

## LENGVOJO AUTOMOBILIO PAKABOS ELEMENTŲ MODELIAVIMAS

### SIMULATION OF SUSPENSION ELEMENTS OF CAR

Mindaugas Melaika, Saulius Nagurnas, Dmitrij Bial

VG TU Transporto inžinerijos fakultetas

El. paštas: mindaugas.melaika@gmail.com, saulius.nagurnas@vgtu.lt,  
dmitrij.bial@gmail.com

*Gauta 2011-071-20, pateikta spaudai 2012-12-27*

Lengvesnė automobilio pakaba pagerina automobilio valdomumą, stabilumą bei leidžia sumažinti bendrą automobilio svorį, kas pasireiškia mažesnėmis degalų sąnaudoms. Vienas iš būdų mažinti pakabos svorį yra naudoti lengvesnes, bet stiprias medžiagas, tokias kaip aliuminis. Šiame straipsnyje nagrinėjami automobilio pakabos tipai, reikalavimai konstrukcijoms ir kiti jų ypatumai. Išsamiai išnagrinėtos horizontalios ir vertikalios jėgos, kaip skersinės ir išilginės apkrovos veikia pakabą ir jos elementus. Apžvelgti tyrimai ir teoriniai darbai apie pakabų kreipiančiuosius įrenginius – svirtis, jų tipus. Išsamiai išanalizuota aliuminio svirtis ir jos pavojingi konstrukciniai taškai, optimizavimo galimybės. Tyrimo dalyje pasirinkti pakabos elementai – svirčių prototipai pagal kuriuos buvo sukurti kompiuteriniai modeliai. Siekiant priartinti modeliavimą prie realių sąlygų, buvo atlikta metalų cheminė analizė siekiant sužinoti tikrąsias lydinių markes. Apskaičiuotos pakabą veikiančios išilginės ir skersinės jėgos. Buvo atliktas plieninių ir aliuminio svirčių vienodos formos ir profilių apkrovų modeliavimas su „SolidWorks 2009“ paketu. Gauti rezultatai parodė, kad plieninės svirtys geriau atlaiko išorines jėgas negu aliuminio svirtys. Buvo aptikti pavojingi taškai svirčių konstrukcijoje. Rezultatai parodė, kad aliuminio svirtys turi turėti tolygesnį profilį, kad galėtų atlaikyti dideles išorines jėgas.

*„McPherson“ pakaba, aliuminio svirtis, plieninė svirtis, skersinės ir išilginės jėgos, modeliavimas.*

### Įvadas

Automobilio pakabą sudaro daugybė agregatų ir detalių. Tai – tamprieji elementai, svyravimo slopintuvai bei trauklės ir svirtys. Automobiliui važiuojant kelio nelygumais, ratus veikia smūginės jėgos. Šios jėgos per pakabą perduodamos automobilio kėbului. Taigi automobilio pakabos pagrindinis uždavinys – atlaikyti stiprius kelio smūgius bei juos paversti nežymiais automobilio kėbulo virpesiais.

Lengvuosiuose automobiliuose plačiausiai naudojamos dvi pakabos – „McPherson“ ir dviejų svirčių pakabos. Jos turi daugybę pranašumų prieš kitų tipų pakabas. Taip yra todėl, kad jos turi geras kinematinės charakteristikas bei jas lengva sureguliuoti. Jų konstrukcijos puikiai atlaiko tiek horizontalias, tiek vertika-

lias apkrovas. Taip pat yra lengvos ir patikimos, užima nedaug vietos automobilio konstrukcijoje [6].

Projektuojant lengvųjų automobilių pakabos elementus svarbiausia, kad jie būtų pagaminti iš stiprių ir lengvų medžiagų. Tokiu būdu siekiama sumažinti bendrą automobilio svorį, tačiau neprarasti detalių patikimumo savybių, todėl vienas iš šio darbo modeliavimo uždavinių yra, pasirinkus lengvus, bet stiprius aliuminio lydinius, įvertinti, ar pakabos elementai atlaikys susidariusias apkrovas. Didelę reikšmę detalės stiprumui ir svoriui turi pasirinkta optimizavimo kryptis [3]. Lee D. ir Lee J. savo darbe teigia, jog yra svarbu, kad modeliuojant būtų atsižvelgta į minimalų detalės svorį, tačiau reikia stengtis, kad detalė neprarastų maksimalių stipruminių savybių, kai atsiranda įtempimai [3].

Projektavimo eigoje svarbu įvertinti ir tai, kad pakabos svirtis turi be gedimų atlaikyti daugybę ciklinių apkrovų važiuojant keliu [2]. Pakabos elementai didelės apkrovas bei vibracijas gauna tuomet, kai automobilis yra ekstremaliai stabdomas [4]. Todėl dėl sudėtingų darbo sąlygų pakabos elementuose gali atsirasti daugybė mikro ir makro įtempimų [1]. Taip pat visi pakabos elementai turi būti patikimi, kai reikia atlaikyti dažnus automobilio kėbulo svyravimus, kurie susidaro dėl kintamo automobilio lėtėjimo pagreičio [5].

### **Pakabos svirčių parinkimas ir jų metalų cheminė analizė**

Tyrimui ir modeliavimui buvo pasirinkta prototipo automobilio „Peugeot 406“ plieninė svirtis. Tokios detalės pasirinktos todėl, kad šio tipo – *L* formos svirtys, yra dažniausiai naudojamos „McPherson“ pakabų gamyboje.

Modeliuojant su „Solid Works Simulation“ paketu ir siekiant kuo labiau priartinti modeliavimo sąlygas prie realybės, kai nustatomos atsparumo ribos, labai svarbu modeliavimo programos medžiagų bibliotekoje pasirinkti tikslią medžiagą iš kurios padaryta reali svirtis.

Siekiant sužinoti tikrąsias lydinių markes buvo išsiaiškintos tikslios lydinių cheminės sudėties. Nuo cheminių elementų sudėties tiesiogiai priklauso metalo mechaninės savybės. Tam, kad būtų sužinota tiksli metalų elementinė sudėtis, buvo pasitelkta metalų cheminė analizė.

Metalų elementinės sudėties analizė atlikta optinės emisijos metodu pagal LST CR 10320:2006 standartą. Tyrimas atliktas su optinės emisijos analizatoriumi „ARC-MET8000“ ser. Nr. 800164. Optinės emisijos analizatoriaus gauti rezultatai, pateikti 1 lentelėje.

Pagal cheminę analizę buvo atrinkti 3 plieno lydiniai, tačiau siekiant priartinti modeliavimą prie realių sąlygų ir surasti vieną konkretų lydinį su jam būdingomis mechaninėmis savybėmis, buvo atlikti papildomi metalų kietumo tyrimai siekiant susiaurinti paieškos intervalą. Kietumo bandymai atlikti Šoro metodu (HSD) Brinelio skalėje (HB) (1 lentelė).

Pagal gautus metalų kietumo rezultatus ir cheminės analizės rezultatus (1 lentelė) buvo priimta, kad „Peugeot 406“ plieninė svirtis pagaminta iš DIN 1.1730 28Mn6 geresnės kokybės vidutinio anglingumo plieno.

**1 lentelė.** Pakabos svirties metalo elementinės sudėties rezultatai

**Table 1.** The results of metal chemical analysis of suspension arm

Detalės pavadinimas	Elementų kiekis svirtinių metalų lydinuose, %											Kietumas Brinelio skalėje (HB)
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Ti	Al	Cu	S	P	
Automobilio „Peugeot 406“ svirtis	0,29	0,63	1,62	0,17	0,06	0,05	0,03	0,02	0,11	0,024	0,018	249

**Išilginių, skersinių jėgų, veikiančių pakabos svirtis greitėjant, stabdant ir važiuojant posūkyje, įvertinimas**

Automobiliui staigiai greitėjant susidaro išilginės jėgos, kurios per ratus perduodamos pakabai ir automobilio kėbului. Veikiant maksimaliai traukos jėgai, priimama, kad rato sukibimo su keliu koeficientas  $\varphi = 0,9$ . Maksimali galima traukos jėga, tenkanti ratui, skaičiuojama pagal formules [7]:

$$P_{is} = \varphi R_z; \tag{1}$$

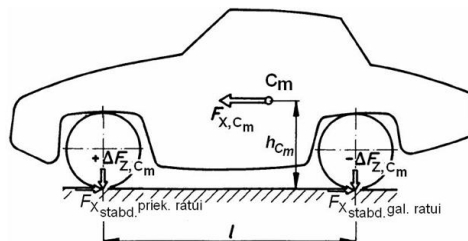
$$R_z = (m_a g / 2) m_{is}; \tag{2}$$

čia:  $R_z$  – atraminė reakcija į ratą išskaičiuota su prielaida, kad paskirstyta perkrova yra tarp priekinės ir galinės pakabos įsibėgėjant arba stabdant automobiliui, N;

$m_a$  – automobilio masės dalis, tenkanti priekinei arba galinei pakabai, kg;

$m_{is}$  – apkrovos pasiskirstymo koeficientas tarp priekinės ir galinės pakabos, kg.

Automobiliui stabdant stabdymo jėga veikia automobilio kėbulą. Dalis svorio centro persilenka į priekį, todėl dalis galinei ašiai tenkančios vertikalios jėgos  $\Delta F_{Z,C_m}$  pereina ant priekinės ašies (1 pav.) [6].



**1 pav.** Atraminės reakcijos, veikiančios pakabą stabdymo metu

**Fig. 1.** Forces which acts in suspension while braking

Jėgos  $\Delta F_{Z,C_m}$ , persilenkančios iš galo į priekį, dydis apskaičiuojamas taip [6]:

$$\Delta F_{Z,C_m} = \mu_{x,r} \cdot m \cdot g \cdot \chi; \tag{3}$$

čia:  $\mu_{X,r}$  – automobilio ratų sukibimo su keliu koeficientas;

$\chi$  – automobilio svorio centro aukščio ir ratų bazės santykis,  $\chi = \frac{h_{Cm}}{l}$ ;

Stabdant vertikali jėga, veikianti priekinėje ir galinėje ašyje, apskaičiuojama taip [6]:

$$\begin{cases} F_{Z,priek.,dyn} = F_{Z,C_m,priek.} + \Delta F_{Z,C_m}; \\ F_{Z,V,gal.,dyn} = F_{Z,C_m,gal.} - \Delta F_{Z,C_m}; \end{cases} \quad (4)$$

čia:  $F_{Z,C_m,priek.}$  – vertikali atraminė reakcija priekinėje ašyje, automobiliui stovint, N;

$F_{Z,C_m,gal.}$  – vertikali atraminė reakcija galinėje ašyje, automobiliui stovint, N.

Išilginė stabdymo jėga priekiniam ir galiniam ratui apskaičiuojama taip [6]:

$$\begin{cases} F_{X_{stabd,priek.ratui}} = \frac{\mu_{X,r} \cdot F_{Z,priek.,dyn}}{2}; \\ F_{X_{stabd,gal.ratui}} = \frac{\mu_{X,r} \cdot F_{Z,V,gal.,dyn}}{2}; \end{cases} \quad (5)$$

Apskaičiuotos išilginės jėgos, veikiančios automobilį, pateiktos 2 lentelėje.

Automobiliui važiuojant posūkyje, rato sukibimo koeficientas su keliu priimamas  $\varphi' = 1,0$  [6]. Vertikalios reakcijos (2 pav.), veikiančios priekinės pakabos ratus kontakto taške su kietu paviršiumi, apskaičiuojamos pagal šias formules [7]:

$$\begin{cases} R_{zk} = (m_g \cdot g / 2) \cdot (1 + \varphi' \cdot 2h_c / B); \\ R_{zd} = (m_g \cdot g / 2) \cdot (1 - \varphi' \cdot 2h_c / B); \end{cases} \quad (6)$$

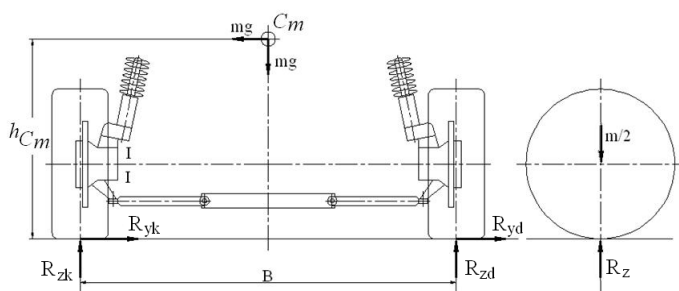
čia:  $m_g$  – automobilio masės dalis, tenkanti priekinei pakabai, kg;

$B$  – automobilio tarpavėžis, m.

Horizontalios reakcijos, veikiančios priekinės pakabos ratus kontakto taške su kietu paviršiumi, apskaičiuojamos taip:

$$\begin{cases} R_{yk} = \varphi' \cdot R_{zk}; \\ R_{yd} = \varphi' \cdot R_{zd}; \end{cases} \quad (7)$$

Remiantis horizontaliomis reakcijomis, galima nustatyti skersines jėgas, veikiančias automobilį (2 lentelė).



**2 pav.** Atsirandančios jėgos automobiliui važiuojant posūkyje  
**Fig 2.** Forces which acts in suspension while cornering

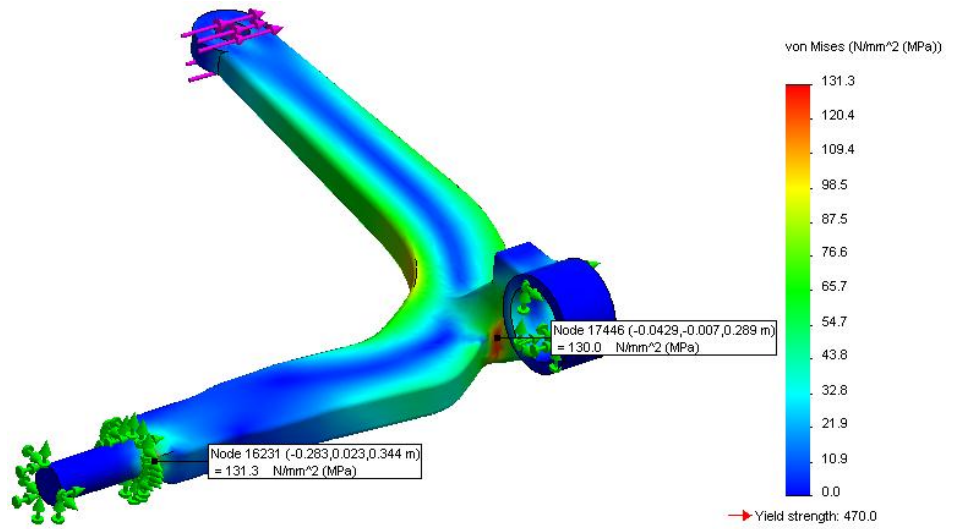
**2 lentelė.** Išilginės ir skersinės jėgos, veikiančios automobilio ratą

**Table 2.** Longitudinal and lateral forces which act on car wheel

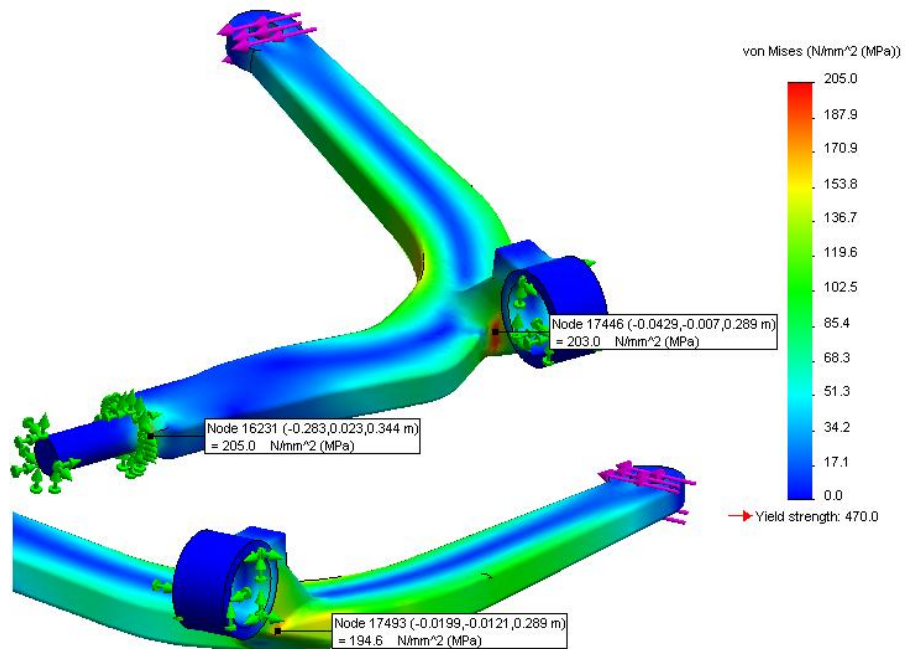
	Traukos jėga ratui (N)	Stabdymo jėga ratui (N)	Skersinė jėga ratui (N)
Peugeot 406	2851,03	4450,15	6336,90

### Išilginių ir skersinių jėgų, veikiančių pakabos svirtis, modeliavimas

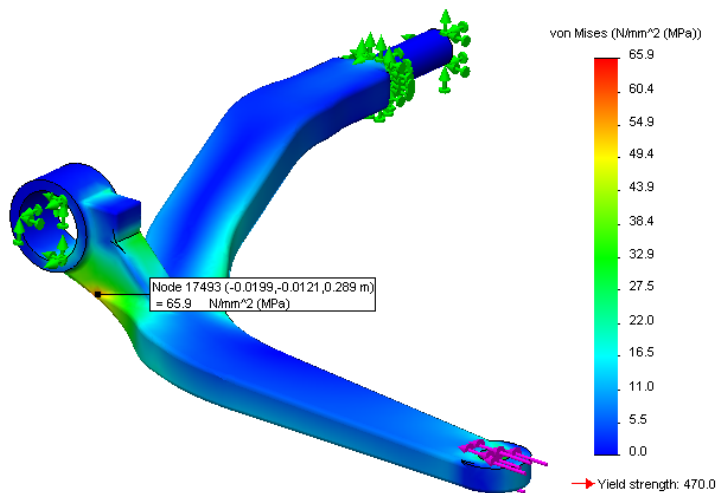
Modeliavimas „SolidWorks“ paketu atliktas „Peugeot 406“ plieninės svirties prototipui, kai veikia išilginės greitėjimo ir stabdymo jėgos. 5 paveiksle matyti, kad veikiant išilginei greitėjimo 2851 N jėgai, dviejose vietose susidaro maksimalūs 130–131,30 MPa įtempimai (3 pav.). Šie įtempimai neviršija leistinos takumo ribos 460 MPa. Pavoingos vietos yra ties detalės tvirtinimo vieta prie kėbulo, kur dedamas metalo-gumos lankstas. Veikiant 4450 N stabdymo jėgai didžiausi įtempimai susidaro tose pačiose vietose, kaip ir veikiant 2851 N jėgai greitėjimo metu. Tačiau stabdant susidaro žymiai didesni maksimalūs įtempimai 194–205 MPa (4 pav.). Atlikus modeliavimą, kai veikia tik skersinės jėgos, įtempimai susidaro gana maži palyginus su leistina takumo riba (5 pav.). Plieninės svirties prototipe susidaro 65,9 MPa įtempimai prie metalo-gumos lanksto tvirtinimo vietos.



**3 pav.** Įtempimų pasiskirstymas svirties modelyje, kai veikia 2851 N greitėjimo jėga  
**Fig. 3.** Stress distribution in arm model when the 2851 N acceleration force acts

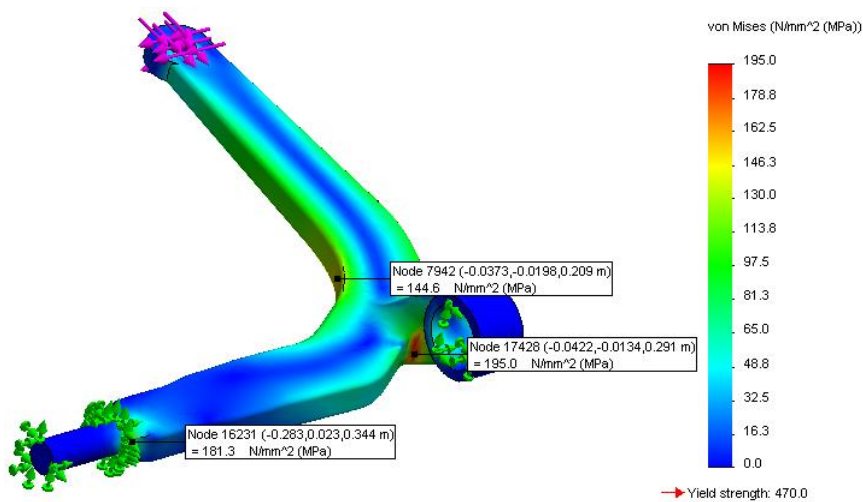


**4 pav.** Įtempimų pasiskirstymas svirties modelyje, kai veikia 4450 N stabdymo jėga  
**Fig. 4.** Stress distribution in arm model when the 4450 N braking force acts



**5 pav.** Įtempimų pasiskirstymas svirties modelyje, kai veikia 6340 N skersinė jėga  
**Fig. 5.** Stress distribution in arm model when the 6340 N lateral force acts

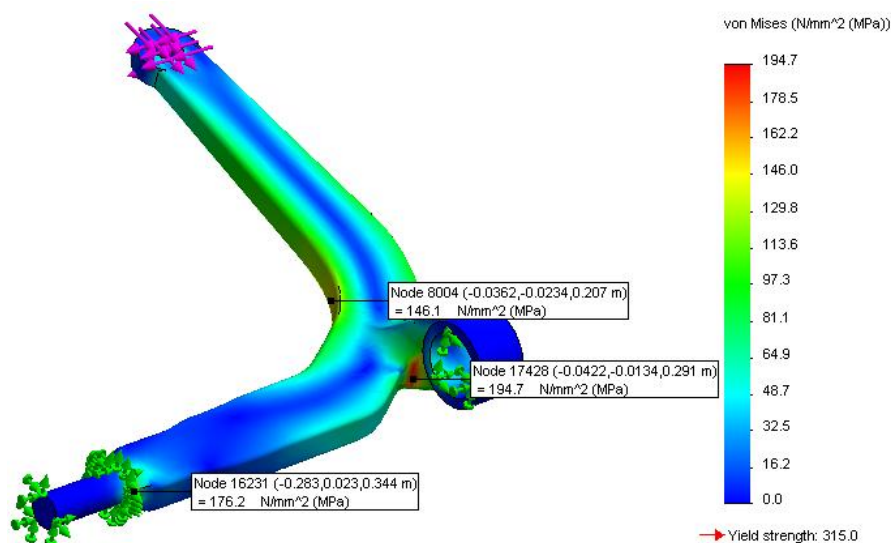
Sumodeliavus situaciją, kai prototipinę „Peugeot 406“ plieninę svirtį veikia maksimalios apkrovos, tai yra išorinės skersinės ir išilginės stabdymo jėgos kartu, galima padaryti išvadą, kad detalė atlaikys maksimalius 195 MPa įtempimus ir neviršys 470 MPa takumo ribos (6 pav.).



**6 pav.** Įtempimų pasiskirstymas „Peugeot 406“ plieninės svirties modelyje, kai veikia 4450 N išilginė jėga bei 6340 N skersinė jėga kartu

**Fig. 6.** Stress distribution in Peugeot 406 steel arm model when the 4450 N longitudinal force and 6340 N lateral force act together

Priėmus, kad „Peugeot 406“ svirtis yra iš 4032-T6 AlSi12,5MgCuNi aliuminio lydinio, buvo atliktas modeliavimas, veikiant minėtoms išorinėms skersinėms ir išilginėms jėgoms. Pastebėta, kad svirtyje prie metalo-gumos lanksto tvirtinimo vietos susidarė 196,90 MPa įtempimai. Šie įtempimai neviršijo leistinos 315 MPa takumo ribos (7 pav.). Atsparumo atsargos koeficientas gautas  $\approx 1,6$ .



**7 pav.** Įtempimų pasiskirstymas „Peugeot 406“ aliuminio svirties modelyje, kai veikia 4450 N išilginė jėga bei 6340 N skersinė jėga

**Fig. 7.** Stress distribution in Peugeot 406 aluminum arm model when the 4450 N longitudinal force and 6340 N lateral force act together

## Išvados

Atlikus pasirinkto prototipo pakabos elementų metalografinę analizę bei stipruminių charakteristikų modeliavimą formuluojamos šios išvados:

1. Nustatyta, kad prototipo „Peugeot 406“ priekinės pakabos apatinė svirtis pagaminta iš vidutinio anglingumo plieno DIN 1.1730 28Mn6, kurio kietumas pagal Brinelio skalę yra 249 HB.

2. Įvertintos jėgos, veikiančios automobilio pakabą, kai automobilis greitėja, stabdo, važiuoja posūkiu. Gautos maksimalios jėgų reikšmės, judant atitinkamais režimais: greitėjant  $F_{\max_{greit.}} = 2851$  N jėga, stabdant  $F_{\max_{stabd.}} = 4450$  N jėga, važiuojant posūkiu  $F_{\max_{posūk.}} = 6340$  N jėga.

3. Aliktas „Peugeot 406“ plieninės svirties stipruminių charakteristikų modeliavimas, veikiant išilginėms ir skersinėms jėgoms. Modeliavimo metu gauti maksimalūs įtempimai prie metalo-gumos lankstų tvirtinimo vietų, kurie neviršija



leistinos 470 MPa takumo ribos ir yra lygūs: 130–131,30 MPa, kai automobilis greitėja; 194–205 MPa, kai stabdo; 65,90 MPa, kai važiuoja posūkiu.

4. Atliktas „Peugeot 406“ plieninės svirties stiprumo modeliavimas, veikiant išilginėms ir skersinėms jėgoms vienu metu. Susidarę maksimalūs 195 MPa įtempimai prie metalo-gumos lankstų tvirtinimo vietos neviršija leistinų 470 MPa įtempimų.

5. Sudarytas minėto automobilio pakabos svirties modelis „SolidWorks“ aplinkoje priėmus, kad tos pačios formos svirtis yra pagaminta iš aliuminio lydinio 4032-T6 AlSi12,5MgCuNi. Gauti rezultatai parodė, kad ši svirtis, kaip ir plieninė, atlaikys maksimalias išorines jėgas, automobiliui judant įvairiais režimais. Gauti maksimalūs 194,70 MPa įtempimai neviršys takumo ribos, lygios 315 MPa.

6. Sudaryti plieninės ir aliuminio svirties modeliai bei gauti atsparuminių savybių modeliavimo rezultatai galėtų būti pritaikyti kitų svirčių formų, profilių ar svirčių iš kitokių lydinų tyrimui bei „McPherson“ pakabos svirčių tobulinimui.

### Literatūra

1. Almer, J.D.; Cohen, J.B.; Moran, B. The effect of residual macrostresses and microstresses on fatigue crack initiation. *Mater Sci Eng* 284, 2000, p. 268–279.
2. Kang, W.J.; Kim, A.K.; Kim, G.H. Fatigue failure prediction of press fitted parts subjected to a cyclic loading condition by finite element methods., *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 30, 2007, p. 1194–1202.
3. Lee, D.; Lee, J. Structural optimization concept for the design of an aluminium control arm. *Instn Mech Engrs Vol. 217 Part D: J. Automobile Engineering, ImechE*, 2003, p. 647–656.
4. Pečeliūnas, R.; Lukoševičienė, O.; Prentkovskis, O. A mathematical model of the vibrating system equivalent to the vehicle in the mode of emergency braking. *Transport, Vol XVIII, No 3, Vilnius: Technika*, 2003, p. 136–142.
5. Pečeliūnas, R.; Prentkovskis, O.; Garbinčius, G.; Nagurnas, S.; Pukalskas, S. Experimental research into motor vehicle oscillations in the case of changeable deceleration. *Transport, Vol XX, No 5, Vilnius: Technika*, 2005, p. 171–175.
6. Reimpell, J.; Stoll, H.; Betzler, J.W. *The automotive chassis. Engineering principles. Second Edition. Lighting Source UK Ltd.* 2006, p. 443.
7. Лукин, П. П.; Гаспарянц, Г. А.; Родионов, В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля.: учебник для вузов. Москва: „Машиностроение“ 1984, p. 376.

Mindaugas Melaika, Saulius Nagurnas, Dmitrij Bial

## SIMULATION OF SUSPENSION ELEMENTS OF CAR

### Abstract

Lighter suspension of a car improves controllability and stability of a car and reduces total weight of a car so causing lower fuel related costs. One way to reduce suspension weight is to use lighter but firm materials, like aluminium. This article analyses the types of car suspensions and requirements for structures as well as other characteristics. Horizontal and vertical forces were analyzed comprehensively: how the lateral and longitudinal loads affect the suspension and its elements. The analytical and theoretical works on the guiding devices of suspensions - arms - and their types are reviewed. The aluminium arm and its critical structural points, also optimizing possibilities were analyzed comprehensively. The elements of the suspension chosen for the analysis part of the project are the prototypes of arms for which the computer-aided models were designed. Chemical analysis of metals was carried out in order to make simulation more similar to real conditions and the real grades of alloy were found out. Lateral and longitudinal forces affecting the suspension were calculated. The simulation of loads on the steel and aluminium arms of the same shape and profile was carried out with the simulation software SolidWorks 2009. The obtained results revealed that steel arms are more resistant to external forces comparing to aluminium arms. The critical points in the arm constructions were found out. The results revealed that aluminium arms shall have more even profile in order to resist strong external forces.

*“McPherson” suspension, aluminium arm, steel arm, lateral and longitudinal forces, simulation.*

М. Мелайка, С. Нагурнас, Д. Бял

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

### Резюме

Более лёгкая подвеска автомобиля улучшает управляемость, стабильность автомобиля и позволяет снизить общий вес автомобиля, что проявляется в снижении расхода топлива. Одним из способов снижения веса подвески является использование более лёгких, но прочных материалов, таких как алюминий. В данной статье рассматриваются типы подвески автомобиля, требования к конструкциям и прочие их особенности. Подробно рассмотрены горизонтальные и вертикальные силы, как поперечные и продольные нагрузки воздействуют на подвеску и

её элементы. Делается обзор исследований и теоретических работ о направляющих устройствах подвески – рычагах, их типах. Подробно анализируется алюминиевый рычаг и его опасные конструкционные точки, возможности оптимизации. Выбранные в исследовательской части элементы подвески – прототипы рычагов, на основе которых были созданы компьютерные модели. С целью приближения моделирования к реальным условиям был произведён химический анализ металлов для установления реальных марок сплавов. Произведён расчёт действующих на подвеску продольных и поперечных сил. Было выполнено моделирование нагрузок стальных и алюминиевых рычагов одинаковой формы и профилей с использованием программы моделирования «SolidWorks 2009». Полученные результаты показали, что стальные рычаги лучше противостоят внешним силам, чем алюминиевые рычаги. Были обнаружены опасные точки в конструкции рычагов. Результаты показали, что алюминиевые рычаги должны иметь более гладкий профиль, чтобы быть в состоянии выдерживать значительные внешние силы.

*Подвеска «McPherson», алюминиевый рычаг, стальной рычаг, поперечные и продольные силы, моделирование.*