

DVIRAČIO RATO JUDĖJIMO PER KLIŪTĮ DINAMIKOS ANALITINIS MODELIAVIMAS

Mantas Masandukas, Sergėjus Rimovskis, Artūras Sabaliauskas, Vaidutis Petronis
Šiaulių universitetas, Technologijos fakultetas

Įvadas

Dviračiams, nepriklausomai nuo jų paskirties, keliami specifiniai saugumo ir patikimumo reikalavimai [1–5]. Standartuose reglamentuojamos bandymų sąlygos ir schemas, nurodomos statinės bei dinaminės apkrovos, jų poveikio ribos visai dviračio konstrukcijai ar atskiriems jo elementams. Tik atlikus bandymus galima įvertinti dviračio patikimumą ir kitas šios transporto priemonės eksploatacines savybes, teigiami bandymų rezultatai parodo, kad gaminys gali būti sertifikuotas ir realizuojamas ES rinkoje.

Šiaulių universiteto Technologinių bandymų centre (TBC), kuriame dirba Technologijos fakulteto dėstytojai ir darbuotojai, atliekami visi naujų dviračių bandymai. Didžioji dalis bandomų modelių – tai bendros Lietuvos ir Vokietijos įmonės UAB „Baltik Vairas“ pagaminti dviračiai. Per metus šioje bendrovėje surenkama daugiau kaip 350 tūkst. įvairios paskirties (vaikiškų, paauglių, suaugusiųjų, kalnų) bei modelių (*Aero, Wave, Trekking, MTB, Suspension* ir kt.) dviračių plieniniais ir aliumininiais rėmais ir vairais. Apie 95 proc. dviračių realizuojama Vakarų ir Rytų Europos rinkose. Įmonės apyvarta viršija 150 mln. Lt. Ne visada bandymų rezultatai būna teigiami. Tuomet siūlomos rekomendacijos gamintojams.

Šiame darbe nagrinėjamas surinkto dviračio struktūrinio vientisumo bandymas. Tai sudėtingas ir ilgai trunkantis dviračio dinaminė savybių įvertinimo bandymas. TBC darbuotojai suprojektavo, pagamino ir surinko šiam bandymui skirtą įrenginį – bandymų stendą. Kadangi apkrovimo sąlygos šiek tiek skiriasi nuo standarte aprašytų sąlygų, gaunami bandymų rezultatai taip pat gali būti skirtingi. Darbe pateikiamos įvairios per kliūtis judančio dviračio rato dinamikos analitinio tyrimo metodikos, kurias taikant palyginami skirtingi apkrovimo būdai, analizuojamos sistemą veikiančios jėgos.

Visiškai sumontuoto dviračio dinaminio bandymo mašina

Šiuo metu dviračių saugos ir patikimumo reikalavimus reglamentuoja standartas EN 14764 „Miesto ir treko dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai“ [1]. Standarte numatytas dviračio struktūrinio vientisumo bandymas, kurio metu modeliuojamas tam tikra apkrova (maždaug atitin-

kančia žmogaus masę) veikiamo dviračio judėjimas kelio nelygumais. Bandymo metu neturi sugesti ar atsilaisvinti jokia dviračio sistema ar jos komponentas, o fiksuojami elementai (pvz., balnelis, vairas ar atšvaitai) neturi nukrypti. Visi elementai ir mazgai turi atlaikyti apkrovas, veikiančias bandymo metu – neturi sulūžti, deformuotis, negali atsirasti įtrūkimų ir t. t. Eksperimentai atliekami bandymo mašina, kurios vaizdas pateiktas 1 pav. Apkrovos svarsčių masės pateiktos 1 lentelėje.

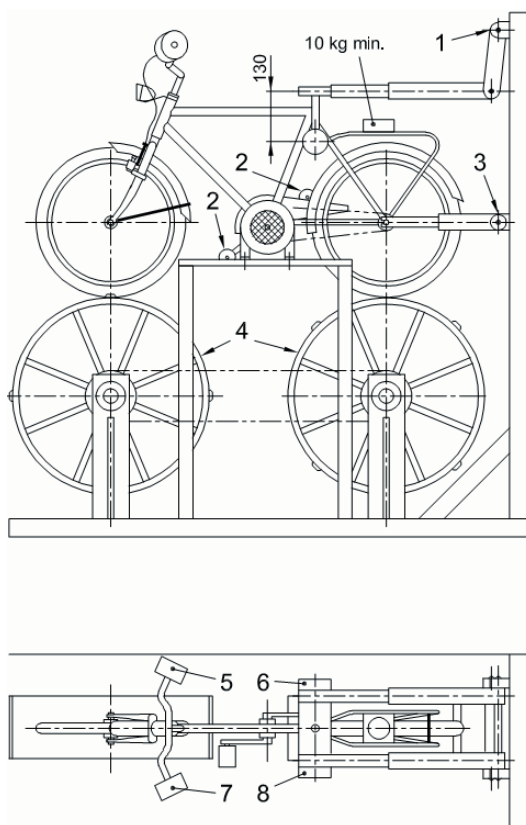
Visiškai surinktas dviratis yra sumontuojamas ant dviejų būgnų, kurių skersmuo – $0,5 \div 1,0$ m. Ant būgnų įtvirtinamos kliūtys, kurių plotis – $0,05 \pm 0,025$ m, aukštis – $0,01 \pm 0,0025$ m. Kliūtys su nuožulomis iš abiejų pusių (45 iki pusės jų storio). Tarpas tarp dviejų iš eilės einančių kliūčių neturi būti mažesnis kaip 0,4 m. Būgnų sukimosi greitis turi atitikti 8 km / h (± 10 proc.) linijinį (dviračio važiavimo) greitį. Bandymo trukmė – 6 val. Dviračio padangos turi būti pripūstos iki rekomenduojamo slėgio arba iki 80 proc. maksimalaus slėgio (± 5 %).

