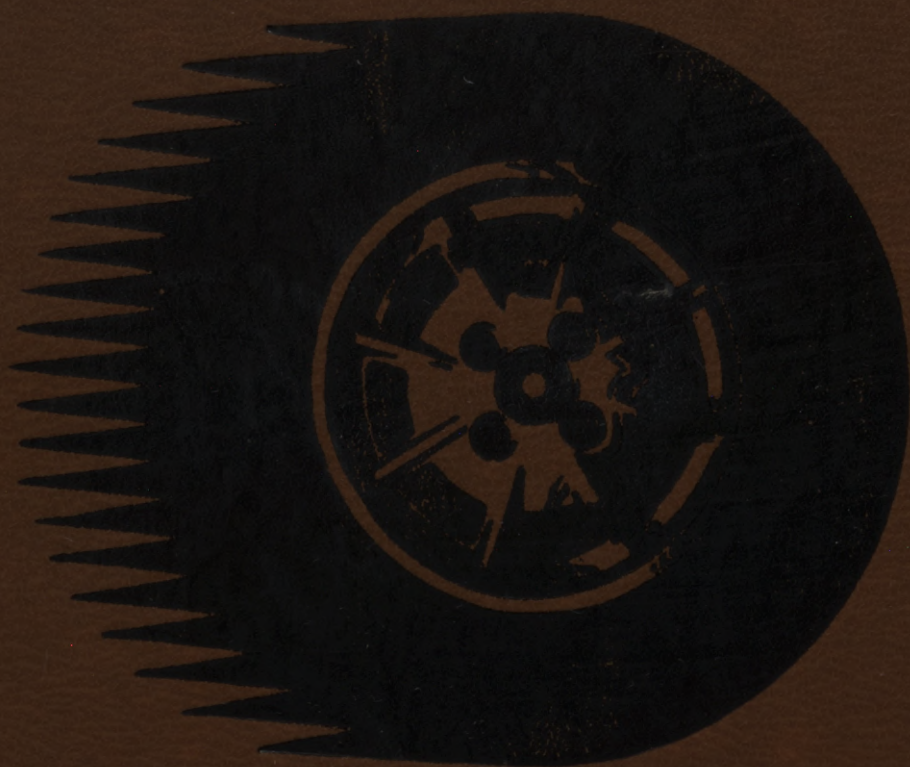


L 85-4
L 123

J. Pommers, G. Liberts

Automobiļa teorija

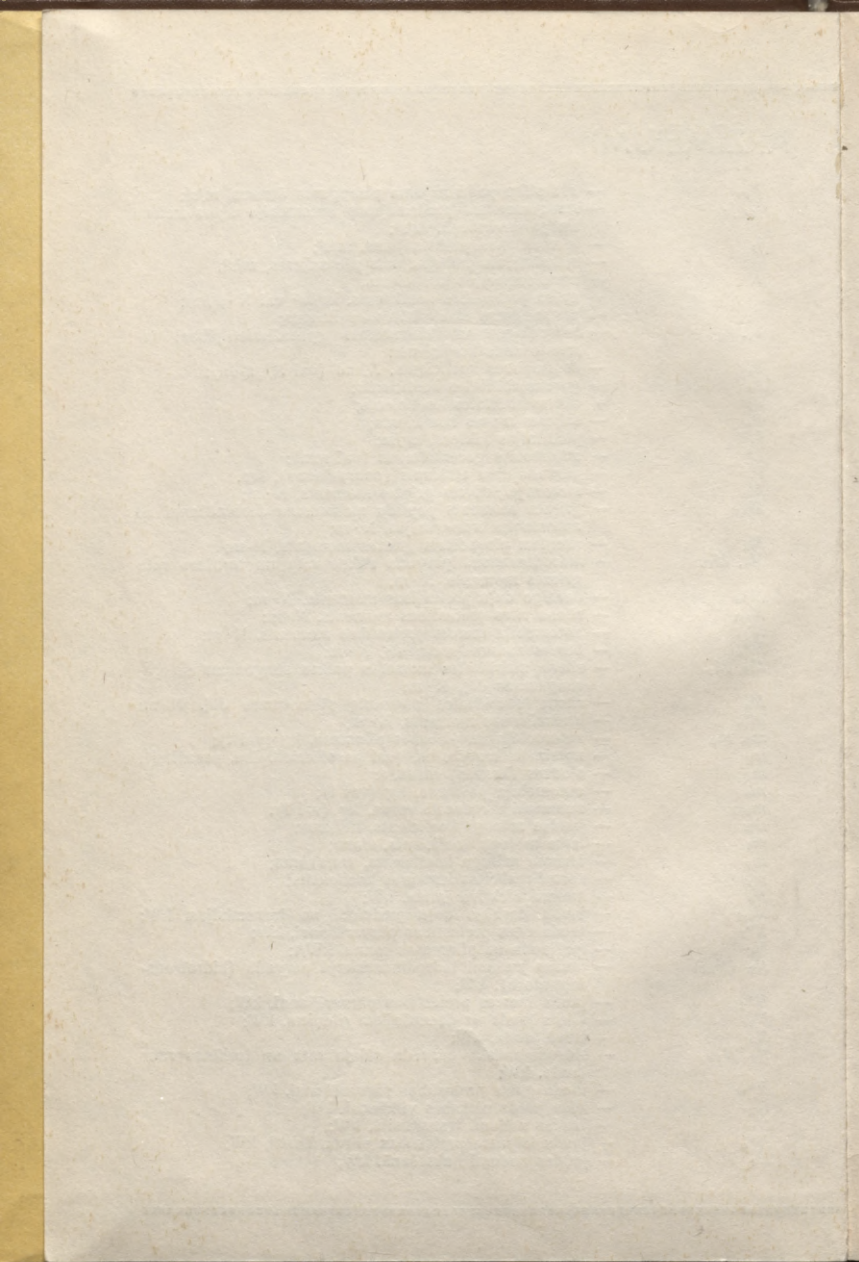


PIEŅEMTIE

a^* , a_a	— automobiļa un atspertās masas smagumcentra garenkoordināte līdz pierkšējai asij, m (vai mm);
a_c , a_k , a_r	— ceļa, riteņa un riepas normāreakcijas nobīde, m (vai mm);
B	— automobiļa šķērsbāze, m (vai mm);
B^*g	— automobiļa gabarītplatums, m (vai mm);
b^* , b_a	— automobiļa un atspertās masas smagumcentra garenkoordināte līdz pakalējai asij, m (vai mm);
b_r	— riepas platums, mm (vai collas);
C	— ekspluatācijas izmaksas, rb./h;
c	— klirens, mm;
c_a , c_b , c_c , c_r	— atsperes, balstiekārtas reducētais, elastīgā elementa un riepas stingrums, kN/m;
c_w	— plūdlinijas koeficients;
c_c	— pagrieziņa centra nobīde, m (vai mm);
$c_φ$	— balstiekārtas leņķiskais stingrums, kN/rad (vai kN/grādu);
D	— dinamiskais faktors;
$D_φ$	— dinamiskais faktors pēc saķeres;
D_{ht}	— hidrotransformatora aktīvais diametrs, m;
D_r	— riepas ārējais diametrs, m;
d_r	— riepas iekšējais diametrs, mm (vai collas);
E	— kinētiskā enerģija, J
e	— automobiļa smagumcentra šķērskoordināte, m (vai mm);
e_s	— sakābes nobīde no pakalējās ass, m;
$e_φ$	— smagumcentra pārvietoējums šķērsplaknē, m;
F	— automobiļa pieres laukums, m ² ;
F_k	— riteņa kontakta laukums, m ² ;
f^*	— automobiļa rītes pretestības koeficients;
f_a , f_b , f_r	— atsperes, balstiekārtas un riepas deformācija, m;
f_a^* , f_{st}^*	— dinamiskā un statiskā deformācija, m;
G_a , G_p	— atsevišķa riteņa rītes pretestības koeficients;
G_k	— automobiļa un piekabes pilnsvars, N (vai kN);
G_{dz}	— svars uz riteni, N (vai kN);
g	— svars uz dzenošajiem riteņiem, N (vai kN);
g_0	— brīvās krišanas paātrinājums, m/s ² ;
H	— degvielas īpatpatēriņš, g/(KW · h);
h	— automobiļa gabarītaugstums, m (vai mm);
h^*g	— ceļa kāpuma augstums, m;
h_r	— automobiļa smagumcentra augstums, m (vai mm);
h_p	— riepas profila augstums, mm (vai collas);
h_w	— jūgkāša augstums, m;
$h_φ$	— metacentra augstums, m;
I_k , I_{sp}	— sasveres plecs, m;
	— riteņu grupas un spararata grupas summārais inerces moments, N · m · s ² ;
I_x , I_y , I_z	— automobiļa inerces moments pret garenasi, šķērsasi un vertikālo asi caur smagumcentru, N · m · s ² ;
i	— kāpums, % vai daļas;
i_k , i_o , i_T	— pārnesumkārbas galvenā pārvada un transmisijas pārnesumskaitlis;
i_{kp} , i_p , i_{sa}	— kardānpārvada, papildu reduktora un sajūga pārnesumskaitlis;
j	— ieskriešanās paātrinājums, m/s ² ;
j_{sv}	— svārstību paātrinājums, m/s ² ;

APZĪMĒJUMI

j'_{sv}	— svārstību paātrinājuma pieauguma ātrums, m/s^3 ;
j_y, j_x	— smagumcentra paātrinājums automobiļa šķērsvirzienā un garenvirzienā, m/s^2 ;
j_t	— bremzēšanas palēninājums, m/s^2 ;
j_p	— maksimālais paātrinājums pēc saķeres, m/s^2 ;
K	— transformācijas koeficients;
k	— gaisa pretestības koeficients, kg/m^3 vai $N \cdot s^2/m^4$;
k_0	— bremzēšanas efektivitātes koeficients;
k_{t1}, k_q	— nobraukuma un kravnesības (pasažierietilpības) izmantošanas koeficients;
k_y	— sānnovirzes koeficients, N/rad (vai $N/grādu$);
k_{α}	— garenstabilitātes koeficients;
k_{β}	— šķērsstabilitātes koeficients;
k_{φ}	— saķeres masas koeficients;
kF^*	— plūdinijas faktors, kg/m ;
L^*	— automobiļa garenbāze, m (vai mm);
l	— pārvadājumu attālums (nobraukums), km ;
M_0	— motora efektīvais griezes moments, $N \cdot m$;
$M_{0,d}$	— griezes moments papildu mehānismu darbināšanai no automobiļa transmisijas, $N \cdot m$;
M_k	— riteņiem pievadītais griezes moments, $N \cdot m$;
M_a, M_{tb}	— hidrodinamiskā pārvada sūkņa rata un turbīnas rata griezes moments, $N \cdot m$;
$M^*_{d'}$	— darbīgo daļu pretestības moments, $N \cdot m$;
$M_{t,k}$	— riteņa rites pretestības moments, $N \cdot m$;
M_j	— automobiļa inerces pretestības moments, $N \cdot m$;
$M^*_{z'}$	— berzes zuduma moments, $N \cdot m$;
M_{β}, M_{γ}	— riteņa stabilitātes moments pulkas sāngāzuma un garenāzuma dēļ, $N \cdot m$;
M_{δ}	— riteņa stabilitātes moments sānnovirzes dēļ, $N \cdot m$;
M^*_{τ}	— bremzēšanas moments, $N \cdot m$;
m_a, m_p	— automobiļa un piekabes pilnmasa, kg (vai t);
m_q	— nominālā kravnesība, (vai pasažierietilpība, pasažieri);
m_Q	— slodzes (kravas) masa, t ;
m_0	— automobiļa pašmasa, kg (vai t);
m_{red}	— automobiļa reducētā masa, kg (vai t);
m_N	— jaudas mēroga koeficients, kW/mm ;
m_t	— laika mēroga koeficients, s/mm ;
m_v	— ātruma mēroga koeficients, $(m/s)/mm$;
m_{τ}	— normātreācijas izmaiņas koeficients;
N_0	— motora efektīvā jauda, kW ;
$N_{0,d}$	— jauda darbīgo daļu piedziņai no transmisijas, kW ;
$N^*_{t'}$	— jauda rites pretestības pārvarēšanai, kW ;
N_Q	— īpatjauda uz pilnmasas tonnu, kW/t ;
$N_h (N_{ht})$	— jaudas zudumi hidrodinamiskajā pārvadā (hidrotransformatorā), kW ;
$N^*_{j'}$	— jauda inerces pretestības pārvarēšanai, kW ;
N_k	— vilces jauda uz dzenošajiem riteņiem, kW ;
N_b	— brīvā jauda, kW ;
N_a, N_{tb}	— hidrodinamiskā pārvada sūkņa rata un turbīnas rata jauda, kW ;
$N^*_{w'}$	— jauda gaisa pretestības pārvarēšanai, kW ;
N_p	— kāša jauda piekabes vilkšanai, kW ;
N_z	— jaudas zudumi transmisijā, kW ;
N^*_{α}	— jauda kāpuma pretestības pārvarēšanai, kW ;
N_{δ}	— jaudas zudumi buksēšanā, kW ;



L 85-4
123

Контрольный экземпляр

L
629

J. Pommers, G. Liberts

Automobiļa teorija

Latvijas PSR Augstākās un vidējās speciālās izglītības ministrija atļāvusi lietot par mācību grāmatu augstskolu studentiem specialitātē «Automobiļi un automobiļu saimniecība»



RĪGA «ZVAIGZNE» 1985

J. Pommere, G. Tiberis

Vija Lāča Latv. PSR
VALSTS BIBLIOTEKA

~~86~~ — 1.778 0308033397

Учебник рассматривает основы теории эксплуатационных свойств автомобиля: тяговую и тормозную динамичность, проходимость, управляемость, устойчивость, плавность хода, топливную экономичность.

Учебник предназначен для студентов специальности «Автомобили и автомобильные хозяйства» изучающих курс «Теория автомобиля». Приводятся характеристики эксплуатационных свойств распространенных марок автомобилей отечественного производства, изложены методы расчетного и экспериментального определения показателей эксплуатационных свойств.

При рассмотрении материала учитывались последние достижения науки и техники в области конструкции и эксплуатации автомобилей, поэтому книга может быть полезна при решении практических задач также для работников автомобильного транспорта, учащихся техникумов и автолюбителей.

Рис. 152, табл. 32, библиогр. 21.

Mācību grāmatā apskatīti automobiļu ekspluatācijas īpašību teorijas pamati: vilces un bremzēšanas dinamiskums, pārģājība, vadāmība, stabilitāte, gaitas laidenība, degvielas izlietojuma ekonomiskums.

Mācību grāmatā paredzēta specialitātes «Automobiļi un automobiļu saimniecība» studentiem, kuri apģūst kursu «Automobiļa teorija». Grāmatā dotas arī ekspluatācijas īpašību rādītāju aprēķina un eksperimentālās noteikšanas metodes un ekspluatācijas īpašību raksturotāji izplatītākiem padomju automobiļiem. Materiāla izklāstā ņemti vērā pēdējie zinātnes un tehnikas sasniegumi automobiļu konstrukcijā un ekspluatācijā, tāpēc grāmatā var būt noderīga praktisko uzdevumu risināšanai arī autotransporta darbiniekiem, tehnikuma audzēkņiem un autoamatieriem.

Recenzenti: V. Gulbis un A. Bergs

IEVADS

PSRS ekonomiskās un sociālās attīstības pamatvirzienos 1981.—1985. gadam un laika posmam līdz 1990. gadam paredzēta visu tipu automobiļu pilnveidošana un kvalitātes uzlabošana. Automobiļiem jāklūst arvien ražīgākiem un ekonomiskākiem.

So problēmu risināšana ir pirmām kārtām automobiļu konstruktoru un ekspluatētāju uzdevums, bet tā nav iespējama bez automobiļu ekspluatācijas īpašību vispusīgas un pietiekami dziļas pārzināšanas, analīzes un uzlabošanas. Šos jautājumus apskata *automobiļa teorija* — zinātnes nozare, kas pēta automobiļa ekspluatācijas īpašības, to noteikšanas un vērtēšanas metodes. Teorija ir cieši saistīta ar autotransporta praktisko uzdevumu risināšanu. Automobiļa ekspluatācijas īpašību pārzināšana un analīze ir nepieciešama, lai varētu objektīvi vērtēt katras automobiļa konstrukcijas piemērotību konkrētajiem ekspluatācijas apstākļiem un organizēt to racionālu, efektīvu izmantošanu. Tāpēc automobiļa teorijas zināšana ir pilnīgi nepieciešama automobiļu inženieriem — kā konstruktoriem, tā ekspluatētājiem.

Lai gan automobiļa attīstības vēsture sākās ar franču inženiera N. Z. Kīņo 1769. gadā uzbūvētajiem tvaika ratiem, ekspluatācijas īpašību teorija attīstījās tikai 20. gadsimtā. 1905. gadā tika izdots krievu profesora N. Žukovska darbs par trīsriteņu ratu kustību pārgriezienā. Vēlāk ar dažādiem automobiļa ekspluatācijas īpašību pētījumiem nodarbojās arī B. Mlodzejevskis, J. Čudakovs u. c. Īpaši spraigi zinātniskā darbība šajā jomā PSRS izvērās pēc Lielās Oktobra sociālistiskās revolūcijas tad, kad 1918. gadā nodibināja Automobiļu zinātnisko laboratoriju (НАЛ), kas vēlāk pārveidojās visā pasaulē pazīstamajā Vissavienības automobiļu un automotoru zinātniskās pētniecības institūtā (НАМИ).

Automobiļa teoriju kā vienotu sistēmisku mācību izveidoja padomju akadēmiķis J. Čudakovs, kurš ir uzrakstījis un izdevis vairāk nekā 200 darbu par automobiļa zinātnes un tehnikas attīstības un ekspluatācijas īpašību jautājumiem. Padomju Savienībā līdzīgus pētījumus veica un pēc J. Čudakova nāves viņa darbu turpināja G. Žimeļevs, N. Jakovļevs, D. Veļikanovs, B. Faļkevičs, J. Zākins, N. Buharins, V. Ilarionovs, J. Pevzners u. c. Šo zinātnieku darbs galvenokārt ir saistīts ar zinātniskās pētniecības institūtiem

НАМИ, Vissavienības autotransporta zinātniskās pētniecības institūtu (НИИАТ), Riepu rūpniecības zinātniskās pētniecības institūtu (НИИШП) u. c., kā arī ar vadošajiem automobiļu mācību institūtiem: Maskavas automehānisko institūtu (МАМИ), Maskavas automobiļu un ceļu institūtu (МАДИ), Harkovas automobiļu un ceļu institūtu (ХАДИ) u. c. Latvijā ar šiem jautājumiem nodarbojas LLA un RPI.

Arī ārzemēs ar automobiļa ekspluatācijas īpašību pētīšanu un mēģinājumiem šos pētījumus saistīt vienotā teorijā nodarbojās virkne zinātnieku: V. Kamms, A. Jante, E. Vedemeijers, J. Taboreks, M. Bekers, D. Kols, D. Vongs, J. Elliss, V. Stids u. c.

Saskaņā ar kursa programmu un apjomu grāmatā iztirzāti tikai ar automobiļa kustību saistīto ekspluatācijas īpašību pamati. Izmantoti arī autoru pētījumi šai jomā.

Grāmatas ievadu, 1. nodaļu, 2. nodaļas 2.1.—2.6. un 2.10.—2.14. iedalījumu, kā arī 3., 8. un 9. nodaļu sarakstijis J. Pommers, 2. nodaļas 2.7.—2.9. iedalījumu, 4., 5., 6., 7. un 10. nodaļu sarakstijis G. Liberts.

Priekšlapā un pēclapā dots pieņemto apzīmējumu saraksts. Pie šiem apzīmējumiem grāmatā var būt pievienots indekss «1», ja lielums attiecas uz priekšējo asi, un indekss «2», ja lielums attiecas uz pakaļējo asi.

Zvaigznīte pie apzīmējuma norāda, ka tad, ja grāmatā dotajā apzīmējumā indeksā aiz komata ir burts «p», šis lielums attiecas uz piekabi.

I

AUTOMOBĪĻA EKSPLUATĀCIJAS ĪPAŠĪBAS

1.1. JEDZIENS, NOZĪME UN KLASIFIKĀCIJA

Katrai mašīnai, to skaitā automobilim piemīt daudz dažādu īpašību, kas nosaka tā piemērotību izmantošanai.

Automobiļa ekspluatācijas īpašības ir automobiļa konstruktīvās īpatnības, kas raksturo tā efektīvas izmantošanas iespējas dažādos ekspluatācijas apstākļos. Šo īpašību analīze ļauj novērtēt automobiļa konstrukciju īpatnības un piemērotību konkrētiem apstākļiem. Tātad tās ir galvenās īpašības, ar kurām raksturo automobiļa darbību. Ekspluatācijas īpašību pārzināšana, normēšana un uzlabošana ļauj, no vienas puses, pilnveidot automobiļa konstrukcijas to radīšanas procesā un piemērot tās konkrētiem ekspluatācijas apstākļiem un, no otras puses, izvēlēties apstākļiem piemērotākās konstrukcijas un organizēt to racionālu izmantošanu un remontu.

Mūsdienu automobilis ir sarežģīta mašīna, un tā izmantošanai dažādos ekspluatācijas apstākļos izvirza daudzpusīgas prasības, kas dažkārt ir pretrunīgas. Šo apstākļu dēļ nav iespējams automobiļa konstrukciju atbilstību konkrētiem ekspluatācijas apstākļiem novērtēt ar kādu vienu rādītāju, bet šim nolūkam lieto veselu ekspluatācijas īpašību kompleksu. Mūsdienās šai kompleksā ietilpst šādas 10 galvenās ekspluatācijas īpašības: dinamiskums, degvielas izlietojuma ekonomiskums, pārgājība, bremzēšanas īpašības, vadāmība, stabilitāte, gaitas laidenība, ietilpība, izturība, piemērotība tehniskajām apkopēm un remontam. Pirmās septiņas no tām, kas saistītas ar automobiļa kustību, iztīrā automobiļa teorija, pēdējās trīs — citas disciplīnas.

Bez minētajām 10 galvenajām ekspluatācijas īpašībām automobilim piemīt arī virkne citu ekspluatācijas īpašību: masas izmantošana, iekraušanas un izkraušanas ērtība (vai pasažieru iekāpšanas un izkāpšanas ērtība), vadības vieglums, darbsagatavošanas vieglums u. c. Tās šī kursa ietvaros netiek iztīrātas.

Visas aplūkotās (un arī neaplūkotās) īpašības ietekmē divus galvenos automobiļa transporta darba raksturotājus: ražīgumu un pāravadājumu pašizmaksu, kas nosaka tā izmantošanas efektivitāti no transporta uzdevumu veikšanas viedokļa.

Automobiļa ekspluatācijas īpašību vērtēšanā svarīgs viedoklis ir to cilvēku drošums un komfortabilitāte, kas automobili izmanto.

To raksturo automobiļa vadītāja un pasažieru nervu spriedze, fiziskais nogurums, kustības drošība u. tml.

Automobiļa ekspluatācijas īpašību rādītājus var iedalīt divās lielās grupās: tehniskajos un ekonomiskajos rādītājos. *Tehniskie rādītāji* raksturo darba ražīgumu un darba drošību, tie ir, piemēram, vidējais kustības ātrums, bremzēšanas ceļš, stabilitātes robežslīpums. *Ekonomiskie rādītāji* raksturo izmaksu daudzumu uz padarītā darba vienību, tie ir, piemēram, patērētās degvielas izmaksas uz tonnkilometru, tehniskās apkopes un remonta izmaksas un citi rādītāji.

Automobiļa ekspluatācijas īpašības ir savstarpēji saistītas. Tā, piemēram, palielinot motora jaudu, parasti uzlabojas automobiļa dinamiskums un dažreiz arī pārgājība, bet pasliktinās degvielas izlietojuma ekonomiskums. Tāpēc jebkura faktora ietekmē būtu jāaplūko visu ekspluatācijas īpašību izmaiņas kompleksi. Taču tas ir diezgan sarežģīti, tāpēc teorijā pieņemts iztirzāt katru ekspluatācijas īpašību atsevišķi, t. i., izolēti citu no citas. Tādējādi panāk katras ekspluatācijas īpašības dziļāku analīzi un izpratni. Tomēr praktisku uzdevumu risināšanā ieteicams katru jautājumu aplūkot pēc iespējas vispusīgāk, pievēršot uzmanību visām ekspluatācijas īpašībām, ar kurām tas saistīts.

Automobiļa ekspluatācijas īpašību savstarpējā sakara un tā konstrukcijām izvirzīto prasību pretrunīguma dēļ bieži visas ekspluatācijas īpašību prasības vienā konstrukcijā ideāli apmierināt nevar. Reālās konstrukcijas faktiski ir dažādi kompromisa varianti, kam citas ekspluatācijas īpašības ir labākas, citas — sliktākas. Tāpēc racionālai ekspluatācijai ir ļoti svarīgi izvēlēties konkrētiem apstākļiem piemērotākos konstrukciju variantus, lai to varētu izdarīt, jānosaka, kuras no ekspluatācijas īpašībām ir šiem apstākļiem vissvarīgākās. Tā, piemēram, lauksaimniecībā un meža darbos nodarbinātajiem automobiļiem ir nepieciešamas labas pārgājības īpašības, bet gaitas laidenumam ir otršķirīga nozīme. Turpretī ātrās medicīniskās palīdzības automobiļiem pilsētas apstākļos gaitas laidenums var būt svarīgākā ekspluatācijas īpašība, bet pārgājībai nav praktiskas nozīmes.

Ekspluatācijas īpašību parametrus nosaka eksperimentāli vai ar aprēķinu. Eksperimentāli to veic vai nu laboratorijā, izmēģinot automobili speciālos stendos, vai dabiskajos ceļa (lauka) apstākļos. Eksperimenti dod priekšstatu par konkrēta automobiļa ekspluatācijas īpašībām reālos ekspluatācijas apstākļos, taču tie ir saistīti ar diezgan lielu laika un līdzekļu patēriņu. Bez tam iegūtos rezultātus ir grūti vispārināt, jo tos ietekmē dažādi gadījumfaktori, kas saistīti ar konkrētā izmēģināmā automobiļa īpatnībām un konkrētajiem izmēģināšanas apstākļiem (temperatūru, vēju, ceļa seguma īpatnībām utt.).

Ekspluatācijas īpašību parametru noteikšana ar aprēķinu ir samērā vienkārša un lēta. Aprēķinu var veikt tādiem apstākļiem, kādos eksperimentēt ir grūti vai pat neiespējami (piemēram, ekspluatācijas īpašību parametru noteikšana ātrumam, kas lielāks par mak-

simālo ātrumu v_{\max}). Aprēķinu rezultātus var viegli vispārināt, taču tie tikai aptuveni atspoguļo reālos ekspluatācijas apstākļus, jo ietver virkni vidējo lielumu un neatspoguļo to konkrētās gadījumrakstura izmaiņas ekspluatācijas apstākļos.

Tādējādi parametru noteikšanas abiem veidiem ir zināmi trūkumi, taču tie var lietderīgi papildināt viens otru.

1.2. TRANSPORTA DARBA GALVENIE RAKSTUROTĀJI

Automobiļa transporta darba galvenie raksturotāji ir darba ražīgums un pārvadājumu pašizmaksa. Aplūkosim to sakaru ar automobiļa ekspluatācijas īpašībām.

Darba ražīgumu W izsaka ar automobiļa lietderīgi veiktā transporta darba daudzumu laika vienībā. Izšķir stundas, dienas, mēneša un gada ražīgumu.

Automobiļa lietderīgi veikto transporta darbu izsaka ar faktiski pārvadātās kravas tonnkilometriem vai pārvadāto pasažieru pasažierkilometriem. Tādējādi stundas darba ražīgums

$$W = \frac{m_q l k_q k_l}{\frac{l}{v_{\text{vid,t}}} + t_{\text{ds}}}, \quad (1.1)$$

kur m_q — nominālā kravnesība, t (vai pasažierietilpība, pasažieri);

l — pārvadājumu attālums, km;

k_q — kravnesības vai pasažierietilpības izmantošanas koeficients;

k_l — nobraukuma izmantošanas koeficients;

$v_{\text{vid,t}}$ — vidējais tehniskais kustības ātrums, km/h;

t_{ds} — dīkstāves laiks, h.

Ražīgumu noteicošo parametru lielums ir atkarīgs kā no automobiļa konstruktīviem, tā no ekspluatatīviem un organizatoriskiem faktoriem.

Nominālā kravnesība vai pasažierietilpība ir automobiļa konstrukciju raksturojošs faktors, kas atkarīgs no automobiļa *ietilpības* un *izturības*. Tas ir automobiļa tipāzā normēts lielums, kas ņemts par pamatu automobiļa galveno konstruktīvo elementu, kā arī tā ekspluatācijas īpašību aprēķinos.

Jo mazāka ir tās pašas kravnesības automobiļa pašmasa m_o , jo racionālāk izlietoti automobiļa būvei izmantotie materiāli (protams, jābūt nodrošinātai nepieciešamajai izturībai). To raksturo *masas izmantošanas koeficients*

$$\eta_G = \frac{m_q}{m_o}. \quad (1.2)$$

Mūsdienu kravas automobiļiem šis koeficients ir apmēram $\eta_G \approx 1$ un pat vairāk. Automobiļu būvē arvien plašāk lietojot jaunus, vieglus un izturīgus materiālus, panāk η_G nemitīgu palielināšanos.

Nominālā kravnesība ne vienmēr tiek pilnīgi izmantota divu iemeslu dēļ:

1) nepieciešamā pārvadājamās kravas masa (pārvadājamo pasažieru skaits) ir mazāka par nominālo kravnesību;

2) pārvadājot maza blīvuma kravu, kravas automobiļa *kravietilpība* ir nepietiekama, piemēram, kravas telpa ir par mazu, lai automobili varētu noslogot pilnīgi.

Pirmais ir organizatoriskas dabas iemesls, tam var būt arī gadījumraksturs. Tā, piemēram, autobusam ir jābrauc reisā saraksta laikā neatkarīgi no pasažieru skaita (tas var būt arī mazāks par nominālo).

Otrais ir konstruktīvas dabas iemesls. Pārvadājot, piemēram, tādu maza blīvuma kravu kā sienu vai kūdru, kravas kastei pieliek papildu bortus, tādējādi palielinot tās tilpumu un līdz ar to saņiedzot pilnīgāku automobiļa noslogojumu.

Kravas telpas tilpuma palielināšana parasti nav iespējama slēgtai kravas telpai.

Gabalkravas (kastu, mucu u. tml.) racionāla izvietojuma gadījumā kravas telpā dažkārt var novietot vairāk kravas nekā nepārdomāta izvietojuma gadījumā. Konstruktīvā ekspluatācijas īpašība, kas no šī viedokļa raksturo automobiļa izmantošanu, ir *ietilpība*: kravas automobiļiem — kravietilpība, pasažieru automobiļiem — pasažierietilpība.

Nominālās kravnesības vai pasažierietilpības faktisko izmantošanu raksturo koeficients k_q :

$$k_q = \frac{\sum m_{Qi} l_i}{n_c m_q l_{vid}}, \quad (1.3)$$

kur m_{Qi} — faktiski pārvadātās slodzes (kravas) masa, t, (pasažieru skaits) i -tajā braucienā;

l_i — kravas (pasažieru) pārvadājuma attālums i -tajā braucienā, km;

n_c — pārvadājumu skaits, braucot ar kravu (ar pasažieriem);

l_{vid} — vidējais pārvadājumu attālums, km.

Ja $n_c = 1$ un $l_i = l_{vid}$, tad

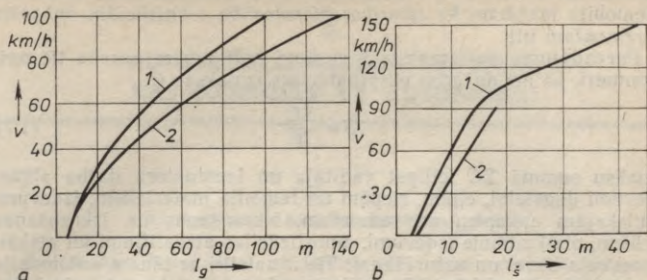
$$k_q = \frac{m_Q}{m_q}. \quad (1.4)$$

Ideālā gadījumā $k_q = 1$. Ja $k_q = 0,7 \dots 0,8$, tad uzskata, ka kravnesība vai pasažierietilpība tiek izmantota pietiekami.

Ne vienmēr automobilis brauc ar kravu, dažkārt arī tukšā braucienā. Nobraukuma izmantošanas koeficienta k_l maksimālā vērtība $k_l = 1$, t. i.,

$$k_l = \frac{\sum l_i}{\sum l_{kop}}, \quad (1.5)$$

kur l_{kop} — kopējais nobraukums, km.



1.1. att. Automaģiļa ātrums v atkarā no ceļa pārrredzamības:
 a — ceļa ģarenvirzienā, b — Ńķērsvirzienā;
 1 — vieģlajiem automaģiļiem, 2 — kravas automaģiļiem.

Ja $k_l = 0,6 \dots 0,7$, tad nobraukuma izmantoŃšanu un lidz ar to arī transporta darba organizāģiju uzskata par apmierinoŃu.

Vidējais tehniskais ātrums

$$v_{\text{vid,t}} = \frac{\sum l_{\text{kop}}}{\sum t_{\text{k,m}}}, \quad (1.6)$$

kur $t_{\text{k,m}}$ — automaģiļa kustības laiks marŃrutā, h.

Vidēģo tehnisko ātrumu ietekmē motora un transmisijas parametri, plūdlinija, Ńaģeres apstāģļi. Tas ir atkarģgs no automaģiļa ātruma un bremzēŃanas īpaŃībām, manevrēģamības, ieskrēģiena intensitātes un kāpumu pārvarēŃanas spējām. Sos parametrus un spēģas raksturo ar tādām automaģiļa ekspluatāģijas īpaŃībām kā *vilces* un *bremzēŃanas dinamiku*. Bistamos apstāģļos kustības ātrums ir atkarģgs no *ceģa pārrredzamības* un no automaģiļa *stabilitātes* un *vadāmības*, bet slidenos un nelģdzenos ceģos vai bezceģa apstāģļos — no *pārgāģjības* un *ģaitas laidenģbas*. Tā, piemēram, 1.1. attēģā redzams kustības ātrums v atkarā no ceģa pārrredzamģbas ģarenvirzienā l_g un Ńķērsvirzienā l_s (pēc D. Velģkanova).

Automaģiļa dikstāģve ģalvenokārt rodas iekrauŃanas un izkrauŃanas punktos, kā arī tehnisku iemeslu dēģ. IekrauŃanas un izkrauŃanas punktos dikstāģves laiks ir atkarģgs no automaģiļa piemērotģbas kravas iekrauŃanai un izkrauŃanai (no atveramo bortu skaita, kraujplaknes augstuma, ceģšanas ierģcēm un to piemērotģbas u. c.), pasaģģieru automaģiļiem — no to piemērotģbas pasaģģieru iekāģpŃanai un izkāģpŃanai (no salona durvģu izmēģiem, skaita un izvietojuma, salona plānojuma, pakāģpienu augstuma u. tml.). To raksturo tādās automaģiļa īpaŃģbas kā *kravas iekrauŃanas* un *izkrauŃanas ēģrtģba*, *pasaģģieru iekāģpŃanas* un *izkāģpŃanas ēģrtģba*.

Dikstāģves tehnisku iemeslu dēģ rodas, ja automaģiģi kaut kas sabojāģas vai salģst. Ńo dikstāģvģju laiks ir atkarģgs no tādām

automobiļa īpašībām kā *izturība; piemērotība tehniskajām apkopēm un remontam* utt.

Pārvadājumu pašizmaksu S analogi ražīgumam nosaka tie paši parametri, kā arī dažādas ekspluatācijas izmaksas C :

$$S = \frac{\Sigma C}{W}. \quad (1.7)$$

Izmaksu summā ΣC ietilpst vadītāja un konduktora darba algas, izdevumi degvielai, eļļām, riepām un remonta materiāliem, izdevumi tehniskajām apkopēm un remontam, iekraušanas un izkraušanas darbiem, pieskaitāmie izdevumi, amortizācijas atskaitījumi un atskaitījumi ceļu būvei un uzturēšanai. Tie ir saistīti ar tādām automobiļa ekspluatācijas īpašībām kā *vadības, apkopes un remonta vieglums, degvielas izlietojuma ekonomiskums, pārgājība, izturība, darba drošums, kravas iekraušanas un izkraušanas ērtība, pasažieru iekāpšanas un izkāpšanas ērtība* u. c.

Galvenās no šīm ekspluatācijas īpašībām iztirzātas turpmāk.

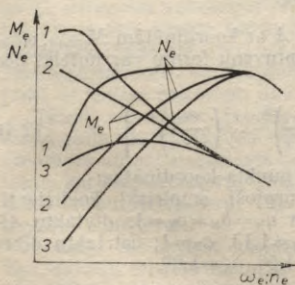
AUTOMOBILĀ KUSTĪBA UN SPĒKI, KAS DARBOJAS UZ AUTOMOBILI

2.1. MOTORS — KUSTĪBAS ENERĢIJAS AVOTS

Automobiļa braukšanai un transporta darba veikšanai nepieciešama enerģija. Atšķirībā no dažiem citiem transporta līdzekļiem, piemēram, no trolejbusa, automobiļa kustības enerģijas avots — motors rada mehānisko enerģiju pašā automobilī, izmantojot degvielas sadegšanas siltuma enerģiju. Elektroenerģiju var izmantot arī akumulētā veidā, bet šo gadījumu neapskatīsim.

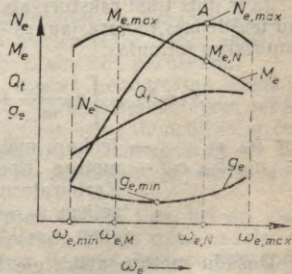
Sadedzināmā degviela var būt cieta (malka, kūdra, ogles, salmi u. tml. — gāzģeneratoru iekārtām), šķidra (benzīns, dīzeldegviela, petroleja, nafta u. c.) vai gāzveida (propāns, butāns u. c. — gāzbalonu iekārtām). Šo degvielu var dažādi sadedzināt un izmantot, tāpēc motori ir visai daudzveidīgi.

Dažādu motoru darbu raksturo dažādi raksturotāji un raksturliķnes. Automobiļa dinamiskās īpašības lielā mērā nosaka motora griezes momenta raksturliķne (2.1. att.). Arī šo raksturliķņu formas ir visai dažādas. Ņemot vērā, ka automobiļa kustības uzsākšanai ir jāpārvar vislielākā inerces pretestība, vēlamākā ir 1. raksturliķnes



2.1. att. Motora jaudas N_e un griezes momenta M_e izmaiņa atkarā no griešanās ātruma ω_e (ar pilnu degvielas padevi):

1 — tvaika motoriem un elektromotoriem, 2 — gāzturbīnas motoriem, 3 — iekšdedzes motoriem.



2.2. att. Iekšdedzes motora ārējās ātruma raksturliķnes:

N_e — jauda, M_e — griezes moments, Q_t — degvielas stundas patēriņš, g_e — degvielas īpatņpatēriņš kilovatstundā.

forma. Motoram ar šādu raksturlielni ir arī daudz lielāks piemērošanās koeficients (maksimālā griezes momenta attiecība pret griezes momentu, ja jauda ir maksimālā) nekā β . raksturlieknes gadījumā. Tomēr praksē parasti nākas samierināties ar automobilim neizdevīgo β . raksturlielni, jo tvaika, gāzturbinu motoru un elektromobiļu nepilnību dēļ pagaidām visizplatītākais automobiļa kustības enerģijas avots ir iekšdedzes motors.

Viena no tipiskām iekšdedzes motora ārējām (ar pilnu degvielas padevi) ātruma (atkarā no kloķvārpstas griešanās leņķiskā ātruma, ko sauc par motora griešanās leņķisko ātrumu ω_e , rad/s) raksturlieknēm parādīta 2.2. attēlā. Ja uz abscisu ass atliek motora kloķvārpstas griešanās frekvenci n_e , apgr./min, tad jāņem vērā, ka ω_e , rad/s, būs šāds:

$$\omega_e = \frac{2\pi n_e}{60} = 0,10472n_e. \quad (2.1)$$

Automobiļa ekspluatācijas īpašību noteikšanai parasti izmanto parādītās raksturlieknes un to raksturīgos punktus: $N_{e,max}$ un atbilstošo $\omega_{e,N}$; $M_{e,max}$ un atbilstošo $\omega_{e,M}$, kā arī motora darba ātruma diapazonu $\omega_{e,max} \dots \omega_{e,min}$.

