsilon - 1)(1 - \beta/180)], \quad (1)$$

որտեղ P_B -ն տեսական հակաճնշումն է, P_a -ն՝ տվյալ տեղանքում գործող մթնոլորտային ճնշումը, ε -ը՝ շարժիչի սեղմման աստիճանը, β -ն՝ արտաձման փականի բացման վաղօրոքման անկյունը: