

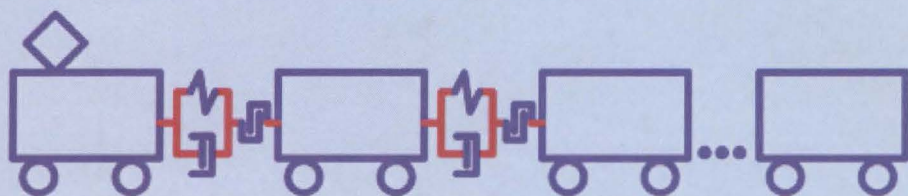
629.4
N 45

ДЕПОЗИТНЕ
ЗБЕРІГАННЯ

Eugenijus Blochinas, Stasys Dailydka,
Leonas Povilas Lingaitis, Liudmila Ursuliak

Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai

MONOGRAFIJA





VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Eugenijus Blochinas, Stasys Dailydka,
Leonas Povilas Lingaitis, Liudmila Ursuliak

Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai

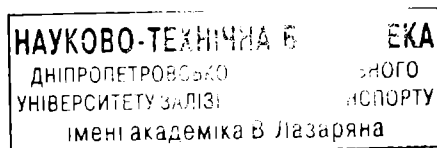
MONOGRAFIJA



VGTU leidykla TECHNİKA
Vilnius

Leidinį rekomendavo VGTU Transporto inžinerijos mokslo krypties jungtinės doktorantūros komitetas.

Recenzavo: prof. habil. dr. Sergejus Lebedevas, Klaipėdos universitetas,
Jūrų fakulteto Jūreivystės institutas
dr. Vladislav Skaložub, Dniepropetrovsko nacionalinis
geležinkelių transporto universitetas



VGTU leidyklos **TECHNIKA**
mokslo literatūros knyga (2321-M)
<http://leidykla.vgtu.lt>

ISBN 978-609-457-828-1
eISBN 978-609-457-827-4
doi:10.3846/2321-M

Šį kūrinių, esančių bibliotekose, mokymo ir mokslo įstaigų bibliotekose, muziejuose arba archyvuose, be leidėjo sutikimo draudžiama mokslinių tyrimų ar asmeninių studijų tikslais atgaminti, viešai skelbti ar padaryti viešai prieinamą kompiuterių tinklais tam skirtuose terminaluose tų įstaigų patalpose. Dėl leidimo kreiptis el. paštu leidyba@vgtu.lt

© VGTU leidykla **TECHNIKA**, 2015

Turinys

Ižanga	5
1. Išilginių traukinio virpesių atstojamosios schemos ir matematiniai modeliai	8
1.1. Traukinys – daugiamačė mechaninė sistema	8
1.2. Traukinys – netiesinė daugiamačė mechaninė sistema .	9
2. Specialūs bandymai su traukiniais. Sistemos integralinės charakteristikos	16
3. Matematinio modelio aprobavimas .	30
3.1. Traukinys – tiesinė mechaninė sistema	30
3.2. Traukinys – netiesinė daugiamačė mechaninė sistema .	31
4. Informacinės sistemos „Traukinio dinamikos analizatorius“ sąsajos aprašymas ir darbas su duomenų baze	42
4.1. Bendrosios nuostatos	42
4.2. Pagrindinis langas	43
4.3. Duomenų bazė	44
4.4. Traukinio „valdymo“ užduoties formavimas	59
4.5. Skaičiavimas	65
4.6. Rezultatų analizė	66
5. Programinio produkto „Traukinio dinamikos analizatorius“ naudojimo sprendžiant kai kurias traukinio išilginių jėgų svyravimo užduotis pavyzdžiai	75
5.1. Tarpų tarpvagoninėse jungtyse įtakos išilginėms jėgoms sąstatai paleidžiant traukinį judėti nagrinėjimas	75
5.2. Tarpų tarpvagoninėse jungtyse dydžių įtaka išilginėms jėgoms ir stabdymo keliams stabdant įvairiais būdais (staigiuoju, paprastuoju, pakopiniu)	85
5.3. Pradinio judėjimo greičio įtakos įvairiems stabdymo būdams (staigusis, paprastasis ar pakopinis) ir išilginėms jėgoms bei stabdymo keliui nagrinėjimas	102
5.4. Nevienalytės sąstato vagonų masės įtaka išilginėms jėgoms traukinyje paleidžiant judėti ir stabdant	113
5.5. Išilginių kelio profilio parametrų įtakos išilginėms jėgoms kroviniuose ir išilginių jėgų kitimo pagreičiams keleiviniuose traukiniuose tyrimas	126
6. Matematinio modelio taikymas nustatant traukinio sąstatai esančių vagonų nuriadėjimo nuo bėgių priežastis	140
Literatūra	153
Summary. Non-Stationary and Quasi-Static Railway Train Movement Regimes	156

Ižanga

Pastariesiems dešimtmečiams būdingas smarkus keleivinių traukinių judėjimo greitėjimas, vis plačiau plintantis greituminis sausumos transportas, krovinių traukinių ilgio ir masės didėjimas.

Jau seniai daugelyje Amerikos, Azijos, Afrikos šalių yra naudojami kelių dešimčių tūkstančių tonų masės krovininiai traukiniai, išdėstant lokomotyvus išilgai sąstato.

Norint padidinti geležinkelių transportavimo ir pralaidumo gebą, sumažinti eksploatacines išlaidas, yra iš naujo apsvarstomos krovinių traukinių masės normos. Pvz., Rusijoje 1524 ir 1520 mm vėžėje labiausiai paplitusi 4000 tonų norma buvo pakeista į 6000 tonų masės normą. Labiausiai krovinių apkrautomis Rusijos geležinkelių kryptimis reguliariai pradėti naudoti jungtiniai 12 tūkst. tonų masės traukiniai su išilgai sąstato išdėstytais lokomotyvais.

6000 tonų masės krovininiai traukiniai pradėti naudoti ir kai kurių Europos šalių geležinkeliuose. Tokius traukinius galima pradėti naudoti ir Lietuvos geležinkeliuose (Lingaitis *et al.* 2008; Dailėdka, Lingaitis 2009; Lingaitis *et al.* 2012).

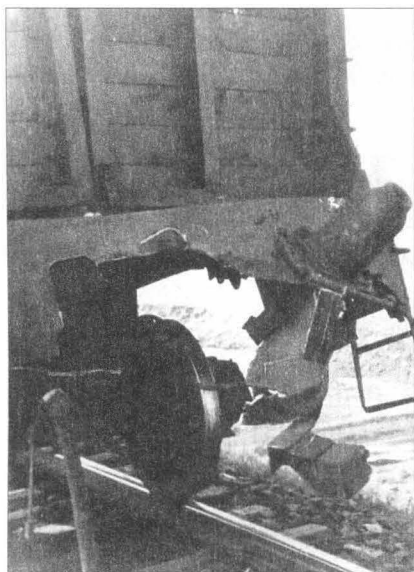
Eksploatuojant krovinius, ypač ilgo sąstato, traukinius, juose gali atsirasti išilginių smūginio pobūdžio jėgų, siekiančių 3,00–3,50 MN. Rusijos Federacijos norminiame dokumente ПД 24.050.37.95, kuris yra „privalomas naudoti įmonėms ir organizacijoms, susijusioms su 1520 mm vėžės geležinkelių vagonų projektavimo, gamybos, kokybės kontrolės, sertifikavimo ir eksploatavimo sritimi“, leidžiama vagonų smūgių bandymams naudoti išilginių jėgų vertes, nurodytas 1520 mm vėžės geležinkelių vagonų apskaičiavimo ir gamybos normose (Maskva, 1996 m.). Šiose normose, skaičiuojant pagrindinių tipų krovinius vagonus, pagal „griežčiausią“ I režimą numatyta naudoti tokias išilginių jėgų vertes MN, kurios yra lygios $-3,0$ ir $+2,5$ kvazistatinių jėgų atveju, taip pat $-3,5$ ir $+2,5$ MN – smūgio (truktelėjimo iš vietos) atveju. Tuo metu impulsinių išilginių jėgų (smūgio, truktelėjimo) poveikio laikas yra laikomas lygiu 0,3 s.

Didėjant traukinių masėms ir ypač ilgiam, smarkiai padidėja išilginių jėgų, veikiančių vagonus ir juose esančius krovinius, dydžiai bei pagreičiai. Didžiausias vertes šios išilginės dinaminės jėgos pasiekia esant pereinamiesiems arba nenusistovėjusiems judėjimo režimams, kai daugiamatė iš esmės netiesinė mechaninė sistema „traukinys“ per trumpą laiko tarpą pereina iš vienos būklės į kitą. Šiems režimams priklauso sąstato pajudėjimas ir stabdymas, traukos didinimas, judėjimas tuščiaja veika, judėjimas kalnuoto profilio keliu, vagonų ir jų grupių daužymasis vienas į kitą, juos rūšiuojant. Šiuo atveju išilginės dinaminės jėgos kartais gali sukelti automatinės sankabos korpuso kotgalio lūžius ir sulinkimus, nupjauti tempiklių pleištus, sugadinti krovinius ir nepataisomai deformuoti vagonų rėmus (žr. 1.0 pav.).

Būtina atsiminti, kad pagal geležinkelių eismo saugos reikalavimus pavojingos gali tapti kvazistatinio arba smūginio pobūdžio išilginės jėgos, turinčios kvazistatines dedamąsias. Tokios rūšies jėgos esant tam tikroms sąlygoms gali išstumti (arba ištraukti) vagonus iš traukinio sąstato. Išsamių teorinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatai, gauti sąjunginiame geležinkelių transporto mokslinių tyrimų institute (ВНИИЖТ) bei Dniepropetrovsko geležinkelių transporto institute ДИИТ (ДИИТ), parodė, kad išilginės suspaudimo kvazistatinės 0,5 MN dydžio jėgos iš traukinio sąstato gali išstumti tuščią keturašį krovinį vagoną. Visiškai pakrautam keturašiam kroviniui pavojinga yra 1 MN jėga. Ši aplinkybė privertė į 1520 mm vėžės geležinkelių techninio eksploatavimo taisykles įtraukti reikalavimą, pagal kurį tuščius ir lengvas-

vorius vagonus sunkiuose ir ilgo sąstato traukiniuose reikia kabinti užpakalinėje sąstato dalyje, o pastūmimo atveju apriboti stūmimo jėgą, kad iš užpakalinės sąstato dalies nebūtų išstumti lengvi, tušti vagonai. Anot profesoriaus C. V. Veršin- skio (geležinkelių transporto mokslinių tyrimų institutas), kvazistatine gali būti laikoma vagoną veikianti išilginė jėga, kurios trukmė daugiau nei 2 s.

Krovinių vagonų išstūmimas iš sąstato pasitaiko dažnai, ypač ilgo sąstato traukiniuose. Tai gali sukelti, pvz.: ma- šinisto veiksmai, automatinio traukinio vedimo sistemos sutrikimai, jungtinio traukinio pagalbinio lokomotyvo nesu- derintas valdymas su pagrindiniu loko- motyvu, didelis atstumas (tarpų) skirtu- mas tarp tarpinių vagonų automatinį



1.0 pav. Nepataisomai deformuotas vagono rėmas

sankabų išilginių ašių, vagonų važiuoklių būklė, sunkiasvorių traukinių formavimo techninio eksploatavimo taisyklių pažeidimai. Taip pat įtakos turi judėjimas S formos mažo spindulio kreivėmis, kai padidėja šoninių virpesių amplitudės. Tačiau pasekmės dažniausiai nulemia priežasčių visuma.

Žiemos metu, ypač esant žemai aplinkos temperatūrai, dėl smarkių išilginių smūginio pobūdžio jėgų ilgo sąstato traukiniuose nutrūksta automatinės sankabos. Šiame procese traukinio masė įtakos neturi. Taip dažniausiai įvyksta pajudant iš vietos, pristabdžius jo užpakalinę dalį, judant kalnuoto profilio keliu, kai po pakopinio stabdymo nuokalnėje reikia padidinti trauką, prieš įvažiuojant į kalną. Sąstato oro vamzdyno guminiai elementai, esant žemai temperatūrai, praranda elastingumą, sukieta, oras nuteka, stabdžių atleidimo procesas užtrunka. Net galingi šiuolaikinių lokomotyvų kompresoriai sunkiai atkuria reikiamą oro slėgį stabdžių vamzdyne (Vaičiūnas, Lingaitis 2007). Tokiais atvejais ribojamas staigus traukos didinimas.

Monografija yra skirta skaitytojui, kuris nori susipažinti su procesais, vykstančiais netiesinėje daugiamasėje mechaninėje sistemoje „traukinys“, jam pajudant iš vietos, stabdant, keičiant traukos jėgą, judant kalnuoto profilio keliu.

Minėtų užduočių sprendimas grindžiamas traukinių judėjimo pereinamųjų arba nestacionariųjų procesų teorija, kurią sukūrė Dniepropetrovsko geležinkelių transporto instituto (toliau – DIIT) profesorius V. A. Lazarianas (Lazaryan 1985) ir išvystė jo mokiny, vienas iš šios knygos autorių – profesorius E. Blochinas bei kiti mokslinių tyrimų laboratorijos darbuotojai (toliau – DIIT laboratorija) (Blokhin 1986). Natūralu, kad sprendžiant užduotis ir naudojant kompiuterius prireikė sukurti šiuolaikinę programinę įrangą, pagrįstą minėtąja traukinių judėjimo pereinamųjų režimų teorija. Todėl ši monografija sudaryta taip, kad skaitytojas pradžioje susipažintų su atstojamosiomis traukinių sąstatų schemomis, matematiniais modeliais, kuriais modeliuojamas traukinio judėjimas.

Monografijoje taip pat aprašoma informacinės sistemos „Traukinio dinamikos analizatorius“ sąsaja, kurią sukūrė Dniepropetrovsko valstybinio geležinkelių transporto universiteto riedmenų dinamikos ir atsparumo mokslinių tyrimų laboratorija. Jei skaitytojas pageidauja, jis gali susipažinti su šia sąsaja ir savarankiškai spręsti traukinio apkrovos paskirstymo užduotis, tobulinti traukinio parametrus, pasirinkti racionaliausius judėjimo režimus (Lingaitis *et al.* 2013; Vaičiūnas, Lingaitis 2008). „Traukinio dinamikos analizatorių“ galima naudoti nustatant vagonų nuriedėjimo nuo bėgių traukiniuose priežastis.

E. Blochinas yra 1.0–1.7 pav., 2.1–2.12 pav., 3.1–3.3 pav., 3.8; 3.9; 3.14; 3.15; 6.11 pav. autorius. L. Ursuliak yra 3.4–3.7 pav., 3.10–3.13 pav., 4.1–5.70 pav., 6.2–6.4 pav., 6.6; 6.8–6.10 pav., 6.12–6.17 pav. autorė. Kartu su E. Blochinu ji yra 6.1; 6.5; 6.7 pav. autorė.

1. Išilginių traukinio virpesių atstojamosios schemas ir matematiniai modeliai

1.1. Traukinys – daugiamatė mechaninė sistema

Atliekant traukos skaičiavimus ir sprendžiant užduotis, kurios yra skirtos energijos sąnaudų traukai optimizuoti, traukinys yra laikomas materialiuoju tašku, kuriame sukaupta lokomotyvo ir sąstato masė, arba materialiuoju tašku su prie jo prijungtu lanksčiu neištempiamu siūlu.

Sprendžiant užduotis, susijusias su išilginių jėgų nustatymu, pajudant iš vietos prieš tai įtemptam iš priekinės pusės traukiniui, priekiniam lokomotyvui stabdant prieš tai iš priekio suspaustą traukinį, jo atstojamosios schemas gali būti pateiktos kaip vienmatė kietųjų kūnų, sujungtų tampriai klampiais ryšiais (žr. 1.1 pav.), mechaninė sistema arba kaip tamprus strypas su kroviniu (lokomotyvu) gale (žr. 1.2 pav.).

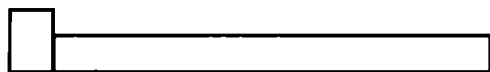
Pirmuoju atveju išilginiai virpesiai aprašomi paprastų diferencialinių lygčių sistema.

Antruoju atveju išilginiai traukinio virpesiai aprašomi diferencialinėmis lygtimis su antros eilės išvestinėmis:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = a^2 \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}, \quad (1.1)$$



1.1 pav. Traukinio atstojamoji schema kaip tampriais saitais sujungtų kūnų grandinė



1.2 pav. Strypo pavidalo traukinio atstojamoji schema

čia U – sąstato pjūvio poslinkis, t – laikas, x – koordinatė, nustatanti traukinio pjūvio padėtį, a – trikdymo bangos sklaidimo greitis, μ – dydis, apibūdinantis mechaninės energijos išsisklaidymą.

(1.1) lygtį tenka spręsti esant nustatytoms pradinėms ir ribinėms sąlygoms. Pvz., jeigu pradiniu laiko

momentu traukinio pjūvio poslinkis ir greitis kiekvienoje jo dalyje yra lygūs nuliui, tai šios sąlygos bus:

$$\text{kai } t = 0, \quad U = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial t} = 0 \quad (1.2)$$

Tiriant pereinamuosius judėjimo režimus yra patogu taikyti koordinačių metodą, kai strypo (traukinio) pjūvių poslinkiai $U(x, t)$ nustatomi taip:

$$U(x, t) = X_0 \cdot q_0 + \sum_{k=1}^{\infty} X_k \cdot q_k, \quad (1.3)$$

čia $X_0, \dots, X_k$ – užduoties fundamentaliosios funkcijos, $q_0, \dots, q_k$ – koordinatės, priklausančios tik nuo laiko t .

Koordinates galima gauti pagal antros eilės Lagranžo lygtį:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} = Q_i \quad (1.4)$$

čia K – sistemos kinetinė energija, R – sklaidos funkcija, P – sistemos potencialinė energija, Q_i – subendrinta jėga, atitinkanti subendrintą koordinatę q_i , $\dot{q}_i$ – greitis.

Išilgines jėgas šiuo atveju galima nustatyti pagal išraišką:

$$S(x, t) = k \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{\partial}{\partial t} \frac{\partial}{\partial x} \left[X_0 \cdot q_0 + \sum_{i=1}^{\infty} X_i q_i \right]. \quad (1.5)$$

1.2. Traukinys – netiesinė daugiamasė mechaninė sistema

Mechaninė sistema „traukinys“ yra netiesinė daugiamasė, kai jos judėjimą tenka nagrinėti bendraisiais atvejais (pajudėjimas iš vietos, stabdymas, judėjimas laužyto profilio keliu). Traukinio projektinė schema šiuo atveju atrodo taip, kaip pateikta 1.3 pav.



1.3 pav. Traukinio, kaip netiesinės sistemos, atstojamoji schema

1.3 pav. skiriasi nuo 1.2 pav. tuo, kad jame yra dar vienas elementas, žymintis tarpvagoninės jungties tarpą ir pačių automatinų sankabų slopin-tuvų jėgos charakteristikų netiesiškumą.

Šiuo atveju traukinio išilgi-nių jėgų virpesių matematinis modelis – tai netiesinių diferencialinių lygčių sistema, kurios eilė priklauso nuo traukinio sąstato riedmenų skaičiaus jame.

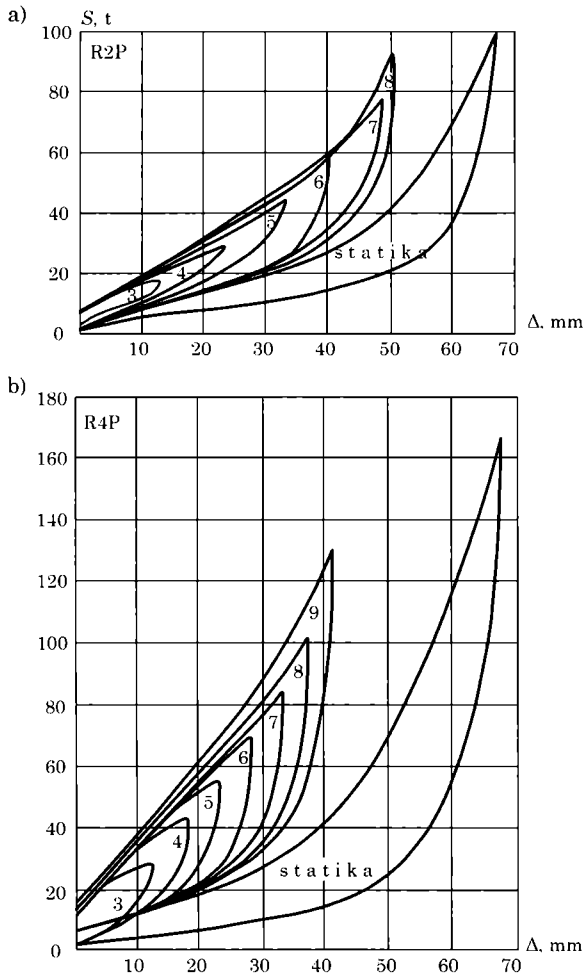
Kiekvieno traukinio sąstato riedmens judėjimas aprašomas pagal tokią lygčių sistemą:

$$\begin{cases} \dot{V}_i = \frac{S_i + F_{bi} + W_{oi} + W_{pi} + F_t}{m_i} \\ \dot{x}_i = V_i \end{cases} \quad (1.6)$$

čia S_i – suminė išilginė jėga, veikianti i -tojoje tarpvagoninėje jungtyje, F_{bi} – stabdymo jėga, veikianti i -tają traukinio sąstato riedmenį, W_{oi} – pagrindinio pasipriešinimo traukinio slenkamajam judėjimui jėga, veikianti i -tają traukinio sąstato riedmenį, W_{pi} – kelio profilio pasipriešinimo jėga, veikianti i -tają traukinio sąstato riedmenį, F_t – traukos jėga arba elektrinio stabdymo sukelta jėga, x_i , V_i , $\dot{V}_i$ – i -tojo traukinio sąstato riedmens atitinkamai nuvažiuotas kelias, greitis ir pagreitis.

Nurodyta diferencialinių lygčių sistema sprendžiama taikant skaitmeninius integravimo metodus, kurie parenkami atsižvelgiant į diferencialinių lygčių ir gaunamų sprendimų ypatumus (Ursulyak 2005; Blokhin 2007). Siūlomame skaičiavimo komplekse, atsižvelgiant į sprendžiamas užduotis, galima taikyti Adamso, Bašforto ir Multono arba Hemingo metodą.

Nurodytieji metodai taikytini nagrinėjant stabiliuosius pereinamuosius procesus (Met'uz 2001; Ursulyak 2005).



1.4 pav. Automatinių sankabų slopintuvų R2P (a) ir R4P (b) išilginių jėgų S priklausomybės nuo automatinių sankabų slopintuvo suspaudimo eigos vertės pokyčio Δ ; S – išilginė jėga; Δ – automatinių sankabų slopintuvų R2P (a) ir R4P (b) suspaudimo eigos vertės pokytis

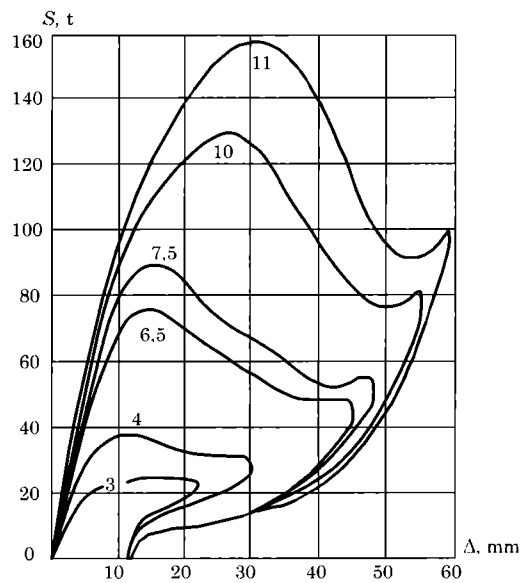
Šie metodai taikyti dėl skaičiavimų užduočių specifikos, jų sprendimus reikia nagrinėti ilgose integravimo atkarpose.

Išilginių jėgų dydžiai S_j priklauso ir nuo automatinų sankabų slopintuvų savybių. Automatinės sankabos slopintuvo jėgos charakteristika bendroju atveju gali būti netiesinė. Kaip netiesinės sistemos pavyzdžiai 1.4 pav. pateiktos išilginės jėgos S priklausomybės nuo automatinų sankabų slopintuvo suspaudimo eigos vertės pokyčio Δ , gauto statiniais bandymais laboratorijoje ir natūraliomis sąlygomis atlikus daugybę dinaminų bandymų imituojant realų vagonų trankymosi vienas į kitą procesą. 1.4 pav. pavaizduotos automatinų sankabų slopintuvų R2P ir R4P su metalo bei gumos elementais, naudojamų keleiviniuose ir šaldytuvų vagonuose, išilginių jėgų S charakteristikos, priklausančios nuo automatinų sankabų slopintuvo suspaudimo eigos vertės pokyčio Δ . Kiekvienos išilginių jėgų S charakteristikos vidinėje dalyje nurodytas greitis km/h, kuriuo trankosi vagonai vienas į kitą.

Analogiškos automatinų sankabų hidrodujinių slopintuvų GA-100 išilginių jėgų S priklausomybės nuo automatinų sankabų slopintuvo suspaudimo eigos vertės pokyčio Δ pateiktos 1.5 pav.

Kaip matyti, automatinų sankabų slopintuvų R2P ir R4P su metalo bei gumos elementais išilginių jėgos charakteristikos yra kietos veikiant statinei bei dinaminei apkrovai.

Automatinų sankabų hidrodujinių slopintuvų GA-100 išilginės jėgos charakteristika, esant smūginei apkrovai, yra minkšta. Tai leidžia gerai sugerti mechaninę energiją ir apsaugoti vagono konstrukciją nuo pažeidimo. Tačiau esant mažiems vagonų tarpusavio greičiams ir veikiant statinei apkrovai, šių slopintuvų išilginės jėgos charakteristikos yra kietos. Tai galioja visiems automatinės sankabos slopintuvams, kuriuose darbinė terpė persikelia, esant



1.5 pav. Automatinų sankabų hidrodujinių slopintuvų GA-100 išilginių jėgų S priklausomybės nuo automatinų sankabų slopintuvo suspaudimo eigos vertės pokyčio Δ , gautos vagonų trankymosi vienas į kitą procese; S – išilginė jėga; Δ – automatinų sankabų slopintuvo GA-100 suspaudimo eigos vertės pokytis

apkrovai, iš vienos ertmės į kitą. Šiam tipui priklauso ir slopintuvai su tampriaisiais (elastiniais) elementais.

Krovininių vagonų parke atsirado labiausiai paplitusių frikcinio tipo slopintuvų, pasižyminčių išilginės jėgos charakteristikų nestabilumu, nes dėl sausras trinties pastebimi išilginių jėgų nutrūkimai. Tačiau skaičiavimams dažniausiai yra naudojama tiesinė charakteristikos dalis, veikiant išilginėms jėgoms tiesiogine ir atvirkštine kryptimi, o išilginis tarpvagoninės jungties standumas ir energijos išsklaidymo dydis joje pateikiami 3 skyriuje. Vagonų jungčių, kuriose sumontuoti frikcinio tipo slopintuvai, išilginės jėgos charakteristika pavaizduota 1.6 pav.

Dėl bendrųjų automatinio sankabų slopintuvų jėgos charakteristikų netiesiškumo (kuris gali būti pateiktas segmentinės tiesinės aproksimacijos pavidalu) ir ypač dėl išilginių tarpų buvimo tarpvagoninėse jungtyse sistema „traukinys“ tampa netiesinė.

Tada išilginės jėgos automatinėse sankabose nustatomos taip:

$$S_i = S_\varphi(q_\varphi) \cdot \text{sign } q_i, \quad q_\varphi = |q_i| - 0,5 \cdot \delta_0 \cdot (1 + \text{sign } q_i), \quad (1.7)$$

kai

$$S_\varphi = \begin{cases} \min\{S_{ti}, S_k\}, & \text{jeigu } (q_\varphi < \Delta_i) \wedge (q_\varphi(t) \geq q_\varphi(t-h)), \\ \max\{S_{pi}, S_k\}, & \text{jeigu } (q_\varphi < \Delta_i) \wedge (q_\varphi(t) < q_\varphi(t-h)), \\ S_k, & \text{jeigu } q_\varphi \geq \Delta_i, \end{cases} \quad (1.8)$$

$$S_{ti} = \begin{cases} S_{ij} + \frac{S_{ij+1} - S_{ij}}{q_{ij+1} - q_{ij}}(q_\varphi - q_{ij}), & j = 1, N_{\Delta_i}, \\ \text{jeigu } (q_{ij} \leq q_\varphi < q_{ij+1}) \wedge (S_{ij+1} \geq S_{ij}), \\ S_{ij+1}, & \text{jeigu } (q_{ij} < q_\varphi \leq q_{ij+1}) \wedge (S_{ij+1} < S_{ij}), \\ \text{tada} \\ q_\varphi = q_{ij+1}, & q_i = q_i(t-h) + (q_{ij+1} - q_{ij}) \cdot \text{sign } q_i, \\ S_{ai} = k_{ai} \cdot q_\varphi, \end{cases} \quad (1.9)$$

čia S_φ – absoliutinė išilginės jėgos tarpvagoninėje jungtyje vertė, q_i – santykinis $(i-1)$ ir i -tojo traukinio sąstato riedmens masių centro poslinkis, q_φ – slopintuvų suspaudimo ir kūbulų deformacijų suma, δ_{0i} – tarpas i -tojoje jungtyje, Δ_i – slopintuvo suspaudimo eigos vertės dydis, kuriam esant slopintuvai neveikia, S_i – tarpvagoninę jungtį veikianti išilginė deformuojanti jėga, S_{ti} ir S_{ai} – tarpvagoninę jungtį veikiančių deformuojančių išilginių jėgų vertės tiesiogine ir atvirkštine kryptimi, t – laikas, h – integravimo žingsnis, q_{ij} ir S_{ij} – dedamųjų koordinatės (nustatytos mazginių taškų segmentinės tiesinės

f_c – koeficientas, kuris priklauso nuo oro sąlygų, lokomotyvo barstomo smėlio kiekio ir kuriame atsižvelgiama į rato sukibimo su bėgiu sąlygų kitimą.

Stabdžių trinkelų skaičius kiekvienam traukinio sąstato riedmeniui yra nustatomas pagal pagrindines charakteristikas – aširačių ašių skaičių ir suspaudimo tipą (vienpusis arba dvipusis), kurie nustatomi ieškant pradinių duomenų.

Modeliuojant traukiniuose vykstančius stabdymo procesus, įvertinama, kad priklausomai nuo traukinio sąstato riedmens tipo stabdymai gali būti įvairūs: pneumatinis (krovininiai ir keleiviniai vagonai), elektropneumatinis (keleiviniai vagonai), elektrinis (lokomotyvai). Taip avariniam režimui sukeliamas stabdymas – dėl stabdžių vamzdyno nutrūkimo. Čia laikoma, kad traukinio sąstato stabdžių vamzdynas gali būti ištisinis arba autonominis, o išskirstyti lokomotyvai gali būti valdomi sinchroniškai arba pagal kokias nors kitas taisykles.

Stabdžių trinkelės spaudimo jėga nustatoma pagal oro skirstytuvo būklę, kai stabdžių cilindre gali būti sudarytas suspausto oro slėgis, atitinkantis stabdžių vamzdyno išretinimo dydį arba visišką arba dalinį (laipsniško išleidimo atveju) suspausto oro išleidimą iš cilindro pakilus slėgiui vamzdyne.

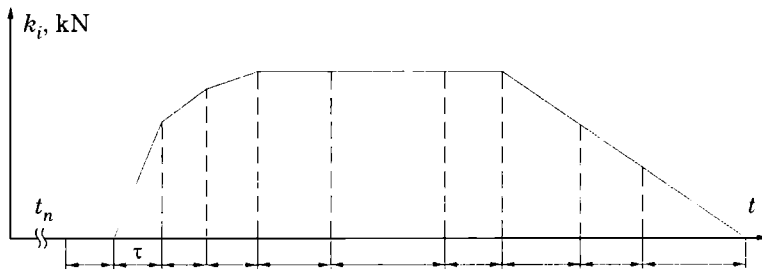
Kai stabdymas pakopinis, traukinių judėjimo greitis gali būti mažinamas pirma, antra arba trečia stabdymo pakopa. Priklausomai nuo pasirinktos pakopos laikoma, kad stabdžių cilindras pripildomas suspausto oro iki 40 %, 60 % ir 88 % didžiausiosios slėgio vertės. Didžiausiosios oro slėgio vertės stabdžių cilindre priklauso nuo oro skirstytuvo darbo režimo. Vertės pateiktos 1.2.1 lentelėje.

1.2.1 lentelė. Didžiausiosios slėgio vertės stabdžių cilindre

Režimas	Slėgis, atm.
visiškai pakrauto vagono	3,8
iš dalies pakrauto vagono	2,5
tuščio vagono	1,5

Nagrinėjant įvairius stabdymo tipus, nustatomas pneumatinio stabdymo tipas staigusis SS, paprastasis ar pakopinis PS.

Priklausomai nuo stabdymo tipo yra modeliuojamas oro skirstytuvo darbas ir nustatomos stabdžių trinkelės prispaudimo jėgos vertės kiekvienu laiko momentu. Kiekvieno traukinio sąstato riedmens oro skirstytuvas suveikia atėjus stabdymo bangai iš stabdžių vamzdyno iškrovimo šaltinio. Stabdžių trinkelės prispaudimo jėgos kitimas $k_i(t)$ stabdymo ir stabdžio atleidimo procese vyksta pagal realias stabdymo charakteristikas, kurios gautos daugybės bandymų metu su įvairaus ilgio keleiviniais ir krovininiais traukiniais. Nustatant prispaudimo jėgą, įvertinamas stabdžių trinkelų prispaudimo pradžios laikas – t_n ir stabdžių cilindro pripildymo laikas, kuris priklauso nuo



1.7 pav. Trinkelės spaudimo jėgos kitimas stabdymo ir stabdžių atleidimo procese: k_i – stabdžių trinkelės prispaudimo jėga; τ – stabdymo proceso laikas; t_n – stabdžių trinkelė prispaudimo pradžios laikas; t – laikas

stabdymo būdo (staigusis **SS**, paprastasis ar pakopinis **PS**), oro skirstytuvų keleiviniuose vagonuose darbo režimo (ilgas sąstatas arba trumpas sąstatas), taip pat duotojo traukinio sąstato riedmens buvimo vietos stabdžių vamzdyno iškrovimo šaltinio atžvilgiu.

Stabdžių trinkelės prispaudimo jėgos kitimo $k_i(t)$ schema parodyta 1.7 pav.

Lokomotyvą veikianti jėga traukos režimu arba elektrinio stabdymo metu F_t nustatoma pagal nustatytas traukos arba stabdymo charakteristikas, atitinkančias pasirinktą lokomotyvą.

Pagrindinio pasipriešinimo slenkamajam traukinio judėjimui jėga i -tajam traukinio sąstato riedmeniui W_{oi} priklauso nuo traukinio sąstato riedmens tipo (krovininis, keleivinis vagonas ar lokomotyvas) ir kelio tipo (sandūrinis ar nesandūrinis). Krovininiams vagonams, nustatant pagrindinio pasipriešinimo slenkamajam traukinio judėjimui jėgą W_{oi} , įvertinamas riedmens guolių tipas (riedėjimo ar slydimo), apkrova į ašį ir ašių skaičius. Skaiciuojant nurodytą jėgą lokomotyvams, įvertinamas judėjimo režimas (traukos ar stabdymo) (Pravila... 1985).

Kelio profilio pasipriešinimo jėga W_{pi} i -tajam traukinio sąstato riedmeniui nustatoma pagal formulę:

$$W_{pi} = \left(-j - \frac{200}{R} - 1,495 \cdot \frac{V_i^2}{R} + 9,197 H_r \right) \cdot 0,001 g \cdot m_i. \quad (1.13)$$

čia j – nuolydžio dydis promilėmis (nuolydžio ženklas nustatomas pagal traukos skaičiavimo taisyklės – minusas nuokalnėje, pliusas įkalnėje), V_i – traukinio sąstato riedmens greitis, R – geležinkelio kreivės spindulys, H_r – išorinio bėgio pakilimas. Pateiktoje formulėje geležinkelio kreivės spindulio ir išorinio bėgio pakilimo dydžiai kinta nuo nulio iki nustatytos vertės įėjime į kreivę ir išėjime iš jos.

2. Specialūs bandymai su traukiniais. Sistemos integralinės charakteristikos

Specialiais galima laikyti bandymus, atliktus su traukiniais, kurių vagonų masė ir automatinės sankabos amortizuojančių aparatų tipai yra vienarūšiai, o bandymai atliekami stoties kelių ribose, siekiant nustatyti skaitines parametrų, reikalingų sprendžiant traukinių judėjimo diferencialines lygtis, vertes.

Vienas iš tokių parametrų – ribinis tarpas tarpvagoninėse jungtyse. Jo dydis nustatomas taip: traukinys pradžioje buvo įtemptas lokomotyvo traukos jėga, prieš tai po paskutinio vagono ratais įdėjus ratstabdžius. Naudojant stačiojo trikampio **pavidalo** graduotą liestuką, buvo išmatuoti visi gretimų vagonų tarpai jungtyse. Paskui sąstatas buvo suspaudžiamas. Ratstabdžiai prieš tai buvo sudedami iš priešingos pusės. Skirtumas tarp visų tarpų, gautų įtemptame traukinyje, sumos ir analogiškos suspausto traukinio sumos yra šios tarpvagoninės jungties tarpo dydis. Tokie matavimai atliekami su kiekviena traukinio vagonų jungtimi. Todėl atlikus minėtus matavimus galima gauti šio traukinio vidurinę statistinę tarpų dydžių vertę. Traukiniuose atliekami matavimai suteikia galimybę suformuoti gana didelę statistinę imtį, leidžiančią surasti patikimą vidurinę statistinę tokio tipo traukinio tarpvagoninės jungties tarpo vertę.

Krovininių traukinių, suformuotų iš ką tik pagamintų krovininių vagonų, šis tarpas sudaro 45 mm. Traukinių, suformuotų iš naudotų krovininių vagonų, šis tarpas lygus 65 mm. Keleivinių traukinių tarpvagoninės jungties tarpas lygus 45 mm. Šie tarpų dydžiai buvo pritaikyti sprendžiant traukinių judėjimo diferencialines lygtis.

Kaip jau minėta, tiriant nenusistovėjusius judėjimo režimus, traukinį galima laikyti vienmate, netiesiniais ryšiais sujungtų kietųjų kūnų sistema, kai netiesiškumas yra esminis, pvz., su tarpais jungtyse. Be to, netiesinė gali būti minkšta tarpvagoninio ryšio charakteristika ir kieta pasipriešinimo charakteristika. Daugybiniai traukinių judėjimo pereinamųjų procesų režimų tyrimai rodo, kad jeigu tarpai tarpvagoniniuose ryšiuose nedaro įtakos pereinamojo proceso eigai, tai toks procesas yra banginio pobūdžio. Šiuo atveju, kai vagonų

yra daug (daugiau nei aštuoni), sąstatą galima laikyti vientisa vienmate sistema (strypu). 1524 ir 1520 mm vėžės geležinkeliuose riedmenys turi sumontuotus tamprius frikcinius automatinių sankabų slopintuvus, kurie veikia nestabiliai, todėl tarpvagoniniai ryšiai dažnai būna skirtingų charakteristikų. Tiriant traukinių judėjimo pereinamuosius režimus buvo nustatytos bendros integralinės visos sistemos savybės.

Sistemos parametrų vertės, gautas nagrinėjant joje vykstančius procesus, kai pasireiškia visos vieno tipo slopintuvų visumos savybės, vadinsime integralinėmis.

Integralinės savybės reikalingos traukinių judėjimo pereinamiesiems režimams analitiškai tirti ir modeliuoti. Jas galima nustatyti pagal trikdymų sklidimo traukinyje pobūdį, t. y. pagal trikdymų sklidimo išilgai sąstato greitį, įvairaus lygio trikdymų bangų dispersiją, svyravimų slopimą ir t. t.

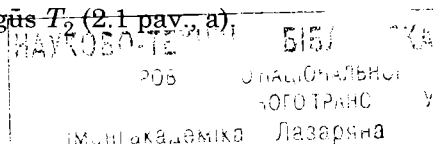
Pirmiausiai kokybiškai įvertinsime sistemos charakteristikas tuo atveju, kai tarpai neturi įtakos judėjimo pereinamajam režimui, t. y. išsiaiškinsime, ar galima nagrinėti sistemą kaip tiesinę, ar ji – netiesinę. Pagal oscilogramas galima nustatyti, ar duotame pereinamajame procese turi įtakos tarpai.

Jeigu tarpai šiame pereinamajame režime įtakos neturi (oscilogramose – lygios kreivės), kokybišką įvertinimą galima gauti pasinaudojus tuo, kad tiesinėse sistemose bangos sklidimo laikas nepriklauso nuo panaudotos išilginės jėgos dydžio; netiesinėse sistemose, kurių charakteristika kieta, bangos sklidimo laikas mažėja didėjant jėgai, o minkštos charakteristikos sistemose – didėja.

2.1 ir 2.2 lentelėse pateikti išilginių jėgų, atsirandančių pjūvyje tarp lokomotyvo ir pirmo vagono, patraukiant prieš tai įtemptus krovininius ir keleivinius vagonus iš vietos, oscilogramų apdorojimo rezultatai. Dvigubos traukos atveju lokomotyvai buvo sujungti pagal daugelio vienetų sistemą. Elektrovežių traukos jėga buvo panaudota greitai, praktiškai akimirksniu, paskui didėjant judėjimo greičiui ji lėtai mažėjo.

Jėgų, atsirandančių pajudant krovininiams traukiniams, vienu atveju su sumontuotais automatinėmis sankabose Š-1-T tipo slopintuvais, turinčiais amortizuojančius aparatus, kitu atveju su Š-2-T tipo slopintuvais oscilogramų rezultatai pateikti 2.1 lentelėje.

Kiekvienam traukiniui buvo atliekami praktiniai bandymai parenkant nustatyto dydžio traukos jėgą ir kiti – parenkant didesnę jėgą. Abiem atvejais buvo nustatomas bangų sklidimo išilgai sąstato laikas (2.1 pav.). Pirmosios apkrovimo (veikiant išilginėms jėgoms tiesiogine kryptimi) bangos sklidimo laiku T_1 automatinių sankabų slopintuvai buvo suspaudžiami (veikiant išilginėms jėgoms tiesiogine kryptimi), o iškrovimo (veikiant išilginėms jėgoms atvirkštine kryptimi) bangos sklidimo laiku T_2 sąstata be tarpų, kaip parodė daugybė bandymų, slopintuvai neveikė. Tolesni svyravimai šiuo atveju vyko dėl riedmenų konstrukcijos tamprumo. Todėl toliau apkrovimo ir iškrovimo bangų sklidimo laikai – lygūs T_2 (2.1 pav. a).



Summary

Non-Stationary and Quasi-Static Railway Train Movement Regimes

This book is intended to introduce the processes that take place in the non-linear multi-mass mechanical system of the train in the processes of starting, braking, changing the force of draught, moving in broken way profile.

The solution of the above mentioned tasks is based on the theory of the transitional or non-stationary conditions of the train movement which was developed by Professor V. A. Lazaryan in Dniepropetrovsk Institute of Railway Transport, and perfected by his follower Professor E. P. Blokhin – one of the coauthors of this book, and other scientific workers of this institute branch research laboratory.

This book structure is as follows: first the authors introduce calculation schemes, mathematical models which should help to model the movement of a train.

In solving the tasks related to defining the longitudinal forces at the starting moment of the motion of the train, which is stretched from its head, and braking of the head locomotive of the previously compacted train the calculation schemes can be presented as a single-dimensional mechanical system of the solid bodies connected by resilient (tough) ties (Fig. S1) or by a resilient (tough) rod with the freight (a locomotive) at the end of it (Fig. S2).

In the first case the longitudinal oscillations are described by means of a system of ordinary differential equations.

In the second case the longitudinal train oscillations are described by means of differential equations in the quotient derivatives of the second order:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = a^2 \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}, \quad (S1)$$

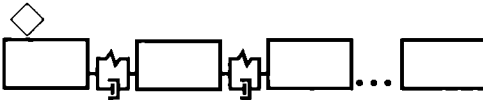


Fig. S1. The calculation scheme for the train as a chain of bodies connected by resilient (tough) ties

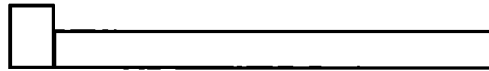


Fig. S2. The calculation scheme for the train in the form of a rod

where: U – the dislocation of the train section; t – the current time; x – the coordinate determining the location of the train section; a – the velocity of the disturbance move; μ – the value which characterizes the diffusion of the mechanical energy.

In case the train movement is to be analyzed in common cases (starting, braking, movement on the road of the broken profile), the calculation scheme can be presented as a non-linear multi-mass mechanical system (Fig. S3).

Figure S3 differs from Figure S2 as it has one more element, which conditionally marks clearance in the inter-car connection and non-linear forces characteristics of the absorbing devices of auto coupling.

In this case the mathematical model of the train longitudinal force oscillation represents a system of non-linear differential equation, the order of which depends on the quantity of the carriages in the train.

The motion of every carriage is described by the following system of equations:

$$\begin{cases} \dot{V}_i = \frac{S_i + F_{bi} + W_{oi} + W_{pi} + F_t}{m_i}, \\ \dot{x}_i = V_i \end{cases}, \quad (S2)$$

where: S_i – the total longitudinal force acting in the i -intercar connection; F_{bi} – the braking force acting on the i -carriage of the rolling stock; W_{oi} – the main resistance force as for the train translational movement acting on the i -carriage of the rolling stock; W_{pi} – the resistance force of the road profile acting on the i -carriage of the train; F_t – the traction force or the force provoked by the electric braking; x_i , V_i , $\dot{V}_i$ – correspondingly the distance, speed and acceleration of the i -carriage of the rolling stock.

The given system of the differential equations is solved by applying digital methods of integration which are selected taking into consideration the peculiarities of the differential equations and the solutions received.

The methods mentioned above belong to the group of strongly stable ones. The application of these methods has caused the specific character of the tasks which are to be considered on the long integrating segments.

As it is known, the values of the longitudinal effort S_j depend on the characteristics of the absorbing devices. The force characteristics of the absorbing device in the general case can be a non-linear ones.

The most widely-spread devices in the depot of the freight cars are to be of the absorbing friction type which are characterized by non-stability of the force performance due to the failures caused by the dry friction. In general, non-linearity of the force performance of the absorbing auto coupling devices can be presented as a piece-linear approximation. The presence of

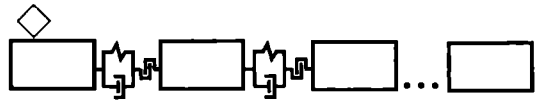


Fig. S3. The train calculation scheme as a non-linear system

the longitudinal clearances in the inter-car connections makes the mechanical system "Train" essentially non-linear.

In the simulation of the braking processes the different kinds of braking depending on the type of the carriage are taken into consideration: pneumatic (freight and passenger cars), electropneumatic (passenger cars), electrical (locomotives) ones, alongside the braking caused by the emergency braking of the braking main line. It is assumed that the braking main line can be both a through one and an autonomous one; locomotives can be driven synchronously or by some other rules.

The force applied to the braking shoe is determined by the condition of the air distributor that can make the pressure of the compressed air corresponding to the value of the discharging of the braking main line of the complete/partial release of the compressed air from the cylinder under the increase of the pressure in the main line.

In braking regulation the decrease of the train speed can be made with the 1st, the 2nd, or the 3rd stages of braking.

While doing research different kinds of braking were tested (emergency breaking or the decrease of pressure caused by the braking the main line in the given train section). In correspondence with these factors, the performance of the air distributor is modelled, and the values of the forces applied to the breaking shoe at the given time are defined. The air distributor at each carriage starts to work at the moment of the arrival of the braking wave from the source of the discharge in the braking main line.

In defining the force applied to the shoe brakes, such factors are taken into consideration as admission of braking shoes, the time of filling braking shoes, location of the given carriage as for the source of the discharge in the main line.

The force applied to a locomotive in the draught regime or under the electrical braking is determined according to the given draught or braking characteristics of the chosen locomotive.

The force of the main resistance to the translational movement of the train for every car depends on the type of the car (a freight one, a passenger one or a locomotive) and the type of the road (a joint or non-joint one). For freight cars the type of the bearing, the load on the axle and the number of axles are taken into consideration. In calculating the force, mentioned above for locomotives the regime of motion (draught) is also taken into account.

The second chapter presents special tests carried out in the mass-homogeneous cars, and the type of the absorbing devices of auto coupling with the aim of determining the numerical values of the parameters which are necessary to solve the differential equations of the train motion.

One of such parameters is the limit of the clearance in the inter-car joints. It is shown that in the new freight cars such a clearance is 45 mm. In the train formed of the freight cars which have been exploited, such a clearance is 65 mm. In the passenger cars the clearance is 45 mm. These clearance values are used in the solution of the differential equations of the train motion.

In researching the non-established regimes of the motion a train can be considered as a one-measure system of the solid bodies connected with the ties that can be essentially non-linear, for example, with the clearances in the harness. Besides, the resilient characteristics of the joints and the characteristics of the non-resilient resistance can be non-linear too. The research of the transitional regimes of the train motion shows that if these clearances in the joints do not influence the transitional process, they have obviously a wave character. In this case the train with more than eight cars can be considered as a solid one-measure system.

The rolling stock of the track 1524 and 1520 mm is mainly equipped with the resilient-friction absorbing devices, which are not stable in performance, so the inter-car joint often possess different characteristics. However, in the experimental investigation of the transitional regimes of the train motion some general integral properties of the whole system are found out.

The values of the system parameters obtained at considering processes which take place in the sum of all shock-absorbers of the same type are called integral here.

The integral values are necessary for the analytical research and modelling the transitional regimes of the train motion. They can be determined according to the character of the disturbance spreading along the train, the wave dispersion, the damping of oscillation, etc.

The oscillations can show if there are clearances under the given transitional process. If they appear, the oscillograms show some separate splashes corresponding to the strokes at the disappearance of the clearance.

It is shown that if there are no clearances under the given transitional regime (the oscillograms are smooth curves), the qualitative estimates can be obtained, as in the linear systems the wave-running time does not depend on the value of the applied force; in the non-linear systems with the rigid characteristics the wave-running time decreases with the increase of force; in the systems with non-rigid characteristics this time increases.

The analysis of the transitional motion regimes shows, that the trains, equipped with the absorbing devices of the type S-1-T, S-2-T, CNII-N6, can be considered as linear systems. This conclusion covers the rubber-metallic absorbing devices of the type R-2P and R-4P under the condition when the level of the draught force is considerably higher than the value of the initial effort.

The numerical values of the parameters which determine the resilient properties of the train should be found in the field tests. The integral values of these parameters can be calculated according to the speed of the disturbance spreading along the train.

It is common knowledge that while forming a model of any phenomenon (mathematical, electromechanical, electroacoustic or any other) we have to resort to the idealization of the degree of reliability, the trustworthiness of which should be checked experimentally. The best way here is an experiment correctly set in the field conditions.

Below is the approbation of the proposed mathematical models made by means of the comparison of the mathematical modelling results with the results obtained in carrying out special experiments in the real-life conditions of railways.

The trustworthiness of the train model as a resilient viscous rod with the freight (locomotive) in the end is proved by the comparison of the oscillograms of the longitudinal tension forces in the stretched from the head train obtained by calculations and experiments (Fig. S4).

The homogeneous train of 1770 tons was formed of four-axle gondola cars and two locomotives of 132 tons located in the head. The first line marks the oscillogram of engines of the current diesel locomotives connected according to the system of multiple units which is proportionate to the traction forces. The lines 2–7 are the oscillograms of the efforts in the harness instruments in the five sections of the train. The lines 4 and 5 correspond to the efforts in one and the same section and are taken from oscillograms that were written in different cars-laboratories. Here the points correspond to the calculation results. Below there is a time indication (0.6 sec).

It should be emphasized that such a compatibility was achieved thanks to Professor V. A. Lazaryan who proposed to take into consideration the self-scattering of energy under the longitudinal oscillations of the train.

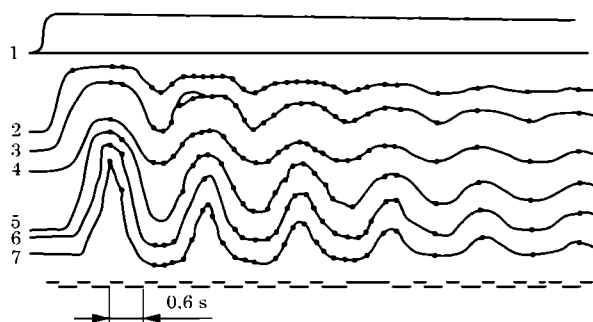


Fig. S4. The oscillograms of the forces in the auto coupling in starting the stretched train

In a number of cases with the existing non-stationary regime a significant influence is produced by the longitudinal clearances. In these cases one has to limit oneself with the qualitative comparison of the tests obtained in calculation and in experiments.

Figure S5 represents the comparison of oscillograms of the longitudinal forces in the four sections of the train at the starting point. The train mass is 1520 tons, it consists of 16 gondola cars with the mass of 132 tons which develops the draught force of 0.2(1-e-3t) MN.

However, in most cases it is necessary to compare only the graphs of the distribution of the longitudinal forces along the train to prove the validity of the model.

Such comparisons are given below for a number of transitional regimes of the train motion with the influence of clearances in the inter-car joints taken into account.

Figures S6–S8 represent the comparison of the results of calculations and experimental data obtained with the freight train of 10 000 tons, the cars of which are equipped with the air-distributors of the type N 483 with the diameter of the discharge opening of 0.9 mm. The initial braking speed of the freight train in the experiment and in modelling is 30 km/h. The experimental train

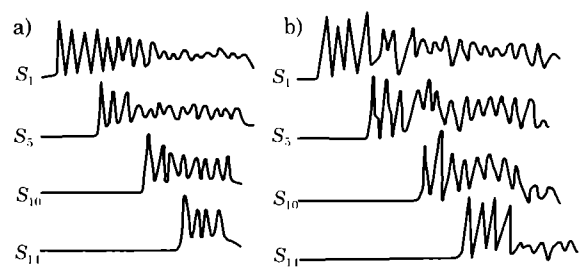


Fig. S5. Oscillograms and graphs of the forces at the starting point of the tight train with the mass of 1520 tons (a – calculations; b – experiment)

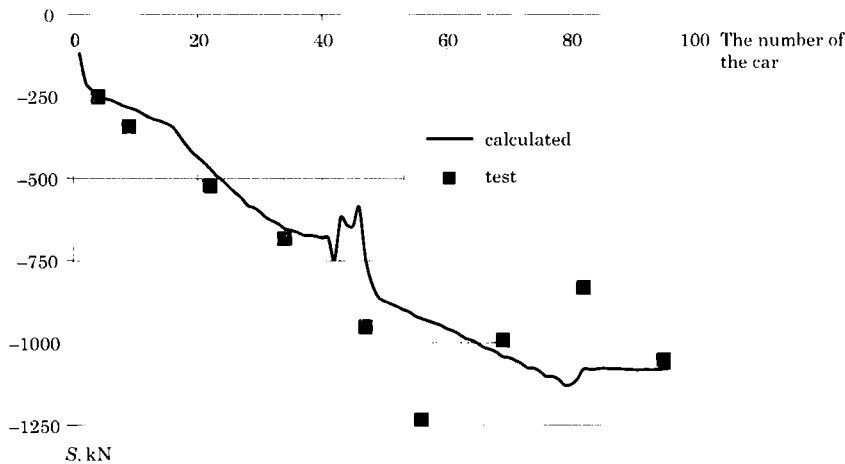


Fig. S6. The distribution of the maximum longitudinal tension values in the train of 10 000 tons during the regulation braking

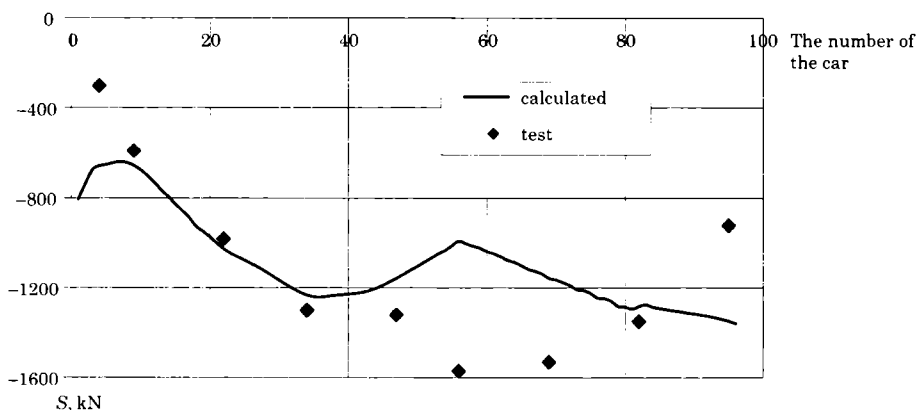


Fig. S7. The distribution of the maximum values of the longitudinal forces during the complete service braking of the train with the mass of 10 000 tons

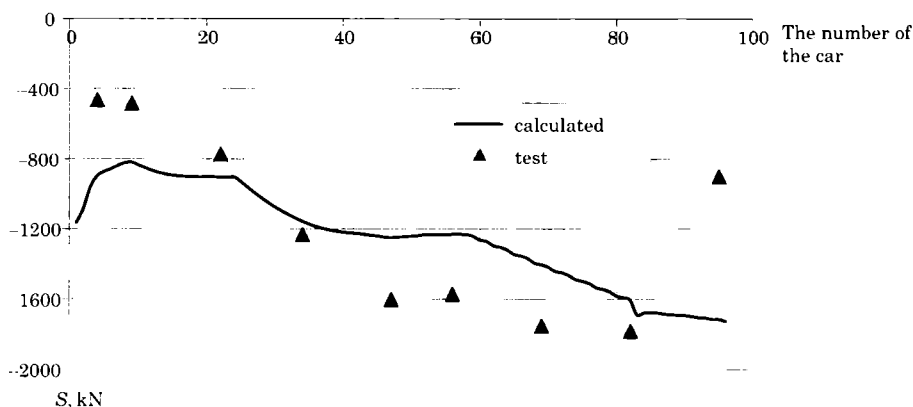


Fig. S8. The distribution of the maximum longitudinal forces in the train of 10 000 tons during the emergency braking

consists of 95 four-axle freight cars with the mass of 89 tons, equipped with the compositional braking shoes and two locomotives of the series VL-8 located in the head and quipped with the cast-iron braking shoes.

All the carriages of the train are equipped with the frictional absorbing devices of S-1TM. In this, the air-distributors of cars are switched to the medium regime of operation; as for the locomotives – to the empty cars regime of operation. The average measured clearance in the inter-car joints equals to 47 mm.

Figures 6–8 are given for the comparison of the calculation results and experiments of the data of the distribution of the maximum values of the longitudinal forces along the train in its different sections under the regulation complete service and emergency braking.

Here and further in the same graphs the solid lines correspond to the results of the mathematical modelling, and the marked ones – to the test results obtained in the real-life conditions. The maximum values of the longitudinal tension forces in the train are given in Table S1 according to the braking regime of the freight train of 10 000 tons.

Table S1 shows that in the cases analyzed the non-compliance of the maximum of the tension forces obtained both experimentally and mathematically does not exceed 14%.

In the tests of the braking regimes, the braking stopping distance should be taken into consideration in case the train moves in the section, in which the speed is limited. Table S2 illustrates below the values of braking distance received by analyzing various braking methods of various freight and passenger trains.

Table S1. The maximum values of the longitudinal forces for different regimes of braking of the freight train with the mass of 10 000 tons

Braking method	S, kN		Non-compliance
	calculated	test	
Stage-0.7 atm	-1130	-1230	8 %
The complete service braking	-1360	-1570	14 %
The emergency braking	-1725	-1780	3 %

Table S2. The values of braking distance with various braking methods with the freight trains of 10 000 tons of mass moving at the speed of 30 km/h

Braking method	Braking stopping distance (L), m		Non-compliance
	calculated	test	
Stage 0.7 atm	292	260	13 %
The complete service braking	180	170	6 %
The emergency braking	154	150	3 %

In the examples analyzed, the calculation results are compared with the test results of the special tests carried out under real life conditions.

In the case of the train moving on the unequal profile it is impossible to establish a certain clearance distribution.

Figures S9 and S10 illustrate the diagrams of the distribution of the greatest tension force values along the train formation, which have been received by a test (they are marked by circles) and calculated at the momentum when a freight train of 6000 tons was moving in the section of a road with a sudden slope.

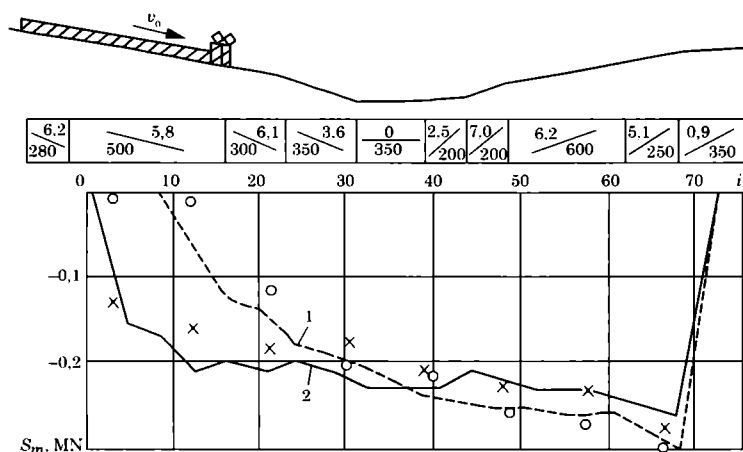


Fig. S9. Movement of train formation through the refraction of the track profile

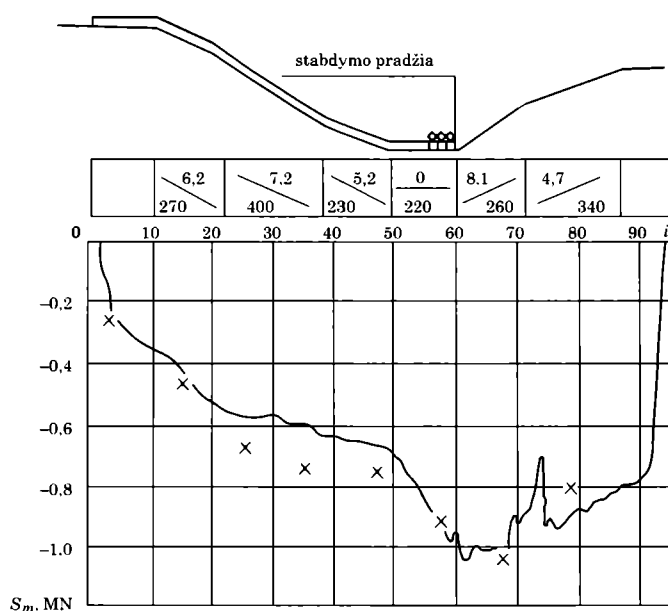


Fig. S10. Service braking when the train moves on the track of alternating profile

In the first case, the traction of 6000 tons mass train is made of two electric locomotives VL22^M, connected according to a system of multiple units. The first curve (see Fig. S9) corresponds to the case, in which the train was stretched in the initial position and moved at the speed of 60 km/h, and the electric locomotives developed the traction force of 100 kN. The second curve

corresponds to the stopping movement at the speed of 50 km/h. The data of the tests are marked by circles and crosses for the first and second curve respectively. In those cases, the non-compliance of the calculations and tests makes 5–6 per cent, even though the number in the system integrated by differential equations is reduced fourfold.

In the second case, the traction of 8000 tons train is implemented by three electric locomotives VL22^M. The cars are equipped with air distributors No. 270-005, which are set for the medium regime, and the composite brake shoes. The regulated braking is completed with the initial speed of 65 km/h, one brake shoe was tightened at 7,5 kN. The difference of the calculation (line) and test (crosses) results do not exceed 20 per cent. In the cases analyzed, the clearance in the connections of the cars is 40 mm on average.

The examples confirm that the mathematic model applied allows to receive satisfactory results, therefore it was used to solve various applied tasks, including the reasons showing why the trains run off the track.

The mathematic model of the spacial fluctuations of the cars or their groups which have run off the track was applied when analyzing the cases of train cars that ran off the track in Ukraine and Russia. Below are the examples of this kind of research.

This is a case of the cars of a train formation that ran off the tracks in one of the sections of the railway in East Siberia. The train was made of VL80 type electric locomotive and 83 four-axle freight cars. Under railway conditions of Kazakhstan, the train was formed so that there were 70 empty cars at the front of the train, and at the end there were 13 totally loaded cars. According to the investigation of the case material, the train was moving down the slope of 17 per cent. Running at the speed of 62 km/h, the engine-driver applied regulated braking by a step, he released the brake at the speed of 50 km/h. At the end of the slope there was a curve of S form, with the rays of 350 m. The above-mentioned stepwise braking was initiated 1000 m before the beginning of the curve. At the moment of driving into the curve of S form, the train was moving because of inertia, the speed of it increased significantly, therefore the engine-driver was forced to apply electric braking by the locomotive, which

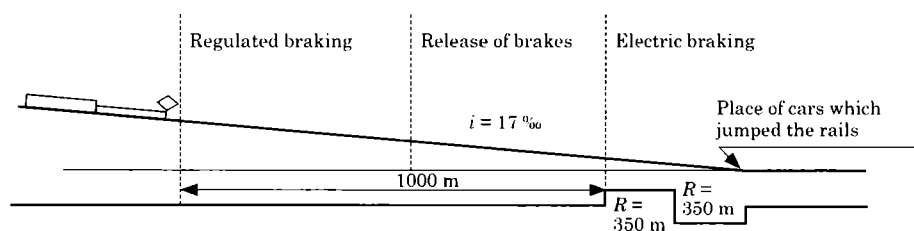


Fig. S11. Train movement regimes

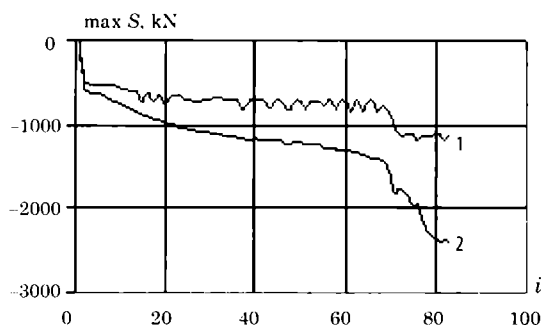


Fig. S12. The distribution of the greatest values of the longitudinal forces along the train at the time of pneumatic stepwise braking (line 2) and braking by electric locomotive brake (line 1)

ended up in the field (Fig. S11). Running into the field, the front group of the cars ran off the tracks.

Having completed calculations, the values of the greatest longitudinal forces were received at the time of distribution of the pneumatic stepwise braking and electric braking by the locomotive along the train diagram (Fig. S12).

The oscillograms of the longitudinal forces before the sixth, seventh, eighth, ninth, tenth and eleventh cars are given in Figs S13 and S14. They illustrate the numeric longitudinal force values and their duration t (in seconds) in braking by a pneumatic and electric brakes of the electric locomotive respectively.

Figs S13 and S14 illustrate that electric braking by the locomotive became dangerous since it was at the front part of the train between the longitudinal dynamic forces of the quasistatic components, the size of which exceeded 500 kN, and that impacted the group of front cars for 1,5–2 s. It was precisely clear that they had pushed out the group of empty four-axle cars from the train formation.

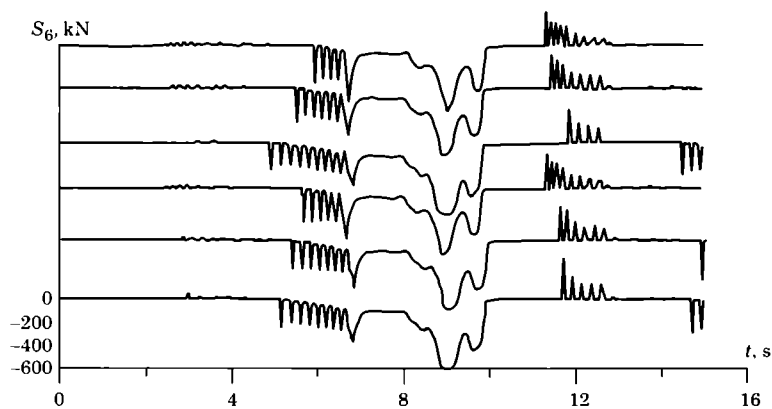


Fig. S13. The oscillograms of the forces in the inter-car connections at the time of regulated braking

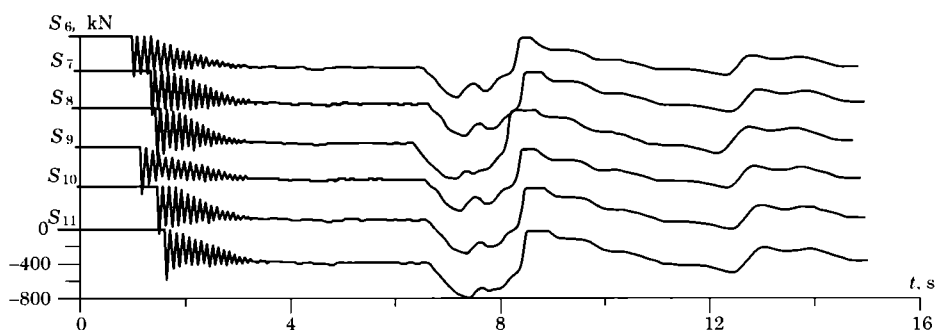


Fig. S14. The oscillograms of the forces in the inter-car connections of the front part of the train at the time of electric braking of the electric locomotive

The quasistatic forces of such dangerous level appeared considering the empty 4-axle gondola-car was the result of the combined action of the locomotive brake and the influence of the break in the longitudinal profile of the track caused the overlapping of the heavy end part of the train and its light part.

The side rolling enhanced under the influence of the S-curve contributed to the running off of the cars.

In the process of modelling, the coefficient of the reserve steadiness was calculated, the value of which must always be more than 1. In the given case the value for the 8th car decreased to 0.

Thus, the cause of the analyzed running off is non-observance of Point 15.32 of the Rules of Technical Exploitation. In the formation of the given train it was necessary to locate a group of loaded cars not at the head, but at the end part of the train which consisted of 70 empty cars. The workers connected with the motion of trains should abide to the requirements of the Rules of Technical Exploitation. In instructing locomotive drivers the regime charts of driving different trains at the definite track sections should be used.

BLOCHINAS†, Eugenijus; DAILYDKA, Stasys;

LINGAITIS†, Leonas Povilas; URSULIAK, Liudmila

Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai:

monografija | Eugenijus Blochinas; Stasys Dailydka; Leonas Povilas Lingaitis;

Liudmila Ursuliak. – Vilnius: Technika, 2015. 168 p.: iliustr.

ISBN 978-609-457-828-1

Redaktorė *Dalia Markevičiūtė*

Maketuotojos *Jevgenija Petkuvienė, Rasa Steponavičiūtė*

Viršelio dizaineris *Rokas Gelažius*

Apimtis 9,60 aut. l. Tiražas pagal poreikį.

Leidinio el. versija <http://doi.org/10.3846/2321-M>

Vilniaus Gedimino technikos universiteto leidykla „Technika“

Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius

<http://leidykla.vgtu.lt>

Spausdino UAB „BMK leidykla“,

J. Jasinskio g. 16, 01112 Vilnius

Monografija „Nestacionarieji ir kvazistatiniai geležinkelio traukinių judėjimo režimai“ skirta skaitytojui, besidominčiam traukinyje, kaip netiesinėje daugiamasėje mechaninėje sistemoje, vykstančiais procesais. Šie vyksta traukiniui pajudant iš vietos, stabdant, keičiant traukos jėgą, judant kalnuoto profilio keliu. Knygoje aprašomos užduotys sprendžiamos taikant traukinių judėjimo pereinamųjų arba nestacionariųjų procesų teoriją. Tam sukurta speciali programinė įranga, pagrįsta monografijos autorių sukurta traukinių judėjimo pereinamųjų režimų teorija. Knyga sudaryta taip, kad skaitytojas pradžioje susipažintų su traukinių sąstatų schemomis ir matematiniais modeliais traukinio judėjimui modeliuoti. Taip pat aprašoma informacinės sistemos „Traukinio dinamikos analizatorius“ elementų tarpusavio sąsaja.

Autoriai monografiją rekomenduoja geležinkelių traukos klausimus nuodugniau nagrinėjantiems doktorantams ir pažengusiems magistrantams.

ISBN 978-609-457-828-1