Ja ir zināma motora jauda N_e , kW, tad griezes momentu M_e , N·m, var aprēķināt pēc šādas formulas:

$$M_e = 1000 \frac{N_e}{\omega_e}, \quad (2.2)$$

vai, otrādi,

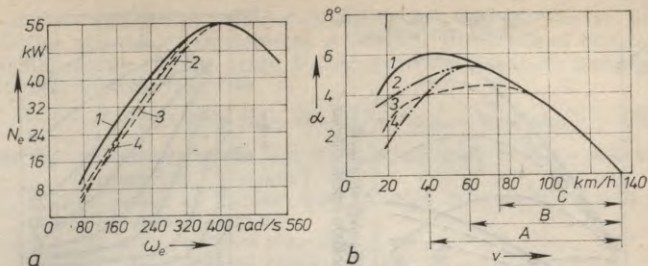
$$N_e = \frac{M_e \omega_e}{1000}. \quad (2.3)$$

Ja ir dots tikai raksturīgais punkts A ar koordinātām $N_{e,max}$, $\omega_{e,N}$, tad iekšdedzes motora jaudas līknes aptuvenu formu var noteikt pēc empīriskas formulas:

$$N_e = N_{e,max} \left[a_N \frac{\omega_e}{\omega_{e,N}} + b_N \left(\frac{\omega_e}{\omega_{e,N}} \right)^2 - c_N \left(\frac{\omega_e}{\omega_{e,N}} \right)^3 \right], \quad (2.4)$$

kur N_e , ω_e — jebkura meklējamā punkta koordinātas;
 a_N , b_N , c_N — motora tipu raksturojoši empīriski koeficienti.
 Karburatormotoriem $a_N = b_N = c_N = 1$; divtaktu dīzeļiem $a_N = 0,87$, $b_N = 1,13$, $c_N = 1$; četraktu dīzeļiem $a_N = 0,53$, $b_N = 1,56$, $c_N = 1,09$.

Dažādu motoru atšķirīgie koeficienti atbilst dažāda ārējo raksturliekņu formai. Tā, piemēram, 2.3. attēlā a parādītas jaudas līknes četriem dažādiem iekšdedzes motoriem ar vienādu maksimālo jaudu. Dažādā līkņu rakstura dēļ pie maza un vidēja ātruma motoru jauda atšķiras, tāpēc arī atšķiras ar šādiem motoriem apgādātu automobiļu ieskriešanās dinamika. Acimredzot labāka ieskriešanās dinamika ir automobilim ar četraktu karburatormotoru (I . līkne), jo tad vidēja



2.3. att. Dažāda tipa iekšdedzes motoru ar vienādu maksimālo jaudu salīdzinājums:

a — ārējās ātruma raksturlīknes, *b* — ar automobili pārvaramais ceļa kāpums; 1 — četrtaktu karburātor motors, 2 — dīzeļmotors, 3 — divtaktu karburātor motors, 4 — rotorvirzulis; A, B un C — stabila darba zonas.

un maza ātruma zonā jauda ir lielāka nekā automobiļiem ar citiem motoriem. Visneizdevīgākais liknes raksturs ir divtaktu karburātor motoriem (3. likne).

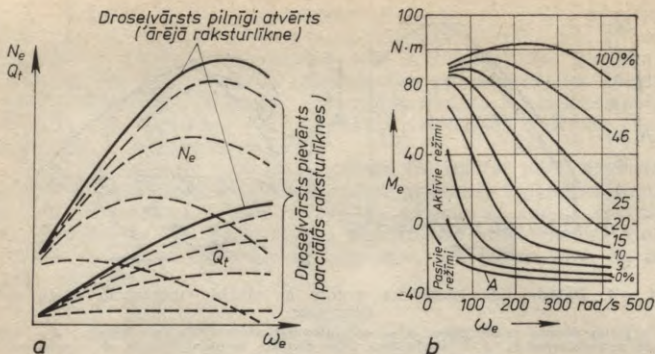
Ja šos četrus motorus iebūvē «Volgas» tipa automobili, tad tas var pārvarēt 2.3. attēlā *b* redzamo ceļa kāpumu, kas raksturots ar ceļa kāpuma leņķi α . Tā kā maza un vidēja ātruma zonā ir lielāka jauda, četrtaktu karburātor motors (1. likne) ļauj pārvarēt 1,4 reizes lielāku ceļa kāpumu nekā tādas pašas jaudas divtaktu karburātor motors (3. likne).

Ja, pārvarot kāpumu, degvielas padeve nemainās, piemēram, droseļvārsts ir pilnīgi atvērts, tad, kāpumam palielinoties, automobiļa ātrums samazinās. No 2.3. attēla *b* liknēm redzam, ka, zonās A, B un C, ātrumam samazinoties, pieaug kāpuma pārvarēšanas iespēja, bet ārpus šīm zonām tādas iespējas nav un motors tiecas noslāpt. Tāpēc šīs zonas sauc par *stabila darba zonām*. Ja izmanto četrtaktu karburātor motoru, stabilā darba zona ir visplašākā, tāpēc salīdzinājumā ar citiem motoriem nav tik bieži jāpārslēdz pārnesumi.

Tātad arī vienas jaudas dažādi motori nenodrošina vienādas automobiļa ekspluatācijas īpašības. No iepriekš aplūkotajiem labākā dinamika un arī augstākais darba ražīgums būs automobilim ar četrtaktu karburātor motoru, sliktākās īpašības — automobilim ar divtaktu karburātor motoru. Tas ir viens no iemesliem, kāpēc tos automobiļos iebūvē reti.

Līdzīgi var spriest, salīdzinot ne tikai dažāda tipa, bet arī viena tipa dažādu modeļu motorus. Ja, piemēram, maina gāzu sadales fāzes, tad parasti mainās arī jaudas līkņu liekums, kā rezultātā rodas atšķirības, kas līdzīgas iepriekš aplūkotajām.

Iepriekšējos attēlos parādītās raksturlīknes raksturo motora potenciālās iespējas, ja ir pilna degvielas padeve, piemēram, ja droseļvārsts ir pilnīgi atvērts. Tās bieži izmanto automobiļa potenciālo ekspluatācijas īpašību noteikšanai. Tomēr dažkārt vairāk interesē motora darbs, ja droseļvārsts ir atvērts tikai daļēji. Sāds gadījums



2.4. att. Motora parciālās ātruma raksturliktnes:

a — efektīvās jaudas N_e un degvielas stundas patēriņa Q_t izmaiņas, droseļvārstu pievērot,
b — griezes momenta izmaiņas atkarā no ω_e .

praksē ir sastopams visbiežāk. To apraksta 2.4. attēlā parādītās motora parciālās ātruma raksturliktnes (katra — pie sava droseļvārsta atvēruma; cipari pie līknes norāda atvērumu lielumu procentos). Droseļvārstu pievērot, kā jauda, tā moments kritas. Negatīvās M_e vērtības (2.4. att. *b*) raksturo to papildu griezes momentu, kas jāpieliek kloķvārpstai no ārpuses (piemēram, no dzenošajiem riteņiem, automobilim ripojot no stāva kalna), lai iegūtu attiecīgo griešanās ātrumu. Tā, piemēram, ja droseļvārsts ir aizvērts (0%), tad $\omega_e = 100$ rad/s var iegūt, griežot kloķvārpstu no ārpuses ar griezes momentu $M_e = 20$ N·m. Līkne *A* atbilst motora pretestības momentam, ja aizdedze izslēgta un droseļvārsts aizvērts. Šāds gadījums iespējams, bremsējot ar motoru, lai gan parasti aizdedzi neizslēdz, un tad bremsēšanu ar motoru pie aizvērtā droseļvārsta raksturo līkne 0%.

Attēlā dotās raksturliktnes uzņemtas statiskos, nemainīgos stenda izmēģinājumos apstākļos. Reālos ceļa apstākļos, mainīgos režīmos dažādu mainīgu faktoru ietekmē motora parametriem var būt citas vērtības, bet to izmaiņai izsekot parasti neizdodas. Tāpēc arī turpmāk operēsim ar statistiskajām raksturliktņēm.

Par degvielas patēriņa raksturotāju Q_t un g_e sakarībām sk. 8. nodaļu.

2.2. AUTOMOBILĀ ENERĢIJAS ZUDUMI, LIETDERĪBAS KOEFICIENTI

Motora enerģiju dzenošajiem riteņiem pievada ar transmisijas starpniecību, kurā daļa enerģijas zūd mehāniskas un hidrauliskas pretestības pārvarēšanai. Ja riteņi buksē, t. i., to aploces ātrums

pārsniedz automobiļa braukšanas ātrumu, tad enerģija zūd arī buksēšanas procesā. Tāpēc kustības pretestības pārvarēšanai nevar izmantot motora efektīvo jaudu N_e , bet gan vilces jaudu uz dzenošiem riteņiem $N_k < N_e$, t. i.,

$$N_k = N_e - N_{ht} - N_{e,d} - N_z - N_\delta = (N_e \eta_{ht} - N_{e,d}) \eta_T \eta_\delta, \quad (2.5)$$

kur N_{ht} — jaudas zudumi hidrotransformatorā (vai N_h — hidrodinamiskajā pārvadā), kW;
 $N_{e,d}$ — jauda, ko izmanto kādu darbīgo daļu piedziņai tieši no transmisijas, kW;
 N_z — jaudas zudumi transmisijā, kW;
 N_δ — jaudas zudumi buksēšanā, kW;
 η_{ht} — hidrotransformatora lietderības koeficients;
 η_T — transmisijas lietderības koeficients;
 η_δ — buksēšanas lietderības koeficients.

Katru lietderības koeficientu var izteikt ar lietderīgās jaudas N_2 un pievadītās jaudas N_1 attiecību, t. i., $\eta = N_2/N_1 < 1$. Hidrotransformatora gadījumā

$$\eta_{ht} = \frac{N_{tb}}{N_s} = \frac{M_{tb} \omega_{tb}}{M_s \omega_s} = K u_h, \quad (2.6)$$

kur N_{tb} , M_{tb} , ω_{tb} — izejošā, t. i., turbīnas rata jauda, griezes moments un griešanās leņķiskais ātrums;
 N_s , M_s , ω_s — ieejošā, t. i., sūkņa rata jauda, griezes moments un griešanās leņķiskais ātrums;
 K — hidrotransformatora transformācijas koeficients:

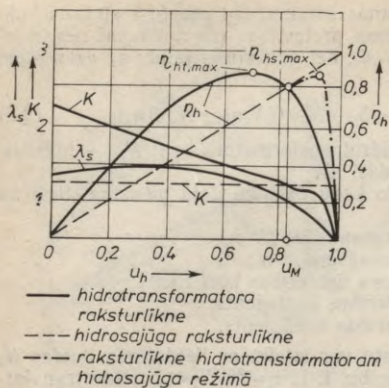
$$K = \frac{M_{tb}}{M_s}; \quad (2.7)$$

u_h — hidrodinamiskā pārvada (hidrotransformatora vai hidrosajūga) pārnese attiecība:

$$u_h = \frac{\omega_{tb}}{\omega_s} = \frac{n_{tb}}{n_s}, \quad (2.8)$$

kur n_{tb} , n_s — turbīnas un sūkņa rata griešanās frekvences.

Hidrotransformatora lietderības koeficienta, kā arī citu parametru izmaiņu, mainoties pārnese attiecībai u_h , katram hidrotransformatoram raksturo t. s. *bezdimensiju raksturlieknes*, kuru paraugs parādīts 2.5. attēlā. Šis raksturlieknes katram hidrotransformatoram nosaka eksperimentāli. Turpat ar svītrlinijām parādītas arī hidrosajūga raksturlieknes, kam $M_{tb} \approx M_s$, tāpēc $K=1$ un lietderības koeficients $\eta_{hs} = u_h$. Transformācijas koeficientam mainoties plašās robežās (ja $u_h=0$, tad atkarā no transformatora tipa un konstrukcijas $K_{max}=2 \dots 6,5$, bet, ja $u_h=max$, tad $K=1$ un mazāks), atkarā no darba režīma hidrodinamiskā pārvada lietderības koeficients mainās no 0 līdz $\eta_{h,max}$. Hidrodinamiskā pārvada lietderības koefi-



2.5. att. Hidrodinamisko pār-
 vadu bezdimensiju rakstur-
 līknes:

λ_s — sūkņa griezes momenta koefi-
 cients (par pārneseņu attiecību u_M
 un hidrodinamiskā pārvada rakstur-
 līknēm sk. 9. nod.).

cienta maksimālās vērti-
 bas ir šādas: hidrosajūgam
 $\eta_{hs,max} = 0,97 \dots 0,98$; hid-
 rotransformatoram atkarā
 no tā tipa un konstruk-
 cijas $\eta_{ht,max} = 0,80 \dots 0,92$.

Mehāniskās transmisij-
 as lietderības koeficientu
 η_T var izteikt kā visu
 transmisijas sastāvdaļu
 lietderības koeficientu rei-
 zinājumu:

$$\eta_T = \eta_{saj} \eta_k \eta_p \eta_{kp} \eta_o, \quad (2.9)$$

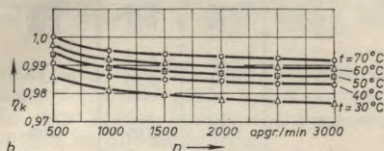
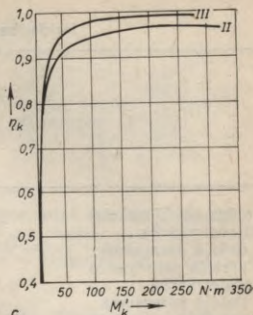
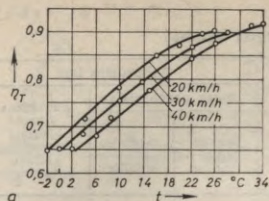
kur η_{saj} , η_k , η_p , η_{kp} un η_o — sajūga, pārneseņkārbas, papildu re-
 duktora (piemēram, ģemultiplika-
 tora), kardānpārvada un galvenā
 pārvada lietderības koeficienti.

Jaudas zudumi sajūgā un kardānpārvadā parasti ir niecīgi (ja
 sajūgs neslīd), tāpēc dažkārt tos pat ignorē, lietojot formulu

$$\eta_T = \eta_k \eta_p \eta_o. \quad (2.10)$$

Sie lietderības koeficienti izsaka zudumus mehāniskajos redukt-
 toros, zobratu pārvados. So zudumu raksturs un galvenie ietekmē-
 jošie faktori doti 2.6. attēlā. Pēc attēla redzam, ka reduktoru un
 visas transmisijas lietderības koeficienta vērtības ir ievērojami at-
 karīgas no kārbu un līdz ar to arī no eļļas temperatūras, jo 20...
 ...75% no visiem zudumiem kārbās ir hidrauliskie zudumi, kas
 rodas, kulstot eļļu. Pārējie zudumi ir mehāniskie berzes zudumi
 gultņos, blīvslēgos un sazobē. Zudumi sazobē ir ievērojami atkarīgi
 no pārvadamā griezes momenta M'_k (2.6. att. c). Ja $M'_k = 0$, tad
 $N_2 = 0$, kā arī $\eta = 0$ (ja $N_1 \neq 0$). Tiešajā pārneseņā sazobē zudumu
 praktiski nav, tāpēc lietderības koeficients ir augstāks nekā citos
 pārneseņos. Hidrauliskie zudumi pieaug līdz ar kulstišanas ātrumu,
 tāpēc lietderības koeficients ir mazāks, ja ir lielāka griešanās fre-
 kvence n (sk. 2.6. att. b) un lielāks kustības ātrums v (sk. 2.6. att. a).
 Hidrauliskie zudumi ir atkarīgi no eļļas viskozitātes, kā arī no tās
 līmeņa kārbā.

Mehāniskie zudumi ir atkarīgi arī no agregātu tehniskā stāvokļa.
 Tā, piemēram, ja sajūgs slīd, η_{saj} samazinās. Tādēļ, pareizi kopjot
 un regulējot automobili, lietderības koeficientu var uzlabot.



2.6. att. Transmisijas un zobratu reduktora lietderības koeficienta izmaiņa:
 a — atkarā no kārbu temperatūras un braukšanas ātruma, b — atkarā no vārpstu griešanās frekvences un kārbas temperatūras, c — atkarā no pārvadamā griezes momenta un ieslēgtā pārnēsuma; II — netiešais pārnēsums, III — tiešais pārnēsums.

Par transmisijas pretestību sk. arī 3.5. iedalījumu.

Dažādo faktoru ietekmi uz lietderības koeficientu aprēķinos ietvert parasti nevar, tāpēc izmanto nemainīgus vidējos lielumus atbilstoši 2.1. tabulai, pieņemot, ka visi agregāti ir tehniski labā stāvoklī un strādā ar pilnu slodzi.

Atkarā no agregātu daudzuma un konstrukcijas kopējais mehāniskās transmisijas lietderības koeficients smagajiem automobiļiem, t. i., kravas automobiļiem un autobusiem, kuros nav iebūvēti vieglo automobiļu agregāti, $\eta_T = 0,80 \dots 0,90$; vieglajiem automobiļiem $\eta_T = 0,85 \dots 0,92$; sacīkšu automobiļiem $\eta_T = 0,91 \dots 0,95$.

Visas dotās vērtības raksturīgas tiešajam lietderības koeficientam, ja enerģija plūst no motora uz riteņiem. Ja enerģija plūst no riteņiem uz motoru, piemēram, bremzējot ar motoru, tad aprēzītā transmisijas lietderības koeficienta vērtības ir 7...10% mazākas nekā tiešā lietderības koeficienta vērtības.

Buksēšanas lietderības koeficientu nosaka kā faktiskā un aprēķina ātrumu vai atbilstošo ceļu attiecību:

$$\eta_\delta = \frac{v_\delta}{v} = \frac{s_\delta}{s}, \quad (2.11)$$

kur v_δ , s_δ — faktiskais kustības ātrums un ceļš, riteņiem buksējot;
 v , s — aprēķina ātrums un ceļš, braucot bez buksēšanas.

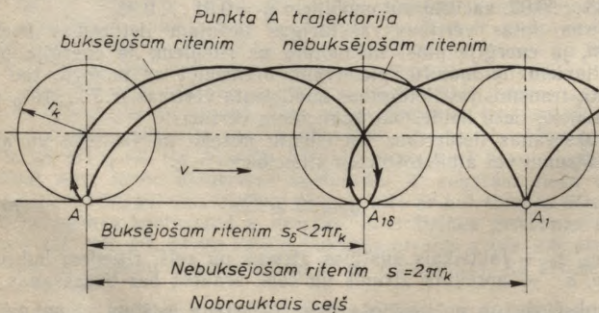
Buksējoša un nebuksējoša dzenošā riteņa ceļš un viena punkta trajektorijas parādītas 2.7. attēlā. Ideālos apstākļos uz laba ceļa, braucot ar mazu ātrumu, buksēšanu var ignorēt, jo $\eta_\delta \approx 1$. Taču

Lietderības koeficientu vidējās vērtības

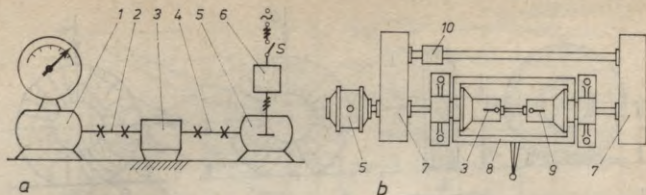
Pārvadmehānisms	Automobiļa tips		
	masu produkcijas		augstākās klases vieglais automobilis, sacīkšu automobilis
	kravas auto- mobilis	vieglais auto- mobilis	
Sajūgs (mehāniskais)	0,99	0,99	0,99
Pārnēsūmkārba			
tiešajā pārnēsūmā	0,97	0,98	0,99
pārejos pārnēsūmos	0,94	0,95	0,96
Sadales kārba			
tiešajā pārnēsūmā	0,96	0,97	—
zemākajā pārnēsūmā	0,94	0,95	—
Kardānpārvads,			
ja vārpstas atrodas			
0°...7° leņķī	0,99	0,99	0,99
ja vārpstas atrodas			
7°...20° leņķī	0,97	0,98	0,98
Galvenais pārvads			
hipoidālais	0,96	0,97	0,98
spirālzobu	0,94	0,95	—
divkāršais	0,90	—	—

reālos apstākļos uz šosejas parasti $\eta_0 = 0,95 \dots 0,98$, bet slidenā ceļā var būt $\eta_0 < 0,9$ un pat $\eta_0 = 0$, ja riteņi griežas, bet automobilis stāv.

Agregātu un visas transmisijas lietderības koeficientu eksperimentāli nosaka ar stendiem, kas veidoti pēc atklāta vai slēgta kontūra shēmas (2.8. att.). Pirmajā gadījumā izmēģināmo agregātu sloģo kāds bremsējošs mehānisms (mehāniska, hidrauliska vai elek-



2.7. att. Viena apgrieziena laikā nobrauktais attālums un punkta A trajektorija buktējošam (A_{10}) un nebuktējošam (A_1) ritenim (r_k — riteņa rādiuss).



2.8. att. Reduktora lietderības koeficienta noteikšanas iekārtu shēmas:

a — atklātā kontūra shēma, *b* — slēgtā kontūra shēma; 1 — bremzes stends, 2, 4 — kardānpārvaids, 3 — izmēgināmā pārnesumkārbā, 5 — elektromotors, 6 — vatmets, 7 — reduktors, 8 — balansrāmis ar momenta mērīšanas sviru, 9 — palīgkārbā, 10 — sloģošanas ierīce.

triska bremze), kura jauda N_2 tiek izmērīta. Piedziņas elektromotoram 5 jāattīsta jauda N_{st1} , kas kompensē gan bremzēšanas jaudu N_2 , gan jaudas zudumus izmēgināmā agregātā $N_{z,a}$ un stenda gultņos un blīvslēģos $N_{z,st}$:

$$N_{st1} = N_2 + N_{z,a} + N_{z,st}.$$

Slēgtā kontūra shēmas gadījumā sloģojumu panāk ar sloģošanas ierīci 10, kas savstarpēji savērpj vārpstas, starp kurām tā ievietota. Šī sloģošanas ierīce parasti ir mehāniski vai hidrauliski vadāma vai nu gaitā, vai tikai apturētā stāvoklī. Šajā gadījumā piedziņas motoram jāattīsta tikai tāda jauda, kas kompensē zudumus stendā $N_{st2} = N_{z,a} + N_{z,st}$. Tāpēc no enerģijas patēriņa viedokļa slēgtā kontūra shēma ir daudz ekonomiskāka, šai gadījumā nepieciešams mazāks piedziņas motors. Parasti stends ir arī kompaktāks. So priekšrocību dēļ rūpniecās lieto galvenokārt slēgtā kontūra stendus, lai gan ar tiem noteikto rezultātu precizitāte ir zemāka nekā ar atklātā kontūra stendiem, jo lietderības koeficientu nosaka vai nu diviem vienādiem agregātiem vienlaikus (ja tie ir reduktori, tad abiem ieslēģts vienāds pārnesumskaitlis), vai arī vienu uzskata par standartagregātu ar zināmiem parametriem.

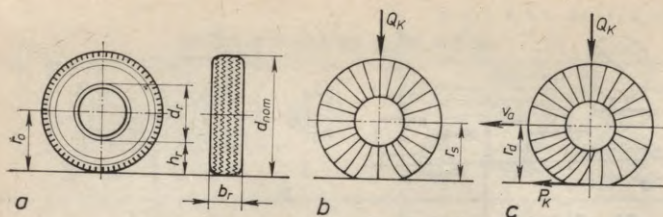
Transmisijas lietderības koeficientu var noteikt arī izskrejas ceļā, ievērojot laiku, kurā apstājas ar noteiktu ātrumu iegriezti riņņi, ja ir zināmi transmisijas rotējošo daļu inerces momenti.

2.3. RITEŅA RĀDIUSI

Izšķir četrus riteņa rādīsus (ar vārdu «ritenis» šeit un turpmāk sapratīsim apriepta riteņa komplektu).

Nominālais rādīss r_o ir nesloģota riteņa diametra puse, ja gaisa spiediens riepiā ir instrukcijā paredzētajās robežās. Atbilstoši 2.9. attēlam *a*

$$r_o = \frac{d_{nom}}{2} = \frac{d_r + 2h_r}{2} = \frac{d_r}{2} + h_r,$$



2.9. att. Riteņa izmēri un deformācija:

a — neslogotam ritenim, b — slogotam nekustīgam ritenim, c — kustīgam ritenim.

kur d_{nom} — riepas nominālais diametrs, mm;

d_r , h_r — riepas iekšējais diametrs un tās profila augstums, mm.

Riepas marķējumā parasti ir dots nevis riepas augstums h_r , bet gan platums b_r , un šo lielumu attiecību apzīmē šādi:

$$\frac{h_r}{b_r} = k_r. \quad (2.12)$$

Šīs attiecības vērtības dotas 5.2. tabulā (sk. 5. nod.).

Ja riepas izmēri ir doti collās, piemēram, 12,00—20 ($b_r = 12''$, $d_r = 20''$), tad r_0 metros izsaka ar šādu formulu:

$$r_0 = \frac{0,0254}{2} (d_r + 2b_r k_r) = 0,0127 (d_r + 2b_r k_r). \quad (2.13)$$

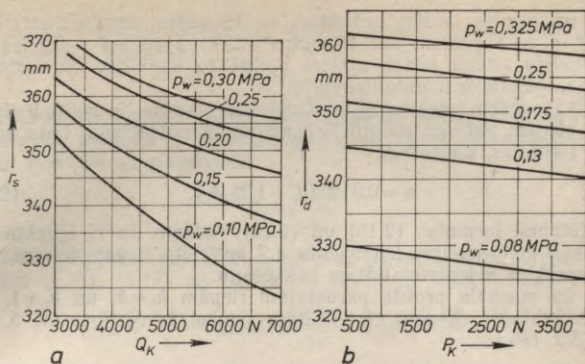
Nominālais rādiuss noteiktam ritenim ir atkarīgs tikai no gaisa spiediena riepā.

Statiskais rādiuss r_s ir attālums no slogota nekustīga riteņa ass līdz atbalsta virsmai. Riteņa normālslodze Q_k deformē riepu (sk. 2.9. att. b), tāpēc $r_s < r_0$ un starpība starp abiem rādiusiem pieaug līdz ar slodzi (sk. 2.10. att. a) [8].

Dinamiskais rādiuss r_d ir attālums no slogota ritoša riteņa ass līdz atbalsta virsmai. Šajā gadījumā papildus iepriekš minētajiem faktoriem, riteņa rādiusu ietekmē arī slodzes izmaiņas vēja, paātrinājuma un citu iemeslu dēļ, kā arī ceļa nelīdzenumu radīto triecienu dēļ. Dzenošā riteņa rādiusa samazināšanos bez tam rada arī tangenciālais vilces spēks P_k (2.9. att. c), kas papildus deformē riepu — sk. 2.10. attēlu b [8]. Ātrumam pieaugot, riepa izstiepijas, jo rādiusu palielina centrālās spēki.

Rādiusa samazināšanos riepas deformācijas dēļ raksturo deformācijas koeficients $\lambda_r = r_d / r_0$. Zemspiediena riepām ($p_w < 0,5$ MPa) parasti $\lambda_r = 0,930 \dots 0,935$, augstspiediena riepām ($p_w > 0,5$ MPa) $\lambda_r = 0,945 \dots 0,950$ [8].

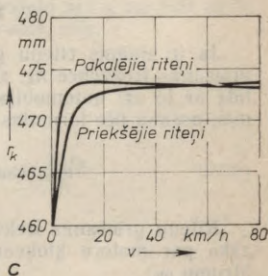
Aprēķinos lieto **kinemātisko** jeb **rites rādiusu** r_k . Tas ir tāda fiktitīva riteņa rādiuss, kam ar reālo ir vienādi lineārais un leņķiskais ātrums. Tāpēc arī ritenim ar kinemātisko rādiusu, apgriežoties $n_{k,0}$ reizes, būs tāds pats nobrauktā ceļa garums $s = 2\pi r_k n_{k,0}$, kāds ir reā-



2.10. att. Riteņa rādiusa izmaiņa dažādu faktoru ietekmē:

a — statiskā rādiusa izmaiņa slodzes Q_k un gaisa spiediena p_w ietekmē rīepai 7,00-16, b — dinamiskā rādiusa izmaiņa tangenciālā spēka P_k ietekmē rīepai 9,00-16, c — kinemātiskā rādiusa izmaiņa visu reālo faktoru ietekmē.

lajam automobilim, un visas kinemātiskās sakarības būs vienādas. Kinemātiskais rādiuss (sk. 2.7. att.)



$$r_k = \frac{s}{2\pi n_{k,0}} \quad (2.14)$$

Ja, automobilim stāvēt uz vietas, riteņi buksē, tad $s=0$, bet $n_{k,0} \neq 0$, tātad arī $r_k=0$. Ja, automobilim bremsējot, tas šļūc ar noblokētiem riteņiem, tad $n_{k,0}=0$, bet $s \neq 0$, un tādēļ $r_k=\infty$. Tātad r_k aprēķina vērtība var mainīties robežās $0 < r_k < \infty$. Ja buksēšanas un slidēšanas nav, tad $r_k \approx r_d$, taču r_k mainās to pašu faktoru ietekmē kā r_0 un r_d . Sai izmaiņai ir sarežģīts raksturs, jo ietekmējošie faktori darbojas cits citam pretī. Eksperimentu rezultāti parādīti 2.10. attēlā c. Tie attiecas uz kravas automobili ar pakaļējiem dzenošiem riteņiem. Tā kā rīepas deformēšanai ir vajadzīgs noteikts laiks, ja $v=0$, deformācija ir ievērojami lielāka ($r_k=r_s$ ir mazāks), nekā braucot ar jebkuru ātrumu.

Eksperimentu veic uz labas, līdzenas šosejas. Uz ceļa šķērsām braukšanas virzienam ar kritu novelk svītru. Automobilis ar noteiktu ātrumu pārbrauc šai svītrai, krits pieķeras rīepai un atstāj uz ceļa pēdas pēc katra rīeņa apgrieziena. Ja segums ir sauss,

melns un līdzens, paliek redzamas ap 10 pēdas. Izmērot attālumu s starp $n_{k,0}+1$ pēdām, pēc formulas (2.14) aprēķina r_k . Priekšējo un pakalējo riteņu pēdas atšķirt palīdz to sāniskais novirzījums (īpaši, ja pakalējie ir dubultriteņi).

Tā kā aprēķinā reālos r_k ietekmējošos faktoros ir grūti ievērtēt, r_k , m , pieņem par nemainīgu lielumu un tā noteikšanai lieto empīriskas formulas, piemēram,

$$r_k = 0,0127(d_r + 1,7b_r k_r). \quad (2.15)$$

Salīdzinot formulas (2.15) un (2.13), redzam, ka r_k aprēķinā ar empīrisku deformācijas koeficientu 1,7 ievērtēta riepās deformācija. Šāds aprēķins neievērtē slīdi un buksēšanu.

Tā kā normāla profila parastajām riepām $h_r \approx b_r$ un $k_r \approx 1$, tad bieži formulās k_r neņem vērā. Citām riepām k_r vērtības sk. 5. nodaļā (5.2. tab.).

2.4. KUSTĪBAS ĀTRUMS

Ja ir zināms riteņu griešanās leņķiskais ātrums ω_k , rad/s, vai griešanās frekvence n_k , apgr./min, un rādiuss r_k , m, tad riteņa (un līdz ar to arī automobiļa) teorētisko lineāro kustības ātrumu v_{teor} , m/s, nosaka pēc formulas

$$v_{\text{teor}} = \omega_k r_k = \frac{2\pi n_k}{60} r_k = 0,10472 n_k r_k. \quad (2.16)$$

Riteņu griešanās frekvence n_k un leņķātrums ω_k ir i_T reizes mazāka par motora kloķvārpstas griešanās frekvenci n_e un leņķisko ātrumu ω_e :

$$i_T = \frac{\omega_e}{\omega_k} = \frac{n_e}{n_k}, \quad (2.17)$$

kur i_T — transmisijas pānesumskaitlis.

Transmisijas pānesumskaitli veido visi tie transmisijas mehānismi, kuros var mainīties griešanās ātrums, tātad pānesumkārbā (i_k), papildu reduktors, piemēram, demultiplikators (i_p), galvenais pārvads (i_o), kā arī sajūgs (i_{saj}), ja tas izslīd, un kardānpārvads (i_{kp}), ja aplūkojam tā griešanās ātrumu viena apgrieziena robežās. Tāpēc vispārīgā gadījumā mehāniskajā transmisijā

$$i_T = i_{saj} i_k i_p i_{kp} i_o, \quad (2.18)$$

kur i_{saj} — sajūga pānesumskaitlis;
 i_k — pānesumkārbas pānesumskaitlis;
 i_p — papildu reduktora, piemēram, demultiplikatora pānesumskaitlis;
 i_{kp} — kardānpārvada pānesumskaitlis;
 i_o — galvenā pārvada pānesumskaitlis.

Ja pēta ilgstošu automobiļa kustību, $i_{kp}=1$, un ja sajūgs neslid, $i_{saj}=1$. Šādos apstākļos

$$i_T = i_k i_p i_o. \quad (2.19)$$

Hidromehāniskās transmisijas gadījumā jāņem vērā arī hidrodinamiskā pārvada (hidrotransformatora vai hidrosajūga) pārnesumu attiecība u_h , piemēram,

$$i_T = \frac{i_k i_p i_o}{u_h}. \quad (2.20)$$

Šādā gadījumā automobiļa kustības ātrumu, m/s, atbilstoši formulām (2.16), (2.17) un (2.20) var izteikt ar šādu formulu:

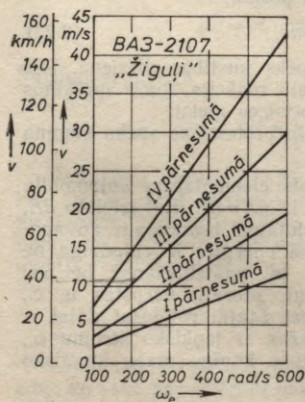
$$v_{\text{teor}} = \frac{\omega_e r_k}{i_T} = 0,10472 \frac{n_e r_k}{i_T} = 0,10472 \frac{n_e r_k u_h}{i_k i_p i_o}. \quad (2.21)$$

Mehāniskās transmisijas gadījumā u_h formulā neievieto. Ja transmisijā nav papildu reduktora, tad neievieto arī i_p un līdz ar to formula (2.21) vienkāršojas un kustības ātrums, m/s,

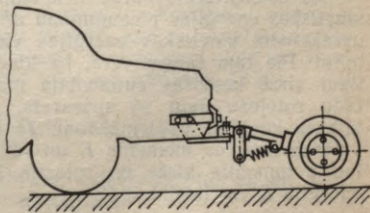
$$v_{\text{teor}} \approx 0,105 \frac{n_e r_k}{i_k i_o}.$$

Ja ātrumu izsaka km/h, tad

$$v'_{\text{teor}} = \frac{3600}{1000} v_{\text{teor}} = 3,6 \frac{\omega_e r_k}{i_T} \approx 0,377 \frac{n_e r_k}{i_T}. \quad (2.22)$$



2.11. att. Ātruma diagramma (automobilim BA3-2107).



2.12. att. «Piektais ritenis».

Aprēķināto ātrumu atliekot grafikā, iegūst *ātruma diagrammu* (2.11. att.).

Eksperimentāli vidējo kustības ātrumu kādā ceļa s posmā nosaka, mērot ceļā pavadīto laiku t : $v = s/t$.

Momentānā ātruma un tā izmaiņu konstatēšanai lieto t. s. «piekto riteni». Tas ir automobilim pievienots, ar griezes momentu neslogots ritenis, kuru ar atsperi piespiež ceļam, lai novērstu tā izslidēšanu (2.12. att.). Ritenis griež tahogeneratora tipa devēju, kura rādījumus parasti nosaka ar ātruma vienībās tarētu mikroampmetru. Dažkārt par «piekto riteni» izmanto kādu no automobiļa dzekšiem.

«Piekto riteni» izmanto arī ceļa s mērīšanai (pēc riteņa apgriezieniem).

Aprēķinos bieži riteņu buksēšanu neņem vērā, v_{teor} vietā lietojot v .

2.5. AUTOMOBILIĀ KUSTĪBAS DIFERENCIĀLVIENĀDOJUMS

Automobiļa kustības diferenciālvienādojums, kas saista automobiļa vilces spēku ar pretestības spēkiem, ir *galvenais automobiļa kinētiku noteicošais vienādojums*, kura atrisināšana ļauj atrast iespējamo kustības paātrinājumu dažādos ekspluatācijas apstākļos, kā arī noteikt maksimālo ātrumu, nepieciešamo vilces spēku, pieļaujamo masu un citus parametrus.

Piemērojot mehānikas likumus braucošam automobilim, var izteikt uz automobili darbojošos spēku rezultantes $P_k - \Sigma P_i$ paveikto, elementāro darbu dA elementārā ceļa ds posmā:

$$dA = (P_k - \Sigma P_i) ds, \quad (2.23)$$

kur P_k — automobiļa riteņu vilces spēks kustības virzienā. Pēc būtības tā ir ceļa tangenciālā reakcija, kuru aprēķinos aizstāj ar riteņiem pievadīto vilces spēku;

ΣP_i — uz automobili darbojošos i -to pretestības spēku summa kustības virzienā.

Sis elementārais darbs tiek izmantots elementāram automobiļa kinētiskās enerģijas pieaugumam dE , t. i., $dA = dE$. Lai izteiktu dE , uzrakstīsim kinētiskās enerģijas vienādojumu braucošam automobilim. Pie tam jāņem vērā, ka kinētiskā enerģija ir vajadzīga ne tikai virzē kustošās automobiļa masas m_a paātrināšanai, bet arī tādu rotējošo daļu kā spararats, riteņi, zobratī, vārpstas u. c., griezes kustības paātrināšanai. Ja katrai i -tajai rotējošai daļai ir polārais inerces moments I_i un tā griežas ar leņķisko ātrumu ω_i , tad automobiļa virzē un rotācijā kustošo kopīgo masu kinētisko enerģiju E var izteikt šādi:

$$E = \frac{m_a v^2}{2} + \Sigma \frac{I_i \omega_i^2}{2}.$$

Šo vienādojumu diferencējot, iegūst elementāro kinētisko enerģiju:

$$dE = m_a v dv + \sum I_i \omega_i d\omega_i.$$

Šī vienādojuma izmantošanu apgrūtina tas, ka automobili ir visai daudz rotējošu daļu, kas griežas ar dažādiem leņķiskajiem ātrumiem ω_i .

Lai aprēķinus vienkāršotu, pieņem, ka visas rotējošās daļas ir sadalītas divās grupās, kuru griešanās leņķiskais ātrums I grupā ir tāds pats kā sparatam ω_{sp} , bet II grupā — tāds pats kā dzenošajiem riteņiem ω_k . II grupas rotējošo daļu inerces momentu un leņķisko ātrumu var viegli reducēt uz dzenošo riteņu asi. Šīs grupas daļu — dzenošo un dzenamo riteņu, pusasu ar to zobratiem, diferenciāļa un galvenā pārvada dzenamā zobrata inerces momentu summu apzīmē ar I_k . I grupā ietilpst visas pārējās transmisijas daļas un motora rotējošās daļas, kuru inerces momentu un leņķisko ātrumu reducē uz sparatu (motora kloķvārpstu). Šīs grupas inerces momentu summu apzīmē ar I_{sp} . Tādā gadījumā dE var izteikt šādi:

$$dE = m_a v dv + I_{sp} \omega_{sp} d\omega_{sp} + I_k \omega_k d\omega_k.$$

Lai visus trīs šī vienādojuma locekļus varētu salīdzināt, reducēsim ω_{sp} uz ω_k . Pie tam jāņem vērā izteiksme (2.17), atbilstoši kurai $\omega_{sp} = \omega_e = i_T \omega_k$, tātad arī $d\omega_{sp} = d\omega_e = i_T d\omega_k$. Izteiksim riteņa leņķisko ātrumu ω_k ar tā kustības ātrumu $v_{teor} = v$ (ja riteņu buksēšanu neņem vērā) atbilstoši formulai (2.16): $\omega_k = v/r_k$ un $d\omega_k = dv/r_k$. Tātad

$$dE = m_a v dv + \frac{I_{sp} i_T^2}{r_k^2} v dv + \frac{I_k}{r_k^2} v dv. \quad (2.24)$$

Saīsinot iegūstam

$$dE = \left(m_a + \frac{I_{sp} i_T^2}{r_k^2} + \frac{I_k}{r_k^2} \right) v dv. \quad (2.25)$$

Salīdzinot formulu (2.25) ar vienādojuma (2.24) pirmo locekli, kas izsaka virzē kustošās masas elementāro kinētiskās enerģijas pieaugumu, redzam rotējošo masu ietekmi, kur m_a aizstāts ar vienādojumā (2.25) iekavās doto izteiksmi. Šo izteiksmi sauc par automobiļa *reducēto masu* m_{red} . Ņemot vērā arī izteiksmi (2.19),

$$m_{red} = m_a + \frac{I_{sp}^2 i_k^2 i_p^2 i_o^2}{r_k^2} + \frac{I_k}{r_k^2}. \quad (2.26)$$

Lai noteiktu rotējošo masu ietekmi, aplūkosim m_{red} un m_a attiecību, ko sauc par *rotējošo masu koeficientu* δ :

$$\delta = \frac{m_{red}}{m_a} = 1 + \frac{I_{sp}^2 i_o^2}{m_a r_k^2} i_k^2 i_p^2 + \frac{I_k}{m_a r_k^2}. \quad (2.27)$$

Šis izteiksmes pēdējais loceklis izsaka riteņu un ar tiem saistīto rotējošo daļu ietekmi, bet priekšpēdējais loceklis — sparrarata un ar to saistīto rotējošo daļu ietekmi uz automobiļa kinētiskās enerģijas izmaiņu.

Rotējošo masu koeficientu precīzi aprēķināt ir grūti, jo nav zināmas rotējošo daļu inerces momentu vērtības. Tāpēc izmanto attiecības, kuru aptuvenās vērtības mūsdienu automobiļiem ir šādas:

$$\sigma_1 = \frac{I_{sp} i_o^2}{m_a r_k^2} \approx 0,02 \dots 0,06;$$

$$\sigma_2 = \frac{I_k}{m_a r_k^2} \approx 0,03 \dots 0,05.$$

Pieņemot, ka vidēji $\sigma_1 \approx 0,04$ un $\sigma_2 \approx 0,04$, var rakstīt:

$$\delta = 1 + \sigma_1 i_k^2 i_p^2 + \sigma_2 \approx 1,04 + 0,04 i_k^2 i_p^2. \quad (2.28)$$

Sparrarata ietekme ir atkarīga no ielēgtā pārnenumskaitļa. Tiešajā pārnenumā, ja $i_k = 1$ un $i_p = 1$, sparrarata un ar to saistīto rotējošo daļu iegriešanai nepieciešami tikai aptuveni 4% no tās enerģijas, kas nepieciešama automobiļa virzē kustošās masas paātrināšanai. Turpretī, ja, piemēram, kravas automobilim $i_k \approx 7$ un $i_p \approx 2$, tad sparrarata un ar to saistīto rotējošo daļu kustības paātrināšanai jāizlieto apmēram 8 reizes vairāk enerģijas nekā virzē kustošās masas paātrināšanai.

Izteiksmēs (2.24), ..., (2.27) nav ņemts vērā, ka rotējošo masu ietekme mazliet mainās berzes zudumu dēļ, tāpēc, reducējot I_{sp} uz dzenošo riteņu asi, vajadzētu ņemt vērā arī $\eta_T < 1$. Paātrinātas kustības gadījumā berzes zudumi apgrūtina rotējošo daļu iegriešanu un tai jāpatērē vairāk enerģijas, tāpēc I_{sp} jādala ar η_T . Palēninātas kustības gadījumā enerģija tiek atdota kustībai un berzes zudumu dēļ tā samazinās par η_T , tāpēc I_{sp} jāreizina ar η_T . Tādējādi, ja ir zināms kustības režīms, tad minētajās izteiksmēs loceklis, kas satur I_{sp} , ir jāpapildina ar η_T : palēninātā kustībā — skaitītājā, paātrinātā kustībā — saucējā. Taču, aprēķinot kinētisko enerģiju, reducēto masu un ar tām saistītos lielumus, ne vienmēr ir zināms to izlietojums (kustības režīms), tāpēc šajās formulās η_T neņem vērā, jo tas parasti rada neievērojamu kļūdu.

Nemot vērā izteiksmi (2.26) kā arī to, ka $v = ds/dt$, no formulas (2.25) varam izteikt dE :

$$dE = \left(m_a + \frac{I_{sp} i_T^2}{r_k^2} + \frac{I_k}{r_k^2} \right) ds = m_{red} \frac{ds}{dt} dv. \quad (2.29)$$

Solidzinot formulas (2.23) un (2.29), atrodam automobiļa kustības diferenciālvienādojumu:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_k - \Sigma P_i}{m_a + \frac{I_{sp} i_T^2}{r_k^2} + \frac{I_k}{r_k^2}} = \frac{P_k - \Sigma P_i}{m_{red}}. \quad (2.30)$$

Jo lielāks vilces spēks P_k un mazāka masa m_{red} un i -to pretestības spēku summa ΣP_i , jo automobilis var attīstīt lielāku paātrinājumu.

Ja ir zināma automobiļa masa un vilces spēka P_k sakars ar kustības ātrumu v , t. i., ja zināms automobiļa vilces raksturojums, tad no diferenciālvienādojuma var atrast katriem ekspluatācijas apstākļiem paātrinājumu kā ātruma funkciju. To izmanto automobiļa kinētisko īpašību raksturošanai. Kustības diferenciālvienādojums ļauj atrast noteiktu ceļa pretestību pārvarēšanai nepieciešamo vilces spēku P_k un līdz ar to noteikt vajadzīgo motora griezes momentu. Tas ļauj risināt arī citus automobiļa teorijas jautājumus.

2.6. VILCES SPĒKS UZ DZENOŠAJIEM RITEŅIEM

Ja motors attīsta griezes momentu M_e , bet daļu šī momenta $M_{e,d}$ izmanto papildu mehānismu darbināšanai tieši no transmisijas (piemēram, pašizgāzēja pacelšanas mehānisma darbināšanai), tad dzenošajiem riteņiem vienmērīgā kustībā pievada griezes momentu M_k , ko vispārīgā gadījumā aprēķina šādi:

$$M_k = (M_e K - M_{e,d}) i \eta_T, \quad (2.31)$$

kur K — hidrotransformatora transformācijas koeficients, ko aprēķina pēc formulas (2.7).

Ja konkrēta hidrotransformatora bezdimensiju raksturlienes ar tajās ievilkto sūkņa griezes momenta koeficienta λ_s liknēm ir zināmas, tad dažādām, patvaļīgi izvēlētām u_h vērtībām pie atbilstošā λ_s aprēķina hidrotransformatorā ieejošā sūkņa griezes momenta M_s liknes:

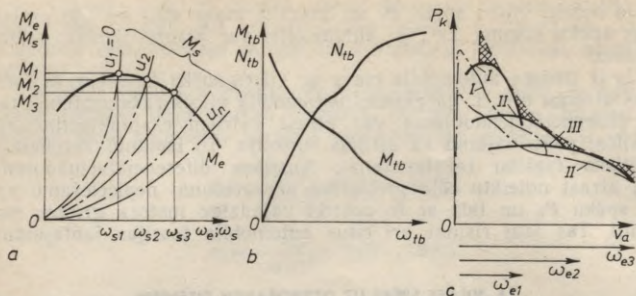
$$M_s = \lambda_s q n_s^2 D_{ht}^5, \quad (2.32)$$

kur q — darba šķidruma blīvums, kg/m^3 ;
 n_s — sūkņa rata griešanās frekvence, apgr./min ;
 D_{ht} — hidrotransformatora aktīvais (darba rata ārējais) diametrs, m .

Aprēķinātās liknes atliek grafikā $M = f(\omega_s)$ (sk. 2.13. att. a). Likņu M_e un M_s krustpunkti raksturo motora un hidrotransformatora kopīgo darbu noteiktos ātruma režīmos (u_1, u_2, \dots). Nolasa krustpunktu koordinātas ($\omega_{s1}, \omega_{s2}, \dots$) un, izmantojot formulu (2.8), atrod turbīnas rata griešanās leņķisko ātrumu $\omega_{tb} = \omega_s u_h$. Bezdimensiju raksturlienes atrod attiecīgās transformācijas koeficienta K vērtības (K_1, K_2, \dots) un atbilstoši formulai (2.7) aprēķina no hidrotransformatora izejošo momentu $M_{tb} = K M_s$ un pēc formulas (2.31) — riteņiem pievadīto momentu M_k (lietderības koeficienta η_{ht} vērtības atrod no bezdimensiju raksturliknēm).

Atbilstoši formulai (2.3) var aprēķināt arī no hidrotransformatora izejošo jaudu N_{tb} :

$$N_{tb} = \frac{M_{tb} \omega_{tb}}{1000},$$



2.13. att. Potenciālās raksturlieknes:

a — sistēmas «motors—hidrotransformators» kopīgā darba raksturojumam, *b* — sistēmas «motors—hidrotransformators» ārējam raksturojumam, *c* — automobiļa vilces raksturojumam.

un kopā ar momentu M_{tb} atlikt to grafikā (2.13. att. *b*), ko sauc par sistēmas «motors—hidrotransformators» potenciālo izejas raksturojumu.

Teorētiskais vilces spēks uz dzenošajiem riteņiem

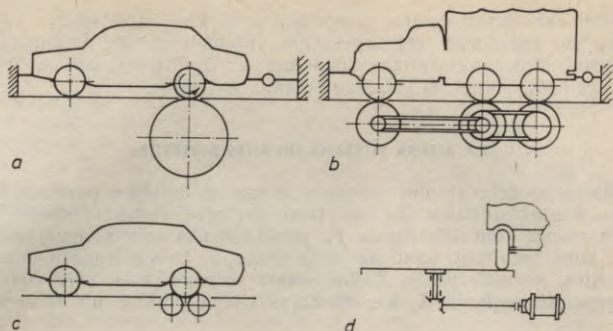
$$P_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{(M_e K - M_{e,d}) i_T \eta_T}{r_k}. \quad (2.33)$$

Ja hidrodinamiskā pārvada nav, tad K neņem vērā ($K=1$). Parasti arī $M_{e,d}=0$. Tādējādi

$$P_k = \frac{M_e i_T \eta_T}{r_k}. \quad (2.34)$$

Reāli izmantojamo vilces spēku samazina dažādi faktori, no kuriem galvenie ir inerces spēks nevienmērīgā kustībā un riteņu buksēšana nenodrošinātas saķeres dēļ. Šo faktoru ievērtēšana apskatīta turpmāk.

Pēc formulām (2.33) un (2.34) uzkonstruētās raksturlieknes, kuras sauc par automobiļa vilces raksturojumu, automobilim ar hidrotransformatoru un divpakāpju pārnēsūmkārību (punktsvītrlinijas) un tam pašam automobilim bez hidrotransformatora ar mehānisko trīspakāpju pārnēsūmkārību parādītas 2.13. attēlā *c*. Ar svītrliniju parādīta raksturliekne, kāda būtu, ja hidrotransformatora lietderības koeficients visos režīmos būtu tāds pats kā mehāniskās transmisijas gadījumā. Tad vilces spēks gandrīz visos režīmos būtu lielāks nekā mehāniskās transmisijas gadījumā par iesvītrotu laukumu tiesu un automobilim ar hidrotransformatoru būtu labāka dinamika nekā bez tā. Taču, kā redzam no 2.5. attēla, hidrotransformatora lietderības koeficienta vērtība daudzos režīmos ir visai zema, tāpēc reālā vilces spēka raksturliekne automobilim ar hidrotransformatoru bez mehāniskās pārnēsūmkārības novietojas ievērojami zemāk (2.13. att.



2.14. att. Stendi vilces spēka noteikšanai:

a un *b* — trumuļu stendi, *c* — veltņu stends, *d* — disku stonds.

c, punktsvītrlinija II). Vilces spēka palielināšanai virknē aiz hidrotransformatora ir jālieto arī mehāniskā pārnese, kuras pirmajā pārnese vilces spēka raksturlielni attēlo punktsvītrlinija I. Tomēr arī šajā gadījumā hidrodinamiskā pārvada priekšrocības izpaužas tikai maza ātruma diapazonā, automobilim uzsākot kustību.

Ja transmisijas pārnesekaitlis i_T ir nemainīgs, tad no formulas (2.21) varam secināt, ka kustības ātrums v_{teor} ir tieši proporcionāls kloķvārpstas griešanās leņķiskajam ātrumam ω_e . Šajos apstākļos katra pārnese robežās var uzkonstruēt v_{teor} asi paralēlu (apgriezti proporcionālu i_T) ω_e asi (sk. 2.13. att. *c* — mehāniskās transmisijas gadījumam).

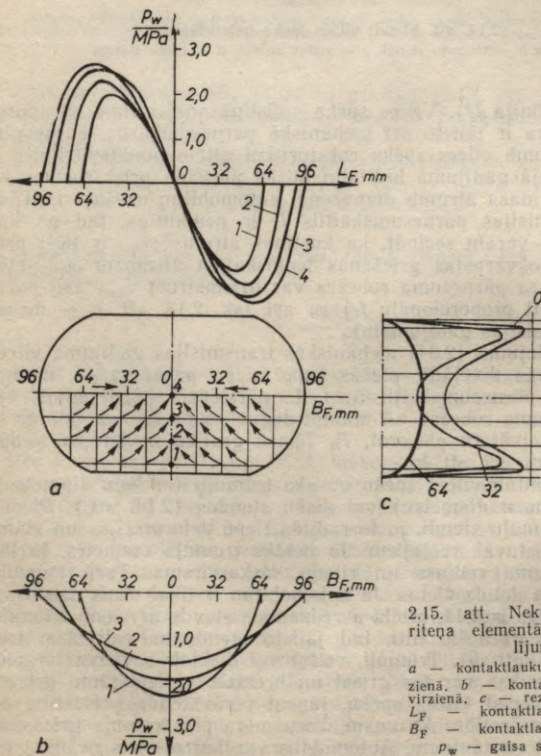
No vienādojuma (2.34) mehāniskās transmisijas gadījumā vilces spēks izmainās divējādi: plašās robežās pa pakāpēm —, mainot transmisijas pārnesekaitli i_T , t. i., pārslēdzot pārnese, bet viena pārnese robežās —, mainot degvielas padevi un līdz ar to arī M_e . Drošvārstu pieverot, P_k liknes grafikā novietojas zemāk (sk., piemēram, 3.2. att. *b*).

Eksperimentāli vilces spēku nosaka trumuļu (ar lielu diametru), veltņu (ar mazu diametru) vai disku stendos (2.14. att.). Piemērotākie ir trumuļu stendi, jo to radītās riepu deformācijas un slides apstākļi ir vistuvāk reālajiem. Jo lielāks trumuļa diametrs, jo lielāks tā liekuma rādiuss un riteņu saskarvirsmas. Taču trumuļu stendi aizņem daudz vietas. Ja automobilim ir tikai viens dzenošais tilts, tad derīgs ir 2.14. attēlā *a* redzamais stends ar vienu trumuļu; ja ir vairāki dzenošie tilti, tad jālieto stends ar vairākiem trumuļiem (2.14. att. *b*). Trumuļi, veltņi vai diski ir savienoti ar motorgeneratoru, kas var tos griezt un bremsēt ar izmēramu griezes momentu. Nosakot vilces spēku, jāņem vērā stenda pretestība un riteņu rītes pretestība. Ātrumam, kuru mēra pēc trumuļa griešanās ātruma, jābūt pastāvīgam. Automobilis var būt piesiets nekustīgam

balstam ar dinamometra starpniecību (spēka mērīšanai). Vilces spēku var noteikt arī ceļa apstākļos, automobilim aiz dinamometra piesienot sloģošanas ratiņus (to lomu var izpildīt cits automobilis), kas var radīt pietiekoši lielu regulējamu pretestību.

2.7. RITEŅA RITĒŠANA UN RITES PRETESTĪBA

Riepa ar ceļa virsmu saskaras bezgalīgi daudzos punktos, kuri veido *kontaktaukumu*. Ja uz riteņi darbojas vertikāls spēks, tad katra riteņa kontaktaukuma F_k punktā rodas ceļa elementārreakcija, kuru rezultanti sauc par *ceļa reakciju*. To var sadalīt 3 komponentēs: *normālreakcijā* Z , kas vērsta perpendikulāri ceļa virsmai, *tangenciālā reakcijā* X , kas darbojas riteņa plaknē, un *šķērsreak-*



2.15. att. Nekustīga, sloģota riteņa elementārreakciju sadalījums:

a — kontaktaukuma F_k garenvirzienā. b — kontaktaukuma šķērsvirzienā. c — rezultējošā reakcija;
 L_F — kontaktaukuma garums, B_F — kontaktaukuma platums, p_w — gaisa spiediens riepā.

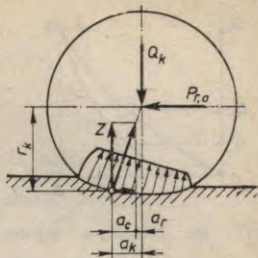
cijā Y , kura atrodas ceļa plaknē un vērsta perpendikulāri riteņa garenplaknei. Komponentes X un Y ir tikai tad, ja ir normālreakcija Z .

Nekustīgam ritenim riepas un atbalsta virsmas kontaktlaukumā elementārreakcijas ir simetriskas pret tā garenasi un šķērsasi. Tāpēc nekustīgam ritenim normālreakcija ir pielikta kontaktlaukuma centrā un sakrīt ar riteņa vertikālo diametru. Ipatnējo elementārreakciju sadalījums kontaktlaukuma garenvirzienā un šķērsvirzienā parādīts 2.15. attēlā. Atsevišķas līknes grafikā atbilst mērījumiem dažādās riepas garenplaknēs, kuras apzīmētas kontaktlaukumā ar taisnēm 1, 2, 3 un 4. Rezultējošo elementārreakciju lielums un virziens kontaktlaukumā redzams 2.15. attēlā a .

Slogotam, elastīgam dzenamam ritenim ritot, tiek deformēta riepa un ceļa virsma (2.16. att.), pie tam, jo ceļa virsma ir mīkstāka, jo tās deformācija ir lielāka, bet riepas deformācija — mazāka. Riepas deformācijas lielums galvenokārt ir atkarīgs no tās materiāla un konstrukcijas, slodzes uz riepas, gaisa spiediena riepā un sāņnovirzes leņķa (sk. 6. nod.). *Ceļa virsmas deformācija* ir atkarīga no tās pretestības vertikālai slodzei. *Riepas un atbalsta virsmas deformācija* ir saistīta ar neatgriezeniskiem zudumiem, kuri nosaka riteņa rītes pretestību. Šo deformāciju savstarpējās attiecības ir atkarīgas no grunts stāvokļa, riteņa rītes kinemātikas, riepas platuma un kustības ātruma. Ritenis ritot noblīvē ceļa virsmu un veido grambu. Galvenais ceļa virsmas deformācijas darbs tiek veikts kontaktlaukuma priekšējā zonā, un ceļa reakcija novirzās uz priekšu no vertikālā diametra par lielumu $a_r + a_c$, kur a_r — rezultantes nobīde riepas deformācijas gadījumā, bet a_c — nobīde ceļa deformācijas neatgriezenisko zudumu dēļ. Vispārīgā gadījumā summārā ceļa reakcijas nobīde

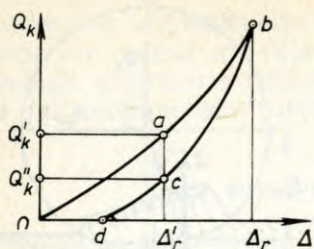
$$a_k = a_r + a_c.$$

Ritenim ritot, kontaktā ar ceļa virsmu nonāk arvien jauni riepas elementi. Riepas elementi kontaktlaukuma priekšējā zonā tiek saspīesti, bet, izejot no kontaktlaukuma zonas, izplešas, un riepā rodas iekšējā berze. Iekšējā berze riepā ir saistīta ar gumijas un korda starpmolekulāro berzi, mehānisko berzi starp riepu un kameru, kā arī starp gumiju un kordu. Berzes rezultātā rodas siltums, kas neatgriezeniski izplatās apkārtējā vidē. Elastīgam ritenim ritot pa cietu atbalsta virsmu, neatgriezeniskie zudumi bez iekšējās berzes riepā rodas arī no riepas elementu slīdes attiecībā pret atbalsta virsmu, no riepas pielīšanas pie atbalsta virsmas un tās aerodina-



2.16. att. Elastīga dzenamā riteņa rīte pa deformējamu ceļa segumu:

$P_{r, a}$ — dzenamam ritenim pieliktais spēks.



2.17. att. Histerēzes zudumi riepā.

novietojas pa labi no slogošanas liknes Oab . Riepas deformācijai patērēto darbu raksturo laukums $Ob\Delta_r$, bet darbu, ko saņem riepa, ja to atslogo, raksturo laukums $db\Delta_r$. Šo laukumu starpība vai histerēzes cilpa Obd raksturo to darbu, kas neatgriezeniski zūd, riepai deformējoties, t. i., *histerēzes zudumus*. Ritenim ritot, riepas elementi, kas iziet no kontaktlaukuma zonas, īsā laika sprīdī nepaspēj atdot enerģiju, ko raksturo laukums $db\Delta_r$. Ja ir riepas deformācija Δ_r , tās kontaktlaukums priekšējā zonā ir slogots ar normālslodzi Q'_k , bet pakalējā zonā — ar Q''_k , un rezultātā elementārspēku reakcijas riepas kontaktlaukuma priekšējā zonā ir lielākas nekā pakalējā zonā un rezultante Z attiecībā pret vertikālo diametru ir nobīdīta uz priekšu par kaut kādu attālumu a (sk. 2.16. att.). Rezultantes Z nobīdes rezultātā rodas moments Za_k , kuru sauc par *riteņa rites pretestības momentu* $M_{f,k}$:

$$M_{f,k} = Za_k = Q_k a_k, \quad (2.35)$$

kur Q_k — riteņa normālslodze (ja ritenis rit bez centra vertikālā pātrinājuma, tad $Z = Q_k$), N .

Moments $M_{f,k}$ darbojas riteņa rītei pretējā virzienā. Lai ritenis vienmērīgi ritētu, tam jāpieliek kustības virzienā vērsts moments vai spēks.

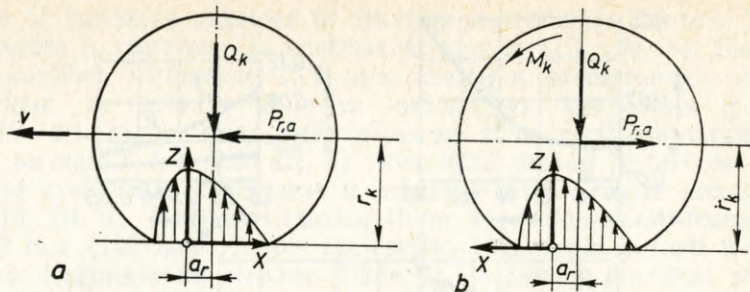
Deformējams dzenamais ritenis, ritot pa cieta seguma ceļu (2.18. att. *a*), pārvietojas spēka $P_{r,a}$ darbības rezultātā, kurš pielikts riteņa asij. Tas šim spēkam rada vienādu tangenciālo reakciju X , kura raksturo riepas un ceļa saķeres spēku (sk. 2.8. iedal.). No momenta vienādojuma attiecībā pret riteņa centru iegūstam

$$Za_k = Xr_k.$$

Izsakot tangenciālo reakciju dzenamam ritenim un ņemot vērā izteiksmi (2.35),

$$X = P_{r,a} = \frac{M_{f,k}}{r_k} = P_{f,k}, \quad (2.36)$$

kur $P_{f,k}$ — riteņa rites pretestība, kN.



2.18. att. Deformējama riteņa rite pa cieta seguma ceļu:
a — dzenamais ritenis, *b* — dzenošais ritenis.

Tangenciālā reakcija dzenamam ritenim ir vērsta pretēji riteņa kustības virzienam, un to pieņem par negatīvu. Ņemot vērā izteiksmes (2.35) un (2.36) un to, lai riteņa ass vienmērīgi kustētos, tai jāpieliek spēks $P_{r,a}$, N :

$$P_{r,a} = Q_k \frac{a_k}{r_k}.$$

Spēka $P_{r,a}$ attiecību pret normālslozdi Q_k sauc par *riteņa rītes* pretestības koeficientu f_k :

$$f_k = \frac{P_{r,a}}{Q_k} = \frac{a_k}{r_k}. \quad (2.37)$$

Savukārt rītes pretestības koeficienta reizinājums ar vertikālo slozdi uz riteņa izsaka *riteņa rītes pretestību* $P_{f,k}$, t. i., spēku, kas jāpieliek ritenim, lai tas vienmērīgi ritētu:

$$P_{f,k} = f_k Q_k. \quad (2.38)$$

Uz dzenošo riteni (2.18. att. *b*) darbojas tam pievadītais griezes moments M_k , kura rezultātā rodas automobiļa virsbūves vai rāmja reakcija $P_{k,a}$, bet ceļa un riepas kontaktlaukumā rodas tangenciālā reakcija X , kas vērsta riteņa kustības virzienā. Sastādot momenta vienādojumu attiecībā pret riteņa centru, iegūsim

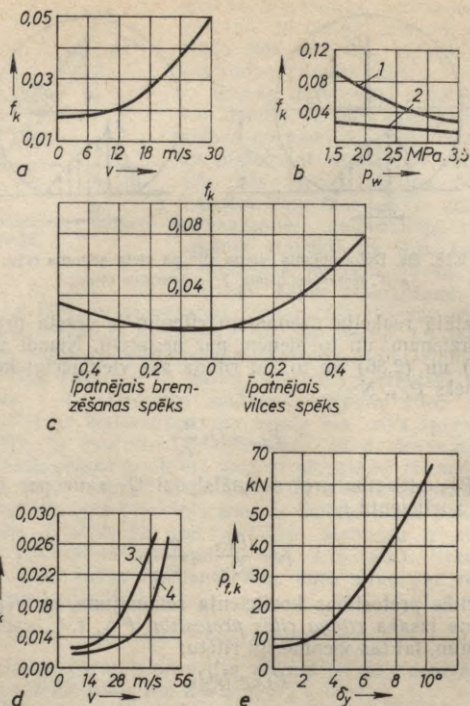
$$M_k = a_k Z + X r_k,$$

no kurienes, ievērtējot izteiksmes (2.33), (2.35) un (2.36), iegūsim

$$X = \frac{M_k - M_f}{v_k} = P_k - P_{f,k}. \quad (2.39)$$

Dzenošā riteņa nevienmērīgas kustības gadījumā bez minētiem momentiem darbojas arī inerces moments un tā iedarbības rezultātā izmainās tangenciālā reakcija X , ko ievērtē savādāk (sk. 2.12. iedal.).

Ja ir neliels kustības ātrums — līdz 50 km/h, rītes pretestības koeficientu var uzskatīt par nemainīgu, bet, palielinoties kustības



2.19. att. Dažādu faktoru ietekme uz riteņa rītes pretestības koeficientu:
 a — kustības ātruma ietekme, b — gaisa spiediena rīpā ietekme, c — griezes momenta ietekme, d — rīpas konstrukcijas ietekme, e — sānnoīzes leņķa ietekme.

ātrumam elastības un inerces spēku dēļ, rīpas elementi sāk svārstīties. Svārstības pavada palielināta iekšējā berze rīpā, un rezultātā pieaug rītes pretestības koeficients (2.19. att. a). Lai noteiktu rītes pretestības koeficientu, ja rītes ātrums ir virs 13,9 m/s (50 km/h), var lietot empirisku formulu [9]:

$$f = f_k \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right), \quad (2.40)$$

kur f — automobiļa vidējais rītes pretestības koeficients,
 v — kustības ātrums, m/s.

Rītenim rītot pa cieta seguma ceļu, rītes pretestības koeficients f_k palielinās, samazinoties gaisa spīdienam rīpā (2.19. att. b), pie-

tam tā izmaiņas raksturs ir atkarīgs no kustības ātruma. Likne 1 raksturo f_k izmaiņas, ja kustības ātrums ir 41,7 m/s, bet likne 2 —, ja kustības ātrums ir 13,9 m/s. Pieaugot bremzēšanas un vilces spēkam uz riteni, tā rites pretestības koeficients palielinās (2.19. att. c), jo riepa deformējas ne tikai vertikālā virzienā, bet arī pa aploci (sk. 2.9. att. b). Rezultātā pieaug histerēzes zudumi. Rites pretestības koeficients ir atkarīgs arī no riepas konstrukcijas (2.19. att. d). Radiālām riepām (likne 4), ja kustības ātrums ir līdz 33,3 m/s (120 km/h), rites pretestības koeficients parasti ir mazāks nekā diagonālajām riepām (likne 3), jo tām ir mazākas bīdes deformācijas riepās karkasā.

Ritenim ritot pa nelīdzenu segumu, rodas papildu pretestība, jo ritenis atsitas pret ceļa nelīdzenumiem, radot automobiļa ass un virsbūves svārstības. Svārstību laikā pieaug enerģijas zudumi riepā un balstiekārtas elementos.

Ceļa seguma nelīdzenumu var noteikt ar nelīdzenuma mērītāju, kas mēra automobiļa pakalējā tilta vertikālā pārvietojuma summu (attiecībā pret virsbūvi) centimetros, nobraucot 1 km garu ceļa posmu ar noteiktu ātrumu. Dažādu ceļa segumu nelīdzenumu raksturojums dots 2.2. tabulā.

Rites pretestības koeficientu uz nelīdzena seguma ceļa var aprēķināt pēc empīriskas izteiksmes [9]:

$$f_k = 0,01 + 1,3 \cdot 10^{-7} \lambda_k v^2, \quad (2.41)$$

kur λ_k — koeficients, kas ievērtē automobiļa ritošās daļas konstrukcijas īpatnības (vieglajiem automobiļiem $\lambda_k = 4,0$; kravas automobiļiem $\lambda_k = 5,5$);

S_n — ceļa nelīdzenums pēc nelīdzenuma mērītāja, cm/km.

Ritenim ritot ar sānnovirzi (sk. 6. nod.), riepa deformējas ne tikai vertikāli, bet arī horizontāli. Tas palielina rites pretestības koeficientu. Ritenim ritot ar sānnovirzi, koeficientu f'_k var aprēķināt pēc izteiksmes

$$f'_k = f_k + \frac{k_y \delta_y^2}{Q_k}, \quad (2.42)$$

kur f_k — rites pretestības koeficients bez sānnovirzes;

k_y — sānnovirzes koeficients, N/rad;

δ_y — sānnovirzes leņķis, rad.

2.2. tabula

Ceļa segumu nelīdzenumu, cm/km, raksturojums

Seguma tips	Seguma stāvoklis		
	teicams	labs	neapmierinošs
Asfaltbetons, cementbetons	50...75	150	300
Sķembas, grants	200	350...4000	800...900
Brūģis	300	500	1000

Pēc izteiksmes (2.42) rites pretestības koeficients palielinās proporcionāli sānnovirzes leņķa kvadrātam, piemēram, ja sānnovirzes leņķis ir 0,1 rad ($5^\circ \dots 5,5^\circ$), rites pretestība $P_{f,k}$ pieaug 2...4 reizes (2.19. att. e).

Deformējamam ritenim ritot pa deformējamu ceļu, enerģijas zudumi ir saistīti arī ar ceļa deformāciju. Atkarā no ceļa seguma stāvokļa tā deformācija vienlaicīgi var notikt trīs savstarpēji perpendikulāros virzienos: pret atbalsta virsmu, šķērsvirzienā un garenvirzienā pret riteņa rites plakni. Deformācijā pret atbalsta virsmu notiek grunts blīvēšana, šķērsvirzienā — tās izspiešana, bet garenvirzienā — grunts bīde. Deformējamās riepas un atbalsta virsmas savstarpējā iedarbība ir sarežģīts process un nav aprakstāms ar precīzām analītiskām izteiksmēm, tāpēc praksē lieto empiriskas izteiksmes. Dzenamajam ritenim ritot pa deformējamu grunti, rites pretestības koeficientu var aprēķināt pēc šādas izteiksmes [17]:

$$f_k = c_1 \sqrt[3]{\frac{Q_k}{p_w D_r^2}} + c_2 \sqrt[3]{\frac{P_w}{c_g D_r}},$$

kur c_1 un c_2 — koeficienti, kas atkarīgi no riepas konstrukcijas un materiāla (vidējās vērtības ir šādas: $c_1=0,065$; $c_2=0,425$);

D_r — riepas ārējais diametrs, m;

c_g — grunts nosēdes koeficients (sk. 2.3. tab.).

Iepriekšējās izteiksmes pirmā daļa raksturo rites zudumus riepā, otrā daļa — grunti. Braucot pa mikstu, deformējamu grunti, rites pretestība ceļa seguma deformācijas rezultātā var būt ļoti liela, tāpēc praksē liela nozīme ir gaisa spiedienam riepā. Tā samazināšana līdz noteiktam lielumam samazina arī rites pretestību. Automobiļiem, kuri paredzēti ekspluatācijai bezceļa apstākļos, pa smiltīm, dūkstīm un purvainās vietās, lieto arkveida riepas, kuras ir ļoti platas, ar nelielu īpatspiedienu uz grunti un kurām ir šādos apstākļos ievērojami mazāka rites pretestība nekā parastajām riepām.

Ņemot vērā daudzo faktoru ietekmi uz rites pretestības koeficientu, aprēķinos atkarā no ceļa seguma tipa un stāvokļa parasti pieņem vidējās vērtības (2.4. tab.).

2.3. tabula.

Grunts nosēdes koeficienta c_g vērtības atkarā no tās tipa un stāvokļa

Grunts tips	Grunts stāvoklis		
	sausa	plastiska	plūstoša
Smilšu	1,5... 5,0	—	—
Mālsmilts	1,0... 15	2... 6	0,5... 1,0
Smilšmāls	10... 15	1... 5	0,5... 1,0
Mālaina	15... 25	1... 2	0,5... 1,0

Rites pretestības koeficienta vērtības diagonālām riepām

Seguma tips un stāvoklis	<i>f</i>
Asfaltbetona segums	
labā stāvoklī	0,014 ... 0,018
apmierinošā stāvoklī	0,018 ... 0,020
Grants segums labā stāvoklī	0,020 ... 0,025
Brūģis	
labā stāvoklī	0,025 ... 0,030
apmierinošā stāvoklī	0,035 ... 0,050
Grunts segums	
sausš, noblīvets	0,023 ... 0,035
pēc lietus	0,050 ... 0,150
Smiltis	
sausā	0,100 ... 0,300
mitrā	0,060 ... 0,150
Noblīvets sniegs	0,030 ... 0,050
Apledojis segums	0,015 ... 0,030

Riteņa rites pretestības koeficientu var noteikt eksperimentāli laboratorijas vai ceļa apstākļos. Pirmajā gadījumā lieto riteņa brīvskrējiena metodi (inertes metodi), nosakot laiku un riteņa noripoto ceļu no noteikta sākuma ātruma, līdz tas ir pilnīgi apstājies, vai šaura ātruma diapazonā. Šim nolūkam lieto speciālus standus ar liela diametra un mazas masas trumuļiem.

Automobiļa rites pretestību ceļa apstākļos var noteikt, velkot automobili ar sakabi, kurā ir dinamometrs, vai nosakot brīvskrējiena parametrus. Pēdējā metode ir visvienkāršākā, jo nevajag izmantot speciālas mērierīces, bet arī visneprecīzākā. Rites pretestības koeficientu aprēķina pēc zināmiem brīvskrējiena parametriem (sk. 3.7. iedal.).

Atsevišķa riteņa rites pretestības koeficientu ceļa apstākļos var noteikt, lietojot dinamometrisko piekabi. Ceļizmēģinājumos lietojot dinamometrisko piekabi, nosaka piekabes pretestības spēku P_p , kas nepieciešams piekabes vilkšanai ($P_p \rightarrow P_{r,a}$), un, zinot slodzi uz riteņa Q_k , rites pretestības koeficientu aprēķina pēc izteiksmes

$$f_k = \frac{P_p}{Q_k}.$$

2.8. SAĶERES KOEFICIENTS

Riepas un atbalsta virsmas savstarpējo iedarbību kontaktlaukumā raksturo 1) berze starp riepu un atbalsta virsmu, 2) atbalsta virsmas pretestība bīdei, 3) riepas iegrimes dziļums grunti. Uz cieta seguma ceļa galvenā nozīme ir virsmas berzei, bet uz deformējama ceļa — grunts pretestībai attiecībā pret bīdi un riepas iegrimi.

Maksimālo tangenciālo reakciju kustības virzienā, kas darbojas atbalsta laukumā un kuru var izmantot ritenis, pieņemts saukt par *saķeres spēku*, un tas parasti ir lielāks par berzes spēku. Ja ritenis 100% buksē vai nobloķēts šļūc, tad saķeres koeficients ir vienāds ar berzes koeficientu, bet, ja ritenis ritot buksē daļēji, tad saķeri starp riepu un ceļu palielina molekulārie spēki, kas rodas deformētās riepas elastīguma dēļ, bet uz mīksta grunts — tās pretestība bīdei.

Ja uz riteni nedarbojas sānspēks, tad saķeres spēks

$$P_{\varphi} = X_{\max} = Q_k \varphi, \quad (2.43)$$

kur P_{φ} — saķeres spēks;

X_{\max} — maksimālā tangenciālo elementārreakciju rezultante kustības virzienā;

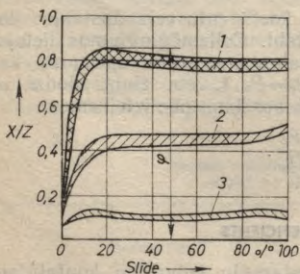
φ — riepas saķeres koeficients ar ceļa virsmu (šajā gadījumā garenaķeres koeficients $\varphi_x = \varphi$).

Rezultantes X_{\max} attiecību pret ceļa normālreakciju vai slodzi uz riteņa sauc par *saķeres koeficientu*:

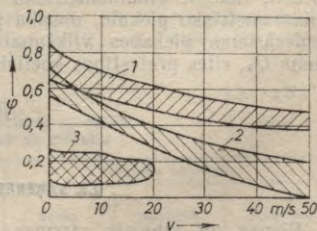
$$\varphi = \frac{X_{\max}}{Z} = \frac{P_{\varphi}}{Q_k}. \quad (2.44)$$

Saķeres koeficients uz cietas atbalsta virsmas ir atkarīgs no riteņa slīdes vai buksēšanas. Ipatnējais tangenciālais spēks X/Z uz sausa un slapja seguma, palielinoties slīdei, strauji pieaug, sasniedzot savu maksimālo vērtību — saķeres koeficientu, bet pēc tam — nedaudz samazinās (2.20. att.).

Saķeres koeficients ir atkarīgs no ātruma, sevišķi uz slapja vai netīra seguma, jo īsā kontakta laikā ne vienmēr tiek izspiest starpslānis starp riepu un ceļa segumu un, pieaugot kustības ātrumam v , saķeres koeficients samazinās (2.21. att.).



2.20. Ipatnējā tangenciālā spēka X/Z izmaiņa atkarā no slīdes:
1 — sauss asfaltbetona segums, 2 — grants segums, 3 — apledojis segums.



2.21. att. Saķeres koeficienta φ izmaiņas atkarā no riteņa slīdes ātruma v :
1 — uz sausa asfaltbetona, 2 — uz slapja asfaltbetona, 3 — uz snieģaina seguma.

Riteni bremsējot uz slapja, cieta seguma ceļa, riepas kustība rada hidrodinamisku spiedienu uz ūdeni. Tas darbojas arī uz riepu un cenšas to atdalīt no ceļa virsmas. Ja ir mazs kustības ātrums, riepas priekšdaļa kustas pa ūdens kārtiņu, kura pirms kontaktlaukuma veido ķīli (2.22. att. a). Pieaugot ātrumam, ūdens kārtiņa virzās tālāk uz riepas kontaktlaukuma F_k pakalējo zonu. Ja ir noteikts ātrums, kas atkarīgs no riepas protektora zīmējuma un dziļuma, kā arī no seguma raupjuma, hidrodinamiskais spēks var kļūt vienāds ar normāreakciju un riepa pilnīgi atraujas no ceļa virsmas, slīdot pa ūdens plēvi (2.22. att. b). To sauc par riepas *akvaplanēšanu*. Šāds process ātrāk var iestāties rīepai ar nodilušu protektoru, jo protektora padziļinājumi, kuros ieplūst ūdens no kontaktlaukuma, nav lieli. Uz asfaltbetona seguma, ja to klāj dažus milimetrus biezs ūdens slānis, rīepai ar nodilušu protektoru akvaplanēšana var sākties, ja kustības ātrums ir 16 ... 19 m/s.

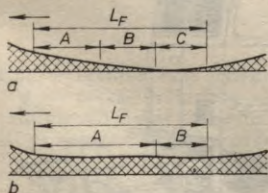
Būtiski saķeres koeficientu ietekmē temperatūra kontaktlaukumā. Rīepai sakarstot, saķeres koeficients pieaug, jo gumija labāk aptver seguma mikronelidzenumus, kļūstot mikstāka, bet, ja riepas materiāls temperatūras ietekmē sāk kust, tad saķeres koeficients samazinās. Sacikšu automobiļi, lietojot speciālas riepas, galvenokārt mākslīgi paaugstinot temperatūru kontaktlaukumā, var attīstīt paātrinājumu līdz 19 m/s², kas atbilst garenaķeres koeficientam $\varphi_x = 1,7 \dots 2,0$.

Uz deformējama ceļa seguma bieži vien berzes spēki starp riepu un segumu ir mazāki nekā starp seguma daļiņām, un šajā gadījumā saķeres koeficientu ietekmē seguma pretestība bīdei. Bez berzes notiek arī protektora izciļņu saķere ar grunti, kad saķeres spēku P_φ nosaka starp protektora izciļņiem un segumu esošā laukuma F_b , m², pretestība bīdei:

$$P_\varphi = \tau_b F_b,$$

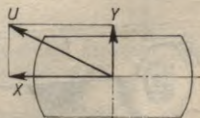
kur τ_b — grunts īpatnējā pretestība, MPa.

Saķere ir atkarīga arī no riepas konstrukcijas un gaisa spiediena rīepā, kā arī no protektora zīmējuma un tā izciļņu augstuma. Uz deformējama seguma ceļa labāku saķeri nodrošina riepas, kuras ir



2.22. att. Rīepas akvaplanēšana:

a — daļēja, b — pilnīga; A — neizspiestais ūdens slānis, B — daļēji izspiestais ūdens slānis, C — kontakta zona.



2.23. att. Spēku shēma rīepas un atbalsta virsmas kontaktlaukumā:

X — tangenciālo spēku reakcija, Y — šķērsspēku reakcija, U — rezultante.

platākas un mīkstākas. Uz cieta, kā arī slapja seguma ceļa labāks ir protektors ar smalku zīmējumu, bet uz mīksta ceļa labu saķeri nodrošina riepas ar lieliem protektora izciļņiem.

Ja uz riteni darbojas sānspēks, tad kontaktaukumā darbojas reakcijas X un Y , kuru rezultante ir U (2.23. att). Lai ritenis neslidētu, nepieciešams, lai riepas saķeres spēks būtu lielāks par rezultanti, t. i.,

$$U \leq \varphi Z. \quad (2.45)$$

Sis nosacījums dod iespēju noteikt maksimāli pieļaujamo šķērsreakcijas Y lielumu, lai riepa neslidētu:

$$X^2 + Y^2 = U^2 \leq \varphi^2 Z^2,$$

no kurienes

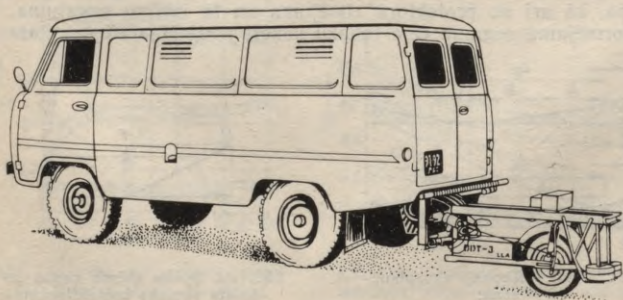
$$Y \leq \sqrt{Z^2 \varphi^2 - X^2}. \quad (2.46)$$

Riepas slide sāksies tad, ja šķērsreakcija sasniegs vērtību $\sqrt{\varphi^2 Z^2 - X^2}$. Lai riepa neslidētu, maksimālais spēks jebkurā virzienā nedrīkst pārsniegt lielumu φZ . Atkarā no riepas slīdes virziena izšķir šķērsraķeres koeficientu φ_y un garenaķeres koeficientu φ_x . Riepas šķērsraķeres koeficients ir atkarīgs no tiem pašiem faktoriem, kuri ietekmē garenaķeres koeficientu, bet dažkārt riepas protektora zīmējums ir izveidots tādējādi, ka tas garenvirzienā nodrošina labāku saķeri. Šādām riepām

$$\varphi_y = (0,8 \dots 1,0) \varphi_x.$$

Praktiskiem aprēķiniem, ja nav zināms φ_y , to pieņem vienādu ar φ_x . Ņemot vērā daudzo faktoru ietekmi uz saķeres koeficientu, praksē lieto tā vidējās vērtības (sk. 2.5. tab.).

Saķeres koeficienta paaugstināšana samazina riteņa buksēšanu, slīdes iespējas, paaugstina automobiļa vilces un bremzēšanas īpašības, vadāmību, noturību un degvielas ekonomiskumu. Labam sa-



2.24. att. Dinamometriskā piekabe.

Saķeres koeficienta vērtības dažādiem segumiem
parasta profila riepiņā

Ceļa seguma tips un stāvoklis	Saķeres koeficients		
	augstspiediena riepei, ja $p_w > 0,5$ MPa	zemspiediena riepei, ja $p_w < 0,5$ MPa	uzlabotas pārgājības riepei
Asfaltbetons			
sausš	0,50 ... 0,70	0,70 ... 0,80	0,70 ... 0,80
slapjš	0,35 ... 0,45	0,45 ... 0,55	0,50 ... 0,60
slapjš un netīrs	0,25 ... 0,45	0,25 ... 0,40	0,25 ... 0,45
Brūģis			
sausš	0,40 ... 0,50	0,50 ... 0,55	0,60 ... 0,70
slapjš	0,25 ... 0,35	0,25 ... 0,35	0,25 ... 0,35
Šķembu segums			
sausš	0,50 ... 0,60	0,60 ... 0,70	0,60 ... 0,70
slapjš	0,30 ... 0,40	0,40 ... 0,50	0,40 ... 0,55
Grunts			
sausā	0,40 ... 0,50	0,50 ... 0,60	0,50 ... 0,60
mitrā	0,20 ... 0,40	0,30 ... 0,45	0,35 ... 0,50
šķīdonis	0,15 ... 0,25	0,15 ... 0,25	0,20 ... 0,30
Noblīvets sniegs	0,15 ... 0,20	0,20 ... 0,25	0,30 ... 0,45
Apledojums	0,08 ... 0,15	0,10 ... 0,20	0,05 ... 0,10

ķeres koeficientam ir liela nozīme kustības drošības nodrošināšanai.

Ekspimentāli saķeres koeficientu parasti nosaka, izmantojot dinamometrisko piekabi, kuru velk automobilis, braucot ar pastāvīgu ātrumu (2.24. att.). Uz bloķēšanas robežas nobremzētām riteņiem ar dinamometru mēra saķeres spēku un, zinot slodzi uz riteņiem, pēc izteiksmes (2.44) aprēķina saķeres koeficientu. Dinamometriskās piekabes var būt izveidotas arī ar diviem riteņiem. Šādas piekabes dod iespēju mērit arī šķērssaķeres koeficientu, bremzējot riteņus, kas slīd ar noteiktu sānnovirzi. Ne tik precīzi, bet praksē ērti saķeres koeficientu var noteikt, bremzējot automobili ar nobloķētiem riteņiem un mērot bremzēšanas palēninājumu. Saķeres koeficientu tad aprēķina pēc šādas izteiksmes:

$$\varphi_x \approx \frac{j_\tau}{g}, \quad (2.47)$$

kur j_τ — bremzēšanas palēninājums, m/s²;
 g — brīvās krišanas paātrinājums, m/s².

Šo metodi nevar izmantot, ja ir liels kustības ātrums un slidens ceļš, jo automobilis var zaudēt noturību un stabilitāti.

2.9. KUSTĪBAS IESPĒJAMĪBAS NOSACĪJUMS

Lai automobilis ar nelielu ātrumu varētu pārvietoties pa horizontālu ceļu, tad vilces spēkam P_k uz dzenošiem riteņiem, kuru nosaka motora un transmisijas parametri, jābūt vismaz vienādam ar ceļa

rites pretestības spēku $P_{i,k}$. Bez tam vilces spēka robežvērtību ierobežo riepas saķere (saķeres spēks). Kustības nosacījumu, automobiļa dzenamajam ritenim ritot pa horizontālu ceļu bez slīdes, izveido, ņemot vērā izteiksmes (2.36) un (2.43):

$$Q_k \varphi = X_{\max} \geq P_k.$$

Atšifrējot šo nosacījumu dzenamajam ritenim un izmantojot formulu (2.38), iegūsim šādu izteiksmi:

$$\varphi Q_k \geq f_k Q_k,$$

no kurienes

$$\varphi \geq f_k.$$

Ņemot vērā izteiksmes (2.43) un (2.39), iegūsim dzenošā riteņa saķeres spēku:

$$P_\varphi = Q_k \varphi \geq X_{\max} \geq P_k - P_{i,k}, \quad (2.48)$$

no kurienes

$$\varphi Q_k > P_k - f_k Q_k$$

jeb

$$P_k \leq Q_k (\varphi + f_k). \quad (2.49)$$

No izteiksmes (2.48) redzam, ka, jo lielāks ir riepas saķeres koeficients ar ceļu, jo lielāku ceļa pretestību spēj pārvarēt automobilis vai atsevišķs tā ritenis. Savukārt, ja ceļa rites pretestība ir lielāka par saķeres spēku, automobilis nevar izkustēties no vietas. No izteiksmes (2.49) redzam, ka nevar attīstīt lielāku vilces spēku par saķeres un rites pretestības spēku summu, lai riteņi nebuksētu.

Ja uz riteņi darbojošos spēku iedarbības rezultātā kontaktlaukumā bez tangenciālās reakcijas X darbojas arī šķērsreakcija Y , tad riteņa rite bez slīdes un buksēšanas būs iespējama, ja

$$\sqrt{X^2 + Y^2} \leq P_\varphi = \varphi Q_k. \quad (2.50)$$

2.10. AUTOMOBILĀ UN AUTOVILCIENĀ CEĻA PRETESTĪBA

Automobiļa rites pretestību P_i sastāda visu i -to riteņu rites pretestību summa. Izmantojot formulu (2.38),

$$P_i = \sum P_{i,k} = \sum f_{ki} Q_{ki}.$$

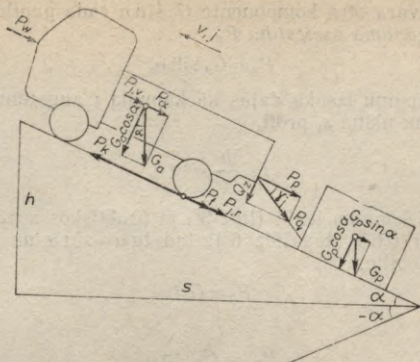
Ja visi riteņi rit vienādos apstākļos un $f_{ki} = f$, tad automobilim

$$P_i = f \sum Q_{ki} = f G_a \cos \alpha, \quad (2.51)$$

kur G_a — automobiļa svars, kN;

α — ceļa kāpuma leņķis.

Autovilcienā automobilis aiz jūgierīces velk piekabi. Ja jūgierīce ar kustības virzienu vertikālajā garenplaknē veido leņķi γ_j , tad



2.25. att. Spēku sadalījums, autovilcienam braucot kalnup:

P_w — gaisa pretestību summa, $P_{j, v}$ — virzē kustošo masu inerces pretestība; $P_{j, r}$ — rotējošo masu inerces pretestība.

automobiļa riteņi tiek papildus slogoti vai atslogoti par lielumu Q_z . Ja jūgierīces slīpuma leņķis γ_j ir pozitīvs virzienā uz leju (sk. 2.25. att.) un negatīvs virzienā uz augšu no P_p , tad piekabes normālslodzes Q_z izmaiņa jūgierīcē atbilstoši 2.25. attēlam ir šāda:

$$Q_z = P_q \sin \gamma_j = P_p \operatorname{tg} \gamma_j,$$

kur P_q — spēks jūgierīcē, kN.

Parasti pieņem, ka automobilim un piekabei α ir vienādi. Tad rites pretestība automobilim

$$P_i = f(G_a \cos \alpha + Q_z), \quad (2.52)$$

piekabei:

$$P_{i,p} = f_p(G_p \cos \alpha - Q_z), \quad (2.53)$$

kur f_p — rites pretestības koeficients piekabei;

G_p — piekabes svars, kN.

Arī puspiekabe iedarbojas uz segļu vilcēju ar vienu sava svara daļu ($G_s = Q_z$, sk. 4. nod.).

Rites pretestības koeficienta vērtības automobilim un piekabei var būt dažādas, t. i., $f \neq f_p$, it īpaši, ja piekabei un automobilim ir dažādi riteņi. Ja piekabei riteņu nav, piemēram, ragavām, tad rites pretestības koeficienta vietā jāņem slīdes berzes koeficients.

Katrā gadījumā autovilciens rites pretestība

$$P_{i,\Sigma} = P_i + P_{i,p}. \quad (2.54)$$

Ja var pieņemt, ka $f = f_p$, tad

$$P_{i,\Sigma} = f(G_a + G_p) \cos \alpha. \quad (2.55)$$

Kāpumā svāra otra komponente $G_a \sin \alpha$ rada papildu pretestību, ko sauc par *kāpuma pretestību* P_α :

$$P_\alpha = G_a \sin \alpha. \quad (2.56)$$

Reizēm kāpumu izsaka daļās kā kāpuma i augstuma h attiecību pret tā garumu plānā s , proti,

$$i = \frac{h}{s} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.57)$$

Ja ir mazi kāpuma leņķi (līdz 3° ; ja praktiskos aprēķinos pieļaujamā kļūda ir 0,6%, tad līdz 6°), tad $\operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$ un kāpuma pretestība automobilim

$$P_\alpha \approx G_a i. \quad (2.58)$$

Piekabei

$$P_{\alpha,p} = G_p \sin \alpha \quad (2.59)$$

un autovilcienam, ja automobilis un piekabe atrodas vienādā kāpumā,

$$P_{\alpha,\Sigma} = P_\alpha + P_{\alpha,p} = (G_a + G_p) \sin \alpha. \quad (2.60)$$

Braucot kritumā, α ir negatīvs un P_α pārvēršas dzinējspēkā (negatīvā pretestībā).

Rites un kāpuma pretestības spēki raksturo ceļa īpašības — kāpumu un seguma stāvokli. Tāpēc šo pretestības spēku summu sauc par *ceļa pretestību* P_ψ :

$$P_\psi = P_f + P_\alpha = f G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha = (f \cos \alpha + \sin \alpha) G_a. \quad (2.61)$$

Iekavās ielēgto izteiksmi sauc par *ceļa pretestības koeficientu*

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha. \quad (2.62)$$

Tieši šis koeficients raksturo ceļa īpašības — to, cik automobilim ir viegli vai grūti braukt pa attiecīgo ceļu.

Ja ir mazi kāpuma leņķi, kad $\cos \alpha \approx 1$ un $\sin \alpha \approx i$, tad

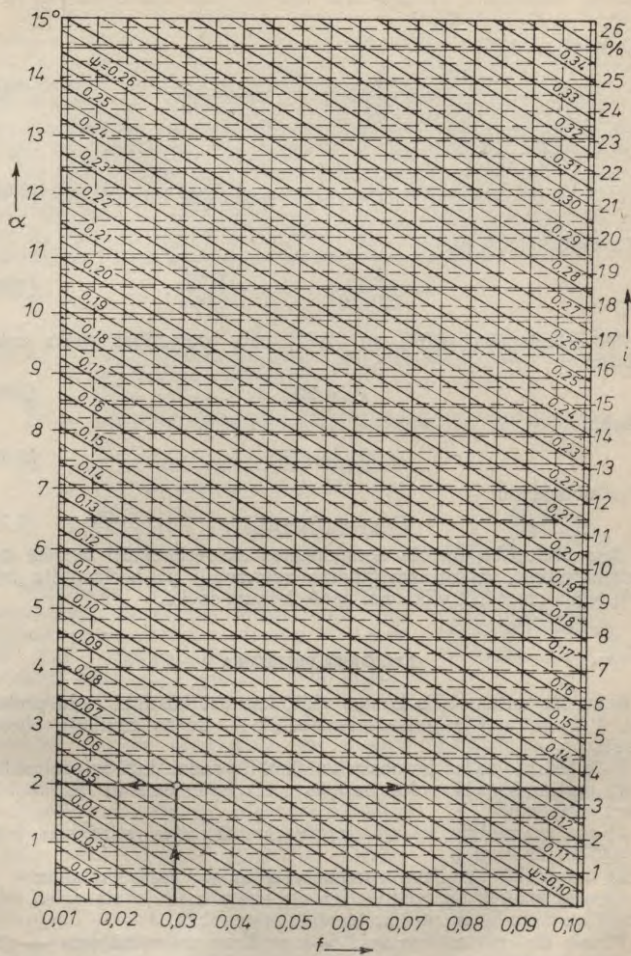
$$\psi = f + i. \quad (2.63)$$

Kritumā kā α , tā i ir negatīvi, tāpēc, ja $|\sin \alpha| > f \cos \alpha$ vai $|i| > f$, ceļa pretestības koeficients kļūst negatīvs: $\psi < 0$.

Sakarība starp lielumiem f , α , i un ψ ir dota 2.26. attēla nomogrammā. Tā bez aprēķiniem ļauj noteikt vienu no šiem parametriem, ja pārējie ir zināmi.

Analītiski noteikt ψ , ja ir zināmi f un α (vai i), vai atrast f , ja ir zināms ψ un α (vai i), var pēc formulām (2.62) un (2.63). Taču atrast α vai i , ja ir zināmi ψ un f , tik vienkārši nevar. Tāpēc α noteikšanai grādos izmanto empīriskas formulas [15]:

$$\alpha = \frac{\psi - f}{0,0176 - 0,0015}. \quad (2.64)$$



2.26. att. Nomogramma $\psi = f(f, \alpha, i)$.

Kļūdai nepārsniedzot 1%, α grādos (izteiksme pa kreisi) un radiānos (izteiksme pa labi) var aprēķināt arī pie šādām ψ vērtībām:

ja $\psi = 0 \dots 0,25$,

$$\alpha = \frac{\psi - f}{0,0174}; \quad \alpha = \frac{\psi - f}{0,998}; \quad (2.65)$$

ja $\psi = 0,20 \dots 0,35$,

$$\alpha = \frac{\psi - f}{0,0172}; \quad \alpha = \frac{\psi - f}{0,986}; \quad (2.66)$$

ja $\psi = 0,30 \dots 0,40$,

$$\alpha = \frac{\psi - f}{0,0170}; \quad \alpha = \frac{\psi - f}{0,964}. \quad (2.67)$$

Pēc izteiksmēm (2.61) un (2.62) ceļa pretestības spēks automobilim

$$P_{\psi} = \psi G_a, \quad (2.68)$$

piekabei

$$P_{\psi,p} = \psi G_p \quad (2.69)$$

un autovilcienam

$$P_{\psi,\Sigma} = \psi (G_a + G_p). \quad (2.70)$$

Ceļa pretestību un tās komponentes eksperimentāli nosaka ceļizmēģinājumos, velkot izmēģināmo automobili pa horizontālu ceļu un kāpumā un mērot vilkšanai nepieciešamo spēku.

2.11. GAISA PRETESTĪBA

Braucošs automobilis kustas vidē, kas šai kustībai rada pretestību. Vide parasti ir gaisa telpa, retāk — ūdens emulsija (lietus laikā).

Vide iedarbojas uz braucošu automobili, radot dažādu pretestību:

- 1) pretimnākošās vides daļiņas rada spiedienu uz automobiļa pieres laukumu;
- 2) aiz automobiļa, kā arī virs un zem tā rodas retinājums, kura pretestība jāpārvar;
- 3) automobilis ar savu virsmu berzējas gar vides daļiņām;
- 4) caur dzesēšanas ventilācijas sistēmām caurejošais gaiss rada pretestību dažu % apmērā no kopējās pretestības.

Pirmie divi pretestības veidi — spiediens un retinājums — galvenokārt ir atkarīgi no automobiļa ārējās formas, tāpēc to sauc par *formas pretestību*. Trešais pretestības veids galvenokārt ir atkarīgs no automobiļa virsmas laukuma un apstrādes (gluduma). To sauc par *berzes pretestību*. Salīdzinājumā ar formas pretestību tā ir

maza — nepārsniedz 10% no kopējās pretestības. Tātad noteicošā ir formas pretestība.

Automobiļu virsbūvēm ir diezgan sarežģītas formas. Vide ar elementārpretestību iedarbojas uz visām virsbūves ārejiem daļām vai nu ar spiedienu, vai retinājumu. Šī formas pretestības izmaiņas aina dažādos virsbūves griezumos var būt diezgan sarežģīta (sk. 2.27. att. epīras). Epīru zīmē uz automobiļa iekšpusi, ja attēlo spiediena pretestību, kas apzīmēta ar zīmi «+», un uz ārpusi, ja attēlo retinājuma pretestību, kas apzīmēta ar zīmi «-».

Lai gan spiediena salīdzinājuma aina pa automobiļa virsmu ir visai sarežģīta, aprēķinu vienkāršošanas dēļ pieņem, ka uz automobili darbojas visu elementārdaļiņu gaisa pretestību summa P_w punktā, ko sauc par gaisa pretestības *metacentru*. Aerodinamikā gaisa pretestības P_w , N , aprēķināšanai lieto šādu formulu:

$$P_w = \frac{c_w Q_w F v_w^n}{2}, \quad (2.71)$$

kur c_w — bezdimensiju proporcionalitātes koeficients, ko sauc par *plūdlīnijas koeficientu*;

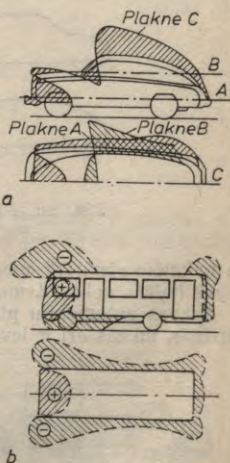
Q_w — vides blīvums, kg/m^3 ;

F — ķermeņa šķēršprojekcijas laukums P_w darbības virzienā, m^2 ;

v_w — vides kustības ātrums attiecībā pret ķermeni P_w darbības virzienā, m/s ;

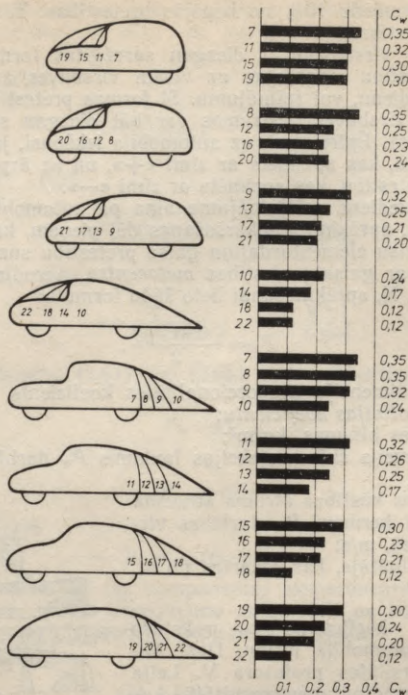
n — kāpinātājs, kas atkarīgs no v_w .

Plūdlīnijas koeficients c_w raksturo galvenokārt automobiļa formu. Daži Mičiganas universitātes profesora V. Leija (W. Lay) izmēģinājumu rezultāti, kas publicēti 1933. gadā, parādīti 2.28. attēlā. Iespējamā automobiļa virsbūves forma šeit mainīta 22 modifikāciju modeļos, galvenokārt mainot priekšdaļas un pakaļdaļas formu. Katrai modifikācijai aerodinamiskajā caurulē noteikts plūdlīnijas koeficients c_w . Modeļi bija vienkāršoti, gludi, tāpēc to plūdlīnijas koeficients ir mazāks nekā reālam automobilim. Tomēr c_w izmaiņas, mainot automobiļa formu, ir ļoti redzamas. Plūdlīnijas koeficientu ievērojami ietekmē gan priekšējā stikla, gan pakaļdaļas slīpums. Tā, piemēram, modeļiem 15...18 priekšējā stikla slīpums ir 45° . Mazākais $c'_w = c_w/2$, ir plūdlīnijas pilienveida virsbūvei — 22 modelim. Reālai formai ar stāvu priekšējo stiklu



2.27. att. Formas pretestības epīras vertikālā un horizontālā plaknē:

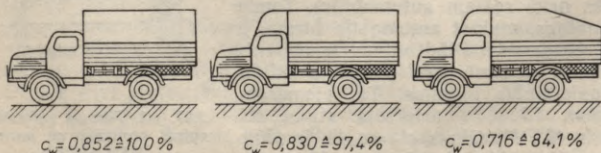
a — vieglajam automobilim ГАЗ-20, b — autobusam ПАЗ-665.



2.28. att. Plūdinājas koeficienta c'_w atkarība no vieglā automobiļa formas.

un pakalējo sienu (8. modelis) plūdinājas koeficients ir gandrīz trīs reizes lielāks nekā 22. modelim.

Kravas automobiļu plūdinājas koeficientam c_w ir daudz lielākas vērtības, un tās arī ir ievērojami atkarīgas no formas izmaiņām. Tā,



2.29. att. Plūdinājas koeficienta c_w izmaiņas kravas automobiļos.

piemēram, 2.29. attēlā parādīti Drēzdenes Augstākās tehniskās skolas profesora H. Kāliša (H. Kahlisch) izmēģinājumu rezultāti, kas publicēti 1954. gadā. Aptecētāju jeb spoileru lietošana virs kabīnes un kravas tilpnes pakaldaļaļa nošļaupums samazinājis plūdlīnijas koeficientu par 16%. Īpaši piemēroti spoileri, pēc firmu datiem, autovilciena gaisa pretestību samazina pat par 20...30%.

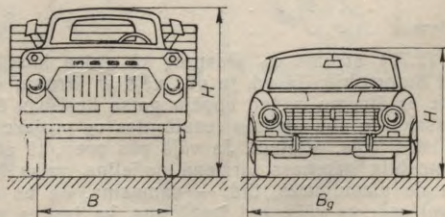
Vides, t. i., gaisa blīvums ρ_w ir atkarīgs no vietas augstuma virs jūras līmeņa, spiediena un temperatūras. Jūras līmeņa augstumā standarta atmosfēras blīvums $\rho_w = 1,225 \text{ kg/m}^3$. Uzskata, ka, paceļoties virs jūras līmeņa, gaisa blīvums un līdz ar to arī gaisa pretestība samazinās par 8...10% uz katru augstuma kilometru.

Ja Q_w pieņem par konstantu lielumu, tad arī reizinājumu $k = \frac{c_w Q_w}{2}$ var pieņemt noteiktam automobiļa stāvoklim kā konstantu raksturotājlielumu, kas raksturo gaisa pretestību attiecīgajā stāvoklī. To pieņemts saukt par *gaisa pretestības koeficientu* k . Šim koeficientam ir gaisa blīvuma dimensija, t. i., kg/m^3 vai $\text{N} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$.

Mūsdienu automobiļiem mēdz būt šādas k vērtības:

Sacikšu automobiļiem	0,13...0,15,
Vieglajiem automobiļiem	
ar labu plūdlīniju	0,15...0,20
ar parastu slēgtu virsbūvi	0,19...0,36
ar vaļēju virsbūvi	0,30...0,45
Autobusiem	
ar vagona tipa virsbūvi	0,20...0,45
ar izvirzījuma virsbūvi	0,35...0,60
Autofurgoniem un cisternautomobiļiem	0,35...0,60
Kravas automobiļiem	0,47...0,80
Autovilcieniem	
ar piekabēm	0,60...1,00
ar puspiekabēm	0,50...0,90

Automobiļa šķērsprojekcijas jeb *pieses laukumu* F nosaka pēc rasējuma mērogā. Aptuveni to var izskaitļot pēc šādām empīriskām formulām:



2.30. att. Automobiļa pieses laukuma aprēķināšana.

vieglajiem automobiļiem

$$F_v = 0,78B_g H, \quad (2.72)$$

autobusiem

$$F_a = 0,82B_g H \quad (2.73)$$

un kravas automobiļiem

$$F_{kr} = BH, \quad (2.74)$$

kur H — automobiļa gabarītaugstums, m;

B_g — automobiļa gabarītplatums, m;

B — šķērsbāze (sk. 2.30. att.), m.











Vienam automobiļa stāvoklim ir raksturīgs noteikts gaisa pretestības koeficients k un pieres laukums F , tāpēc automobiļa plūdlīnijas raksturošanai izmanto arī to reizinājumu kF , $N \cdot s^2/m^2$ (vai kg/m), ko sauc par *plūdlīnijas faktoru*. Automobiļa gaisa pretestību ietekmē katrs no reizinātājiem. Automobiļa ЗИЛ-130 gaisa pretestību raksturojošo parametru izmaiņa atkarā no dažādām virsbūvē un kravas novietojuma, izmantojot profesora J. Mihailovska datus, parādīta 2.6. tabulā. Gaisa pretestības koeficienta k , pieres laukuma F un plūdlīnijas faktora kF izmaiņas parādītas salīdzinājumā ar standarta kravas automobiļa parametriem, kas pieņemti par 100% ($k=0,58 kg/m^3$; $F=4 m^2$). Ja tukšai kravas kastei pārvilkts brezents, plūdlīnijas faktors samazinās un līdz ar to samazinās arī gaisa pretestība par 14...19%. Noapaļoti furgona vai cisternas stūri dod 5...6% efektu. Kravas kastē gareniski novietots konteiners rada par 35% mazāku gaisa pretestību, nekā šķērsām novietots konteiners.

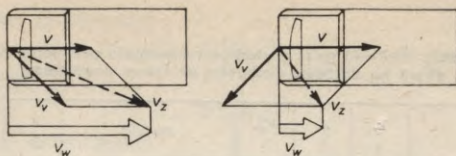
Plūdlīnijas faktoru ietekmē katrs virsbūves elements, pat atsevišķas detaļas. Šī ietekme (kF palielinājums %), ko rada, piemēram, daži vieglā automobiļa konstruktīvie elementi, ir šāda:

Atsevišķi lukturi	10 ... 18%
Atsevišķi priekšējie spārni	6 ... 9%
Augstas stabilizējošas ribas	6 ... 9%
Atsevišķi pakalējie spārni	4 ... 6%
Antena	4 ... 6%
Ārējie spoguļi	2 ... 4%
Stikla tiritāji	1,5 ... 2%
Priekšējais buferis	1,5 ... 2%

Formulā (2.71) ātrums v_w jāsaprot kā gaisa kustības ātrums attiecībā pret automobili. Tātad, ja pūš vējš ar ātrumu v_v un automobilis brauc ar ātrumu v , tad kopējo gaisa kustības ātrumu pret automobili izsaka šo abu ātrumu rezultantes v_z projekcija kustības virzienā atbilstoši 2.31. attēlam. Ja vējš pūš preti, tā ātruma komponente automobiļa garenass virzienā palielina gaisa kustības ātrumu v_w , ja no aizmugures, tad — samazina. Ja no aizmugures pūš pietiekami spēcīgs vējš, tad iespējams, ka tas ne tikai pilnīgi kompensē gaisa pretestību, bet pat iedarbojas uz automobili kā dzinējspēks.

Automobilja ЗИЛ-130 gaisa pretestību raksturojošo parametru izmaiņa atkarā no dažādām virsbūvēm un kravas novietojuma

Modelis	$k, \%$	$F, \%$	$P_w, \%$	Modelis	$k, \%$	$F, \%$	$P_w, \%$
 Standarta kravas automobilis	100	100	100	 Standarta kravas automobilis ar kravas kastei pārvilkta brezentu	86	100	86
 Tas pats ar šķērsām novietotu konteineru	138	160	221	 Tas pats ar gareniski novietotu konteineru	105	137	144
 Tas pats ar paaugstinātiem bortiem	91	112	102	 Tas pats ar paaugstinātiem bortiem un kravas kastei pārvilkta brezentu	83	112	93
 Furgons ar asiem stūriem	64	145	93	 Furgons ar noapaļotiem stūriem	60	145	87
 Cisterna	76	100	76	 Cisterna bez lūku izvirzījumiem, ar noapaļotu priekšdaļu	72	100	72



2.31. att. Ātruma v_w noteikšana.

Ja vējš pūš slīpi, tad tas izmaina visu spiediena sadalījuma epīru (2.32. att. a) un rodas nelīdzsvarots sānspēks P_y . Tā lielums ir atkarīgs no vēja plūsmas slīpuma leņķa pret x asi un ātruma (sk. 2.32. att. b). Sis sānspēks ietekmē automobiļa kustības parametrus, vadāmību un stabilitāti.

Vēja ātrums un virziens ir iepriekš praktiski neparedzami gadījumielumi, tāpēc aprēķinos tos parasti neietver. Par aprēķina ātrumu v_w pieņem automobiļa kustības ātrumu v , neņemot vērā vēja ātrumu v_v , t. i., bezvēja laikā.

Kāpinātāja n vērtības formulā (2.71) ir atkarīgas no ātruma v_w . Ja $1 \text{ m/s} < v_w < 330 \text{ m/s}$, tad $n=2$. Ja $v_w < 1 \text{ m/s}$, tad $n < 2$, bet praktiskos aprēķinos to neievēro, jo gaisa pretestība šādos apstākļos ir ignorējami maza. Ja ātrums $v_w > 330 \text{ m/s}$, tad $n > 2$, bet ar tādiem ātrumiem automobiļi, kas kustas starp riteņiem un ceļu radītā vilces spēka ietekmē, pagaidām vēl nebrauc.

Nemot vērā iztīrāto, automobiļa gaisa pretestību, N , ja ātrums izteikts m/s, var aprēķināt pēc šādas formulas:

$$P_w = kFv^2. \quad (2.75)$$

Ja ātrums izteikts km/h, tad

$$P_w = kF \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 \approx \frac{kFv^2}{13}. \quad (2.76)$$

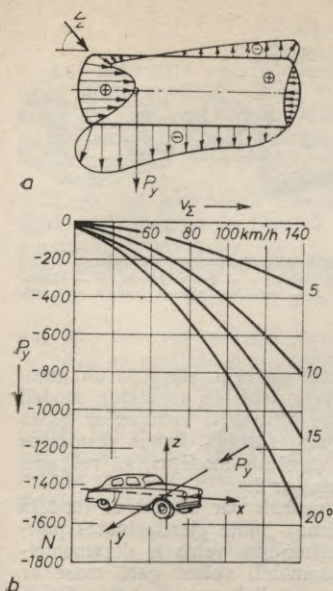
Autovilcienā katra piekabe palielina kopīgo gaisa pretestību vidēji par $\Delta P_w = 10 \dots 30\%$. Sis palielinājums ΔP_w ir ievērojami atkarīgs no piekaves formas un attāluma līdz vilcējam b (2.33. att.). Ja piekabi maksimāli tuvina vilcējam, tad $\Delta P_w = 9\%$, ja attālums $b = 0,5 \dots 0,8 \text{ m}$, tad $\Delta P_w = 16\%$, bet, ja $b = 1,2 \dots 1,8 \text{ m}$, tad $\Delta P_w = 32\%$. Dažu automobiļa formas variantu ietekme uz piekaves gaisa pretestības izmaiņu redzama 2.33. attēlā.

Aplūkoto iemeslu dēļ autovilciena gaisa pretestību $P_{w,\Sigma}$ nevar uzskatīt kā automobiļa P_w un piekaves $P_{w,p}$ pretestības spēku summu. Piekaves gaisa pretestību $P_{w,p}$ nosaka tikai kā starpību starp autovilciena $P_{w,\Sigma}$ un vilcēja P_w gaisa pretestības spēkiem:

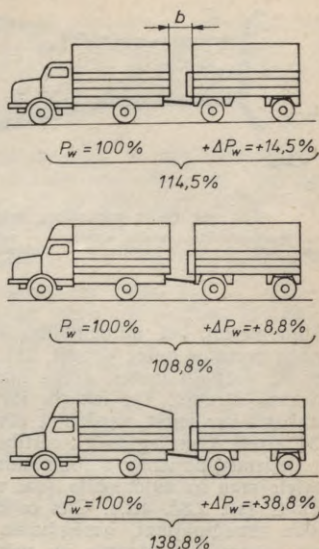
$$P_{w,p} = P_{w,\Sigma} - P_w = (k_\Sigma F_\Sigma - kF)v^2, \quad (2.77)$$

kur $k_\Sigma F_\Sigma$ — plūdlīnijas faktors autovilcienam.

Tas ir nosacīts lielums, kas atbilst tikai konkrētam piekaves lietošanas veidam pie noteikta vilcēja noteiktā stāvoklī.



2.32. att. Gaisa pretestības sānspēka P_y iedarbība uz automobili, ja vējš pūš ielīpi (J. Mihailovska dati):
 a — formas pretestības epīra plānā, b — sānspēks kā ātrumu rezultantes un sli-puma leņķa funkcija automobilim ГА3-24-3.

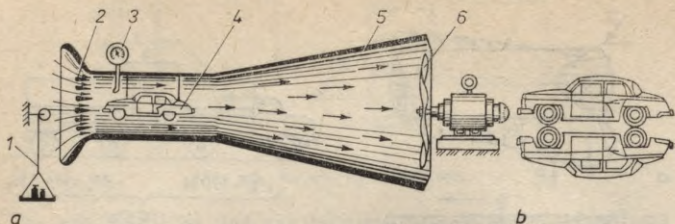


2.33. att. Gaisa pretestības izmaiņa autovilcienam ar vienu piekabi.

Gaisa pretestību P_w un $P_{w,\Sigma}$ nosaka eksperimentāli dabiskajam automobilim un autovilcienam vai to mēroga modeļiem, izmantojot aerodinamisko cauruli vai ceļizmēģinājumus.

Aerodinamiskās caurules shēma dota 2.34. attēlā a. Spēcīgs ventilators 6 rada caurulē 5 vienmērīgu gaisa plūsmu. To palīdz veidot plūsmvadītis režģis 2, novēršot virpuļus caurules ieejā. Plūsmas ātrumu mēra ar anemometru 3. Automobili vai tā modeļi 4 iekar gaisa plūsmā un līdzsvaro ar svaru iekārtu 1. Svaru iekārta uzrāda gaisa pretestības spēku P_w . Lai rezultātus neizkropļotu gaisa virpuļi un plūsmas ātruma maiņa caurules sienīņu tuvumā, caurules diametram ir 3...4 reizes jāpārsniedz automobiļa šķērsprofila izmēri. Tāpēc automobiļa vietā parasti izmēģina tā ģeometrisko modeli mērogā 1:5 vai 1:10. Tādos gadījumos var iztikt ar 2 m diametra vai pat mazāku cauruli.

Lietojot parādīto shēmu, rodas rezultātu kropļojumi, tāpēc ka modeļi aerodinamiskajā caurulē gaisa plūsma brīvi apskalo no

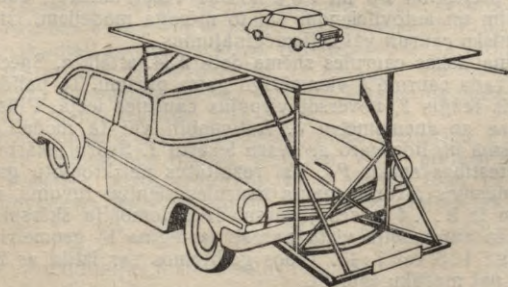


2.34. att. Gaisa pretestības noteikšana aerodinamiskajā caurulē:

a — aerodinamiskās caurules shēma, *b* — sapāroti modeļi; 1 — svaru iekārta, 2 — plūsmvadītis režģis, 3 — anemometrs, 4 — automobilis, 5 — aerodinamiskā caurule, 6 — ventilators.

visām pusēm, bet, automobiliem braucot pa ceļu, starp to un automobili veidojas gaisa virpuļi. Lai imitētu dabiskos apstākļus, modeļi tiek uz bezgalu lentes, kuras kustības ātrums ir vienāds ar gaisa plūsmas ātrumu. Tas iekārtu ievērojami sarežģī. Labus rezultātus vienkārši var iegūt, sapārojot divus vienādus modeļus, kā redzams 2.34. attēlā *b*, un iegūto P_w vērtību dalot ar 2.

Ceļizmēģinājumos aerodinamisko cauruli var aizstāt ar modeļa novietojumu uz automobiļa (vai vilciena) jumta piestiprinātas platformas (sk. 2.35. att.). Cits ceļizmēģinājumu veids ir dinamometriskie izmēģinājumi, izmēģināmo automobili velkot garā trosē ar lielu vienmērīgu ātrumu un mērot trosē lielumus $P_\psi + P_w$. Gaisa pretestību P_w nosaka kā šo spēku summas un iepriekš zināma P_ψ starpību (par P_ψ noteikšanu sk. 2.10. iedal.). Lai velkošais automobīlis neizkropļotu eksperimenta rezultātus, troses garumam jāpārsniedz tā garums 8...10 reizes. Trešais ceļizmēģinājumu veids plūdlīnijas faktora noteikšanai ir 3.5. iedalījumā aprakstītā izskrejas metode.



2.35. att. Gaisa pretestības noteikšana automobiļa modelim ceļizmēģinājumos.

2.12. INERCES PRETESTĪBA

Lai paātrinātu automobiļu kustību, ir jāpārvar tā inerces pretestība. Virzē kustošās masas inerces pretestības aprēķināšanai izmanto otro Ņūtona likumu: spēks P ir vienāds ar ķermeņa masas m un paātrinājuma j reizinājumu:

$$P = mj. \quad (2.78)$$

Taču, lai paātrinātu automobiļa kustību, ir nepieciešams piešķirt paātrinājumu ne tikai tā virzē kustošajai masai m_a , kas proporcionāla svaram G_a , bet bez tam arī rotējošo masu griezes kustībai, tāpēc kopīgā automobiļa inerces pretestība

$$P_j = P_{j,v} + P_{j,r}, \quad (2.79)$$

kur $P_{j,v}$ — virzē kustošās masas inerces pretestība, N;

$P_{j,r}$ — rotējošo masu iegriešanas inerces pretestība, kas reducēta uz automobiļa riteņiem, N.

Inerces pretestības $P_{j,v}$ pielikšanas vieta ir automobiļa smaguma centrs, bet $P_{j,r}$ ir pielikts dzenošajiem riteņiem. Ja šāds precizējums nav nepieciešams, tad parasti kopīgo inerces pretestību pieliek automobiļa smaguma centram, rotējošo masu ietekmi izsakot ar rotējošo masu koeficientu no formulām (2.27) vai (2.28):

$$P_j = m_{red} j = m_a \delta j = \left(m_a + \frac{I_{sp}}{r_k^2} i_k^2 i_p^2 i_o^2 + \frac{I_k}{r_k^2} \right) j. \quad (2.80)$$

Tātad

$$P_{j,r} = \left(\frac{I_{sp}}{r_k^2} i_T^2 + \frac{I_k}{r_k^2} \right) j = (I_{sp} i_T^2 + I_k) \frac{j}{r_k^2}. \quad (2.81)$$

Piekabei $I_{sp} = 0$ un

$$P_{j,r,p} = \frac{I_{k,p} j}{r_{k,p}^2} \quad (2.82)$$

vai

$$\delta_p = 1 + \frac{I_{k,p}}{m_p r_{k,p}^2} \approx 1,04, \quad (2.83)$$

kur m_p — piekabes pilnmasa (indekss p formulās attiecas uz piekabi), kg. Tādējādi

$$P_{j,p} = \left(m_p + \frac{I_{k,p} j}{r_{k,p}^2} \right) j \approx 1,04 m_p j. \quad (2.84)$$

Autovilciena kopīgā inerces pretestība

$$P_{j,\Sigma} = P_j + P_{j,p} = \left(m_a + m_p + \frac{I_{sp}}{r_k^2} i_T^2 + \frac{I_k + I_{k,p}}{r_k^2} \right) j = (m_a \delta + m_p \delta_p) j. \quad (2.85)$$

Palēninātā kustībā j kļūst negatīvs un P_j no pretestības pārvēršas dzinēj spēkā.

Par paātrinājuma mērīšanu ar akselerometriem sk. 3.9. iedalījumu.

2.13. PIEKABES PRETESTĪBA. AUTOVILCIENI

Automobiļa izmantošana kļūst aizvien daudzveidīgāka. Pieaug motora jauda, uzlabojas automobiļa šasijas un transmisijas mezglu konstrukcijas. Līdz ar to paplašinās automobiļa ekspluatēšanas iespējas un labos ceļa apstākļos automobiļa virsbūves kravas telpa var izrādīties par mazu, lai automobili varētu noslogot pilnīgi un izmantot racionāli. Tad ir lietderīga piekabju izmantošana. Darbs ar piekabēm, veidojot autovilcienus, ir mūsdienu automobiļa izmantošanas raksturīga īpatnība.

No teorijas viedokļa *par piekabi sauc ķermeni, kas iedarbojas uz jūgierīci ar piekabes pretestību P_p* . Sajā piekabes jēdzienā ietilpst arī puspiekabes, kas ar daļu sava svara balstās uz vilcēju, velkamas ragavas, kastes utt. Jūgierīce ir vilcēju un piekabi savienošais elements.

Uz piekabi darbojas visas tās pašas pretestības, kas darbojas uz automobili: rites pretestība $P_{r,p}$, kāpuma pretestība $P_{\alpha,p}$, gaisa pretestība $P_{w,p}$ un inerces pretestība $P_{j,p}$, kas aplūkotas iepriekš. Bez tam jāņem vērā berzes zudumi piekabes riteņu un ar tiem saistīto detaļu gultņos:

$$P_{z,p} = \frac{M_{z,p}}{r_{k,p}}, \quad (2.86)$$

kur $M_{z,p}$ — piekabes riteņu un ar tiem saistīto detaļu gultņu berzes moments, neietverot darbīgo daļu piedziņas berzes pretestību, N·m;

$r_{k,p}$ — piekabes riteņa rādiuss, m.

Ja no piekabes riteņiem tiek darbinātas kādas aktīvās darbīgās daļas, proti, tādas, kuras darbina ar rotējošām vārpstām, tad piekabes pretestība palielinās par lielumu

$$P_{d,p} = \frac{M_{d,p}}{r_{k,p}\eta_{d,p}}, \quad (2.87)$$

kur $M_{d,p}$ — uz piekabes riteņu asi reducēts darbīgo daļu pretestības moments, N·m;

$\eta_{d,p}$ — darbīgo daļu piedziņas (no piekabes riteņiem līdz darbīgajām daļām) mehāniskais lietderības koeficients.

Ja piekabei ir kādi pasīvi darbarīki, kurus nepiedzen ar rotējošām vārpstām, piemēram, buldozera lāpsta, tad piekabes pretestība palielinās par lielumu

$$P_o = k_d b_d, \quad (2.88)$$

kur k_d — darbarīka īpatnējā pretestība uz darba tvēriena vienību, N/m;

b_d — darbarīka darba tvēriens, m.

Tādējādi vispārīgā gadījumā pilna piekabes pretestība

$$P_p = P_{r,p} + P_{f,p} + P_{\alpha,p} + P_{w,p} + P_{j,p} + P_{d,p} + P_o. \quad (2.89)$$

Ja $P_{d,p} = P_o = 0$ un var neņemt vērā $P_{r,p} \rightarrow 0$, tad pārējos piekabes pretestības locekļus var pieskaitīt analogām automobiļa pretestībām, atsevišķi neuzskaitot P_p , bet veidojot visam autovilcienam summārās pretestības $P_{f,\Sigma}$, $P_{\alpha,\Sigma}$, $P_{w,\Sigma}$ un $P_{j,\Sigma}$, kas aplūkotas iepriekš.

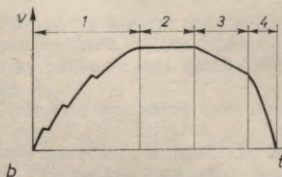
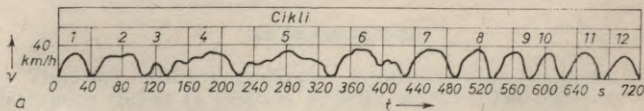
Piekabes pretestības spēku eksperimentāli nosaka ar dinamometru jūgierīcē starp vilcēju un piekabi.

2.14. AUTOMOBILIĀ TIPISKIE KUSTĪBAS REŽĪMI

Vispārīgā kustības gadījumā automobilis visu laiku brauc ar mainīgu ātrumu. Ipaši raksturīgi tas ir pilsētas apstākļiem, kad gandrīz pie katra krustojuma ātrums ir jāsamazina un pēc tam atkal jāpalielina.

Ar ierīci, kas reģistrē ātrumu atkarā no laika, var uzņemt kustības diagrammu. Reisa autobusa kustības diagramma noslogotā pilsētas maršrutā redzama 2.36. attēlā *a*. Visa automobiļa kustība sastāv no cikliem, kas sākas un beidzas tad, kad $v=0$, t. i., automobilis stāv. Ciklu kārtas numuri attēlotajā kustībā diagrammā atzīmēti virs katra cikla grafika. Atkarā no konkrētajiem apstākļiem ciklu skaits un garumi var būt ļoti dažādi, taču katra cikla sākumā ātrums pieaug un beigās — samazinās. Raksturīga viena cikla diagramma redzama 2.36. attēlā *b*. Šis cikls satur visus iespējamus kustības režīmus, proti:

1. — ieskriešanās ($j > 0$);
2. — vienmērīga kustība ($j = 0$);
3. — brīvskrējiens ($j < 0$; $P_k = 0$; $P_r = 0$);
4. — bremzēšana ($j < 0$; $P_r > 0$).



2.36. att. Kustības diagramma:

a — autobusa braucot pa pilsētu, *b* — vienam no raksturīgajiem kustības cikliem; 1 — ieskriešanās, 2 — vienmērīga kustība, 3 — brīvskrējiens, 4 — bremzēšana.

Ar P_{τ} apzīmēts tāds mākslīgi radīts bremsēšanas spēks, kāds nav brīvskrējiena režīmā. Brīvskrējiena režīmā automobilis brīvi ripo un ātrums samazinās dabisko kustības pretestību ietekmē.

Automobilis ar vienmērīgu ātrumu nebrauc nekad, ātrums nemitīgi mainās, bet tā izmaiņas var būt niecīgas. Tiek pieņemts, ka kustība kādā ceļa posmā ir vienmērīga, ja ātruma vidējā kvadrātiskā novirze no tā vidējās vērtības nepārsniedz 2% [19].

Atsevišķos ciklos var nebūt vienmērīgas kustības režīma (2.) un viens no režīmiem, ka $j < 0$ (3. vai 4.). Toties katrs no režīmiem ciklā var arī atkārtoties vairākkārt.

Pilsētas apstākļos, piemēram, automobiļi brauc ar vienmērīgu ātrumu vidēji apmēram 15...25%, paātrināti — 30...45%, palēnināti — 30...45% no visa laika.

Tā kā citi kustības režīmi nav iespējami, automobiļa reālā kustība acīmredzot uzskatāma par šo četru tipisko kustības režīmu apvienojumu. Pirmos trīs no viņiem iztirzā automobiļa vilces dinamika, bet ceturto — bremsēšana.

2

3

AUTOMOBILĀ VILCES DINAMIKA

3.1. VILCES DINAMIKU RAKSTUROJOŠIE PARAMETRI

Ar *vilces dinamiku* saprot automobiļa spēju pārvadāt kravu un pasažierus ar dotajos apstākļos maksimāli iespējamo vidējo ātrumu. Jo labāka vilces dinamika, jo augstāks automobiļa darba ražīgums, kas ir viena no galvenajām tā ekspluatācijas īpašībām.

Vilces dinamiku raksturo maksimālais iespējamais automobiļa ātrums, ieskriešanās dinamika jeb t. s. uzrāve un iespējamie pārvaramie kāpumi. Tāpēc vilces dinamiku un vidējo braukšanas ātrumu nosaka motora un transmisijas, kā arī riepu īpašības un parametri, automobiļa masa, gaisa pretestība un citi konstruktīvie faktori. Ekspluatācijas apstākļos konkrēta automobiļa vilces dinamiku ietekmē ceļa apstākļi un krava.

Braukšanas vidējo ātrumu ietekmē arī automobiļa pārgājības un bremzēšanas īpašības, vadāmība, stabilitāte un gaitas laidenība. Šīs ekspluatācijas īpašības ir cieši saistītas, taču tās tiks iztirzātas atsevišķi.

Vilces dinamiku raksturojošie parametri ir motora jauda N_e un griezes moments M_e , transmisijas pārnēsuskaitļi i_T (i_o , i_k , i_p), maksimālais ātrums v_{max} , pārvaramais kāpums i (vai α) vai ceļa pretestības koeficients ψ , ieskriešanās paātrinājums j , laiks t_{ie} un ceļš s_{ie} , kā arī dinamiskais faktors D .

3.2. VILCES BILANCE

Vispārīgā kustības gadījumā, summējot visus uz automobili darbojošos spēkus tā kustības virzienā, iegūst spēku līdzsvara vienādību — vilces bilanci:

$$P_k = P_i + P_\alpha + P_w + P_j + P_p. \quad (3.1)$$

Par *vilces bilanci* sauc *vilces spēka sadalījumu pa kustības pretestību veidiem*. Vilces balance raksturo to, kādas pretestību kombinācijas pārvarēšanai katrā kustības gadījumā tiek izmantots vilces spēks P_k .

Noteiktos apstākļos daži no pretestību spēkiem kļūst par dzinēj-spēkiem: P_α — kritumā, P_w — ja no aizmugures pūš vējš, kura ātrums pārsniedz automobiļa kustības ātrumu, P_j un P_p — bremzējot. Tad tie kļūst negatīvi. Iespējams, ka šo pretestību nav nemaz,

piemēram, ja ceļš ir horizontāls, ātrums necīgs, kustība vienmērīga un piekabes nav.

Ja piekabes nav vai P_p sadalīta pa pārējiem bilances locekļiem, katru no tiem aprēķinot autovilcienam un ievērojot, ka $P_t + P_a = P_\psi$, iegūst visbiežāk lietoto vilces bilances formu:

$$P_k = P_\psi + P_w + P_j. \quad (3.2)$$

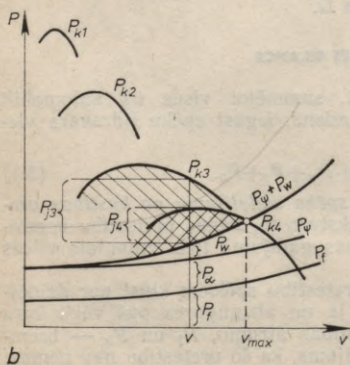
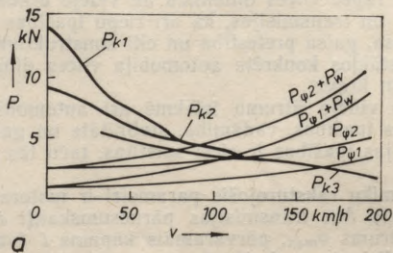
Atšifrējot katru no locekļiem, iegūst šādu izteiksmi:

$$\frac{(M_e K - M_{e,d}) i_T \eta_T}{r_k} = \psi G_a + k F v^2 + m_a \delta j. \quad (3.3)$$

No šejienes var atrast arī, kā tiek izmantots motora griezes moments:

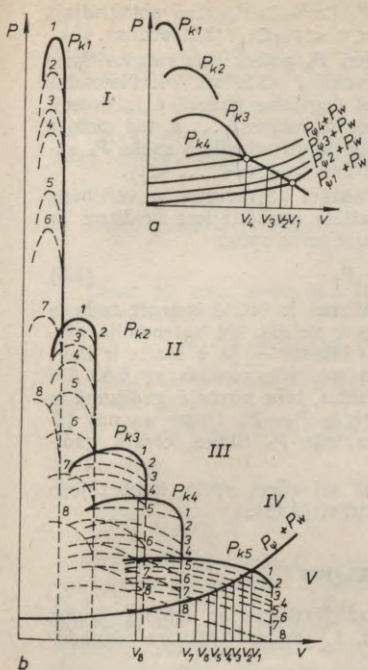
$$M_e = \frac{r_k}{K i_T \eta_T} (\psi G_a + k F v^2 + m_a \delta j) + \frac{M_{e,d}}{K}. \quad (3.4)$$

Vilces bilances analīzes paplašinātas iespējas dod tās grafiskais attēls koordinātās $P-v$ (3.1. att.). To veido, vilces raksturojumā



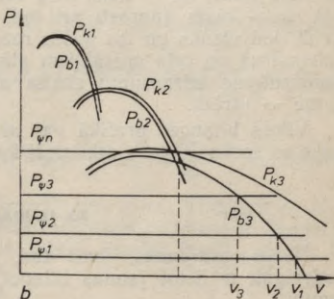
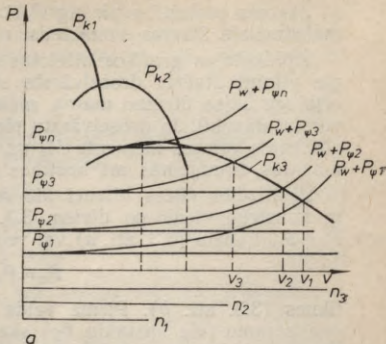
3.1. att. Pilna vilces bilance noteiktos apstākļos ar noteiktu kāpumu:

a — automobilim ar hidrotransformatoru un trīspakāpju pārnesumkārbu, *b* — automobilim ar četrpakāpju pārnesumkārbu bez hidrotransformatora.



3.2. att. Kustības ātruma samazināšanās:

a — pieaugot ceļa pretestībai, b — pieverot drošēlvārstu stāvokļos 1, ..., 8.



3.3. att. Vilces balances grafiki, ja $\psi = \text{const}$ un $P_p = 0$:

a — ar $P_w + P_w$ liknēm, b — ar brīvā spēka P_b liknēm.

(sk. 2.13. att. c) atliekot pretestību P_i , $P_i + P_\alpha = P_\psi$ un $P_\psi + P_w$ (kā arī P_p) liknes.

Inerces spēku P_j atrod kā starpību starp P_k un pārējiem pretestību spēkiem (sk. 3.1. att. b iesvitrotos laukumus). Tas dod priekšstatu par potenciālo pārvaramo inerces pretestību un tātd par iespējām paātrināt automobiļa gaitu. Tā, piemēram, trešajā pārnesumā, kurā potenciālais vilces spēks P_{k3} ir lielāks nekā spēks P_{k4} ceturtajā pārnesumā, vienā un tajā pašā ātrumā v pārvaramā inerces pretestība P_{j3} ir lielāka nekā P_{j4} .

Palielinot ātrumu, P_j parasti samazinās. Ja $P_j = 0$, automobiļa kustību paātrināt vairāk nevar. Tāpēc šajos apstākļos P_k un $P_\psi + P_w$ līkņu krustpunktus raksturo maksimālo iespējamo ātrumu v_{max} .

Ja ceļa pretestība pieaug $P_{\psi 4} > P_{\psi 3} > P_{\psi 2} > P_{\psi 1}$, tad potenciālais maksimālais ātrums samazinās: $v_4 < v_3 < v_2 < v_1$ (3.2. att. a).

Aplūkotajos grafikos attēlotas tikai P_k potenciālās raksturlīknes pie pilnīgi atvērta droseļvārsta stāvoklī 1 (3.2. att. b). Noteiktos ceļa apstākļos ātrumu maina, mainot degvielas padevi, t. i., droseļvārsta stāvokli. Ja droseļvārstu piever stāvokļos 2, ..., 8, tad motora attīstītais griezes moments M_e un līdz ar to arī vilces spēks P_k samazinās. Samazinās arī kustības ātrums $v_8 < v_7 < \dots < v_1$.

Analizējot vilces bilanci pie noteiktām pastāvīgām ψ vērtībām, to konstruē vienā no diviem 3.3. attēlā parādītajiem veidiem: ar $P_{\psi} + P_w$ līknēm (3.3. att. a) vai veidojot brīvā spēka

$$P_b = P_k - P_w \quad (3.5)$$

līknes (3.3. att. b). Pirmā veida bilanci ir ērti konstruēt tad, ja analizējamo ceļa apstākļu (ψ) skaits ir neliels, bet automobiļa pārnenumu skaits n_p — liels; otrā veida bilanci —, ja ψ skaits ir liels, bet n_p — mazs (parasti arī tad, ja ψ skaits vienāds ar n_p). Abi veidi dod vienus un tos pašus rezultātus, taču pirmajā gadījumā ir jākonstruē no ceļa apstākļiem atkarīgās $P_w + P_w$ līknes un nav jākonstruē no pārnenumu skaita atkarīgās P_b līknes, otrajā gadījumā — otrādi.

Vilces bilances grafikā var atlikt arī vilces spēku ierobežojošo saķeres spēku $P_{\varphi} \geq P_k$ atbilstoši formulai (2.48).

3.3. JAUDAS BILANCE

Dažos gadījumos, īpaši tad, kad jārikojas ar motora jaudu, izdevīgāk ir lietot jaudas bilanci, t. i., jaudas līdzsvara vienādojumu.

Par jaudas bilanci sauc motora jaudas sadalījumu pa pretestību veidiem. Jaudas bilance raksturo to, kādu pretestību kombinācijas pārvarēšanai katrā kustības gadījumā tiek izlietota motora jauda N_e .

Vispārīgā gadījumā, ja automobilim ir hidromehāniskā transmisija,

$$N_e = N_{ht} + N_{e,d} + N_z + N_{\delta} + N_f + N_{\alpha} + N_w + N_j + N_p, \quad (3.6)$$

kur N_f — jauda rites pretestības pārvarēšanai, kW;
 N_{α} — jauda kāpuma pretestības pārvarēšanai, kW;
 N_w — jauda gaisa pretestības pārvarēšanai, kW;
 N_j — jauda inerces pretestības pārvarēšanai, kW;
 N_p — jauda piekabes pretestības pārvarēšanai, kW.

Pārējo jaudu apraksts dots 2.2. iedalījumā.

Dažkārt jaudas bilanci izsaka nevis kā motora efektīvās jaudas, bet kā riteniem pievadītās vilces jaudas N_k izlietojumu. Tādā gadījumā atbilstoši izteiksmei (2.5)

$$N_k = (N_e \eta_{ht} - N_{e,d}) \eta_r \eta_{\delta} = N_f + N_{\alpha} + N_w + N_j + N_p, \quad (3.7)$$

Solidzinot vienādojumu (3.7) un (3.1) labās puses, redzam, ka šādā formā jaudas bilance ir analoga vilces bilancei. Ja ir zināms pretestības spēks P , kN, un kustības ātrums v , m/s, tad jaudu N , kW, var izteikt šādi:

$$N = Pv. \quad (3.8)$$

Tātad, piemēram, jaudu inerces pretestības pārvarēšanai (ja m_a mēra tonnās) aprēķina pēc šādas izteiksmes:

$$N_j = m_a \delta j v. \quad (3.9)$$

Jauda gaisa pretestības pārvarēšanai

$$N_w = 10^{-3} k F v^3. \quad (3.10)$$

Tāpat kā ceļa pretestību P_ψ , var veidot arī tās pārvarēšanai nepieciešamo jaudu

$$N_\psi = N_t + N_\alpha = f G_a \cos \alpha v + G_a \sin \alpha v = \psi G_a v. \quad (3.11)$$

Atbilstoši izteiksmēm (3.7), ..., (3.11) (ja spēkus mēra kN) iegūstam

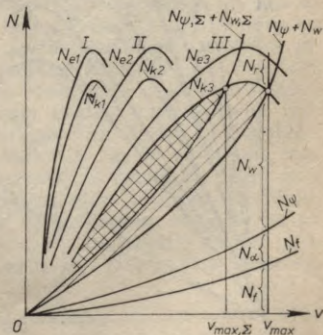
$$N_k = (N_e \eta_{ht} - N_{e,d}) \eta_{\tau} \eta_{\delta} = \psi G_a v + 10^{-3} k F v^3 + m_a \delta j v + P_p v, \quad (3.12)$$

no kuriens

$$N_e = \frac{1}{\eta_{ht} \eta_{\tau} \eta_{\delta}} (\psi G_a v + 10^{-3} k F v^3 + m_a \delta j v + P_p v) + \frac{N_{e,d}}{\eta_{ht}}. \quad (3.13)$$

Grafiski jaudas bilanci attēlo koordinātās $N-v$. Vienkāršota jaudas bilance automobilim ar mehānisko transmisiju ($N_{ht}=0$; $\eta_{ht}=1$), ja $N_{e,d}=0$ un $N_\delta=0$, parādīta 3.4. attēlā. Jaudas N_ψ , N_w un N_p ir atkarīgas no ātruma v , bet nav atkarīgas no transmisijā ieslēgtā pārnesumskaitļa, tāpēc to līknes ir visiem pārnesumiem kopīgas. Jauda N_e (un līdz ar to arī N_k) ir atkarīga no ω_e , tāpēc pa ātruma asi ieņem vietu, kas atbilst pārnesumskaitlim. Blakus ātruma asij varētu atlikt arī ω_e asis pa pārnesumiem tāpat kā vilces raksturojumā (sk. 2.13. att. c).

Grafika līkne $N_\psi + N_w$ attēlo pretestību jaudu automobilim bez piekabes, bet līkne $N_{\psi,\Sigma} + N_{w,\Sigma}$ — automobilim ar piekabi. Iesvitrotajā daļā atrodas jauda N_j , kuru var izmantot inerces pretestības pārvarēšanai un automobiļa kustības paātrināšanai. Ja šo iespēju nav, t. i., ja $N_j=0$, tad kustību vairāk paātrināt nevar, tātad sa-



3.4. att. Jaudas bilance noteiktos ceļa apstākļos ar noteiktu kāpumu, ja $N_{e,d}=N_\delta=0$.

sniegts šajos apstākļos iespējamais maksimālais ātrums v_{\max} . Ja jābrauc ar ātrumu, mazāku par v_{\max} , tad jāpiever droseļvārsts. Jaudas bilances grafikā likņu N_e (un līdz ar to arī N_k) stāvoklis pazemināsies un likņu krustpunkts pārvietosies pa kreisi.

Automobiļa uzrāvi raksturo jaudas N_j attiecība pret potenciālo riteņiem pievadīto motora jaudu N_k , t. i., *uzrāves koeficients*

$$\eta_j = \frac{N_j}{N_k} \quad (3.14)$$

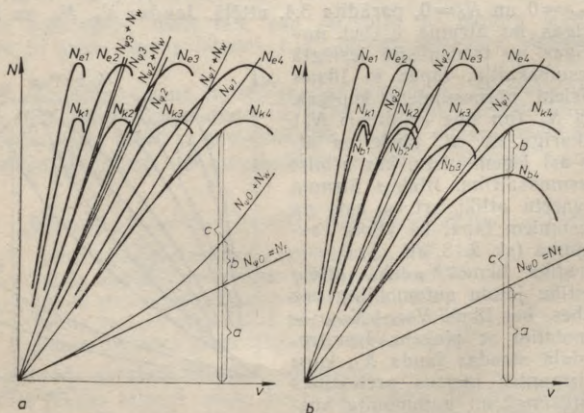
Jo lielāka šī koeficienta vērtība, jo lielākas ir iespējas paātrināt automobiļa kustību.

Tāpat kā vilces bilanci, arī jaudas bilanci var attēlot divējādi: ar brīvās jaudas N_b līknēm un bez tām:

$$N_b = N_k - N_w.$$

Abi jaudas bilanču grafiku veidi, ja $\psi = \text{const}$, autovilcienam N_p sadalīts pa pārējiem bilances locekļiem vai $N_p = 0$, parādīti 3.5. attēlā. Apsvērumi, kādi nepieciešami jaudas bilances grafika veida izvēlei un analīzei, ir tādi paši kā vilces bilancei (sk. 3.2. iedal.).

Jaudas bilance ļauj noteikt attiecīgiem apstākļiem nepieciešamo motora jaudu. Var noteikt arī motora noslodzi η_N attiecīgiem ceļa apstākļiem, kas nepieciešama, piemēram, ekonomiskajiem aprēķiniem.



3.5. att. Jaudas bilances grafiki, ja $\psi = \text{const}$ un $N_p = 0$:
 a — bez brīvās jaudas N_b līknēm, b — ar brīvās jaudas N_b līknēm.

Motorā noslodze η_N ir braukšanai nepieciešamās jaudas attiecība pret riteņiem pievadīto jaudu. Ja $N_p=0$, tad

$$\eta_N = \frac{N_\Psi + N_w}{N_k} = \frac{am_N + bm_N}{cm_N} = \frac{a+b}{c}, \quad (3.15)$$

kur a, b, c — nogriežņu garumi jaudas bilances grafikā, mm, kas atbilst jaudām N_Ψ, N_w un N_k ;

m_N — jaudas mēroga koeficients, kW/mm.

Ja visas jaudas atliktas vienā mērogā m_N , tad noslodzes aprēķinam jaudu attiecību var aizstāt ar grafika nogriežņu (ordinātu) attiecību.

Ja $N_p=0$, izmantojot formulas (3.7), (3.11), (3.14) un (3.15), var rakstīt, ka

$$\eta_N = \frac{N_f + N_\alpha + N_w}{N_k} = \frac{N_k - N_j}{N_k} = 1 - \frac{N_j}{N_k} = 1 - \eta_j. \quad (3.16)$$

Automobiļa enerģētisko īpašību raksturošanai dažkārt izmanto īpatjaudu N_G , kW/t, kas ir motora maksimālās efektīvās jaudas $N_{e,max}$ attiecība pret automobiļa pilnmasas m_a tonnu:

$$N_G = \frac{N_{e,max}}{m_a}.$$

3.4. AUTOMOBILIĀ DINAMISKAIS RAKSTUROJUMS

Vairumu vilces dinamiku raksturojošo parametru var noteikt ar vilces un jaudas bilancēm, kā arī ar kustības diferenciālvienādojumu. Tomēr to lietošana, it īpaši bilanču grafiku lietošana, ir nerēta tajos gadījumos, kad jāanalizē automobiļa vilces dinamika mainīgas slodzes apstākļos, jo, mainoties kravas masai un līdz ar to arī automobiļa pilnmasai m_a vai ceļa apstākļiem (ψ), mainās arī ceļa pretestība P_ψ un katriem šiem apstākļiem bilanču grafikos jākonstruē jaudas līknes vai jālieto papildu konstrukcijas. Bez tam, ja automobiļu masa atšķiras, dažādu automobiļu dinamisko īpašību salīdzināšanai minētie vienādojumi un grafiki nav lietošanā ērti.

Tāpēc automobiļu vilces īpašību analīzei lieto J. Čudakova ieteikto parametru — dinamisko faktoru D , kas ir universāls raksturotājs un noder pat ļoti dažādu automobiļu dinamisko spēju salīdzināšanai. Lai to izveidotu, izmantosim vilces bilances vienādojumus (3.2) un (3.3), kad $P_p=0$ (vai autovilcienam tas sadalīts pa pārējiem locekļiem). Pārgrupēsīm vienādojuma locekļus tā, lai vienlīdzības zīmes labajā pusē būtu masu m_a (svaru G_a) saturošie locekļi, bet pārējie — kreisajā pusē, t. i.,

$$P_k - kFv^2 = \psi G_a + m_a \delta j. \quad (3.17)$$

Vienādojuma kreisajā pusē ir izveidojies brīvais spēks P_b atbilstoši formulai (3.5), ko var izmantot ceļa pretestības pārvarēšanai un automobiļa kustības paātrināšanai.

Dinamisko faktoru D iegūst, attiecinot brīvo spēku P_b uz svara vienību:

$$D = \frac{P_b}{G_a}. \quad (3.18)$$

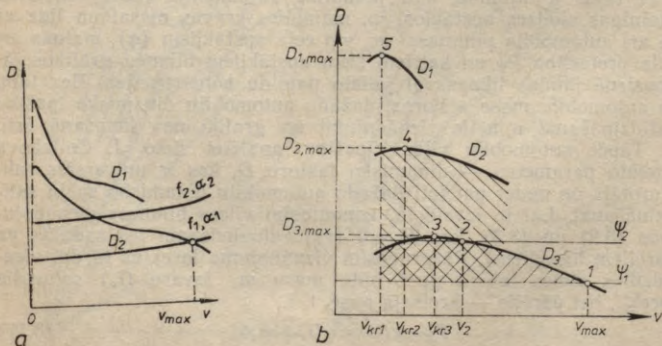
Izmantojot izteiksmi (3.17) un ievērojot, ka $m_a = G_a/g$, varam rakstīt, ka

$$D = \frac{P_k - kFv^2}{G_a} = \psi + \frac{\sigma_1}{g}. \quad (3.19)$$

Tādējādi dinamiskais faktors ir izteikts kā no svara (masas) neatkarīgs lielums, kas, no vienas puses, raksturo automobiļa dinamiskās īpašības, kuras nodrošina attīstāmais vilces spēks P_k un gaisa pretestība P_w , bet, no otras puses, — pārvaramo ceļa pretestību (ψ) un attīstāmo paātrinājumu j . Ja kustības paātrinājumu nav iespējams iegūt, $j=0$ un $D=\psi$. Tā pēc dinamiskā faktora konkrētos ceļa apstākļos var atrast maksimālo braukšanas ātrumu v_{max} , salīdzinot dinamiskā faktora un ceļa pretestības koeficienta vērtības.

Dinamiskā faktora grafisko izteiksmi koordinātās $D-v$ (3.6. att.) sauc par *automobiļa dinamisko raksturojumu*. Dinamiskā faktora lielākā vērtība D_{max} ir I pārnesumā, jo tajā ir lielākā vilces spēka $P_{k,max}$ vērtība un mazākā gaisa pretestība P_w . Dinamiskais raksturojums noteiktā mērogā atspoguļo $P_b=f(v)$ liknes vilces bilances grafikā (sk. 3.3. att. b).

Tai pašā mērogā uz D ass atliek ψ vērtības (parasti $\psi=const$). Iesvītotie laukumi $D-\psi$ (sk. 3.6. att. b) raksturo kustības paātrināšanas iespējas, kas, piemēram, otrajā pārnesumā ir lielākas nekā trešajā.



3.6. att. Automobiļa dinamiskais raksturojums:

a — automobilim ar hidrotransformatoru un divpakāpju pārnesumkārbu noteiktos ceļa apstākļos, b — automobilim ar trīspakāpju pārnesumkārbu bez hidrotransformatora, ja $\psi=const$.

Dinamisko faktoru pilnībā izmantot nevar, ja riteņi buksē nepieņemamas saķeres dēļ. Šādos apstākļos maksimālo vilces spēku ierobežo saķeres spēks $P_{\varphi} = P_{k, \max}$. Izsakot P_{φ} no formulas (2.48) un ievietojot izteiksmē (3.19), atrod *dinamisko faktoru pēc saķeres*:

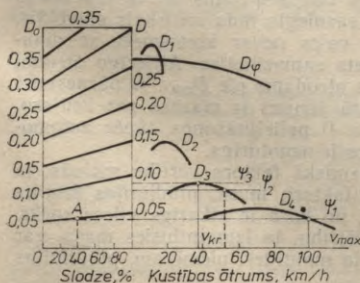
$$D_{\varphi} = \frac{\varphi Q_k - kFv^2}{G_a} \quad (3.20)$$

Ceļa apstākļiem, kuriem ir dotas φ vērtības, var aprēķināt D_{φ} liknes un atlikt tās dinamiskajā raksturojumā. Tad visas dinamiskā faktora D vērtības, kas atrodas virs šīm liknēm, nav izmantojamas (tās nevar attīstīt) riteņu buksēšanas dēļ, jo $D_{\varphi} < D$. Ceļa saķeres apstākļi neierobežo tās D vērtības, kas atrodas zem D_{φ} liknēm, kur $D_{\varphi} > D$. Riteņu buksēšanas kontroli dinamiskajā raksturojumā var realizēt arī ar nomogramām [sk. 9].

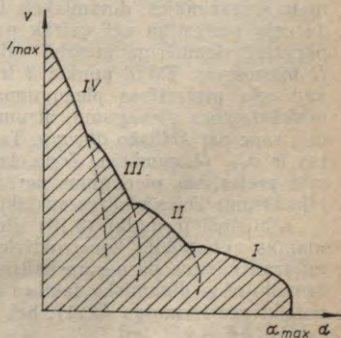
Ja dinamisko raksturojumu papildina ar buksēšanas kontroles grafiku un sloģošanas nomogrammu, tad iegūst automobiļa *dinamisko pasi*, kuras viens veids parādīts 3.7. attēlā. Dinamiskajā raksturojumā iezīmēta D_{φ} likne (tās zīmē visām dotajām φ vērtībām) buksēšanas kontrolei un pa kreisi uzkonstruēta sloģošanas nomogramma, kas atlikta koordinātās slodze (krava)—dinamiskais faktors. Slodzes samazināšanas gadījumā, ja svars mainās no G_1 uz G_2 , dinamisko faktoru D_2 pārreķina šādi:

$$D_2 = D_1 \frac{G_1}{G_2} \quad (3.21)$$

Uz ass D_0 (kreisā pusē) mērogu izvēlas, formulā (3.21) ievietojot lielumus D_1 un G_1 , ja automobilis ir pilnīgi sloģots, bet D_2 un G_2 ievieto, ja automobilis ir tukšs (slodze vienāda ar 0). Vienādās D vērtības sloģošanas nomogrammas abās pusēs savieno ar taisnēm. Uz horizontālās ass atliek slodzes sadalījumu no 0 līdz 100%.



3.7. att. Viens no dinamiskās pases veidiem.



3.8. att. Potenciālā ātruma diagramma.

Tad, lai noteiktu dinamiskā faktora vērtību nepilnas slodzes gadījumā, piemēram, ja slodze ir 40%, ceļa apstākļos, kad $\varphi_1=0,04$, velk 3.7. attēlā parādītās palīgtaisnes, kas krustojas punktā *A*, un nolasa jaunā dinamiskā faktora vērtību (mūsu gadījumā $D=0,05$). Var risināt arī apgriezto uzdevumu, atrodot, piemēram, maksimālo braukšanas ātrumu ($v_{\max}=100$ km/h), ja slodze ir 40% un $\varphi=0,05$, vai arī atrast pārvaramo ψ noteiktas slodzes un kustības ātruma apstākļos (ja slodze ir 40%, tad ar ātrumu 100 km/h var pārvarēt $\psi=0,05$).

Maksimālais ātrums ir tad, ja $D=\psi$. Katrai vērtībai atbilst viena noteikta potenciālā ātruma v_{\max} vērtība. Ja tās visas atliek grafiski koordinātās $v-\alpha$ (vai $v-\psi$), tad iegūst 3.8. attēlā parādīto *potenciālā ātruma diagrammu*. Visi iespējamie kustības ātrumi atrodas iesvītrotajā laukumā.

Dinamiskais raksturojums un pase ļauj atrisināt arī citus automobiļa izmantošanā sastopamos uzdevumus: noteikt maksimālo pārvaramo ceļa pretestību pie katra ātruma un atbilstošo ceļa kāpumu, noteikt kritisko ātrumu katram pārneseim utt.

Maksimālo pārvaramo ceļa pretestību atrod pie $D_{\max}=\psi_{\max}$. Izmantojot formulas (2.64), ..., (2.67) vai 2.36. attēla nomogrammu, var atrast atbilstošo ceļa kāpumu grādos vai procentos. Tā, piemēram, 3.6. attēlā *b* maksimālo pārvaramo ceļa pretestību *III*, *II* un *I* pārneseim nosaka punktos 3, 4 un 5 atbilstošie $D_{3,\max}$, $D_{2,\max}$ un $D_{1,\max}$. Dinamiskajā pasē (3.7. att.) varam nolasīt, ka *III* pārneseimā maksimālā pārvaramā ceļa pretestība ir $\psi_3=D_{3,\max}=0,09$. Nomogrammā atrodam, ka tā atbilst 4° vai 7% kāpumam, ja $f=0,02$, vai 2,3° (4%) kāpumam, ja $f=0,05$.

Kritiskā ātruma noteikšanā vadās no šādiem apsvērumiem (sk. 3.6. att. *b*). Ja ceļa pretestība palielinās, piemēram, no ψ_1 uz ψ_2 , tad tās pārvarēšanai automobilis izmanto savas dinamiskās iespējas, ātrumam samazinoties no v_{\max} līdz v_2 (punkti 1—2). Tādējādi ātrumam samazinoties, dinamiskais faktors pieaug līdz $D_{3,\max}$ punktā 3. Ja ceļa pretestība vēl vairāk palielinās, tad ar *III* pārneseim to pārvarēt vienmērīgā kustībā vairs nav iespējams un ir jāpārslēdz *II* pārneseim. Tātad punktā 3 ir sasniegts tāds kritiskais stāvoklis, kad ceļa pretestības pieaugumu vairs nevar kompensēt ar dinamiskā faktora pieaugumu, ātrumam samazinoties. Attiecīgo ātrumu v_{kr3} sauc par *kritisko ātrumu*. Tas atrodams pie D_{\max} . *II* pārneseimā tas ir v_{kr2} (4. punktā). Zonā, kurā ātrums ir mazāks par kritisko, ceļa pretestības pieaugums nerada *D* palielināšanos, tāpēc automobiļa ātrums lielas slodzes apstākļos ir nenoturīgs.

Atbilstoši formulai (3.19) dinamiskā faktora vērtībā mainās, ja mainās automobiļa konstruktīvie faktori: masa, plūdlīnijas faktors un transmisijas pārneseimskaitlis, no kura ir atkarīgs vilces spēks. Izmainījušos dinamiskā faktora vērtību, ja izmainījusies masa, var noteikt pēc formulas (3.21), bet, ja mainījies, piemēram, plūdlīnijas faktors $kF \rightarrow kF'$, tad

$$D_{kF} = D + \frac{kFv^2}{G_a} \left(1 - \frac{kF'}{kF} \right). \quad (3.22)$$

3.5. AUTOMOBĪĻA IESKRIEŠANĀS DINAMIKA

Automobiļa ieskriešanās dinamiku raksturo ieskriešanās paātrinājums j , laiks t_{ie} un ceļš s_{ie} .

Iespējamo jeb potenciālo ieskriešanās paātrinājumu var noteikt pēc kustības diferenciālvienādojuma, kā arī izmantojot vilces un jaušanas bilances. Taču visvieglāk to izdarīt, ja ir zināma dinamiskā faktora vērtība, izmantojot formulu (3.19):

$$j = \frac{g}{\delta} (D - \psi). \quad (3.23)$$

Potenciālā paātrinājuma raksturlīkņu grafiks parādīts 3.9. attēlā.

Mūsdienu automobiļiem ar normālu pārgājību ir raksturīgas dinamiskā faktora un maksimālā paātrinājuma vērtības, kas sakopotas 3.1. tabulā.

Uzlabotas pārgājības automobiļiem (ar vairākiem dzenošiem tiltiem) D_{max} vērtības ir lielākas, bet j_{max} — mazākas.

Paātrinājuma maksimālo vērtību nepietiekamas saķeres dēļ var ierobežot riteņu buksēšana. Maksimālais paātrinājums pēc saķeres j_{φ} , ja ir zināma D_{φ} vērtība pēc formulas (3.20),

$$j_{\varphi} = \frac{g}{\delta} (D_{\varphi} - \psi) = \frac{g}{\delta} \left(\frac{\varphi Q_k - kFv^2}{G_a} - \psi \right) = \frac{\varphi Q_k - kFv^2}{m_a \delta} - \frac{\psi g}{\delta}. \quad (3.24)$$

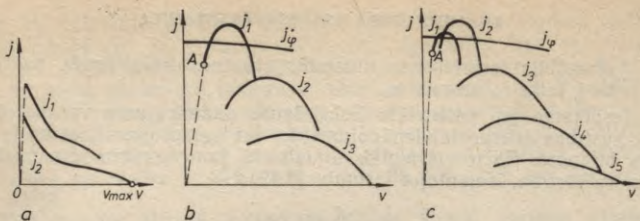
Tā grafiks dots 3.9. attēlā b un c .

Vislielākās dinamiskā faktora D vērtības katram automobiļim ir I pārnēsūmā. Taču lielākās paātrinājuma vērtības var arī nebūt I pārnēsūmā (sk. 3.9. att. c). Tas izskaidrojams ar paātrinājuma atkarību no rotējošo masu koeficienta δ . Ja pārnēsūmkārbā ieslēgts pārnēsūms ar lielu pārnēsūmskaitli, tad šī koeficienta vērtība var būt visai augsta (sk. 2.5. iedal.). Tas nozīmē, ka, automobiļim ieskrienoties, daudz enerģijas ir jāpatērē rotējošo masu (spararats, zobratī u. c.) iegriešanai. Tāpēc automobiļa potenciālais paātrinā-

3.1. tabula

Potenciālā paātrinājuma un dinamiskā faktora
sasniedzamās vērtības automobiļim ar pilnu kravu

Automobiļa tips	Maksimālais dinamiskais faktors D_{max}		Maksimālais paātrinājums j_{max} , m/s ²	
	zemākajā pārnēsūmā	augstākajā pārnēsūmā	zemākajā pārnēsūmā	augstākajā pārnēsūmā
Vieglie automobiļi	0,28 ... 0,50	0,08 ... 0,15	1,8 ... 2,5	0,6 ... 1,2
Autobusi	0,26 ... 0,38	0,04 ... 0,08	1,0 ... 1,8	0,3 ... 0,6
Kravas automobiļi	0,32 ... 0,45	0,04 ... 0,08	1,0 ... 1,8	0,3 ... 0,6
Kravas autovilcieni	0,19 ... 0,30	0,03 ... 0,05	0,7 ... 1,2	0,2 ... 0,4



3.9. att. Potenciālais paātrinājums:

a — automobilim ar hidrotransformatoru un divpakāpju pārnesumkārbu, *b* — vieglajam automobilim ar trīspakāpju pārnesumkārbu bez hidrotransformatora, *c* — kravas automobilim ar piecpakāpju pārnesumkārbu.

jums tiek ievērojami samazināts. Šī iemesla dēļ smagiem automobiļiem, kuriem ir liels pārnesumskaitlis I pārnesumā, dažkārt ir izdevīgāk uzsākt kustību ar *II* pārnesumu, it īpaši, braucot ar nelielu kravu vai bez tās.

Paātrinājuma izmaiņa, uzsākot kustību, kad ātrums ir neliels, ir visai nenoteikta, jo pārnesumskaitli tad veido arī slīdošais sajūgs atbilstoši formulai (2.18). Šis pārnesumskaitlis ir mainīgs, tā izmaiņas raksturs atkarīgs no dažādiem gadījumfaktoriem, to skaitā no sajūga tehniskā stāvokļa un pedāļa atlaišanas intensitātes. Izmēģinājumu rezultāti liecina, ka vairumā gadījumu paātrinājums laidenī pieaug no 0 līdz j_A punktā *A*, kas raksturo sajūga pilnīgas saslēgšanās momentu. Ja ir zināmas automobiļa potenciālā paātrinājuma raksturliķnes, kas veidotas atbilstoši formulai (3.23) no dinamiskajām raksturliķnēm, tad šo procesu grafiski attēlo līkne, kura laidenī savieno I pārnesuma $j=f(v)$ līkni ar koordinātu sākumu (sk. 3.9. att. svītrlinijas) [4].

Ieskriešanās laiku atrod, pārveidojot izteiksmi $j=dv/dt$ un integrējot iegūto vienādojumu:

$$dt = dv/j;$$

$$t_{ie} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{j}. \quad (3.25)$$

Integrēšanu veic katra pārnesuma robežās no pārnesuma ieslēgšanas brīža līdz pārslēgšanai, bet augstākajā pārnesumā — līdz robežātruma $v_{rob} = (0,90 \dots 0,95) v_{max}$ sasniegšanai (maksimālo ātrumu v_{max} , pie kura $j=0$, automobilis teorētiski var sasniegt tikai bezgalīgi ilgā laikā; praktiski par v_{max} uzskata ātrumu, kādā tā izmaiņas nepārsniedz mērīšanas kļūdu).

Funkciju (3.25) plašās robežās analītiski integrēt parasti nevar, jo nav sakarības $j=f(v)$ analītiskā apraksta. Grafiski tas dots 3.9. attēlā, tāpēc ieskriešanās laika noteikšanai lieto kādu no grafiskās vai grafoanalītiskās integrēšanas metodēm. Tā, piemēram, ap-

skatīsim vienu no grafoanalītiskajām metodēm, kas var dot pietiekoši precīzus rezultātus.

Ievērojot, ka zemintegrāļa funkcija (3.25) sastāv no reizinājuma $dv(1/j)$, veido palīggrafiku $1/j=f(v)$ (sk. 3.10. att. b). Tad laukums zem līknes $\Delta F'=(1/j_v)\Delta v$. Bezgalīgi mazā ātruma

intervālā $v''-v'=dv$ būtu $dF=(1/j)dv$ un $t_{ie}=\int_{v'}^{v''} dF$. Reālā ātruma

intervālā $v''-v'=\Delta v$, ņemot vērā mēroga koeficientus uz abscisu ass $m_v\left(\frac{\text{m/s}}{\text{mm}}\right)$ un uz ordinātu ass $m_{1/j}\left(\frac{\text{s}^2/\text{m}}{\text{mm}}\right)$, i -tais ieskriešanās laiks, s,

$$t_{ie i}=m_{1/j}m_v\Sigma(1/j_i)\Delta v_i=m_{1/j}m_v\Sigma\Delta F'_i. \quad (3.26)$$

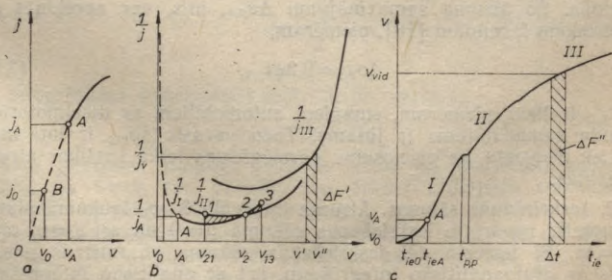
Sadalot visu laukumu zem līknēm (jo integrēšana notiek pēc ātruma v) elementārlaukumiņos F'_1, F'_2, \dots, F'_n , iegūsim

$$\begin{aligned} t_{ie1} &= m_{1/j}m_v F'_1; \\ t_{ie2} &= m_{1/j}m_v(F'_1+F'_2); \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$t_{ien} = m_{1/j}m_v(F'_1+F'_2+\dots+F'_n),$$

kur $t_{ie1}, t_{ie2}, \dots, t_{ien}$ — ieskriešanās laiks no pirmā laukumiņa F'_1 sākuma ātruma v_0 līdz attiecīgā laukumiņa beigu ātrumam.

Tas nozīmē, ka praktiski jāsadala viss laukums zem līknēm elementārgabalos (jo mazākos Δv intervālos, jo precīzāki rezultāti), jāatrod to platība F'_1, F'_2, \dots, F'_n , mm^2 , jāreizina tā ar abiem mēroga koeficientiem, kurus nosaka pēc grafika $1/j=f(v)$, un iegūtie elementārie ieskriešanās laiki jāsaskaita vai arī jāsaskaita laukumiņu platība atbilstoši izteiksmēm (3.27). Iegūtos rezultātus atliek grafikā $v=f(t_{ie})$ (sk. 3.10. att. c), vai $t_{ie}=f(v)$. Pie tam jāņem vērā divi apstākļi.



3.10. att. Ieskriešanās laika noteikšana:

a — analītiska noteikšana ieskriešanās sākumā, b — palīggrafiks grafoanalītiskai integrēšanai, c — ieskriešanās laika grafiks.

1. Pārnesumu pārslēgšana. Ja ar vienu un to pašu ātrumu iespējams braukt vairākos pārnesumos, tad izvirzās šāds jautājums: «Ar kādu pārnesumu jābrauc un pie kāda ātruma tas jāpārslēdz, lai ieskriešanās būtu visintensīvākā?» Ņemot vērā izteiksmes (3.27), var secināt, ka ieskriešanās būs visintensīvākā, t. i., ieskriešanās laiks noteikta ātruma sasniegšanai būs vismazākais, ja zem līknēm grafikā $1/j=f(v)$ būs vismazākā laukumu summa. Salīdzinot, piemēram, 3.10. attēla b laukumu summu zem līknēm, ja pārslēgšanās no I uz II pārnesumu notīktu punktus 1 , 2 vai 3 , redzam, ka vismazākais ieskriešanās laiks sasniegams, pārslēdzot pārnesumus līkņu krustpunktā 2 . Pārslēdzot tos ātrāk (punktā 1) vai vēlāk (punktā 3), laukumu summa palielinās par iesvitoto laukumiņu tiesu. Līkņu krustpunkti grafikā $1/j=f(v)$ sakrīt ar līkņu krustpunktiem grafikā $j=f(v)$, bet nesakrīt ar līkņu krustpunktiem grafikā $D=f(v)$ un bilanču grafikos. Tāad pārnesumi jāpārslēdz tad, kad ar nākamo pārnesumu var iegūt tikpat lielu paātrinājumu kā ar iepriekšējo.

Ja līknes nekrustojas (sk. 3.10. att. b grafiku, kad notiek pārslēgšana no II uz III pārnesumu), tad mazāko laukumu summu un mazāko ieskriešanās laiku iegūst, pilnīgi līdz galam izmantojot zemāko (II) pārnesumu.

Pārnesumu pārslēgšanas laiks $t_{p,p}$ ir atkarīgs no vadītāja darbības, spararata un ar to saistīto rotējošo masu inerces momenta, pārnesumkārbas konstrukcijas, tehniskā stāvokļa un citiem faktoriem; neautomātiskajām pārnesumkārbām tas atrodas šādās robežās: $t_{p,p}=0,5 \dots 4,0$ s. Mazākās vērtības raksturīgas vieglam (pēc masas) automobiliem ar karburatormotoru un sinhronizatoriem pārnesumkārbā, lielākās — smagam automobiliem ar dīzeļmotoru un bez sinhronizatoriem pārnesumkārbā. Parasti pārslēgšanas laiks ir $1,0 \dots 1,5$ s. Automātisko pārnesumkārbu gadījumā pārslēgšanas laiks ir mazāks.

Pārnesumu pārslēgšanas laikā automobiļa kustības ātrums samazinās. So ātruma samazinājumu $\Delta v_{p,p}$, m/s, var aprēķināt pēc empīriskām formulām [18], piemēram,

$$\Delta v_{p,p}=9,3\psi t_{p,p}. \quad (3.28)$$

Ja $t_{p,p}$ ir liels, piemēram, smagiem automobiļiem ar dīzeļmotoriem, ātruma samazinājums ir jūtams. Taču parasti $\Delta v_{p,p}$ ir ļoti mazs un tiek pieņemts, ka pārnesumu pārslēgšanas laikā kustības ātrums nemainās.

2. Ieskriešanās sākums. Ātruma intervālā $0-v_0$ laukuma platību F_0 noteikt nevar, jo ieskriešanās sākumā $v=0$ un arī $j=0$, tāpēc $1/j=\infty$. Šī iemesla dēļ ieskriešanās sākuma parametrus nosaka nevis ar grafoanalītisko integrēšanu, bet ar analītisko integrēšanu, izmantojot to, ka, ātrumam pieaugot sākuma posmā, paātrinājuma izmaiņas ir praktiski lineāras. Ja 3.10. attēlā a paātrinājuma grafiku posmā $0-v_0$ var uzskatīt par lineāru (tādu posmu ieskriešanās sā-

kumā vienmēr var atrast), tad šo grafiku ir viegli aprakstīt analītiski, piemēram, šādi:

$$v = k_j j, \quad (3.29)$$

kur k_j — nemainīgs proporcionalitātes koeficients.

Ievietojot vienādojumu (3.29) izteiksmē (3.25), ieskriešanās laika ātruma intervālā $0-v_0$

$$t_{ie} = \int_0^{v_0} \frac{k_j}{v} dv. \quad (3.30)$$

Pēc integrēšanas iegūsim ieskriešanās laiku līdz ātrumam v_0 :

$$t_{ie0} = k_j \ln v_0 + C_1. \quad (3.31)$$

Lielums C_1 ir konstante, kuras vērtību nosaka funkcijas $y_1 = \ln v$ īpatnības: ja $v=0$, tad $y_1 = -\infty$; ja $v=1$, tad $y_1=0$ un $C_1 = t_{ie0}$. Tātad C_1 izsaka ieskriešanās laiku t_{ie1} līdz ātrumam $v_1=1$ m/s. Šo konstanti atrod šādi.

Izsaka ieskriešanās ceļu, izmantojot izteiksmes $v = ds/dt$ un $j = dv/dt$:

$$ds = \frac{v}{j} dv. \quad (3.32)$$

No izteiksmes (3.32) ātruma intervālā $0-v_0$ ieskriešanās ceļš

$$s_{ie} = \int_0^{v_0} \frac{v}{j} dv. \quad (3.33)$$

Ievietojot izteiksmē (3.33) vienādojumu (3.29), iegūsim

$$s_{ie} = \int_0^{v_0} k_j dv, \quad (3.34)$$

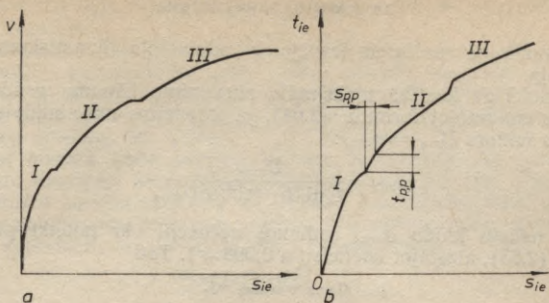
pēc integrēšanas ieskriešanās ceļš līdz ātrumam v_0

$$s_{ie0} = k_j v_0 + C_2. \quad (3.35)$$

Sajā gadījumā funkcija $y_2 = k_j v$ sākas no koordinātu sākuma punkta (ja $v=0$, tad $y_2=0$), kas atbilst reālajiem apstākļiem, tāpēc šajos apstākļos atrod $C_2 = s_0 = 0$.

Praktiskiem aprēķiniem izmanto punkta B (3.10. att. a) koordinātas (v_0, j_0) vai koordinātas punktam, kad $v=1$ m/s (v_1, j_1), un sakarību $v = \Delta s / \Delta t$, no kuras izsakām

$$\Delta t = \frac{\Delta s}{v}. \quad (3.36)$$



3.11. att. Ieskriešanās ceļa (a) un intensitātes (b) grafiki.

Tā kā funkcijai $v=f(t_{ie})$ ir nepārtraukti augošs raksturs, tad aplūkoto laukumiņu robežas pēc t_{ie} var aizvietot ar atbilstošajām robežām pēc v .

Arī pārneseņu pārslēgšanas brīžus raksturojošās grafika daļas apstrādā analogi, tikai šajā laikā kustības ātrums vai nu nemainās, vai samazinās.

Iegūtos rezultātus atliek grafikā $v=f(s_{ie})$ (sk. 3.11. att. a) vai $s_{ie}=f(v)$.

Ieskriešanās intensitāti, it īpaši apdzīšanas laikā, raksturo arī kādā ieskriešanās laikā nobrauktais ceļš, piemēram, sasniedzot 100 m no vietas, — 8...10 s, kas ir normāls rādītājs mūsdienu vieglajiem automobiļiem (autobusiem un kravas automobiļiem — 10...15 s). Sādu grafiku (3.11. att. b) viegli veidot, ja izmanto 3.10. attēla b un c grafiku datus pie viena un tā paša ātruma un tos kā punktu koordinātas atliek grafikā $t_{ie}=f(s_{ie})$. To sauc par *ieskriešanās intensitātes grafiku*.

Mūsdienu automobiļiem ieskriešanos uzskata par pietiekami intensīvu, ja var sasniegt

vieglie automobiļi

50 km/h — 5...8 s 50...80 m garā ceļā,

100 km/h — 30 s 450 m garā ceļā;

kravas automobiļi (vidējas kravnesības)

50 km/h — 25...35 s 200...300 m garā ceļā;

mikroautobusi

60 km/h — 17 s 200 m garā ceļā;

80 km/h — 33 s 500 m garā ceļā;

lielas ietilpības autobusi

60 km/h — 35...40 s,

80 km/h — 45...50 s,

100 km/h — 75...85 s.

3.6. KĀPUMU PĀRVĀRĒŠANA

Kāpumu pārvarēšanas iespēja ir automobiļa dinamiskuma raksturotāja.

Vienmērīgā kustībā maksimālo pārvaramo kāpumu grādos var noteikt, izmantojot formulu (2.64), ja ir zināms maksimālais dinamiskais faktors $D_{\max} = \psi_{\max}$:

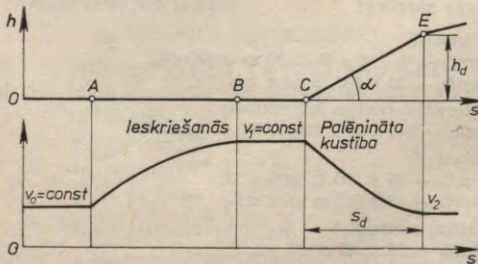
$$\alpha_{\max} = \frac{D_{\max} - f}{0,0176 - 0,0015 D_{\max}} \quad (3.43)$$

Ar nelielu kļūdu α_{\max} radiānos aptuveni var noteikt pēc formulas (2.65), aizstājot koeficientu $0,998 \approx 1$. Tad

$$\alpha_{\max} = D_{\max} - f \quad (3.44)$$

Maksimālo kāpumu var pārvarēt tikai kritiskajā ātrumā v_{kr} (sk. 3.4. iedal.).

Kāpumu pārvarēšanai bieži izmanto automobiļa kinētisko enerģiju, kuru uzkrāj, pirms kāpuma ieskrienoties. To sauc par *kāpuma dinamisko pārvarēšanu*. Šis process grafiski attēlots 3.12. attēlā. Grafika augšējā daļā attēlots ceļa kāpuma augstums h visā ceļa garumā s , bet apakšējā daļā — tipiska braukšanas ātruma v izmaiņa, kāpumu pārvarot dinamiski. Process notiek šādi. Pieņemsim, ka automobilis brauc pa horizontālu ceļu (posmā OA) ar kādu pastāvīgu ātrumu v_0 . Automobiļa vadītājs pieņem lēmumu priekšā esošo kāpumu pārvarēt dinamiski, un punktā A automobilis sāk ieskrieties, līdz punktā B sasniedz ātrumu v_1 , ar kuru punktā C uzsāk braukšanu kalnup. Ceļa posmā CE automobiļa kustība palēninās no v_1 līdz v_2 . Ja punktā E ir sasniegts kritiskais ātrums $v_2 = v_{kr}$, tad šis ir kāpuma kritiskais punkts. Ja šai vietā kāpums beidzas, tad automobilis var turpināt kustību, nepārslēdzot pārnesumus. Ja turpinās iepriekšējais kāpums, tad, lai turpinātu braukšanu kalnup, jāpārslēdz zemāks pārnesums, jo $D < \psi$. Ja aiz punkta E kāpums ir mazāks un automobilis ar kritisko ātrumu v_{kr} to var pārvarēt (atbilstoši izteiksmēm (3.43) vai (3.44), $D \geq \psi$), tad automobilis



3.12. att. Kāpuma dinamiskā pārvarēšana.

var turpināt ceļu, nepārslēdzot pārnesumus, bet bez kinētiskās enerģijas rezerves.

Lielākais kinētiskās enerģijas krājums, ko var izmantot kāpuma dinamiskai pārvarēšanai, būs lielākās ātrumu starpības $v_1 - v_2$ gadījumā, jo kinētiskā enerģija ir proporcionāla ātruma kvadrātam. Tāpēc maksimālo robežkāpumu var sasniegt tad, ja attiecīgajā pārnesumā $v_1 = v_{\max}$ un $v_2 = v_{kr}$.

Lai atrastu, kādu papildu kāpumu automobilis var pārvarēt ar uzkrāto enerģiju, izmanto G. Zimeļeva principu [8]. Pielīdzinām palēninātā kustībā braucošā automobiļa atbrīvojušos kinētisko enerģiju kāpuma pārvarēšanas papildu pretestības spēka darbam, ko veic, automobilis ar svaru G_a paceļoties augstumā h_d ,

$$\frac{m_{red}(v_1^2 - v_2^2)}{2} = G_a h_d. \quad (3.45)$$

Ievietojot šai izteiksmē $m_{red} = \delta m$; $G_a = mg$; $v_1 = v_{\max}$ un $v_2 = v_{kr}$, atrodam maksimālo papildu kāpuma augstumu, kuru automobilis var pārvarēt dinamiski:

$$h_d = \frac{\delta(v_{\max}^2 - v_{kr}^2)}{2g}. \quad (3.46)$$

Atbilstoši izteiksmei (2.57) varam atrast kāpuma leņķi

$$\alpha_d = \arctg \frac{h_d}{s_d} = \arctg \frac{\delta(v_{\max}^2 - v_{kr}^2)}{2gs_d}, \quad (3.47)$$

kur s_d — kāpuma garums plānā, m.

Kāpuma dinamiskās pārvarēšanas gadījumā robežleņķi aprēķina kā maksimālā kāpuma, ko var pārvarēt vienmērīgā kustībā α_{\max} , un papildu kāpuma, ko pārvar dinamiski α_d , leņķu summu:

$$\alpha_{\text{lim}} = \alpha_{\max} + \alpha_d. \quad (3.48)$$

Tā, piemēram, aprēķinot leņķi radiānos, ievietojam izteiksmē (3.48) vienādojumus (3.44) un (3.47):

$$\alpha_{\text{lim}} = D_{\max} - f + \arctg \frac{\delta(v_{\max}^2 - v_{kr}^2)}{2gs_d}. \quad (3.49)$$

No izteiksmes (3.49) var secināt, ka dinamiski pārvarama kāpuma robežleņķis palielinās, ja palielinās ātrums, ar kuru automobilis iebrauc kāpumā, un samazinās kāpuma garums un rītes pretestības koeficients.

Minētās kāpuma leņķa aprēķina formulas dod tikai aptuvenus rezultātus.

3.7. AUTOMOBILĀ BRĪVSKRĒJIENS

Automobiļa brīvskrējienu raksturo no dzenošajiem riteņiem atslēgts motors (izslēgts sajūgs vai pārnesums), tātad $P_k = 0$. Tas ir visekonomiskākais kustības režīms inerces spēka, krituma vai vēja

ietekmē. Brīvskrējiena maksimāla izmantošana ir viens no svarīgākajiem automobiļa ekonomiskas vadīšanas nosacījumiem.

Spēku bilanci brīvskrējiena gadījumā var uzrakstīt, izmantojot vilces bilanci, vilces spēka P_k vietā ievietojot uz dzenošajiem riteņiem reducēto transmisijas pretestību P_z :

$$P_z + P_i + P_\alpha + P_w + P_j + P_p = 0. \quad (3.50)$$

Transmisijas pretestība P_z šajā gadījumā nav liela, jo visi agregāti strādā praktiski bez slodzes. Lielumu P_z , kN, var noteikt pēc empiriskas formulas [18]:

$$P_z = (2 + 0,09v) 10^{-3} G_a. \quad (3.51)$$

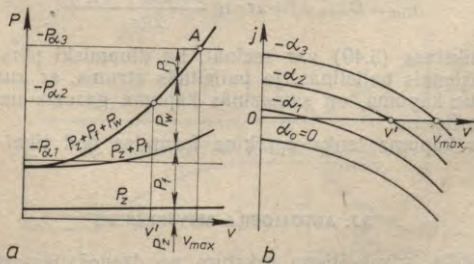
Automobiļa brīvskrējienam nogāzē, braucot lejup, kad kāpuma pretestība kļūst negatīva un pārvēršas dzinējspēkā, spēku balance (ja $P_p = 0$) attēlota 3.13. attēlā *a*. Šim gadījumam grafikā kā pozitīvs lielums atlikts krituma spēks $-P_\alpha$ (kāpuma pretestība, ja kāpuma leņķis $-\alpha$ ir negatīvs), kā arī transmisijas pretestība P_z , rites pretestība P_i un gaisa pretestība P_w . Starpība starp konkrētā krituma dzinējspēku $-P_\alpha$ un pretestību summu $P_z + P_i + P_w$ raksturo inerces pretestību P_j . Punktā *A*, kur $P_j = 0$, iestājas automobiļa vienmērīga kustība ar pastāvīgu ātrumu, $v_{\max} = \text{const}$. Nākamajā lēzenākajā ceļa posmā dzinējspēks ir $-P_{\alpha 2}$ un pastāvīgais ātrums $-v'$.

Palēninājumu (negatīvo paātrinājumu) $-j$, kas piemīt automobilim brīvskrējienā, var aprēķināt no izteiksmes (3.50), izsakot P_j no formulas (2.80). Ja $P_p = 0$, tad

$$-j = \frac{P_z + P_i + P_\alpha + P_w}{\delta' m_a}, \quad (3.52)$$

kur δ' — rotējošo masu koeficients, ja motors atvienots no transmisijas.

Ja motors atvienots no transmisijas, tad atbilstoši izteiksmei (2.28) $\sigma_1 = 0$ un $\delta' = 1 + \sigma_2 \approx 1,04$.



3.13. att. Automobiļa brīvskrējiena grafiki:
a — spēku balance, *b* — paātrinājums.

Palēninājuma vērtību aptuveni var vienkārši noteikt, ja pieņem, ka $P_z \rightarrow 0$, $P_w \rightarrow 0$. Tad

$$-j = \frac{P_t + P_\alpha}{\delta' m_a} = \frac{P_\psi}{\delta' m_a} = \frac{\psi m_a g}{\delta' m_a} = \frac{\psi g}{\delta'} \approx 9,4\psi. \quad (3.53)$$

Paātrinājumu grafiks iepriekšminētajiem kritumiem — a parādīts 3.13. attēlā *b*. Horizontālā ceļā, kur $\alpha=0$, vienmērīga vai paātrināta kustība brīvkrējiēnā nav iespējama, bet ir iespējama tikai palēnināta kustība ar palēninājumu, ko izsaka likne α_0 . Tāpat tikai palēnināta kustība iespējama arī visos tajos posmos, kuros j liknes nokrāso zem abscisu ass, t. i., $j < 0$. Ja $j > 0$, tad automobilis kritumā iegūst liknē attēloto paātrinājumu. Jo stāvāks kritums (leņķis — α_3 lielāks par leņķi — α_2), jo paātrinājums ir lielāks. Tomēr gan paātrināta, gan palēnināta kustība var turpināties tikai līdz ātrumam, pie kura likne krusto abscisu asi (v' , v_{\max}). Pēc tam kustība kļūst vienmērīga.

Tā kā brīvkrējiēnā ar nelielu ātrumu uz horizontāla ceļa palēninājums un līdz ar to arī brīvkrējiēnā nobrauktais ceļš praktiski ir atkarīgs tikai no transmisijas un rites pretestības zudumiem $P_z + P_f$, tad šo zudumu un transmisijas un ritošās iekārtas tehniskā stāvokļa raksturošanai izmanto *izskrejas ceļu* s_{1z} . Tas ir ceļa garumu, ko, sākot ar noteiktu ātrumu, noripo automobilis, ja motors no transmisijas atvienots. Sādu pārbaudi veic uz horizontāla ceļa ar labu, cietu segumu. Ja brīvkrējiēnu sāk ar ātrumu 50 km/h, transmisija un ritošā daļa ir labā kārtībā, tad izskrejas ceļš mēdz būt 450—650 m garš (izņēmums ir automobilis «Zaporožec», kam normāls $s_{1z} = 300$ m).

Automobiļa brīvkrējiēnu izmanto, lai vienkāršā veidā noteiktu rites un gaisa pretestības koeficientus. Sai nolūkā horizontālā ceļa posmā bezvēja laikā ļauj automobilim brīvi ripot divos ātruma intervālos: *I* — ar samērā lielu ātrumu, pie kura gaisa pretestība ir ievērojama, bet rites pretestība vēl aptuveni tāda pati kā pie maza ātruma; *II* — ar mazu ātrumu, pie kura gaisa pretestība ir ļoti maza. Sajos intervālos pie zināma sākuma ātruma v_s un beigu ātruma v_b nosaka vidējo kustības ātrumu, m/s,

$$v = \frac{v_s + v_b}{2} \quad (3.54)$$

un vidējo kustības palēninājumu, m/s²,

$$-j = \frac{v_s - v_b}{t}, \quad (3.55)$$

kur t — laiks, kurā ātrums samazinās no v_s līdz v_b .

Tādējādi pirmo intervālu raksturo parametri v_1 , $-j_1$ un t_1 , otro — v_2 , $-j_2$, t_2 . Parasti izvēlas $v_1 \approx 10 \dots 15$ m/s; $v_2 \approx 2 \dots 4$ m/s. Iz-mantojot vienādojumu (3.52) un aizvietojot $P_z + P_f + P_\alpha = P_\psi$ (pa-

rasti P_z kā atsevišķu locekli neņem vērā, bet pieskaita P_t), var sastādīt vienādojumu sistēmu abiem intervāliem

$$\left. \begin{aligned} -j_1 &= \frac{P_\psi + P_{w1}}{\delta' m_a} = \frac{\psi G_a + kF v_1^2}{\delta' m_a}; \\ -j_2 &= \frac{P_\psi + P_{w2}}{\delta' m_a} = \frac{\psi G_a + kF v_2^2}{\delta' m_a}. \end{aligned} \right\} \quad (3.56)$$

Atrisinot šo sistēmu attiecībā pret ψ un kF , Ns^2/m^2 , atrodam

$$\psi = \frac{\delta' (j_1 v_2^2 - j_2 v_1^2)}{g (v_1^2 - v_2^2)}; \quad (3.57)$$

$$kF = \delta' m_a \frac{j_2 - j_1}{v_1^2 - v_2^2}. \quad (3.58)$$

Izmēģinājumu veic, braucot vienā un tajā pašā ceļa posmā turp un atpakaļ, iegūstot ψ_t un ψ_a . Ja ceļš nav īsti horizontāls, bet, piemēram, ar kāpumu $+\alpha$ turp un $-\alpha$ atpakaļ, tad

$$\left. \begin{aligned} \psi_t &= f \cos \alpha + \sin \alpha; \\ \psi_a &= f \cos (-\alpha) + \sin (-\alpha). \end{aligned} \right\} \quad (3.59)$$

Ja $\alpha < 3^\circ$, tad var pieņemt, ka $\cos \alpha = \cos (-\alpha) \approx 1$ un pēc vienādojumu sistēmas (3.59) (virzienā «turp») var atrast

$$\sin \alpha = \frac{\psi_t - \psi_a}{2}; \quad (3.60)$$

$$f = \frac{\psi_t + \psi_a}{2}. \quad (3.61)$$

Pat ja ir pilnīgs bezvējš (vējš ienes korekcijas ātrumos v_1 un v_2), tad ar izskrejas metodi noteiktās koeficientu f un k vērtības ir tikai aptuvenas, jo pēc formulām (3.54) un (3.55) noteiktās vidējās vērtības būtu precīzas tikai tad, ja ātrums un palēninājums intervāla robežās mainītos lineāri. Kā redzams no 3.13. attēla b , palēninājums (un tāpat arī ātrums) ir nelineāri mainīgs. Lai iegūtu precīzākus rezultātus, šī iemesla dēļ intervāla robežas ir jāņem pēc iespējas šauras, vislabāk $v_s - v_b = dv \rightarrow 0$. Taču tas iespējams tikai tad, ja v un j momentānās vērtības nosaka ar precīziem mērinstrumentiem.

3.8. MOTORA UN TRANSMISIJAS PARAMETRU IETEKME UZ AUTOMOBĪĻA DINAMISKAJĀM ĪPAŠĪBĀM

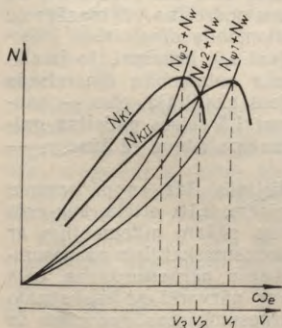
Viens no svarīgākajiem automobiļa konstruktīvajiem faktoriem, kas ietekmē tā dinamiskumu, ir motors ar tā konstruktīvajām īpatnībām, raksturlielņiem un potenciālajām iespējām. Par motoru kā kustības enerģijas un līdz ar to dinamisko spēju avotu, tā rakstur-

liknēm un konstrukcijas ietekmi sk. 2.1. iedalījumū. Turpat 2.3. attēlā dots arī dažāda tipa iekšdedzes motoru raksturliķņu salīdzinājums un grafiks, kas parāda, kādu ceļa kāpumu un kā var pārvarēt automobilis, ja tajā iebūvē viena vai otra tipa motoru.

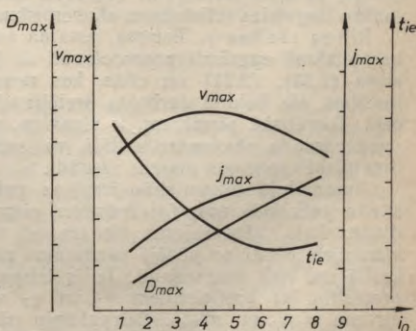
Daļēja jaudas bilance vienam un tam pašam automobilim ar lēnrites (*I*) un ātrrites (*II*) motoriem, kuru maksimālā jauda ir vienāda, bet tiek sasniegta atšķirīgos ātruma režīmos, parādīts 3.14. attēlā. Ja motora jaudu N_e reducē uz riteņiem, tad iegūst jaudu N_k , ko var salīdzināt ar ceļa un gaisa pretestību jaudu summu $N_\psi + N_w$ (pieņemsim, ka $N_p = 0$ un kustība notiek ar vienmērīgu ātrumu, tātad arī $N_j = 0$). Šo liķņu krustpunktos, kad attīstāmā jauda vienāda ar pārvaramo, atrod maksimālo braukšanas ātrumu v (vienā un tajā pašā pārnesumā ω_e ir tieši proporcionāls v_T atbilstoši (2.21) formulai).

Pieņemsim, ka doti 3 ceļa pretestības koeficienti $\psi_1 < \psi_2 < \psi_3$ ar atbilstošajām liknēm $N_\psi + N_w$, pie tam otrajā ceļā ar abiem motoriem var sasniegt vienu un to pašu ātrumu v_2 , pirmajā ceļā maksimālo ātrumu sasniedz, ja *II* motoram ir maksimālā jauda, bet trešajā —, ja *I* motoram ir maksimālā jauda. Tātad vieglākajā ceļā (ar vismazāko $\psi = \psi_1$) lielāko ātrumu var sasniegt ar ātrrites motoru, bet smagākajā ceļā (ar vislielāko $\psi = \psi_3$) — ar lēnrites motoru. Pie tam jaudas rezerve uzrāvēi, t. i., starpība starp N_k un $N_\psi + N_w$ lēnrites motoram ir krietni lielāka nekā ātrrites motoram. Tādējādi ātrrites motors ir vairāk noderīgs labiem ceļa apstākļiem, bet lēnrites motors — sliktākiem.

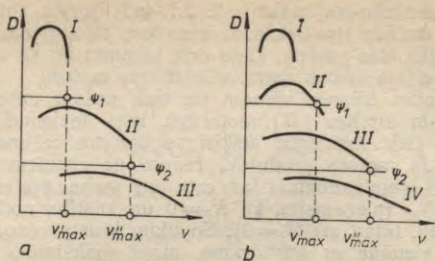
Analogu secinājumu var izdarīt attiecībā uz pārnesumkārbas un galvenā pārvada pārnesumkaitļa ietekmi, jo tāds pats grafiks



3.14. att. Autobiļa dinamiskās īpašības ar lēnrites (*I*) un ātrrites (*II*) motoru.



3.15. att. Autobiļa dinamiskās īpašības atkarā no galvenā pārvada pārnesumkaitļa.



3.16. att. Dinamiskais raksturojums automobilim ar trīspakāpju (a) un četrpakāpju (b) pārnesumkārbu.

ir arī gadījumā, kad automobilim ar vienu un to pašu motoru ir lielāks (*I* likne N_{KI}) vai mazāks (*II* likne N_{KII}) transmisijas pārnesumskaitlis. Tātad labāku dinamiku smagā ceļā dod lielāks pārnesumskaitlis galvenajā pārvadā i_o un pārnesumkārbā i_k , bet vieglā ceļā lielāku ātrumu nodrošina mazāks i_o un i_k . Galvenā pārvada pārnesumskaitļa ietekme uz maksimālo dinamisko faktoru D_{max} , ātrumu v_{max} , paātrinājumu j_{max} un ieskriešanās laiku noteiktā ātruma intervālā tiešajā pārnesumā kravas automobilim parādīta 3.15. attēlā. No raksturliedzēm redzam, ka dinamiskais faktors D_{max} un līdz ļoti augstai robežai arī maksimālais paātrinājums j_{max} pieaug (ieskriešanās laiks t_{ie} atbilstoši samazinās), galvenā pārvada pārnesumskaitlim i_o palielinoties. Taču vislielāko ātrumu var sasniegt, ja i_o ir ievērojami (1,5...2 reizes) mazāks. Jāpiezīmē, ka labāko degvielas izlietojuma ekonomiskumu nodrošina vēl mazāks i_o .

Riteņa rādiusa r_k lieluma izmaiņa automobiļa dinamiskās īpašības ietekmē apgriezti proporcionāli i_o (vai i_T) izmaiņai, jo izteiksmēs (2.33), (2.21) un citās, kas nosaka automobiļa dinamiskās īpašības, šie lielumi darbojas pretēji: viens skaitītājā, otrs — saucējā. Teorētiski, piemēram, ir vienāīga, vai 1,5 reizes palielina galvenā pārvada pārnesumskaitli i_o vai samazina riteņa rādiusu r_k — dinamiskās īpašības mainās vienādi.

Automobiļa dinamiskās iespējas palielinās līdz ar pārnesumu skaita palielināšanos. Tas redzams, piemēram, 3.16. attēlā, kur dots dinamiskais raksturojums vienam un tam pašam automobilim ar vienādiem pirmā un pēdējā pārnesuma pārnesumskaitļiem pārnesumkārbā un visā transmisijā. Ja ir trīspakāpju pārnesumkārbā, ceļa pretestību ar koeficientiem ψ_1 un ψ_2 var pārvarēt ar maksimālo ātrumu v'_{max} un v''_{max} . Četrpakāpju pārnesumkārbas gadījumā šo pašu ceļa pretestību var pārvarēt ar lielāku ātrumu.

Pārējo parametru ietekme tika apskatīta iepriekš. Sava nozīme ir arī motora ātrumraksturliedznes formai. Jo vairāk izliekta likne, jo lielāka ir jaudas rezerve uzrāvei (sk. 3.14. att.).

3.9. AUTOMOBĪĻA DINAMISKO ĪPAŠĪBU EKSPERIMENTĀLĀ NOTEIKŠANA

Lai novērtētu un salīdzinātu konkrētas konstrukcijas, veic to eksperimentālu izmēģināšanu. Visu automobiļu un autovilcienu, izņemot ļoti smagu ārpusceļa automobiļu, dinamisko īpašību noteikšanu veic saskaņā ar valsts standartu ГOCT 22576—77.

Izmēģinājumus iedala stenda izmēģinājumos un ceļizmēģinājumos. **Stenda izmēģinājumos** lieto stacionārus standus (sk. 2.6. iedal.). Stendā var radīt stabilus izmēģināšanas apstākļus, un lietot stacionāru, lielu un sarežģītu aparāturu, piemēram, tādu, kas automatiski apstrādā izmēģinājumu rezultātus to uzņemšanas laikā. Stenda izmēģinājumus var veikt jebkurā gadalaikā neatkarīgi no klimatiskajiem apstākļiem. Taču stendā ir grūti vai pat neiespējami imitēt reālos ekspluatācijas apstākļus, tāpēc izmēģinājumu rezultāti var atšķirties no ceļizmēģinājumos iegūtajiem.

Ceļizmēģinājumus veic speciālos poligonos vai piemērotos vispārīgas nozīmes ceļa posmos. Ceļizmēģinājumi vispilnīgāk atspoguļo automobiļa darbu ekspluatācijas apstākļos, taču tie veicami tikai piemērotā, standartam atbilstošā laikā un tajos var izmantot tikai pārvietojamu aparāturu. Tādi neparedzēti gadījumfaktori kā vēja virziens un stiprums, kā arī ceļa kāpums un seguma stāvoklis rezultātos ienes zināmas korektīvas un padara tos grūti vispārināmus. Tādējādi stenda izmēģinājumi un ceļizmēģinājumi papildina viens otru.

Izmēģinājumos nosaka tādus dinamisko īpašību parametrus kā maksimālo ātrumu, nosacīto maksimālo ātrumu, ieskriešanās laiku līdz noteiktam ātrumam, kā arī 400 un 1000 m ceļā, ieskriešanās raksturojumu divos augstākajos pārnēsumos, ieskrejas—izskrejas ātrumraksturojumu un ātrumraksturojumu uz mainīga garenprofila ceļa. Var noteikt arī citus parametrus: minimālo noturīgo (kritisko) ātrumu tiešajā pārnēsumā, automobiļa spēju pārvarēt kāpumus, vilces spēku u. c.

Vairumu minēto parametru var noteikt arī stenda izmēģinājumos.

Pirms izmēģinājumiem pārbauda automobiļa vai autovilciena stāvokli: tam jābūt tehniskā kārtībā, noregulētam, uzpildītam un apgādātam ar instrukcijā paredzētajiem materiāliem un instrumentiem, slogotam ar pilnu normālu slodzi (kravu) balasta veidā vai ar dabisko kravu. Izmēģinājuma laikā durvīm un logiem jābūt aizvērtiem. Ja ir atvāzams jumts vai tents, tiem jābūt uzliktiem.

Izmēģinājumus veic ar iesildītu automobili. Atbilstoši valsts standartam automobili iesilda, nobraucot vismaz 50 km ar ātrumu $v \geq 0,75v_{max}$. Tehnisko stāvokli pārbauda brīvskrejienā, sākot no ātruma 50 km/h.

Ceļizmēģinājumus veic uz taisna, horizontāla, sausa ceļa ar līdzenu cementbetona vai asfaltbetona segumu; pieļaujamie kāpumi un kritumi 50 m garumā var būt 0,5% robežās. Izmēģinājumu ceļa minimālais garums ir šāds: maksimālā ātruma noteikšanai — 1 km,

ieskriešanās parametru un ieskrejas—izskrejas ātrumraksturojuma noteikšanai — 2 km, bet ātrumraksturojuma noteikšanai uz mainīga garenprofila ceļa — 13...15 km. Pēdējā gadījumā jābūt arī normālam sadalījuma likumam pakļautiem kāpumiem un kritumiem, to skaitā vismaz vienam 4...5% kāpumam un kritumam 500...700 m garumā. Ceļa pagriezienu rādusiem plānā jābūt vismaz 1000 m. Mērāmā ceļizmēģinājumu iecirkņa sākuma un beigu punktiem jāatrodas vienā līmenī.

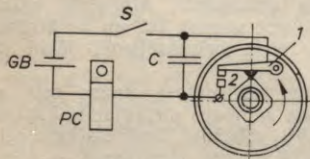
Izmēģinājumus veic, ja gaisa temperatūra ir $-5...+25^{\circ}\text{C}$ robežās, spiediens — 97,3...102,7 MPa (730...770 mm Hg), relatīvais mitrums — $\leq 90\%$. Vēja ātrums nedrīkst pārsniegt 3 m/s. Ceļizmēģinājumus veic pretējos virzienos, izņemot ātrumraksturojuma uzņemšanu uz mainīga garenprofila ceļa. Ja rezultātu atšķirība pārsniedz 5%, mēģinājumi jāatkārto.

Ceļizmēģinājumos lieto iekārtu ceļa, laika, ātruma un paātrinājuma mērīšanai. Iekārtai jābūt tehniskā kārtībā un notarētai. Mērīšanas kļūda laikam un ceļam nedrīkst pārsniegt $\pm 0,5\%$, ātrumam — $\pm 1\%$.

Parasti ceļu un ātrumu mēra ar t. s. «piekto riteni», kas savienots ar elektrisko mēriekārtu (sk. 2.12. att.). «Piektais ritenis» ar pārtraucēju vai citu adapteru starpniecību dod signālus, kuru skaits ir proporcionāls riteņa griešanās frekvencei un ātrumam. Šos signālus reģistrē ar impulsu skaitītājiem vai pieraksta ar pašrakstošo iekārtu, piemēram, elektrooptisko oscilogrāfu.

Viena no ceļa mērīšanai izmantojamām elektriskajām shēmām ar pārtraucēju parādīta 3.17. attēlā. Ja pārtraucējam ir 4 izcilņi, tad tas riteņa viena apgrieziena laikā pārtrauc ar atkal savieno elektrisko ķēdi 4 reizes. Ja, piemēram, riteņa apkārtmērs ir 2,0 m, tad ik pa $2,0:4=0,5$ m nobrauktā ceļa impulsu skaitītājs PC skaita vienu impulsu. Reizinot impulsu skaita rādījumu ar 0,5, iegūst nobrauktā ceļa garumu ar precizitāti $\pm 0,5$ m. Lai precizitāti paaugstinātu, ķēde jāpārtrauc biežāk, piemēram, palielinot pārtraucēja izcilņu skaitu. Impulsu skaitītāja vietā signālus var reģistrēt ar pierakstošo iekārtu.

Ātruma mērīšanai izmanto vienkāršu ierīci — ar «piektā riteņa» asi savienotu tahogeneratoru G (3.18. att.), kura griešanās ātrums ir proporcionāls automobiļa kustības ātrumam. Ja tahogeneratora raksturlikne ir lineāra, elektriskās svārstības kontūrā pietiekoši efektīvi dzēš CLC tipa filtrs un tiek novērsta «piektā riteņa» izslīde, tad ātruma mērītājs dod pietiekami precīzus mērījumus, ko reģistrē

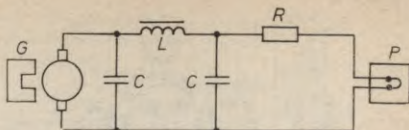


3.17. att. Ceļa mērītāja shēma:

1 — kustīgais kontakts, 2 — nekustīgais kontakts; PC — impulsu skaitītājs, GB — sprieguma avots, C — kondensators, S — slēdzis.

3.18. att. Ātrumu mērītāja shēma:

G — tahogenerators, CLC — filtrs, R — rezistors, P — oscilogrāfa galvanometrs.

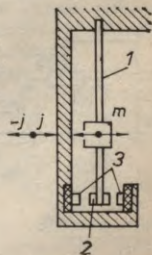


ar galvanometru P . Ar maināmu rezistoru R iestata vajadzīgo ātruma mērogu.

Ceļa un ātruma mērīšanas precizitāte ir atkarīga no «piektā riteņa» izslīdes. Tāpēc ritenis nedrīkst būt slogots ar tangenciālu spēku, t. i., griezes momentu (ši iemesla dēļ «piektā riteņa» vietā nevar izmantot paša automobiļa dzenošos ritenus) un tam jānodrošina pietiekami laba saķere ar ceļu. Tādēļ «piektais ritenis» parasti tiek izgatavots viegls un to piespiež ceļam ar atsperi (sk. 2.12. att.).

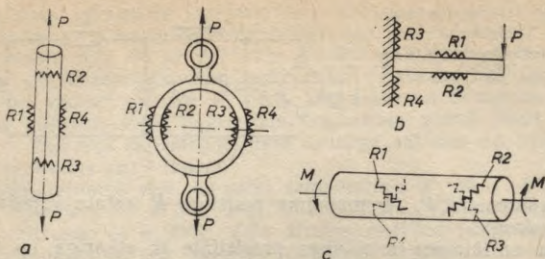
Paātrinājuma mērīšanai akselerometrisko adapteros izmanto zināmu masu, uz ko paātrinājuma ietekmē darbojas inerces spēks, kas cenšas masu pārvietot. Ja masas m pārvietojumam pretojas atsperes I pretestība (3.19. att.), tad pārvietojums ir proporcionāls paātrinājumam. Tādējādi paātrinājumu mēra, mērot pārvietojumu, piemēram, ar reohordu elektriskajā ķēdē. Ja jāuzzina tikai noteiktas paātrinājuma robežvērtības, tad izmanto kontaktus 3 , kas saslēdzas, sasniedzot noteiktu j vērtību. Akselerometrisko adapteru obligāti orientē mērāmā paātrinājuma virzienā un labi nostiprina pie automobiļa korpusa.

Spēku un momentu mērīšanai izmanto dažādus dinamometrisko adapterus, kuru daži paraugi doti 3.20. attēlā. Jutīgus tenzorezistorus $R1, \dots, R4$ uzlīmē detaļai, kuras deformāciju mēra, saslēdz tilta shēmu un pieslēdz reģistrējošai mēraparatūrai parasti caur pastiprinātāju A (3.21. att.). Visu četru tilta plecu rezistoru $R1, \dots, R4$ pretestības izvēlas apmēram vienādas un, kad adapters nav slogots, ar maiņrezistoriem $R5$ un $R6$ panāk pilnīgu tilta līdzsvaru. Kad darbojas mērāmais spēks vai moments, mainās rezistoru pretestība, līdzsvars tiltā zūd un uz pastiprinātāju A plūst strāva, kas proporcionāla pretestības izmaiņai (mērāmajam spēkam vai momentam). Lai kompensētu temperatūras izmaiņas radīto detaļas pagarinājumu, detaļai (vai tāda paša materiāla citai detaļai, kas vienmēr atrodas tai pašā temperatūrā) uzlīmē tos tiltā ietilpstošos tenzoresistorus, kas mērāmos spriegumus neuzņem, piemēram, $R2$ un $R3$ — stīpei pakļautajā stienī (3.20. att. *a*) un $R3, R4$ — liecei pakļautajā detaļā (3.20. att. *b*).



3.19. att. Paātrinājuma mērītāja devējs:

1 — atsperi, 2 — kustīgais kontakts, 3 — nekustīgais kontakts.



3.20. att. Dinamometrisko adapteru shēmas ar tenzorezistoriem:

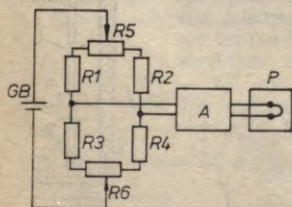
a — stiepes spēka mērīšanai, *b* — lieces spēka mērīšanai, *c* — vērpes (griezies) momenta mērīšanai; *R1*, ..., *R4* — tenzorezistori.

Laika mērīšanai, ja izmanto elektrisko mēriekārtu, lieto speciālus laika signālu ģeneratorus, kas dod impulsus precīzos laika intervālos. Šos signālus reģistrē ar impulsu skaitītājiem vai pieraksta uz mēraparāta lentes.

Elektrisko mēriekārtu pēdējā laikā izmanto arvien plašāk, jo tai ir vairākas būtiskas priekšrocības salīdzinājumā ar neelektriskām mēriekārtām: maza mērinstrumenta inerce; iespēja vienlaikus reģistrēt lielu skaitu (līdz 20) parametru uz vienas lentes, kas dod iespēju tieši salīdzināt un pētīt to izmaiņas raksturu; vienkārša mēriekārtas jutības maiņa (piemēram, ar šuntiem), kas dod iespēju izmantot universālu aparātūru dažādu diapazonu lielumu mērīšanai; iespēja komplektēt mērierīces no tipveida blokiem, piemēram, no masveidā ražotās elektroaparātūras mezgliem.

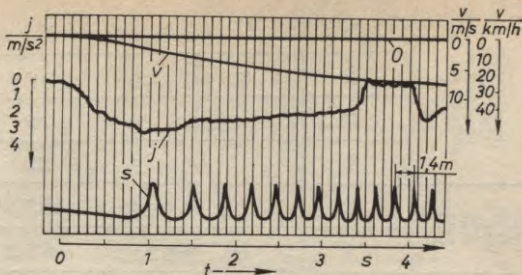
Ar elektrisko mēriekārtu mērītos rezultātus parasti reģistrē kopīgā lentē, kuras paraugs (automašīna ieskriešanās) parādīts 3.22. attēlā. Tajā parādīti šādi mērāmie lielumi: *v*, *j* un *s* liknes, nulllīnija *O*, kuru veļk elektriskajā ķēdē neieslēgts galvanometrs, un laika atzīmes ik pa 0,1 s, kā arī tarējot noteiktie mērogi, kas pielikti oscilogrammas apstrādes laikā.

Tarēšanu veic, lai salīdzinātu mērāmā lieluma reģistrētās vērtības ar attiecīgajām etalona vērtībām. Tā, piemēram, ceļa mērītāju tarē, precīzi zināmā ceļa posmā s_p izmērot ceļa impulsu skaitu n_1 .



3.21. att. Tilta shēma:

R1, ..., *R4* — tenzorezistori, *R5* un *R6* — tilta līdzsvaršanas mainrezistori, *A* — pastiprinātājs, *P* — oscilogrāfā galvanometrs.



3.22. att. Oscilogrammas paraugs.

Tad viena impulsa vērtība ir s_p/n_i . Paātrinājuma mērītāju tarē, atzīmējot uz lentes rādījumus pie noteiktām j vērtībām, kuras imitē akselerometriskā adaptera novietošana zināmā leņķī. Ja šis leņķis ir 90° , tad $j=g$.

Izmēģinājumu rezultātus fiksē izmēģinājumu protokolā.

Nosakot *maksimālo ātrumu*, augstākajā pārnēsumā ar pilnu degvielas padevi tam jābūt sasniegtam vismaz 200 m pirms ceļizmēģinājumu iecirkņa. Fiksē ar šo noturīgo ātrumu nobrauktā ceļa s , m, garumu un braukšanas faktisko laiku t , s. Vidējais braukšanas laiks t_{vid} dod iespēju aprēķināt vidējo maksimālo ātrumu v_{vid} , km/h:

$$v_{vid} = 3,6 s / t_{vid}. \quad (3.62)$$

Nosacīto maksimālo ātrumu nosaka kā vidējo ātrumu ieskrejas—izskrejas izmēģinājumu ieskriešanās pēdējos 400 m vai aprēķina pēc formulas (3.62).

Ieskriešanās laiku 400 un 1000 m ceļā nosaka, tieši izmērot vai no ieskriešanās procesa pierakstiem. Ieskriešanās laiku līdz noteiktam ātrumam nosaka pēc ieskriešanās parametru pieraksta rezultātiem. Ieskriešanās beigu ātrums vieglajiem automobiļiem ir noteikts 100 km/h; pilsētas autobusiem, smagiem kravas automobiļiem un autovilcieniem — 60 km/h; pārējiem autobusiem un kravas automobiļiem — 80 km/h. Ja automobiļa maksimālais ātrums ir mazāks, tad par beigu ātrumu pieņem tuvāko mazāko desmitnieku.

Ieskriešanās ātrumraksturojumu divos augstākajos pārnēsumos uzņem, braucot ar minimālo noturīgo ātrumu attiecīgajā pārnēsumā, ko ieregulē vismaz 100 m pirms ieskriešanās sākuma, tad strauji un līdz galam nospiežot akseleratora pedāli un ieskrienoties līdz ātrumam, kas atbilst nominālajai motora griešanās frekvencei.

Ieskriešanās izmēģinājumu rezultātus attēlo grafikā $v=f(t_{ie}; s_{ie})$ (sk., piemēram, 3.10. att. e un 3.11. att.).

Ieskrejas—izskrejas ātrumraksturojumu uzņem, 2000 m garā ceļā ieskrienoties ar pārnēsumu pārslēgšanu pie nominālās griešanās frekvences. Pēc 2000 m nobraukuma ātri izslēdz pārnēsumu un

Dažu padomju automobiļu dinamisko īpašību rādītāji

Automobiļa marka	Pasāžieru, val kravnesība m_q , t	Pilnmasa m_a , t	Motora N_e maksimālā jauda N_e , max. kW	Ipatjanda uz pilnmasas vienību N_e , max/ m_a , kW/t	Maksimālais kustības ātrums v_{max}		Maksimālais dinamiskais faktors D_{max}	Maksimālais dinamiskais faktors augstākajā pārnēsājumā	Pārnēsājams kaptums ar I pārnēsājumu (pa šosifju) f_1 , %	Pārnēsājams kaptums ar augstāko f_2 , %	Maksimālais pātrinaujums /max. m/s^2	Ieskriešanas laiks t_{ie} , s, līdz ātruma, km/h				Nepieciešamais laiks t_{ie} , s, lai nobrauktu attālumu s_{ie} , m
					km/h	m/s						80	100	100	200	
<i>Vieglie automobiļi</i>																
3A3-965	4	0,95	17,0	17,9	80	22,2	0,31	0,07	30	6,0	1,7	—	33	33	33	33
3A3-968 M	4	1,16	30,2	26,0	120	33,3	0,32	0,06	31	4,5	1,8	38	13	21	32	38
«Moskvič-401»	4	1,16	19,1	16,5	90	25,0	0,26	0,06	25	4,5	1,4	—	10	16	25	29
«Moskvič-407»	4	1,29	33,1	25,7	115	31,9	0,34	0,07	33	5,3	1,8	36	10	16	25	29
«Moskvič-408»	4...5	1,33	36,8	27,7	120	33,3	0,34	0,07	33	6,1	1,9	29	10	16	25	29
«Moskvič-412»	4...5	1,45	55,2	38,1	140	38,9	0,36	0,09	35	7,0	2,2	14	10	15	22	25
BA3-2101	5	1,35	47,1	34,9	140	38,9	0,35	0,08	34	6,5	1,9	14	10	15	22	25
BA3-2103	5	1,43	56,6	39,6	150	41,6	0,37	0,09	36	7,0	2,1	12	10	15	22	24
BA3-2106	5	1,45	58,8	40,5	154	42,8	0,36	0,09	35	7,0	2,1	12	10	15	22	24
BA3-2107	5	1,43	56,6	39,6	150	41,6	0,36	0,09	35	7,0	2,1	12	10	15	22	24
BA3-2121	4	1,55	58,8	38,0	130	36,1	0,64	0,08	58	5,8	2,1	17	10	15	22	24
ΓA3-20	5	1,84	38,2	20,8	105	29,2	0,28	0,08	27	6,5	1,8	25	11	17	27	32
ΓA3-21	5	1,88	51,2	27,2	130	36,1	0,28	0,10	33	8,6	2,0	19	10	16	25	29
ΓA3-24	5	1,82	72,1	39,6	145	40,3	0,41	0,08	39	6,8	2,1	14	10	16	25	29
ΓA3-3102	5	1,87	77,2	41,4	152	42,2	0,41	0,08	39	6,8	2,1	14	10	16	25	29
ΓA3-69A	8	1,96	38,2	19,5	90	25,0	0,67	0,21	62	2,1	1,5	—	9	13	21	24
YA3-469B	7	2,29	55,2	24,1	100	27,8	0,70	0,11	65	9,7	1,9	—	9	13	21	24
ΓA3-13	7	2,66	143	53,8	160	44,4	0,37	0,11	36	9,7	2,1	—	9	13	21	24
ΓA3-14	7	3,16	162	51,3	175	48,6	0,37	0,11	36	9,7	2,1	—	9	13	21	24

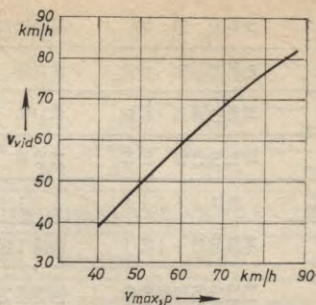
ЗИЛ-110	3,10	103	33,2	140	38,9	0,30	0,11	29	9,3	2,1	9	13	18	34
ЗИЛ-117	3,26	221	67,8	200	55,5	0,65	0,27	63	26					
<i>Autobusi</i>														
РАФ-977	2,47	51,5	20,9	110	30,5	0,25		24		1,4	34		18	29
РАФ-977ДМ	2,55	55,2	21,6	115	31,9	0,26	0,07	25	5,3	1,5	30	58	18	33
РАФ-2203	2,71	72,1	26,6	120	33,3	0,27	0,07	26	5,3	1,5	20	37	15	24
ПА3-672	7,83	84,6	10,8	80	22,2	0,32	0,04	31	3,0	1,0	73		20	29
ПА3-3201	7,16	84,6	11,8	80	22,2	0,65		60	1,2	1,0			15	42
ЛАЗ-695Н	11,61	110	9,5	80	22,2	0,35	0,05	34	3,0	0,9			12	40
ЛАЗ-699Н	12,64	132	10,4	96	26,7	0,31	0,04	30	2,1	1,0	74		22	
ЛАЗ-677	14,05	132	9,4	70	19,5	0,33	0,10	32	4,1	1,0			22	35
<i>Krasnaa automobili</i>														
УАЗ-451ДМ	2,66	51,5	19,4	96	26,7	0,31	0,07	30	5,2	1,5	29		19	30
УАЗ-452Д	2,62	45,6	17,4	90	25,0	0,67	0,21	62	20	1,4	35		21	31
ГАЗ-51А	5,15	51,5	10,0	70	19,5	0,22	0,05	32	3,8	1,0			29	43
ГАЗ-53А	7,40	84,6	11,4	80	22,2	0,34	0,05	33	3,0	1,1	63		29	47
ГАЗ-63	5,35	51,5	9,6	65	18,0	0,66	0,10	61	3,0	1,0			25	36
ГАЗ-66-01	2,0	5,80	14,6	90	25,0	0,72	0,10	66	9,7	1,1			28	46
ЗИЛ-150	4,0	8,12	66,2	65	18,0	0,32	0,04	31		1,0			15	44
ЗИЛ-164А	4,0	8,32	8,2	65	18,0	0,32	0,04	31		1,0			15	44
ЗИЛ-130	5,0	9,52	11,0	70	19,5	0,34	0,04	33	2,2	1,0			28	46
ЗИЛ-157К	2,5	8,45	76,4	65	18,0	0,36	0,04	35	2,8	1,1	68		28	44
ЗИЛ-131	3,5	10,18	110	80	22,2	0,75	0,09	51	6,1	0,8			33	38
КамАЗ-5320	8,0	15,31	154	85	23,6	0,33	0,04	68	2,2	0,9				39
МАЗ-500А	8,0	14,82	132	85	23,6	0,36	0,04	32	2,2	0,9				41
МАЗ-5335	8,0	14,95	132	85	23,6	0,32	0,04	34	2,6	1,1			37	

ļauj automobiļim brīvi ripot. Izmēģinājumu rezultātus attēlo grafikā $v=f(t; s)$.

Ātrumraksturojumu uz mainīga garenprofila ceļa atbilstoši valsts standartam uzņem, nobraucot ceļizmēģinājumu iecirkni (13...15 km) ar maksimālo pieļaujamo ātrumu $v_{max,p}$, kas nepārsniedz v_{max} un vieglajiem automobiļiem un mikroautobusiem ir vismaz 50 km/h, bet pārējiem automobiļiem un autovilcieniem — 30 km/h. Šajā diapazonā pieņem vismaz četrus maksimālos pieļaujamos ātrumus (apaļos desmitos). Braukšanai jānotiek ar iespējami augstāku pārnēsumu. Nevienā ceļizmēģinājumu iecirkņa posmā (arī kritumos) ātrums nedrīkst pārsniegt nozīmēto maksimālo pieļaujamo ātrumu. Ieskriešanos veic ar pilnu degvielas padevi.

Izmēģinājumu rezultātus attēlo grafiski (sk. 3.23. att.).

Tulīt pēc izmēģinājumiem apstrādā rezultātus un noformē izmēģinājumu pārskatu. Pārskatā ievieto automobiļa galvenos tehniskos datus, izmēģināšanas apstākļu aprakstu, izmēģinājumu rezultātu kopsavilkuma tabulas, ātruma raksturojumus un citus rezultātus, secinājumus un automobiļa dinamisko īpašību novērtējumu.



3.23. att. Ātrumraksturojums uz mainīga garenprofila ceļa.

3.10. PADOMJU AUTOMOBILU DINAMISKĀS ĪPAŠĪBAS

Dažu Padomju Savienībā ražoto automobiļu dinamiskās īpašības raksturojošie parametri sakopoti 3.2. tabulā.

Tabulas dati liecina, ka laika gaitā uzlabojušies tādi parametri kā īpatjauda uz masas vienību, maksimālais ātrums u. c. Visiem pēdējo izlaidumu automobiļiem ieskriešanās parametri ir to normu robežās, kas ļauj uzskatīt ieskriešanās dinamiku par pietiekami intensīvu. Tā, piemēram, sākot no modeļa «Moskvič-401» līdz modelim «Moskvič-412», motora īpatjauvai pieaugot no 16,5 līdz 38,1 kW/t, maksimālais ātrums ir pieaudzis no 90 līdz 140 km/h, dinamiskais faktors — no 0,26 līdz 0,36, pārvaramais maksimālais kāpums I pārnēsumā — no 25 līdz 35%, bet tiešajā pārnēsumā — no 4,5 līdz 7%, maksimālais paātrinājums ir palielinājies no 1,4 līdz 2,2 m/s², bet ieskriešanās laiks 400 m ceļā samazinājies no 32 līdz 21 s, t. i., par 34%.

4

AUTOMOBĪĻA BREMZĒŠANA

4.1. BREMZĒŠANAS ĪPAŠĪBU RAKSTUROJOŠIE PARAMETRI

Automobiļa kustības ātrums un kustības drošība ir ievērojami atkarīga no tā bremsēšanas īpašībām. Ar *bremsēšanas īpašībām* sa-prot automobiļa spēju ātri samazināt kustības ātrumu un apstāties minimāla ceļa gabalā, ieturēt nepieciešamo kustības ātrumu ceļa kri-tumā, kā arī palikt nekustīgam kādu ārēju spēku iedarbības rezultātā.

Bremzēšanas procesā berzes rezultātā bremžu mehānismos un rie-pas kontaktlaukumā ar ceļa virsmu automobiļa kinētiskā enerģija pāriet siltuma enerģijā. Bremzējot elementārie berzes spēki, kas izkļiedēti pa visu bremžu uzliku virsmu, rada rezultējošo bremsē-šanas momentu M_{τ} , kas vērsts pretēji riteņa griešanās virzienam, bet starp ceļa virsmu un riepu rodas bremsēšanas spēks P_{τ} . Mak-simālo bremsēšanas spēku ierobežo saķeres spēks:

$$\Sigma P_{\varphi i} = \Sigma \varphi Z_{k, \tau},$$

kur $P_{\varphi i}$ — i -tā riteņa saķeres spēks;
 $Z_{k, \tau}$ — bremzējošā riteņa normālreakcija.

Ja automobilis bremzē ar visiem riteņiem vienādos saķeres ap-stākļos, tad

$$P_{\tau, \max} = \varphi \Sigma Z_{k, \tau} = \varphi G_a \cos \alpha. \quad (4.1)$$

Galvenie automobiļa bremsēšanas īpašību raksturojošie para-metri ir *bremsēšanas palēninājums*, *bremsēšanas ceļš* un *bremsē-šanas laiks*. Šos parametrus var noteikt, izmantojot automobiļa kus-tības vienādojumu bremsēšanas gadījumā. So vienādojumu vispārīgā veidā var iegūt, visus spēkus, kas darbojas uz automobili bremsē-šanas procesā (4.1. att.), projicējot uz ceļa plakni:

$$P_{\tau} + P_i + P_{\alpha} + P_w + P_j + P_p + P_m + P_z = 0, \quad (4.2)$$

kur P_m — motora bremsēšanas spēks, reducēts uz dzenošiem rite-ņiem, kN;

P_z — transmisijas pretestība brīvgaitas režīmā, kas reducēta uz dzenošiem riteņiem, kN.

Uz dzenošajiem riteņiem reducēto motora bremsēšanas spēku ap-rēķina pēc šādas izteiksmes:

$$P_m = \frac{M_m i_{\tau}}{r_{k\eta_{\tau}}}, \quad (4.3)$$

kur M_m — motora bremsēšanas moments, N·m (sk. 2.4. att.).

Transmisijas pretestību P_z var aprēķināt pēc izteiksmes (3.51). Inerces pretestība P_j bremsēšanas laikā ir vērsta kustības virzienā, jo bremsēšanas palēninājums $j_r = -j$. Parasti tā ir galvenā pretestība, kas bremsējot jāpārvar.

Rites pretestība P_f vienmēr palīdz automobili bremsēt, bet to izmainīt bremsēšanas nolūkos praktiski nevar. Tādējādi atkarā no automobiļa un tā bremžu sistēmas konstrukcijas, kā arī no ceļa apstākļiem atsevišķos gadījumos bremsēšanai var izmantot P_r , P_α , P_w , P_p , P_m un P_z .

Bremsēšanas spēku P_r uz riteņiem var radīt ar darba bremsēm, pie tam parasti ar darba bremsēm tiek bremsēti visi riteņi, bet atsevišķos gadījumos tikai vienas ass riteņi. Stāvbremze parasti darbojas uz kardānvārpstu vai uz vienas ass riteņiem. Neatslēdzot transmisiju no motora, bremsēšanas spēku uz dzenošajiem riteņiem var radīt, izmantojot motora bremsēšanas spēku P_m vai arī izmantojot speciālus bremsēšanas palēninātājus, ar kuriem var palielināt transmisijas pretestību P_z . Braucot kāpumā, kā bremsēšanas spēks darbosies kāpuma pretestība P_α . To izmanto, piemēram, kalnu ceļos, lejupejošā daļā veidojot ceļa atzarus, kas strauji ved kalnup, lai ar P_α nobremzētu automobili, ja citus spēkus bremsēšanai izmantot nevar. Bremsēšanai pie lieliem kustības ātrumiem par bremsēšanas spēku var izmantot gaisa pretestību P_w , mākslīgi palielinot automobiļa aerodinamisko pretestību. Šādu bremsēšanas paņēmieni lieto, piemēram, rekordautomobiļiem, samazinot kustības ātrumu ar speciāliem bremsēšanas izpletņiem.

Piekabes pretestību P_p izmanto automobiļa bremsēšanai, ja piekabi bremsē ātrāk vai intensīvāk nekā automobili, t. i., ja P_p vērsts pretēji kustības virzienam. Pretējā gadījumā ($P_p < 0$) piekabe uzskrien automobilim un tas var patvaļīgi izmainīt kustības virzienu, kas ir ļoti bīstami.

Spēku P_m izmanto bremsēšanai ar motoru, ja motors savienots ar transmisiju un degvielas padeve ir mazāka par to, kas dotajos ekspluatācijas apstākļos ir nepieciešama kustības uzturēšanai.

Pretestība P_z vienmēr bremsē automobili, bet ir niecīga salīdzinājumā ar citiem bremsēšanas spēkiem, tāpēc parasti to neņem vērā vai pieskaita P_m vai P_f .

Inerces pretestība

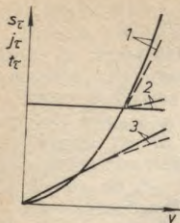
$$-P_j = -m_a \delta' j = m_a \delta' j_r.$$

Pēc izteiksmes (2.28) $\delta' \approx 1,04$.

Tā kā $P_f + P_\alpha = P_\psi$, varam noteikt maksimālo bremsēšanas palēninājumu:

$$j_r = \frac{1}{m_a \delta'} (P_r + P_\psi + P_w + P_p + P_m + P_z). \quad (4.4)$$

Praktisku interesi rada automobiļa bremsēšana ar darba bremžu sistēmu, ja motors atslēgts no transmisijas. Šajā gadījumā $P_m = 0$, bet pretestību P_z var neņemt vērā. Bremsēšanas režīmā ātrums pa-



4.2. att. Bremzēšanas ceļa, palēninājuma un laika izmaiņa atkarā no bremzēšanas sākuma ātruma:

1 — bremzēšanas ceļš, 2 — bremzēšanas palēninājums, β — bremzēšanas laiks (nepārtrauktā līnija — neņemot vērā P_p , P_z un P_w , svītrlīnija — ievērojot šos lielumus).

Šo integrāli ir diezgan grūti atrisināt, jo P_r , P_w , P_p un P_m ir atkarīgi no ātruma. Ja bremzēšanas palēninājumu aprēķina pēc izteiksmes (4.6), tad minimālais bremzēšanas laiks

$$dt = - \frac{\delta' dv}{g(\varphi \cos \alpha + \psi)}. \quad (4.9)$$

Integrējot izteiksmi (4.9) robežās no v_1 līdz v_2 , kur v_1 ir bremzēšanas sākuma ātrums, m/s, bet v_2 — ātrums bremzēšanas beigās, m/s, un pieņemot, ka φ un ψ nav atkarīgi no ātruma v , iegūsim minimālo bremzēšanas laiku:

$$t_{r,\min} = \int_{v_1}^{v_2} - \frac{\delta' dv}{g(\varphi \cos \alpha + \psi)} = \frac{\delta'(v_1 - v_2)}{g(\varphi \cos \alpha + \psi)}. \quad (4.10)$$

Ja automobili bremzē, līdz tas pilnīgi apstājas, tad $v_2 = 0$.

Bremzējot ar maksimālo intensitāti, bremzēšanas laiks ir tieši proporcionāls automobiļa kustības ātrumam bremzēšanas sākumā (4.2. att.). Reālos apstākļos bremzēšanas laiks ir garāks nekā pēc izteiksmes (4.9) aprēķinātais, jo izteiksmē nav ņemti vērā ekspluatācijas faktori, kas samazina bremzēšanas palēninājumu, piemēram, bremžu uzliku nodilums, neregulētas bremzes, bremžu sistēmas konstrukcija, slodzes sadalījums pa asīm bremzējot, sliktis bremžu sistēmas tehniskais stāvoklis. Lai ievērtētu šos faktorus, izteiksmēs (4.9) un (4.10) ievēd bremzēšanas efektivitātes koeficientu k_e . Tādējādi, ja $v_2 = 0$,

$$t_{r,\min} = \frac{k_e \delta' v_1}{g(\varphi \cos \alpha + \psi)}. \quad (4.11)$$

Bremzēšanas efektivitātes koeficienta vērtības dotas 4.1. tabulā.

Tabulā uzrādītās k_e vērtības atbilst cietam, sausam ceļa segumam, ja $\varphi = 0,7$. Ja ceļa $\varphi \leq 0,4$, visu automobiļu bremzēšanas spēks ir pietiekošs, lai nobloķētu riteņus, un $k_e = 1$. Koeficienta k_e vērtība ir vislielākā tad, ja saķeres koeficienta φ vērtība ir augsta, bremžu uzlikas — nodilušas, bremzes — neregulētas un sliktā tehniskā stāvoklī.

Automobiļa bremzēšanas ceļu kādā ātruma intervālā var noteikt, ņemot vērā, ka

$$-j_t = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \frac{ds}{dt} = \frac{dv}{ds} v; \quad (4.12)$$

Bremzēšanas efektivitātes koeficienta k_e vērtības

Automobiļa tips	Automobilim	
	bez slodzes	ar pilnu slodzi
Vieglie automobiļi	1,1 ... 1,15	1,15 ... 1,2
Kravas automobiļi ar pilnu masu līdz 10 t un autobusi ar garumu līdz 7,5 m	1,1 ... 1,30	1,50 ... 1,6
Kravas automobiļi ar pilnu masu virs 10 t un autobusi ar garumu virs 7,5 m	1,4 ... 1,60	1,60 ... 1,8

no izteiksmes (4.6)

$$ds = - \frac{\delta' v dv}{g(\varphi \cos \alpha + \psi)}. \quad (4.13)$$

Integrējot izteiksmi (4.13) robežās no v_1 līdz v_2 , ja var pieņemt, ka φ un ψ nav atkarīgi no ātruma v , iegūsim minimālo bremzēšanas ceļu:

$$s_{r,\min} = \frac{\delta'}{g(\varphi \cos \alpha + \psi)} \int_{v_1}^{v_2} v dv = \frac{\delta'(v_1^2 - v_2^2)}{2g(\varphi \cos \alpha + \psi)}. \quad (4.14)$$

Nemot vērā k_e un to, ka automobilis bremzējot pilnīgi apstājas, t. i., $v_2 = 0$,

$$s_{r,\min} = \frac{k_e \delta' v_1^2}{2g(\varphi \cos \alpha + \psi)}. \quad (4.15)$$

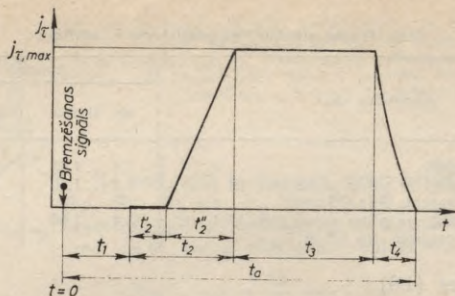
Ja izteiksmē (4.14) ātruma vienība ir km/h, tad tā iegūst šādu veidu:

$$s_{r,\min} = \frac{k_e \delta' (v_1^2 - v_2^2)}{254(\varphi \cos \alpha + \psi)}, \quad (4.16)$$

kur koeficients $254 = 2g3,6^2$.

No kustības drošības viedokļa liela nozīme ir automobiļa pilnam bremzēšanas ceļa garumam. Automobiļa *pilns bremzēšanas ceļš* ir garāks nekā tiešās bremzēšanas ceļš, jo jāņem vērā arī ceļa gabals, kuru automobilis nobrauc autovadītāja reakcijas, bremžu iedarbības un palēninājuma pieauguma laikā.

Bremzēšanas palēninājuma izmaiņa atkarā no laika, automobili bremzējot, dota 4.3. attēlā. Ja kādā laika momentā (apzīmēsim ar $t=0$) rodas situācija, kad autovadītājam jābremzē, viņš novērtē radušos situāciju, pieņem lēmumu bremzēt un uzliek kāju uz bremzes pedāļa, pie tam tas nenotiek momentāni. Sis process ir saistīts ar psiholoģisko aizkavējumu un aizņem zināmu laiku, ko sauc par autovadītāja *reakcijas laiku* (t_1). Reakcijas laiks ir atkarīgs no autovadītāja psihofizioloģiskajām īpašībām, noguruma pakāpes un



4.3. Bremzēšanas palēninājuma izmaiņas atkarā no laika.

mainās 0,2...1,5 s robežās. Atkarā no konkrētiem ceļa apstākļiem tehniskajos aprēķinos autovadītāja reakcijas laiku pieņem 0,6...1,4 s. Reakcijas laiks 0,6 s tehniskajos aprēķinos tiek pieņemts tad, ja ir liela satiksmes negadījuma sagaidāmība un autovadītājs ir iepriekš sagatavojies bremzēšanai. Reakcijas laiku 1,4 s pieņem tad, ja autovadītājs nav sagatavojies bremzēšanai un redzes laukā nav objekta, kas varētu radīt satiksmes negadījumu.

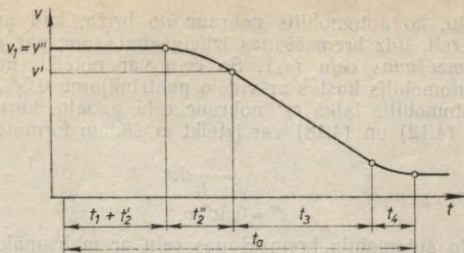
Pēc bremzes pedāļa nospiešanas sākuma paiet zināms laiks t_2' , kurā notiek bremžu pievada iedarbība, un tas ir atkarīgs no bremžu pievada tipa, konstrukcijas un tehniskā stāvokļa. Tas palielinās, ja bremžu pievads satur daudz garu cauruļvadu un daudz bremžu mehānismu. Hidrauliskā bremžu pievada iedarbes laiks ir 0,2...0,4 s (tehniskajos aprēķinos pieņem 0,2 s). Pneimatiskā bremžu pievada bremžu sistēma iedarbojas pēc 0,6...0,8 s (aprēķinos parasti pieņem 0,6 s). Autovilcieniem ar vienu vai divām piekabēm pneimatiska bremžu pievada iedarbības laiks var sasniegt pat 1,0...1,5 s.

Bremzēšanas moments uz automobiļa riteņiem un automobiļa palēninājums nepieaug momentāni līdz maksimumam, bet kādā laikā

4.2. tabula

Bremzēšanas palēninājuma pieauguma laiks atkarā no automobiļa tipa

Automobiļa tips	Laiks t''_2 , s
Vieglie automobiļi	0,05...0,2
Kravas automobiļi un autobusi ar hidraulisko bremžu pievadu	0,05...0,4
Kravas automobiļi ar pneimatisko bremžu pievadu un kravnesību līdz 4500 kN	0,15...1,2
Kravas automobiļi ar pneimatisko bremžu pievadu un kravnesību virs 4500 kN	0,20...1,5
Autobusi ar pneimatisko bremžu pievadu	0,20...1,3



4.4. att. Automašīna kustības ātruma izmaiņas atkarā no laika bremzēšanas procesā.

t_2'' , kuru sauc par *palēninājuma pieauguma laiku*. Šis laiks ir atkarīgs no bremžu pedāļa nospiešanas intensitātes, automašīna slogojuma, ceļa seguma tipa un stāvokļa. Ja pēkšņi un intensīvi jānobremzē un visi riteņi nobloķējas, tad nepieciešams laiks t_2'' , kas dots 4.2. tabulā.

Mazākās vērtības 4.2. tabulā atbilst ceļam ar zemu ϕ vērtību, pie tam automašīna slodze šajā gadījumā neiespaido t_2'' , bet lielākās vērtības izvēlas uz ceļiem ar augstu saķeres koeficientu un pilnu automašīna noslodzi.

Automašīna *intensīvās bremzēšanas laikā* t_3 automašīna bremzē ar kādu palēninājumu $j_{\tau, \max}$, tāpēc $t_3 = t_{\tau, \min}$. Automašīnai sasniedzot nepieciešamo ātrumu, autovadītājs atlaiž bremžu pedāli, tādējādi notiek bremžu sistēmas atbremzēšana — palēninājuma samazināšanās. Šis laiks t_4 hidrauliskajam bremžu pievadam ir aptuveni 0,2 s, bet pneimatiskajam pievadam — 0,5 ... 1,5 s.

Laikā t_2'' , kā arī laikā t_4 palēninājums mainās aptuveni pēc lineāras sakarības, tāpēc ar nelielu kļūdu var pieņemt, ka automašīna pārvietojums šajā laikā atbilst palēninājumam $0,5 j_{\tau, \max}$. Ja bremzēšana notiek līdz pilnīgai automašīna apturēšanai ($v_2 = 0$), tad *atbremzēšanas laiks* t_4 bremzēšanas parametru neietekmē un to var ņemt vērā ($t_4 = 0$).