TBC struktūrinio vientisumo bandymų mašinos vaizdas pateiktas 2 pav. Ji suprojektuota pagal standarto reikalavimus, tačiau dviračio apkrovos sistema šiek tiek kitokia. Ją sudaro pneumatinio užspaudimo blokas – tam tikra tvarka išdėstyti pneumatiniai cilindrai. Visiems elementams, išskyrus pedalus, taikomas užspaudimas pneumatiniais cilindrais, kurių skaičius parenkamas pagal bandomo dviračio tipą. Pneumatinių cilindų padėtis bandymų mašinoje pritaikoma skirtingų tipų ir konstrukcijų dviračiams. Pedalų apkrovimui naudojami svarsčiai. Detaliau bandymo mašinos konstrukcija ir veikimas aprašytas specialiaame darbe [6].

Dviračio rato judėjimo nelygiu keliu dinamikos matematinis modeliavimas

Tiriant dviračio apkrovimo būdo įtaką bandymų rezultatų tikslumui pasirinktas ne viso dviračio, o vieno jo rato, apkrauto atitinkama apkrova, judėjimo per kliūtį dinaminis tyrimas. Įvertintas vienam ratui tenkantis svoris, kuris transporto priemonei suteikiamas tam tikros masės svoriu m ; pneumatinio cilindro sukuriama jėga F .

Atliekant analitinį tyrimą visų pirma buvo pasirinkta per kliūtį važiuojančio apkrauto dviračio rato dinaminė sistema, nustatytas sistemos žadinimo dėsnis, reakcijos dėsnis ir sistemą veikiančios jėgos.



1 pav. Bandymų mašina:

1 – laikiklis su reguliuojamu aukščiu; 2 – svarsčiai ant pedalų; 3 – galinės ašies laikiklis su reguliuojamu aukščiu; 4 – būgnai; 5, 7 – svarsčiai ant vairo; 6, 8 – svarstis ant sėdynės.

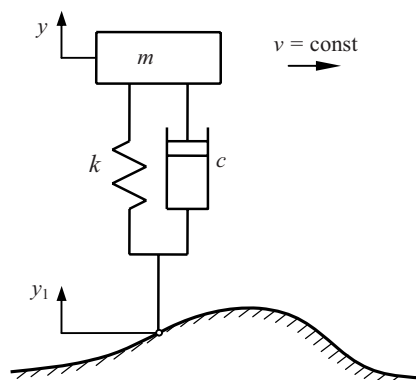
1 lentelė. *Bandomo dviračio apkrova* [1]

Pavadinimas	vnt.	Masė, kg
Svarstis ant pedalo	2	18
Svarstis ant vairo	2	6,75
Svarstis ant sėdynės	1	36
Svarstis ant багаžo laikiklio	1	10, 18, 25



2 pav. Bandymų mašina su bandomu dviračiu

Literatūros šaltiniuose [7–11] pateikiami įvairūs nelygiu keliu judančių transporto priemonių dinamikos matematiniai modeliai. Tai sudėtingos sistemos, kuriose naudojama daug tampriųjų ir slopinimo elementų. Nagrinėjant dviračio rato judėjimą, pagrindinis dinaminės sistemos elementas – pneuminė padanga, kuri turi išlaikyti dviračio kartu su dviratininku svorį ir užtikrinti kuo tolygesnį dviračio judėjimą nelygia atramine plokštuma (keliu). Paprasčiausios ir dažniausiai taikomos matematinės padangų dinaminės sistemos susideda iš masės, spyruoklinio elemento su tiesine charakteristika ir jai lygiagrečiai veikiančio slopinimo elemento (3 pav.) [12]. Nagrinėjamoju atveju pasirenkama vieno laisvės laipsnio koncentruotos masės sistema su standumo elementu, kurio koeficientas k (pneuminės padangos standumas), o sistemos slopinimas neįvertinamas (slopinimo koeficientas $c = 0$).

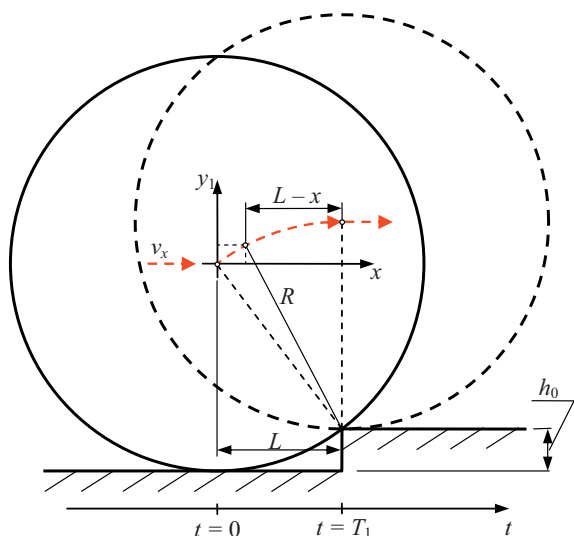


3 pav. Vieno laisvės laipsnio dinaminė sistema

Standartai [1–4] reglamentuoja kliūtis formą – tai laiptelis, kurio aukštis h_0 ir ilgis – l . Reglamentuojama taip pat ir laiptelio nuožula. Toliau analitiškai nagrinėjamas tik rato „užvažiavimas“ ant kliūtis (tai galima vadinti pirminiu sistemos žadinimu), o nuvažiavimas nenagrinėjamas. Kliūtis – laiptelis (paprastumo dėlei pasirenkama laiptelio forma be nuožulos). Būtina taip pat pažymėti ir tai, kad pateikiama dinaminio skaičiavimo metodika neįvertina galimo rato šuolio (atitrūkimo) nuo pagrindo paviršiaus.

Sistemos žadinimo dėsnio nustatymas

Ratas, kurio spindulys R , horizontalia kryptimi juda pastoviu greičiu v_x . Tam tikru laiko momentu ($t = 0$) ratas atsiremia į laiptelį ir per laiko tarpą ($t = T_1$) įveikia kliūtį, t. y. visiškai užvažiuoja ant laiptelio. Rato padėties laiko momentu $t = 0$ ir $t = T_1$ yra pavaizduotos 4 pav., iš kurio matyti, kad esant $t > T_1$, y_1 ašies atžvilgiu rato masės centro (rato centro) padėtis yra $y_1 = h_0$.


4 pav. Rato judėjimo per kliūtį trajektorija

Paprasiausias būdas aprašyti sistemos žadinimo dėsnį – laiko momentu $t = 0$ suteikti jai šuolinį poslinkį dydžiu h_0 . Toks dėsnis užrašomas taip:

$$y_1(t) = p_0 H(t), \quad (1)$$

čia: $H(t)$ – Hevisaido vienetinė funkcija [7]:

$$H(t) = \begin{cases} 0 & (t < 0) \\ 1 & (t > 0) \end{cases}.$$

Kuo greitis v_x didesnis, tuo tiksliau (1) lygybe bus aprašomas sistemos žadinimas. Tačiau esant santykinai nedidelėms v_x reikšmėms, (1) lygybė netinka.

Kiti galimi sistemos žadinimai.

Tiesinis žadinimo dėsnis:

$$y_1(t) = \frac{h_0 v_x t}{\sqrt{2Rh_0 - h_0^2}} H(t) + \left(1 - \frac{h_0 v_x t}{\sqrt{2Rh_0 - h_0^2}} \right) H(t - T_1) \quad (2)$$

Harmoninis žadinimo dėsnis:

$$y_1(t) = h_0 \sin(\Omega t) H(t) + h_0 (1 - \sin(\Omega t)) H(t - T_1). \quad (3)$$

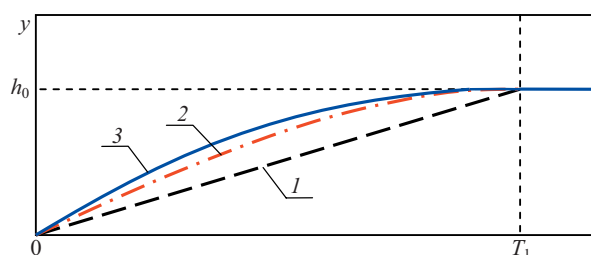
čia: parametras Ω apskaičiuojamas taip:

$$\Omega = \frac{\pi}{2T_1}.$$

Tikrasis žadinimo dėsnis:

$$y_1(t) = \left(\sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - v_x t \right)^2} + h_0 - R \right) H(t) + \left(h_0 - \left(\sqrt{R^2 - \left(\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - v_x t \right)^2} + h_0 - R \right) \right) H(t - T_1). \quad (4)$$

Sistemos žadinimo dėsniai grafiškai pavaizduoti 5 pav. Pateiktos kreivės gautos esant santykiui $h_0/R = 0,25$ (apytiksliai toks yra kliūties aukščio ir suaugusiojo dviračio rato spindulio santykis). Kreivės, aprašomos (3) ir (4) lygybėmis, yra artimos (nesutapimas neviršija 5 proc.), bet (3) yra gerokai paprastesnė.


5 pav. Sistemos žadinimas:

1 – aprašomas (2) lygybe; 2 – aprašomas (3) lygybe; 3 – aprašomas (4) lygybe

Reakcijos į žadinimą nustatymas taikant impulsinių reakcijų superpoziciją

Vieno laisvės laipsnio sistemos reakcija į neperiodinį žadinimą, kai taikomas impulsinių reakcijų superpozicijos principas, aprašyta [7, 10]. Šiuo atveju jėgos arba poslinkio žadinimas išskaidomas į $f(\tau)d\tau$ intensyvumo impulsų sumą, o sistemos reakcija laiko momentu t , kai $t > \tau$, aprašoma lygybe:

$$y(t) = \int_0^t f(\tau) G(t - \tau) d\tau, \quad (6)$$

čia: $f(\tau)$ – žadinimo jėgos impulsų funkcija ($f(\tau) = h_0(\tau)k$); $G(t - \tau)$ – reakcijos į vienetinį impulsą funkcija, kuri, neįvertinant slopinimo, gali būti užrašyta taip:

$$G(t - \tau) = \frac{1}{m\omega} \sin(\omega(t - \tau)) H(t - \tau). \quad (7)$$

čia: ω – apskritiminis dažnis ($\omega = \sqrt{k/m}$).

Taigi, kai sistemos žadinimas aprašomas (1) lygybe,

$$y(t) = \int_0^t h_0 k \frac{1}{m\omega} \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t). \quad (8)$$

Jei (2) lygybe, tai

$$y(t) = \int_0^t \frac{h_0 v_x t}{\sqrt{2Rh_0 - h_0^2}} \omega \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t) + \int_{T_1}^t \left(1 - \frac{h_0 v_x t}{\sqrt{2Rh_0 - h_0^2}} \right) \omega \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t - \tau), \quad (9)$$

Jei žadinimas aprašomas (3) lygybe, tai

$$y(t) = \int_0^t h_0 \sin(\Omega t) \omega \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t) + \int_{T_1}^t h_0 (1 - \sin(\Omega t)) \omega \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t - \tau). \quad (10)$$

Jei žadinimas aprašomas (4) lygybe, sistemos reakcijos dėsnis bus toks:

$$y(t) = \int_0^t \left(\sqrt{R^2 - (\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - v_x t)^2} + h_0 - R \right) \omega \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t) + \int_{T_1}^t \left(\sqrt{R^2 - (\sqrt{2Rh_0 - h_0^2} - v_x t)^2} + h_0 - R \right) \omega \sin(\omega(t - \tau)) d\tau H(t - \tau). \quad (11)$$

Reikia pažymėti, kad (9) ir (10) integralų analitinės išraiškos labai sudėtingos, (11) integralas analitinės išraiškos neturi, todėl reakcijų dėsniai nepateikiami.

6 pav. pateikti sistemos reakcijos grafikai. Skaičiavimui naudoti duomenys – rato spindulys $R = 0,4$ m, kliūtis aukštis $h_0 = 0,01$ m, santykis $k/m = 1000$. Pasirinktos trys greičių v_x reikšmės: 0,5 m/s, 1 m/s ir 2 m/s. Jas atitiko tokios parametro T_1 reikšmės: 0,173 s, 0,087 s ir 0,043 s. Iš grafikų matyti, kad kai $h_0/R = 0,25$, taikant tiek (3), tiek ir (4) priklausomybėmis aprašomus žadinimo dėsnius, gaunami sistemos reakcijos dėsniai praktiškai nesiskiria. Vadinasi, šiuo atveju, tikslinga pasirinkti (3) lygybe aprašoma sistemos žadinimą, kuris yra papastesnis ir patogesnis analitiniam tyrimui. Taip pat matyti, kad paprasčiausią šuolinį žadinimą (1 kreivė) galima taikyti, kai $v_x \geq 2$ m/s. Tai parodo trečiojo grafiko reakcijų kreivių amplitudžių dydžiai (skirtumas neviršija 5 proc.). Tokia situacija atitinka sąlygą $\Omega/\omega \geq 1$ (Ω – parametras iš (3) lygybės), o nagrinėjamu atveju greitį $v_x \approx 1,75$ m/s.

Reakcijos į žadinimą nustatymas analitiniu metodu

Nustatyta, kad sistemos žadinimą pakankamai tiksliai aprašo (10) lygybė, kuri laiko intervale $0 < t < T_1$ yra harmoninė. Ši lygybė ir bus toliau taikoma ieškant analitinio vieno laisvės laipsnio sistemos reakcijos sprendinio.

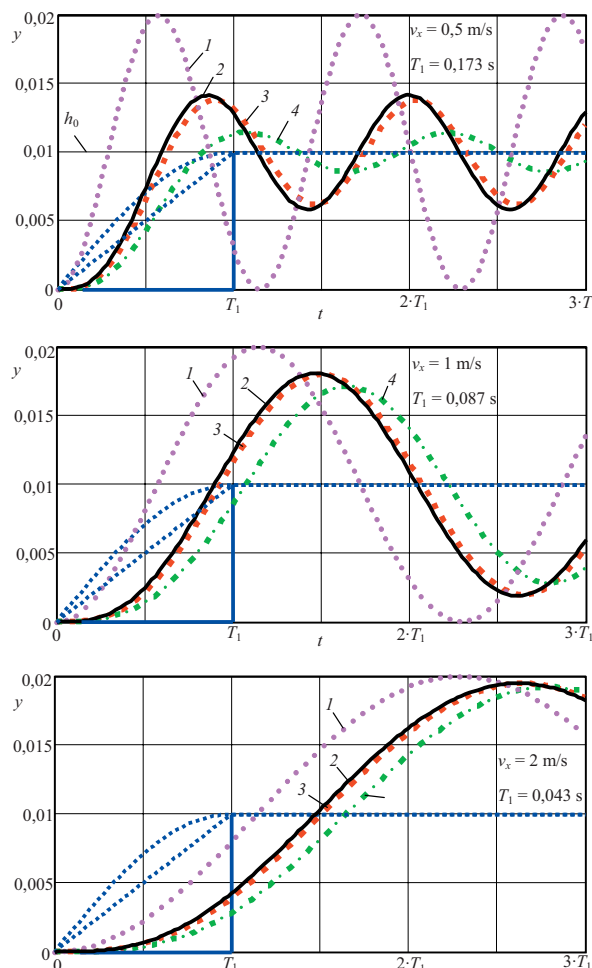
Sistemos reakcija laiko intervale $0 < t < T_1$.

Sistemos reakciją užrašoma nehomogenine antrosios eilės diferencialine lygtimi:

$$\ddot{y} + \omega^2 y = \omega^2 h_0 \sin(\Omega t). \quad (12)$$

Tokios lygties sprendinys susideda iš dviejų sprendinių: kairiosios pusės homogeninės lygties bendrojo sprendinio ir atskiro visos lygties sprendinio. Vadinasi,

$$y(t) = A_1 \cos(\omega t) + A_2 \sin(\omega t) + A \sin(\Omega t). \quad (13)$$



6 pav. Sistemos reakcijos kreivės: 1 – apskaičiuota (8) lygybe; 2 – (11); 3 – (10); 4 – (9)

Nustačius konstantų A , A_1 ir A_2 reikšmes ir įrašius jas į (13), gaunama tokia (12) priklausomybės išraiška

$$y(t) = \frac{h_0 \omega}{\omega^2 - \Omega^2} [\omega \sin(\Omega t) - \Omega \sin(\omega t)]. \quad (14)$$

Sistemos reakcija laiko intervale $t \geq T_1$.

Šiame laiko intervale sistemos reakcija bus aprašoma harmoniniais virpesiais apie naują pusiausvyros padėtį (h_0):

$$y(t) = B_1 \cos(\omega t) + B_2 \sin(\omega t) + h_0. \quad (15)$$

Nustčius konstantų B_1 ir B_2 reikšmes, galutinė (15) lygties išraiška užrašoma taip:

$$y(t) = h_0 \left(\frac{\omega^2}{\omega^2 - \Omega^2} - \frac{\omega \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \sin\left(\frac{\pi \omega}{2 \Omega}\right) - 1 \right) \cos(\omega t) - \frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega(\omega^2 - \Omega^2)} \left(\cos\left(\frac{\pi \omega}{2 \Omega}\right) \right) \sin(\omega t) + h_0. \quad (16)$$

Gautos (14) ir (16) priklausomybės yra (10) integralo analitinės išraiškos, aprašančios sistemos reakciją skirtingose jos sužadavimo etapuose. Šių priklausomybių sprendiniai atitinka 3 kreivę, pateiktą 6 pav.

Ratų veikiančių jėgų nustatymas

Ratui judant per kliūtį, be savojo svorio jėgos mg , jį pradeda veikti ir inercijos jėga. Inercijos jėga yra proporcinga rato pagreičiui a , o jos kryptis yra priešinga pagreičio krypčiai. Bendru atveju ratas bus veikiamas jėga:

$$F(t) = -m[g + a_y(t)]. \quad (17)$$

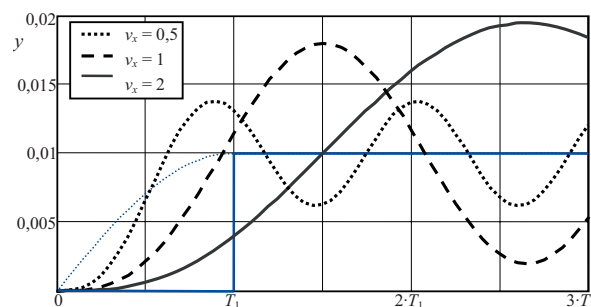
7 pav. yra pateikti sistemos ($h_0/R = 0,25$, $k/m = 1000$) reakcijos ir pagreičio a_y grafikai, esant trims skirtingoms horizontaliojo greičio v_x reikšmėms.

Pagreičio kitimo dėsnis, kai $0 < t < T_1$:

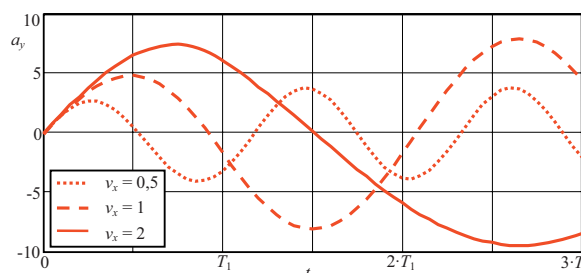
$$a_y(t) = \frac{h_0 \omega^2 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} (\omega \sin(\omega t) - \Omega \sin(\Omega t)), \quad (18)$$

kai $t \geq T_1$:

$$a_y(t) = \frac{h_0 \omega^3 \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \cos(\omega t) \sin(\omega(t - T_1)) - h_0 \omega^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega^2 - \Omega^2} - \frac{\omega \Omega}{\omega^2 - \Omega^2} \sin(\omega T_1) - 1 \right) \cos(\omega(t - T_1)). \quad (19)$$



a)



7 pav. Sistemos reakcijos (a) ir pagreičio (b) grafikai

Skirtingų sistemos apkrovos būdų palyginimas

Sistemos parametrų nustatymas.

Kadangi nagrinėjamas dviračio vieno rato dinaminis modelis, būtina nustatyti jam tenkančią apkrovą, kuri gali būti apskaičiuojama tokia lygybe:

$$m = \frac{m_{dv} + \sum m_{ap}}{2}, \quad (20)$$

čia: m_{dv} – dviračio masė; $\sum m_{ap}$ – bendra apkrovos masė.

(20) lygybė neįvertina masės pasiskirstymo tarp priekinio ir užpakalinio rato. Tiriant dvi skirtingas apkrovos sistemas tai nėra svarbu. Svarbu tik tai, kad tą pačią masę atitinkanti apkrova būtų naudojama ir pneumatinio užspaudimo atveju.

Miesto dviračio masė yra 14–16 kg, o maksimali bendros apkrovos masė (kai bagažinės laikiklio maksimali apkrova yra 25 kg) – 110,5 kg. Vadinas, vienam ratui tenkantis vidutinis svoris apytiksliai lygus 63 kg.

Pneumatinių padangos standumo koeficientas. Priklausomai nuo bandymo sąlygų, galimi trys standumo tipai: statinis standumas, dinaminis standumas padangai nejudant, dinaminis standumas padangai judant [12]. Eksperimentu nustatytos statinio standumo koeficientų reikšmės pateiktos 2 lentelėje. Rekomenduojamas daugelio dviračių ratų padangos slėgis yra 2,8–4,0 bar. Toliau skaičiavimuose bus naudojama 3 bar slėgi padan-

goje atitinkanti standumo koeficiento reikšmė ($k_1 = 152880 \text{ N/m}$).

2 lentelė. **Padangos standumo koeficientų reikšmės**

Standumo koeficientas k_p , N / m		
1 bar	2 bar	3 bar
64320	120610	152880

Pneumatinio užspaudimo sistemos standumo nustatymas.

Bandymo mašinos pneumatinė užspaudimo sistema sudaryta iš dviejų rūšių pneumatinių cilindrų, kurių darbinės dalies skersmenys (d_c) yra 0,032 ir 0,050 m. Naudojami DNC tipo Festo dvipusio veikimo cilindrai.

Kadangi analitiniame tyrime nagrinėjama vieno rato sistema, parenkama užspaudimo vienu pneumatiniu cilindru ($\varnothing 0,050 \text{ m}$) schema, kuria suteikiama ratui 63 kg masės svorio koncentruotą jėgą ($F_0 = 618 \text{ N}$) atitinkanti apkrova. Neįvertinama tai, kad realaus bandymo sąlygomis dalis apkrovos (pedalams) perduodama svarsčiais, neįvertinamas taip pat ir dviračio svoris m_{dv} .

Ratui judant per kliūtį, cilindro stūmoklis juda aukštyn, padidindamas cilindre slėgį p . Laikomasi nuostatos, kad pneumatinis cilindras yra visiškai sandarus, nes laikas, per kurį ratas iki galo užvažiuoja ant kliūties, yra nedidelis ($\sim 0,04 \text{ s}$), todėl pneumatinio cilindro standumo koeficientas $k_c = const$. Koeficientas k_c apskaičiuojamas lygybe:

$$k_c = \frac{F_1 - F_0}{h_0}, \quad (21)$$

čia: F_0 – ratą veikianti jėga iki susidūrimo su kliūtimi; F_1 – ratą veikianti jėga, kai ratas užrieda ant kliūties ir stūmoklis paslenka dydžiu h_0 .

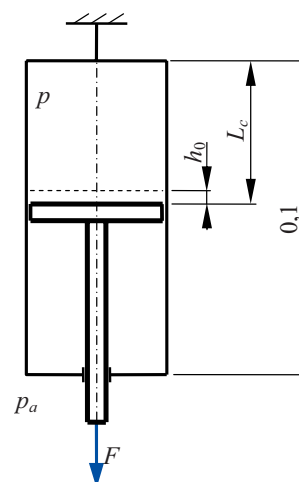
Užspaudimo jėgos F_1 priklausomybę nuo cilindro stūmoklio poslinkio h_0 galima išreikšti tokia lygybe:

$$F_1 = A \left(p_0 \frac{L_c}{L_c - h_0} - p_a \right), \quad (22)$$

čia: p_0 – absoliutus slėgis cilindre pradinėje padėtyje (iki rato susidūrimo su kliūtimi); p_a – atmosferinis slėgis. A – cilindro plotas ($\pi d_c^2 / 4$); L_c – tai atstumas nuo stūmoklio priekinės plokštumos iki cilindro galinio paviršiaus (žr. 8 pav.).

Pradinis slėgis cilindre apskaičiuojamas taip:

$$p_0 = \frac{F_0}{A} - p_a. \quad (23)$$



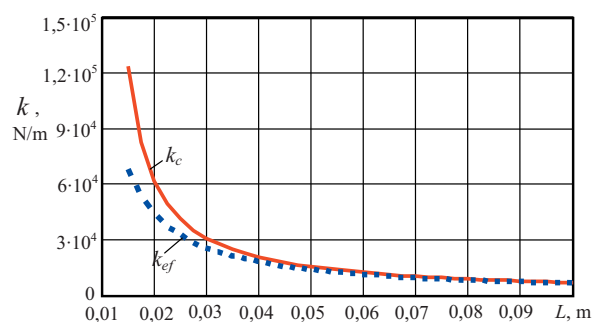
8 pav. Cilindro schema

Žinant parametrus k_c ir k , galima apskaičiuoti sistemos efektyvinį standumą k_{ef} ,

$$k_{ef} = \frac{k_1 k_c}{k_1 + k_c}, \quad (24)$$

o taikant šį parametą, galima nustatyti per kliūtį riedančio rato veikiančios jėgos F pokytį.

Pneumatinio cilindro standumo koeficiento k_c ir efektyvinio sistemos standumo k_{ef} priklausomybių nuo atstumo L_c grafikai pateikti 9 pav. Iš grafikų matyti, kad tik esant ribiniam atstumui L_c (atitinkančiam stūmoklio darbinę eigą kliūties įveikimo metu) pneumatinio cilindro standumo koeficiento reikšmė tampa artima padangos standumo reikšmei esant 3 bar slėgiui ($\sim 1,5 \cdot 10^5 \text{ N/m}$). Kadangi iš sistemos eliminuojama masė, uždaviniui spręsti toliau taikomi paprasčiausi statikos dėsniai.



9 pav. Standumo koeficientų k_c ir k_{ef} priklausomybės nuo L_c

Skirtingų sistemos apkrovimo būdų analizė

Per kliūtį riedantį ratą (kaip dinaminę sistemą) veikia svorio ir inercijos jėgos, kurias galima apskaičiuoti taikant (17) ir (19) priklausomybes. Sistemos parenkami ir apskaičiuojami parametrai, atitinkantys realias bandymo sąlygas, nurodyti 3 lentelėje.

3 lentelė. *Sistemos parametrai*

Parenkami parametrai					
Žymuo	m	k_f	v_x	R	h_0
Matavimo vienetas	kg	N / m	m / s	m	m
Reikšmė	63	152880	2,22	0,38	0,01
Apskaičiuojami parametrai					
Žymuo	L	ω	Ω	T_f	
Matavimo vienetas	m	1/s	1/s	s	
Reikšmė	0,087	49,26	40,26	0,039	

Analitiniam tyrimui pasirinktas (4) lygybe aprašomas sistemos žadinimo dėsnis $y_1(t)$. Nustatomas sistemos reakcijos $y(t)$, pagreičio $a_y(t)$ dėsniai pateikti 10 pav. Ratą veikiančios jėgos $F(t)$ kitimo dėsnis pateiktas 11 pav. Šiame paveiksle papildomai pateiktos analitinės kreivės, parodančios jėgos kitimą, kai ratui apkrova suteikiama pneumatiniu užspaudimu. Ši jėga žymima F_p , ji apskaičiuojama:

$$F_p(t) = -gm - k_{ef}h_0 \sin(\Omega t). \quad (25)$$

Ši lygybė galioja laiko intervale $0 < t < T_1$. Kai $t > T_1$, jėga nebekinta:

$$F_p = -gm - k_{ef}h_0, \quad (26)$$

nors realaus bandymo atveju dėl pneumatinio cilindro nevisiško sandarumo jėga F palaipsniui mažėja.

Iš 10 pav. b) matyti, kad nagrinėjamų parametrų sistemos maksimalaus pagreičio reikšmės (a_{\max}) yra didesnės nei laisvo kritimo pagreitis

g ($\frac{a_{\max}}{g} = 1,54$), todėl rato judėjimas per kliūtį bus su šuoliu (su atitrūkimu nuo pagrindo). Kaip jau buvo minėta, pateikta analitinio tyrimo metodika tokio šuolio neįvertina. Vadinasi, gaunami skaičiavimų rezultatai ne visiškai atitinka realaus bandymo sąlygas.

Iš 11 pav. matyti, kad dviejų skirtingų apkrovos būdų (svarčių ir pneumatinio užspaudimo) poveikis sistemai nevienodas. Būtina pažymėti, kad svarbiausias yra pirmasis jėgos funkcijos F ekstremumas (F_{\min}), kuris 11 pav. pažymėtas tašku E . Kadangi neįvertinamas sistemos slopinimas, kitos F_{\min} reikšmės (kurios gali būti ir didesnės) nenagrinėjamos.

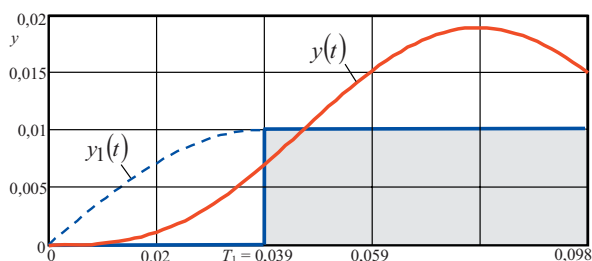
Skirtingų apkrovimo būdų įtaką bandymo sąlygoms galima išreikšti santykiu:

$$\bar{F} = \frac{F_{\min}}{F_{p \min}}. \quad (27)$$

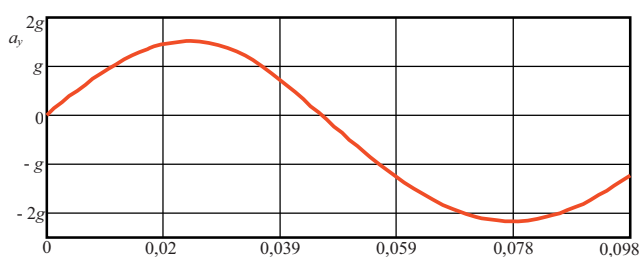
Gauti analitinio tyrimo rezultatai pateikti 4 lentelėje.

 4 lentelė. *Analitiškai nustatyti maksimalaus poveikio parametrai*

Dinaminės sistemos modelis	Pneumatinio užspaudimo modelis	Jėgų santykis
$F_{\min} = -1,57 \cdot 10^3 \text{ N}$ $t_f = 0,62 T_f$	$F_{p \min} = -1,058 \cdot 10^3 \text{ N}$ $t_f = T_f$	$\bar{F} = 1,484$

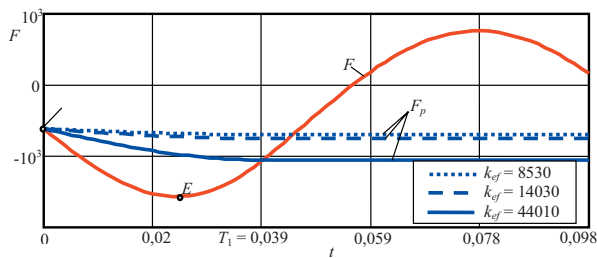


a)



b)

10 pav. Sistemos reakcijos (a) ir pagreičio (b) grafikai



11 pav. Sistemą veikiančių jėgų F ir F_p grafikai

Gauti analitinio tyrimo rezultatai parodo, kad esant skirtingiems rato apkrovimo būdams jį veikiančių jėgų kitimo dėsniai ir maksimalios jų reikšmės skiriasi. Svarsčiais apkrautą per kliūtį judantį ratą veikianti maksimali jėga beveik 50 proc. yra didesnė už maksimalią jėgą, sukuriama pneumatiniu užspaudimu. Be to, laikas, per kurį pasiekama jėga F_{\min} , yra mažesnis už rato kliūties įveikimo laiką ($t_1 < T_1$). Reikia pažymėti ir tai, kad nagrinėjamas ribinis pneumatinio cilindro nustatymo atvejis ($L_c = 0,02$ m). Kitais atvejais santykis \bar{F} yra dar didesnis. Pvz., kai $L_c = 0,05$ m (pusė cilindro eigos – statistiškai tai turėtų būti dažniausiai pasitaikantis atvejis), santykis $\bar{F} = 2,07$.

Gautas rezultatas nėra netikėtas, nes apkrovimas pneumatiniu cilindru (kurio standumo koeficientas yra mažesnis už padangos standumo koeficientą) sumažina bendrą sistemos standumą ($\frac{k_{ef}}{k_1} \approx 0,3$). Taireiškia, kad pneumatinis užspaudimas yra „švelnesnis“ arba „minkštesnis“ nei apkrovimas standžiai įtvirtinta svarsčių sistema.

Išvados

1. Pasiūlyta analitinio tyrimo metodika leidžia nustatyti per kliūtį riedančio rato dinamikos dėsnius ir veikiančias jėgas, taikant skirtingus rato apkrovos būdus – apkrovimą svarsčiais ir pneumatiniu užspaudimu.
2. Analitinio tyrimo metodikos trūkumai: neįvertintas dinaminės sistemos (dviračio rato padan-

gos) slopinimas; neįvertintas galimas rato atitrūkimasis nuo pagrindo (šūolis).

3. Pneumatinio užspaudimo poveikis nagrinėjamai sistemai priklauso nuo pneumatinio cilindro tvirtinimo padėties bandymų mašinoje.
4. Taikant metodiką nustatyta, kad svarsčiais apkrautą per kliūtį riedantį ratą veikianti maksimali jėga beveik 50 proc. yra didesnė už maksimalią jėgą, sukuriama pneumatiniu užspaudimu.
5. Pneumatinis užspaudimas – tai „švelnesnis“ dviračio apkrovos būdas. Jį taikant sumažėja bendras sistemos standumas, nes pneumatinio cilindro standumo koeficientas yra apie 3 kartus mažesnis už padangos standumo koeficientą.

Literatūra

1. LST EN 14764:2006. *Miesto ir turistiniai dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai.*
2. LST EN 14765:2006+A1:2008. *Vaikiški dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai.*
3. LST EN 14766:2006. *Kalnų dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai.*
4. LST EN 14781:2006. *Lenktyniniai dviračiai. Saugos reikalavimai ir bandymo metodai.*
5. DIN 79100: 2000. *Dviračiai – saugumo technikos reikalavimai ir tikrinimas.*
6. Zwick D, Dolieba M.; Partauskas N., Razgaitis I. 2005, *Dviračių, tandemų, triračių ir keturračių dinaminio bandymo stendas*. Bakaluro darbas. ŠU TF Mechanikos inžinerijos katedra.
7. Bottega, Williams J., 2006, *Enginenring vibrations*. CRC / Taylor & Francis.
8. Rao, S. Singiresu., 2003, *Mechanical vibrations*. Prentice Hall.
9. Žiliukas Pr., Barauskas R., 1997, *Mechaniniai virpesiai*. Kaunas.
10. Ostaševičius V., 1998, *Mechaninių konstrukcijų dinamika ir modeliavimas*. Kaunas.
11. Vansauskas V., Bogdevičius M., 2010, *Automobilio judėjimo keliu su provėžomis stabilumo įvertinimas. Technologijos mokslo darbai Vakarų Lietuvoje*. P. 332–335. Klaipėda.
12. Wong Jo, Young, 2001, *Theory of ground vehicles*.

ANALYTICAL MODELLING OF THE DYNAMICS OF A BICYCLE WHEEL WHILE GETTING OVER THE OBSTACLE

Mantas Masandukas, Sergėjus Rimovskis, Artūras Sabaliauskas, Vaidutis Petronis

Summary

Main conditions of bicycle structural integrity test are presented in European standard EN 14764:2005:E. The fully-assembled bicycle is mounted on a test machine. Definite weights are applied to it. The bicycle is moved over the obstacles that simulate roughness of the way. The load to bicycle can also be produced by system of pneumatic cylinders. Analytical modelling of the dynamics of a bicycle wheel corresponding to the test condition is presented in the work. It allows analytical comparison of different loading types and its influence on the test result accuracy.

Keywords: bicycle, obstacle, dynamic.

DVIRAČIO RATO JUDĖJIMO PER KLIŪTĮ DINAMIKOS ANALITINIS MODELIAVIMAS

Mantas Masandukas, Sergėjus Rimovskis, Artūras Sabaliauskas, Vaidutis Petronis

Santrauka

Dviračių struktūrinio vientisumo bandymai atliekami vadovaujantis reikalavimais, aprašytais standarte EN 14764:2005:E. Bandymo metu svarsčiais apkrautas dviratis juda per kliūtis, kurios imituoja kelio nelygumus. Bandymai taip pat atliekami vietoj svarsčių naudojant užspaudimą pneumatiniiais cilindrais. Šiame darbe pateikiamas bandymo sąlygas atitinkantis dviračio rato dinamikos matematinis modelis, kuris leidžia palyginti skirtingus apkrovos būdus ir jų įtaką bandymo sąlygoms bei rezultatų tikslumui.

Prasminiai žodžiai: dviratis, kliūtis, dinamika.

Įteikta 2010-09-13