Laiks, kurā automašīna tiek nobremzēta daļēji,

$$t_{a,d} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4,$$

bet, nobremzējot pilnīgi,

$$t_a = t_1 + t_2 + t_3. \quad (4.17)$$

Pieņemot, ka laikā t_2 automašīna pārvietojas ar palēninājumu $0,5 j_{\tau, \max}$, ātrums v'' šajā laikā samazināsies šādi (4.4. att.):

$$\Delta v'' = 0,5 j_{\tau, \max} t''_2; \quad (4.18)$$

ātrums v' laika t_3 sākumā

$$v' = v_1 - 0,5 j_{\tau, \max} t''_2. \quad (4.19)$$

Visu ceļu, ko automobilis nobrauc no brīža, kad autovadītājs ierauga šķērslī, līdz bremsēšanas izbeigšanai, sauc par *pilnu automobiļa bremsēšanas ceļu* (s_a). So ceļu var noteikt, uzskatot, ka laikā t_2'' automobilis kustas ar vidējo paātrinājumu $0,5j_{\tau, \max}$. Ņemot to vērā, automobilis laikā t_2'' nobrauc ceļa gabalu, kuru atbilstoši izteiksmēm (4.12) un (4.18) var izteikt ar šādām formulām:

$$\begin{aligned} ds &= \frac{v}{-j_{\tau}} dv; \\ s'' &= 0,5t''_2 v. \end{aligned} \quad (4.20)$$

Minimālo automobiļa bremsēšanas ceļu ar maksimālo palēninājumu $s_{\tau, \min} = s_3$ nosaka pēc izteiksmes (4.15). Pilns automobiļa bremsēšanas ceļš līdz pilnīgai tā apturēšanai, ievērtējot autovadītāja reakcijas laiku, bremžu sistēmas iedarbības laiku un palēninājuma pieauguma laiku,

$$s_a = v_1(t_1 + t'_2 + 0,5t''_2) + s_{\tau, \min}. \quad (4.21)$$

4.2. RITEŅU NORMĀLREAKCIJU IZMAIŅĀ BREMSĒŠANAS PROCESĀ

Salīdzinājumā ar statisko slodzi uz automobiļa asīm G_1 un G_2 , automobili bremzējot, notiek priekšējo un pakaļējo riteņu normālreakciju Z_1 un Z_2 izmaiņas inerces spēku iedarbības rezultātā. Apzīmēsīm normālreakcijas bremsēšanas procesā attiecīgi ar $Z_{1, \tau}$ un $Z_{2, \tau}$. Spēki, kas darbojas uz automobili bremsēšanas procesā, doti 4.1. attēlā.

Normālreakcijas $Z_{1, \tau}$ un $Z_{2, \tau}$ atrodam no momentu vienādojumiem attiecībā pret riteņu kontaktpunktiem ar ceļa virsmu O_1 un O_2 .

Momentu summa attiecībā pret punktu O_1

$$G_a \cos \alpha a + (P_{\alpha} + P_j) h_g + P_w h_w + P_p h_p - Z_{2, \tau} L = 0. \quad (4.22)$$

Ja $P_j = m_a \delta' j_{\tau}$ ir galvenā pretestība, kas jāpārvar bremsēšanas procesā, tad, ievietojot izteiksmi (4.4) izteiksmē (4.22), ja $P_m = P_z = 0$, iegūsim šādu izteiksmi:

$$\begin{aligned} G_a \cos \alpha a - (P_{\tau} + P_f) h_g - P_w (h_g - h_w) - P_p (h_g - h_p) - \\ - Z_{2, \tau} L = 0; \end{aligned} \quad (4.23)$$

no šīs izteiksmes izsakām

$$\begin{aligned} Z_{2, \tau} = \frac{1}{L} (G_a \cos \alpha a - (P_{\tau} + P_f) h_g + P_w (h_w - h_g) + \\ + P_p (h_p - h_g)). \end{aligned} \quad (4.24)$$

Analogi, uzrakstot momenta vienādojumu attiecībā pret punktu O_2 , iegūsim šādu izteiksmi:

$$\begin{aligned} Z_{1, \tau} = \frac{1}{L} (G_a \cos \alpha b + (P_{\tau} + P_f) h_g + P_w (h_g - h_w) + \\ + P_p (h_g - h_p)). \end{aligned} \quad (4.25)$$

Vienādojumus (4.24) un (4.25) varam pārrakstīt šādi:

$$Z_{1,\tau} = \frac{1}{L} (G_a \cos \alpha b + G_a \cos \alpha (\varphi + f) h_g + kFv^2 (h_g - h_w) + P_p (h_g - h_p)); \quad (4.26)$$

$$Z_{2,\tau} = \frac{1}{L} (G_a \cos \alpha a - G_a \cos \alpha (\varphi + f) h_g + kFv^2 (h_w - h_g) + P_p (h_p - h_g)). \quad (4.27)$$

Ja $P_w \rightarrow 0$ vai $h_g = h_w$ un $P_p = 0$, tad

$$Z_{1,\tau} = \frac{G_a \cos \alpha (b + (\varphi + f) h_g)}{L}; \quad (4.28)$$

$$Z_{2,\tau} = \frac{G_a \cos \alpha (a - (\varphi + f) h_g)}{L}. \quad (4.29)$$

Ja automobilis stāv uz vietas, tad uz horizontāla ceļa

$$Z_1 = \frac{G_a b}{L} = G_1; \quad Z_2 = \frac{G_a a}{L} = G_2. \quad (4.30)$$

Attiecinot normālreakcijas bremsēšanas procesā pret statiskām automobiļa svāra daļām uz asīm, iegūsim *normālreakcijas izmaiņas koeficientus* (m_1 ; m_2):

$$m_1 = \frac{Z_{1,\tau}}{G_1}; \quad m_2 = \frac{Z_{2,\tau}}{G_2}. \quad (4.31)$$

Ņemot vērā izteiksmes (4.28), (4.29) un (4.30), iegūsim

$$m_1 = \cos \alpha \left(1 + (\varphi + f) \frac{h_g}{b} \right); \quad (4.32)$$

$$m_2 = \cos \alpha \left(1 - (\varphi + f) \frac{h_g}{a} \right). \quad (4.33)$$

Normālreakcijas izmaiņas koeficientu vērtības, automobili bremsējot, ir šādas:

$$m_1 = 1,5 \dots 2,0; \quad m_2 = 0,5 \dots 0,7.$$

Ja automobili bremsē tikai ar pakalējiem riteņiem, tad šajā gadījumā bremsēšanas spēks P_τ , kN, pilnīgi izmantojot riteņu saķeri,

$$P_\tau = P_{\tau 2} = Z_{2,\tau} \varphi,$$

kur $P_{\tau 2}$ — pakalējo riteņu bremsēšanas spēks, kN, bet, bremsējot tikai ar priekšējiem riteņiem,

$$P_\tau = P_{\tau 1} = Z_{1,\tau} \varphi,$$

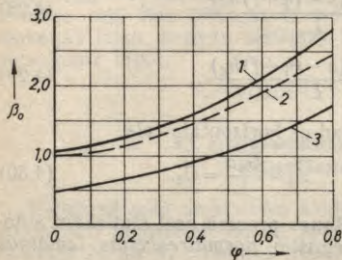
kur $P_{\tau 1}$ — priekšējo riteņu bremsēšanas spēks, kN.

No vienādojumiem (4.28) un (4.29) redzam, ka, automobiļa sma-guma centram atrodoties garenbāzes vidusdaļā ($a=b$), bremsēšana ar priekšējiem riteņiem ir efektīvāka, jo to normālreakcija bremsē-šanas procesā pieaug (palielinās P_r).

Lai pilnīgi izmantotu riteņu saķeri, bremsēšanas spēku attiecībai uz priekšējiem un pakalējiem riteņiem ir jābūt šādai:

$$\beta_0 = \frac{P_{r1}}{P_{r2}} = \frac{Z_{1,\tau}}{Z_{2,\tau}} = \frac{b + \varphi h_g}{a - \varphi h_g}, \quad (4.34)$$

kur β_0 — bremsēšanas spēku sadalījuma starp automobiļa asīm koeficients,



4.5. att. Optimālā bremsēšanas spēku sadalījuma koeficienta izmaiņas atkarā no saķeres koeficienta:

1 — kravas automobilim bez slodzes, 2 — vieglajam automobilim ar pilnu slodzi, 3 — kravas automobilim ar pilnu slodzi.

Pēc izteiksmes (4.34) redzam, ka maksimālo bremsēšanas spēku var iegūt tad, ja bremsēšanas spēku sadalījuma koeficients mainās atkarā no saķeres koeficienta. Koeficients β_0 atkarā no saķeres koeficienta, kas aprēķināts pēc izteiksmes (4.34), automobiļiem ar dažādu slodzi dots 4.5. attēlā. Automobiļiem ar parasto bremsžu pievadu koeficients β_0 ir atkarīgs no bremsžu mehānismu un bremsžu pievada konstrukcijas. Parasti šādiem automobiļiem koeficients β_0 ir optimālās robežās uz ceļa ar saķeres koeficientu 0,4...0,45, kad automobilis ir pilnīgi noslogots. Ci-

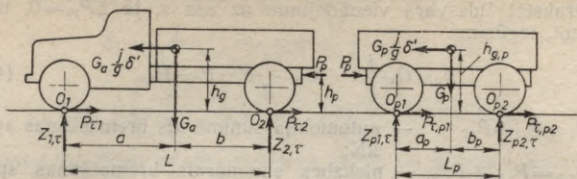
tos apstākļos automobiļa saķeres svars netiek izmantots pilnīgi un pirmie sāk bloķēties priekšējie vai pakalējie riteņi. Lai to novērstu, dažiem automobiļiem lieto bremsžu sistēmas ar statisko vai dinamisko bremsēšanas spēku sadalījuma regulēšanu starp automobiļa asīm.

Aplūkosim visplašāk ekspluatācijā izmantoto autovilcienu riteņu normālreakciju izmaiņu pa asīm bremsēšanas procesā: autovilcienam, kas sastāv no automobiļa un piekabes, un autovilcienam, kas sastāv no vilcējautomobiļa un puspiekabes. Lai atvieglotu autovilciena bremsēšanas procesa analīzi, neņemsim vērā autovilciena gaisa un rites pretestību un uzskatīsim, ka tas pārvietojas pa horizontālu ceļu.

Apskatīsim gadījumus, kad autovilciens sastāv no automobiļa un piekabes (4.6. att.). Automobilim varam uzrakstīt šādus līdzsvara vienādojumus:

$$G_a b + G_a \frac{j}{g} \delta' h_g - Z_{1,\tau} L - P_p h_p = 0, \quad (4.35)$$

$$G_a \frac{j}{g} \delta' h_g + Z_{2,\tau} L - G_a a - P_p h_p = 0. \quad (4.36)$$



4.6. att. Uz automobili un piekabi darbojošies spēki bremsēšanas procesā.

Savukārt piekabei (indekss p) varam uzrakstīt, ka

$$P_p h_p + G_p \frac{j}{g} \delta' h_{g,p} + G_p b_p - Z_{p1,\tau} L_p = 0; \quad (4.37)$$

$$P_p h_p + G_p \frac{j}{g} \delta' h_{g,p} - G_p a_p + Z_{p2,\tau} L_p = 0. \quad (4.38)$$

Atrisinot vienādojumus un izsakot riteņu reakcijas bremsējot, iegūsim šādas izteiksmes:

$$Z_{1,\tau} = \frac{G_a}{L} \left(b + \frac{j}{g} \delta' h_g \right) - P_p \frac{h_p}{L}; \quad (4.39)$$

$$Z_{2,\tau} = \frac{G_a}{L} \left(a - \frac{j}{g} \delta' h_g \right) + P_p \frac{h_p}{L}; \quad (4.40)$$

$$Z_{p1,\tau} = \frac{1}{L_p} \left(G_p \left(b_p + \frac{j}{g} \delta' h_{g,p} \right) + P_p h_p \right); \quad (4.41)$$

$$Z_{p2,\tau} = \frac{1}{L_p} \left(G_p \left(a_p - \frac{j}{g} \delta' h_{g,p} \right) - P_p h_p \right). \quad (4.42)$$

Pēc izteiksmēm (4.31), kā arī ņemot vērā izteiksmes (4.30), (4.39) un (4.40), iegūsim normālreakcijas uz priekšējo un pakalējo asi izmaiņas koeficientus, bremsējot automobili, kas velk piekabi:

$$m_{p1} = \frac{b + \frac{j}{g} \delta' h_g - P_p \frac{h_p}{G_a}}{b};$$

$$m_{p2} = \frac{a - \frac{j}{g} \delta' h_g + P_p \frac{h_p}{G_a}}{a}. \quad (4.43)$$

Analogi var aprēķināt arī normālreakcijas izmaiņas koeficientus piekabei.

Uzrakstot līdzsvara vienādojumu uz ass x , ja $\Sigma P_{pi}=0$, un to atrisinot, iegūsim

$$P_p = G_a \frac{j}{g} \delta' + G_p \frac{j}{g} \delta' - P_\tau - P_{\tau,p}, \quad (4.44)$$

kur $P_\tau = P_{\tau 1} + P_{\tau 2}$ — automobiļa summārais bremzēšanas spēks, kN;

$P_{\tau,p} = P_{\tau,p1} + P_{\tau,p2}$ — piekabes summārais bremzēšanas spēks, kN.

Ja sakabes mezglā ir stiepe, tad pretestība P_p ir pozitīva, bet, ja spiede, — negatīva.

Ja autovilciens sastāv no vilcējautomobiļa un puspiekabes, tad vilcējautomobilim varam uzrakstīt šādus vienādojumus (4.7. att.):

$$Z_2 L + G_a \frac{j}{g} \delta' h_g - G_a a - G_{p1} (L - e_s) - P_p h_p = 0; \quad (4.45)$$

$$G_a \frac{j}{g} \delta' h_g + G_a b + G_{p1} e_s - P_p h_p - Z_1 L = 0, \quad (4.46)$$

kur G_{p1} — puspiekabes slodze uz sakabes iekārtu, kN;

e_s — sakabes nobīde no pakalējās ass, m.

Puspiekabei varam uzrakstīt šādu vienādojumu:

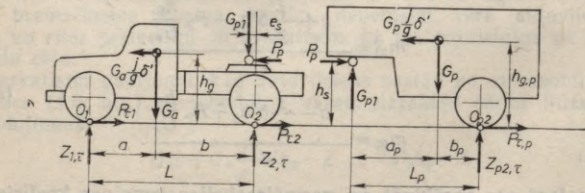
$$P_p h_p + G_p \frac{j}{g} \delta' h_{g,p} + G_p b_p - G_{p1} L_p = 0, \quad (4.47)$$

no kurienes

$$G_{p1} = \frac{1}{L_p} \left(G_p \left(b_p + \frac{j}{g} \delta' h_{g,p} \right) + P_p h_p \right). \quad (4.48)$$

Savukārt $G_p = G_{p1} + Z_{p2}$ (Z_{p2} — puspiekabes pakalējās ass normālreakcija), no kurienes

$$Z_{p2} = G_p - G_{p1}. \quad (4.49)$$



4.7. att. Uz vilcējautomobiļi un puspiekabi darbojošies spēki bremzēšanas procesā,

No izteiksmēm (4.45) un (4.46) varam noteikt

$$Z_1 = \frac{1}{L} \left(G_a \left(b + \frac{j}{g} \delta' h_g \right) + G_{p1} e_s - P_p h_p \right); \quad (4.50)$$

$$Z_2 = \frac{1}{L} \left(G_a \left(a - \frac{j}{g} \delta' h_g \right) + G_{p1} (L - e_s) + P_p h_p \right). \quad (4.51)$$

Ievietojot izteiksmi (4.48) izteiksmē (4.49) un atrisinot to, iegūsim

$$Z_{p2} = G_p \left(1 - \frac{1}{L_p} \left(b_p + \frac{j}{g} \delta' h_{g,p} \right) + \frac{P_p h_p}{L_p G_p} \right). \quad (4.53)$$

4.3. KONSTRUKCIJAS UN EKSPLUATĀCIJAS PARAMETRU IETEKME UZ BREMZĒŠANAS ĪPAŠĪBĀM

Ņemot vērā, ka bremsēšanas procesā notiek riteņu normāreakciju izmaiņa, maksimālo bremsēšanas efektivitāti var panākt tad, ja bremsēšanas spēki atbilst reakcijai uz katru riteni, t. i., visu tiltu riteņi tiek bremsēti ar maksimālo intensitāti.

Uz kravas automobiļu pakalējiem riteņiem parasti ir lielāka vertikālā slodze, un tāpēc to bremžu mehānismus izveido jaudīgākus, piemēram, lietojot darba cilindrus ar lielāku diametru vai bremžu kameras ar lielāku diafragmas efektīvo laukumu. Savukārt vieglajiem automobiļiem asu statiskā slodze ir gandrīz vienāda, bet bremzējot slodze uz priekšējās ass būs lielāka, un tāpēc priekšējo riteņu bremžu mehānismus parasti izveido jaudīgākus, kas attīsta lielāku bremsēšanas spēku. Šādas bremžu sistēmas strādā efektīvi tikai pie tās slodzes, smaguma centra koordinātām un saķeres koeficienta, pie kuriem ir aprēķināta bremžu sistēma un tās mehānismi.

Pēdējā laikā automobiļiem arvien plašāk lieto mehānismus, kas palielina bremsēšanas efektivitāti — bremsēšanas spēku regulatoru un riteņu pretbloķēšanas sistēmu. Bremsēšanas spēku regulatoru parasti uzstāda pakalējo riteņu bremžu kontūrā. Tas izmaina spiedienu šajā kontūrā, tādējādi noteiktos apstākļos neļaujot pakalējiem riteņiem bloķēties ātrāk par priekšējiem riteņiem. Pēc darba raksturlienes veida izšķir divu tipu bremsēšanas spēku regulatorus: spiediena ierobežotājus un spiediena kompensatorus. *Spiediena ierobežotāji*, kas tikai ierobežo spiedienu pakalējā kontūrā līdz noteiktam lielumam, tiek lietoti reti, jo to darba raksturliktne atšķiras no vēlamās. *Spiediena kompensatori* ierobežo spiedienu pakalējā kontūrā atkarā no slodzes uz pakalējo asi, un tiem nav ierobežots spiediena lielums. Šādus kompensatorus lieto BA3 un KAM3 markas automobiļiem. Šādi bremsēšanas spēku regulatori ir sevišķi efektīvi automobiļiem ar īsu garenbāzi un augstu smagumcentru, kā arī automobiļiem ar lielu dinamiskās un statiskās slodzes starpību uz automobiļa asīm. Tomēr pats labākais bremsēšanas spēka regulators nereaģē uz riteņu bremsēšanas dinamiku, t. i., riteņu slīdi vai griešanos. Bez tam liels trūkums ir arī tas, ka tie nereaģē uz bremžu

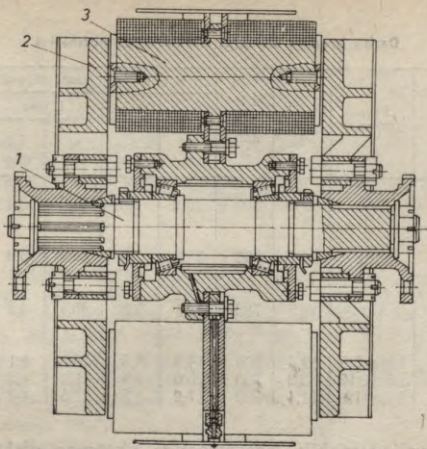
mehānismu tehniskā stāvokļa izmaiņām ekspluatācijas procesā, berzes pāru temperatūru un citiem parametriem, tāpēc šie regulatori tikai zināmā mērā uzlabo automobiļa bremsēšanas efektivitāti.

Sos trūkumus var novērst, lietojot principiāli atšķirīgu ierīci — *pretbloķēšanas sistēmu*, kas neatkarīgi no ceļa apstākļiem nodrošina tādu riteņa bremsēšanas režīmu, kur maksimāli tiek izmantots saķeres spēks, bet netiek pieļauta riteņa bloķēšanās. To nodrošina vadierīce, kas ātri un precīzi regulē spiedienu bremžu pievadā pēc informācijas, kura saņemta no riteņa, t. i., no objekta, kas uzņem ceļa reakciju. Bez tam šāda sistēma ietver sevī bremžu mehānismu, ar ceļa virsmu kontaktējošo riteni, riteņa leņķiskā ātruma devēju, paātrinājuma devēju, vadības bloku un spiediena modulatoru bremžu pievadā. Pilnīgākās no šīm sistēmām, piemēram, sistēma ar elektronisku vadības bloku salīdzinājumā ar automobili bez šādas sistēmas dod iespēju samazināt bremsēšanas ceļu vienādos apstākļos uz sausa seguma līdz 20%, bet uz slapja seguma ceļiem — līdz 30%.

Intensīvas bremsēšanas apstākļos automobiļa bremzes sakarst un to efektivitāte samazinās. Tāpēc dažiem automobiļiem ilgstošai ātruma samazināšanai lieto speciālas ierīces — palēninātājus vai bremžu sistēmu, kas rada papildu kustības pretestību ārpus riteņa mezgla. Visbiežāk tos uzstāda vilcējautomobiļiem un tie ir efektīvi kalnainā apvidū, ja kustības ātrums ir virs 10... 15 km/h. Šādiem automobiļiem riteņu bremzes lieto tikai automobiļa apturēšanai vai avārijas bremsēšanas gadījumā, bet ātruma samazināšanai lieto motora, hidrodinamiskos, elektrodinamiskos un aerodinamiskos palēninātājus. *Motora palēninātāja* darbības pamatā ir motora iekšējā pretestība griešanai, kas rodas no berzes motorā, motora pretestības, tam strādājot kompresora režīmā, gaisa, darbmaisījuma un izplūdes gāzes plūsmas pretestības. Šie zudumi palielinās, pieaugot motora griešanās frekvencei, bet bremsēšanas efektivitāte palielinās, ja ir ieslēgts zemāks pārnese. Bremsēšana ar motoru dod iespēju laideni samazināt automobiļa ātrumu bez riteņu bloķēšanas, jo bremsēšanas moments ir neliels, bet noturīgs. Trūkums ir tas, ka palielinās degvielas patēriņš, atgāzu toksiskums un kļūst bīstama motora pārlietu lielās griešanās frekvences palielināšanās.

Plaši tiek lietoti *motora izplūdes palēninātāji*, kas mākslīgi palielina motora sūkņisko zudumus, radot pretspiedienu atgāzu izplūdes sistēmā. Šim nolūkam atgāzu izplūdes sistēmā ievieto droseli, ar ko daļēji vai pilnīgi noslēdz izplūdes sistēmu un vienlaicīgi atslēdz degvielas padevi, tādējādi regulējot bremsēšanas intensitāti. Šīs sistēmas trūkums ir tas, ka, ilgstoši bremzējot, ir iespējama motora pārdzesēšana.

Hidrodinamiskie palēninātāji satur hidrosajūgu ar vienu nekustīgu ratu — statoru. Otrs rats — rotors ir savienots ar kādu transmisijas vārpstu. Rotors un stators veido telpu, ko, palēninātājam darbojoties, piepilda ar šķidrumu. Rotoram griežoties, tā lāpstiņas liek cirkulēt šķidrumam, kas savstarpējā iedarbībā ar statora lāpstiņām rada bremsēšanas momentu. Automobiļa kinētiskā enerģija pārvēršas siltumā. Ja šķidrums ir ūdens, tad to parasti atdzesē



4.8. att. Elektrodinamiskais palēninātājs:
1 — vārpsta, 2 — tērauda disks, 3 — elektromagnēts.

motora dzesēs sistēmā. Palēninātāja efektivitāte ir atkarīga no šķidrums daudzuma un rotora griešanās frekvences, ko tādējādi izmanto, lai regulētu bremzēšanas momentu. Trūkums ir tas, ka salīdzinājumā ar citiem šāds palēninātājs ir samērā dārgs, tam ir sarežģīta vadība un tas sāk darboties tikai pēc 1...2 s pēc ieslēgšanas.

Vieni no efektīvākiem ir *elektrodinamiskie palēninātāji* (4.8. att.). Tiem ir vienkārša apkalpošana un ērta distances vadība un nav nepieciešama dzesēs sistēma. Šo iemeslu dēļ salīdzinājumā ar citu veidu palēninātājiem tie ir visvairāk izplatīti, it īpaši lielas vejspējas automobiļos.

4.4. BREMZĒŠANAS PARAMETRU NORMĒŠANA UN NOTEIKŠANA

Automobiļiem, ko izgatavo automobiļu rūpnīcas vai uzņēmumi, bremžu sistēmai izvirzītās prasības un bremzēšanas īpašību parametrus nosaka valsts standarts ГOCT 22895—77. Saskaņā ar šo valsts standartu bremžu sistēmas efektivitātes galvenie parametri ir šādi:

darba un rezerves bremžu sistēmai — bremzēšanas ceļš un nestabilizējies palēninājuma lielums;

stāvbremzei un papildu bremžu sistēmai — summārais bremzēšanas spēka lielums, ko attīsta šo sistēmu bremžu mehānismi.

Darba bremžu sistēmas efektivitātes normatīvi

Automobiļa tips	Pilnmasa, t	v_1 , m/s	Spēks uz pedāli, N	Izmēģinājumi					
				0 tipa		I tipa		II tipa	
				s_{gr} , m	i_{gr} , m/s ²	s_{gr} , m	i_{gr} , m/s ²	s_{gr} , m	i_{gr} , m/s ²
Pasažieru, vietu skaits līdz 8	—	22,2	500	43,2	7,0	54,0	5,4	57,5	5,0
Pasažieru, vietu skaits virs 8	Līdz 5	16,7	700	25,8	7,0	32,3	5,3	34,3	4,9
Pasažieru, vietu skaits virs 8	Virs 5	16,7	700	32,1	6,0	40,1	4,5	42,7	4,1
Kravas	Līdz 3,5	19,4	700	44,8	5,5	56,0	4,1	59,6	3,8
Kravas	3,5 ... 12	13,9	700	25,0	5,5	31,3	4,0	33,3	3,7
Kravas	Virs 12	11,1	700	17,2	5,5	21,5	4,0	22,9	3,6

Visu veidu automobiļu bremzēšanas sistēmas efektivitātes noteikšanai lieto trīs tipu izmēģinājumus. Pēc 0 tipa izmēģinājumiem bremžu efektivitāti pārbauda tad, ja bremžu mehānismi ir auksti, pēc I tipa izmēģinājumiem —, ja tie ir sasīluši, un pēc II tipa izmēģinājumiem —, ja sasīlušie bremžu mehānismi bremzē automobili garā ceļa kritumā. Visu tipu izmēģinājumi jāizdara uz sausa un līdzena asfaltbetona seguma ceļa, ja gaisa temperatūra ir $-5 \dots +30^\circ\text{C}$ robežās, bet vēja ātrums nepārsniedz 3 m/s, bez tam 0 tipa un I tipa izmēģinājumi jāveic uz ceļa, kura garenkritums nepārsniedz 0,5%. Visu tipu izmēģinājumus izdara pie pilnas automo-

4.4. tabula

Rezerves bremžu sistēmas efektivitātes normatīvi

Automobiļa tips	Pilnmasa, t	v_1 , m/s	Maksimālais spēks, N, uz vadierīci, kas darbināma		Maksimālais bremzēšanas ceļš, m	Pālēninājums, m/s ² , izdarot bremzēšanu
			ar roku	ar kāju		
Pasažieru, vietu skaits līdz 8	—	22,2	400	500	90,1	3,0
Pasažieru, vietu skaits virs 8	Līdz 5	16,7	600	700	52,2	3,0
Pasažieru, vietu skaits virs 8	Virs 5	16,7	600	700	52,2	3,0
Kravas	Līdz 5	19,5	600	700	79,0	2,8
Kravas	3,5 ... 12	13,9	600	700	42,5	2,8
Kravas	Virs 12	11,2	600	700	28,4	2,8

biļa noslodzes. Nosakot darba bremzes efektivitāti, automobilim ir jānodrošina noteikta stabilitāte, tas nedrīkst iziet no 3,5 m plata koridora un tā garenass nedrīkst pagriezties vairāk par 8°.

Veicot 0 tipa izmēģinājumus, nosaka darba bremzes efektivitāti, ja bremžu diska vai trumuļa temperatūra nepārsniedz +100 °C. Reglamentētais bremzēšanas sākuma ātrums un spēks uz bremžu pedāli nedrīkst pārsniegt vērtības, kas dotas 4.3. tabulā, bet spēks, kuru pieliek stāvbremzes svirai, nedrīkst pārsniegt 250 N. Bremzēšanas ceļa un palēninājuma vidējās vērtības, bremzējot izmēģinājuma posmā abos virzienos, nedrīkst pārsniegt 4.3. tabulā uzrādītās vērtības.

Veicot I tipa izmēģinājumu pārbaudes, sākuma etapā uzsilda bremžu mehānismus, automobili vairākkārt bremzējot (15...20 reizes), kas ilgst 45...60 s. Bremzēšanas sākuma ātrumam jābūt $0,8v_{max}$, bet beigu ātrumam — $0,4v_{max}$. Bremžu efektivitātes pārbaude, kas ir analoga 0 tipa izmēģinājumiem, jāveic vismaz 45 s pēc tam, kad ir pabeigta bremžu mehānismu uzsildīšana. Automobilis ir izturējis I tipa izmēģinājumus, ja bremzēšanas efektivitāte atbilst 4.3. tabulā uzrādītajām vērtībām, bet bremzēšanas ceļa garums nepārsniedz 165% no vērtības, kas iegūta 0 tipa izmēģinājumos. Bremzēšanas ceļa normatīvā vērtība, veicot I tipa izmēģinājumus, ir 25% lielāka nekā 0 tipa izmēģinājumos.

Veicot II tipa izmēģinājumus, nosaka automobiļa darba bremžu sistēmas efektivitāti, braucot garā slīpumā. Pirms bremžu efektivitātes pārbaudes bremžu mehānismiem jāakumulē tāds enerģijas daudzums, kādu tie akumulētu, automobilim braucot 6% lielā kritumā,

4.5. tabula

Darba bremžu sistēmas efektivitātes normatīvi
[ГОСТ 25478—82]

Automobiļa tips	Pilnmasa, t	Bremzēšanas ceļš, m	Palēninājums, m/s ² , veicot bremzēšanu	Bremzēšanas spēku nevienmērība starp vienas ass riteņiem
Pasažieru, vietu skaits līdz 8	—	16,2*/14,5	5,2/6,1	0,09
Pasažieru, vietu skaits virs 8	Līdz 5	21,2/18,7	4,5/5,5	0,11
Pasažieru, vietu skaits virs 8	Virs 5	21,2/19,9	4,5/5,0	0,13
Kravas	Līdz 3,5	23,0/19,0	4,0/5,4	0,13
Kravas	3,5...12	23,0/18,4	4,0/5,7	0,13
Kravas	Virs 12	23,0/17,7	4,0/6,1	0,13
Autovilcieni	Līdz 3,5	25,0/22,7	4,0/4,7	0,13
Autovilcieni	3,5...12	25,0/22,1	4,0/4,9	0,13
Autovilcieni	Virs 12	25,0/21,9	4,0/5,0	0,13

* Skaitītājā dotas normatīvās vērtības automobilim ar pilnu slodzi, saucējā — automobilim bez slodzes.

kura garums ir 6 km, ar ātrumu $8,3 \pm 1,4$ m/s. Bremzēšanas ceļa normatīvās vērtības nedrīkst pārsniegt vairāk kā 33% no bremzēšanas ceļa garuma, kāds bija nepieciešams 0 tipa izmēģinājumos.

Automobiļa rezerves bremžu sistēmai, kurai jādarbojas, ja nedarbojas darba bremžu sistēma, efektivitātes normatīvi, ko nosaka pēc 0 tipa izmēģinājumu metodikas, doti 4.4. tabulā.

Stāvbremzes efektivitātei jābūt tādai, lai ar to varētu noturēt pilnīgi slogotu automobili 25% stāvā kāpumā un kritumā.

Papildu bremžu sistēmai ir jānodrošina automobiļa nepārtraukta bremzēšana 6 km garā un 7% slīpā ceļā, lai automobilis pārvietotos ar nemainīgu ātrumu $8,3 \pm 0,6$ m/s. Automobiļiem, kuriem nav papildu bremžu sistēmas, šādos apstākļos bremzējot ar motoru, jānodrošina nemainīgs ātrums $8,3 \pm 1,4$ m/s.

Automobiļa bremzēšanas efektivitātes parametrus ekspluatācijā nosaka «Ceļu satiksmes noteikumi», un šo parametru normatīvus ekspluatācijā — arī valsts standarts ГОСТ 25478—82. Sajā valsts standartā dota arī metodika, pēc kuras nosaka bremzēšanas efektivitātes parametrus. To veic, bremzējot no sākuma ātruma 11,11 m/s

4.6. tabula

Padomju automobiļu bremzēšanas īpašību parametri

Automobiļa marka	Bremzēšanas sākuma ātrums, km/h	0 tipa izmēģinājumi		I tipa izmēģinājumi	
		bremzēšanas ceļš, m	palēninājums, m/s ²	bremzēšanas ceļš, m	palēninājums, m/s ²
Vieglie automobiļi					
ЗА3-968	80	35,0	7,0	43,4	5,7
ВА3-2101	80	34,0	7,0	39,0	5,5
Москвич-412	80	38,6	8,3	39,8	7,3
ГАЗ-21	70	32,0	—	—	—
ГАЗ-24	80	39,6	7,3	42,4	5,8
ГАЗ-14	80	41,8	—	—	—
ЗИЛ-117	80	38,5	6,6	44,1	5,4
Autobusi					
РАФ-977DM	60	36,6	—	—	—
РАФ-2203	60	26,6	6,9	31,3	—
ПА3-672	60	35,5	5,2	44,0	—
ЛА3-695Н	60	33,8	5,4	39,0	—
Kravas automobiļi					
УАЗ-451DM	70	53,0	—	—	—
ГАЗ-51А	30	8,0	—	—	—
ГАЗ-53А	50	29,2	—	—	—
ЗИЛ-164А	30	8,0	—	—	—
ЗИЛ-130	50	27,0	—	—	—
КамАЗ-5320	40	17,2	—	—	—
МАЗ-500А	40	18,0	—	—	—
МАЗ-5335	40	18,0	—	—	—

uz līdzena, horizontāla un sausa asfaltbetona seguma ceļa. Normatīvās parametru vērtības saskaņā ar valsts standartu dotas 4.5. tabulā.

4.5. PADOMJU AUTOMOBĪĻU BREMZĒŠANAS ĪPAŠĪBAS

Dažu padomju automobiļu bremsēšanas īpašību parametri doti 4.6. tabulā.

No tabulas redzam, ka ne visu automobiļu bremsēšanas īpašību parametri atbilst normatīvajām prasībām. No vieglajiem automobiļiem labākie bremsēšanas īpašību parametri 0 tipa izmēģinājūmos ir automobiļim BA3-2101, bet sliktākie — ГАЗ-24. Jaunāko modeļu automobiļiem parametri ir labāki nekā iepriekšējiem modeļiem.

AUTOMOBĪLA PĀRGĀJĪBA

5.1. PĀRGĀJĪBU RAKSTUROJOŠIE PARAMETRI

Automobiļi pārvietojas dažādos ceļa apstākļos, ne tikai pa asfaltbetona seguma ceļiem, bet arī pa nelīdzeniem grunts seguma ceļiem un bezceļa apstākļos. Automobiļi, kurus izmanto lauksaimniecībā, celtniecībā un mežsaimniecībā, parasti pārvietojas sliktos ceļa apstākļos un tiem salīdzinājumā ar vispārējas nozīmes automobiļiem ir jābūt augstām pārgājības īpašībām.

Ar pārgājību saprot automobiļa spēju pārvarēt dažādus šķēršļus un braukt pa sliktiem ceļiem vai arī bezceļa apstākļos. Atkarā no to izmantošanas dažādu automobiļu pārgājības īpašībām izvirzītās prasības var būt atšķirīgas. Ar augstas pārgājības automobiļiem ir iespējams veikt pasažieru un kravu pārvadājumus tur, kur to nevar izdarīt ar citiem transporta veidiem.

Pēc pārgājības īpašībām automobiļus iedala 3 grupās, klasificējot tos pēc *riteņu formulas*, kas norāda visu riteņu skaitu un dzenošo riteņu skaitu. Pie pirmās grupas pieder ierobežotas pārgājības automobiļi ar riteņu formulu 4×2 un 6×2 . Otrā grupā ietilpst automobiļi ar riteņu formulu 4×4 , 6×4 ; tie ir uzlabotas pārgājības automobiļi. Trešai grupai pieder labas pārgājības automobiļi, kam riteņu formula ir 6×6 , 8×8 , un speciālie automobiļi, kas paredzēti izmantošanai bezceļa apstākļos.

Kopēja kritērija, pēc kura varētu salīdzināt un novērtēt automobiļu pārgājību, nav, tāpēc automobiļa pārgājības raksturošanai lieto vairākus atsevišķus parametrus, kurus iedala divās grupās. Pirmajā automobiļa pārgājību raksturojošā grupā ietilpst ģeometriskie parametri, bet otrajā — saķeres parametri, bez tam pārgājību raksturojošie parametri ir arī transmisijas un ritošās daļas parametri, dzenošo tiltu skaits un novietojums.

Automobiļa pārvietošanās sliktos ceļa apstākļos ir bieži saistīta ar augstu pārvadājumu pašizmaksu un zemu ražīgumu, tāpēc pārgājības novērtēšanai ir ieteikti dažādi absolūtie vai attiecinātie ātrumi, degvielas patēriņa un ražīguma rādītāji dotos ceļa apstākļos. Kritērijus, ar ko raksturo automobiļa pārgājību, iedala divās grupās: vilces un saķeres īpašību novērtēšanas (sk. 5.3. iedal.) un transporta darba novērtēšanas kritērijos.

No otrās grupas kritērijiem visbiežāk praksē lieto kritēriju, pēc kura var salīdzināt automobiļa ražīgumu sliktos un labos ceļa apstākļos Πp :

$$\Pi p = \frac{G_{q,s} v_{a,s}}{G_q v_a},$$

kur $G_{q,s}$, G_q — vidējais kravas svars, ko pārvadā automobilis sliktos un labos ceļa apstākļos, kN;

$v_{a,s}$, v_a — vidējais automobiļa kustības ātrums sliktos ceļa apstākļos un nominālais kustības ātrums, m/s.

Šī kritērija praktisku izmantošanu, lai novērtētu automobiļa pārģājību, apgrūtina tas, ka nepieciešams veikt ilgstošus izmēģinājumus dažādos ceļa apstākļos.

5.2. PĀRĢĀJĪBAS ĢEOMETRISKIE RAKSTUROTĀJI

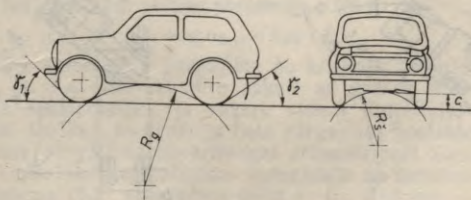
Pārģājības ģeometriskie raksturotāji iedalās divās grupās: pārģājību raksturojošie parametri vertikālā plaknē, kas ierobežo automobiļa spēju pārvietoties nelīdzenā apvidū, un horizontālā plaknē, kas nosaka automobiļa manevrēšanas spējas.

Pirmās grupas parametri ir automobiļa klīrenss, šķērspārģājības un garenpārģājības rādiusi, priekšējais un pakaļējais pārkares leņķis.

Klīrenss ir attālums starp automobiļa tiltu vai transmisijas zemāko punktu un atbalsta virsmu. Klīrenss raksturo automobiļa spēju pārvarēt neapbraucamus izciļņus (akmeņus, ceļa nelīdzenumus, celmus utt.). Automobilim parasti zemākie punkti ir motora vai sajūga karteris, priekšējā tilta sija un galvenā pārvada karteris (5.1. att.). Labāka pārģājība ir tiem automobiļiem, kam klīrenss c ir lielāks, piemēram, uzlabotas pārģājības kravas automobiļu klīrenss ir 260...400 mm, bet ierobežotas pārģājības kravas automobiļiem tas nav lielāks par 300 mm. Mūsdienu automobiļu klīrensa lielumi doti 5.1. tabulā.

Šķērspārģājības un garenpārģājības rādiusi nosaka ceļa nelīdzenuma vai šķēršļa augstumu, ko automobilis var pārvarēt, neaizskarot to ar kādu detaļu šķērsbāzes vai garenbāzes robežās.

Par **šķērspārģājības rādiusu** R_s (5.1. att.) sauc rādiusu tādai aplocei, kas pieskaras automobiļa tilta zemākajam punktam un riepau



5.1. att. Automobiļa pārģājības ģeometriskie raksturotāji.

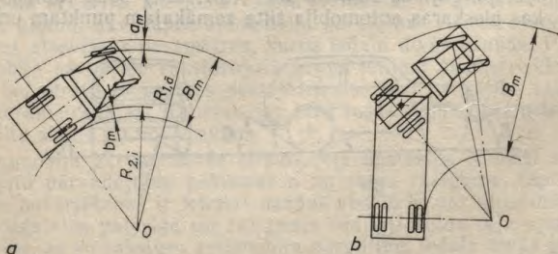
Automobiļu pārgājības ģeometriskie raksturotāji

Automobiļa tips	Kļirens, mm	Garenpārgājības rādiuss, m	Pārkāres leņķi, grādi	
			γ_1	γ_2
Vieglie	150 ... 200	2,5 ... 8,3	20 ... 30	15 ... 30
Kravas	245 ... 300	2,7 ... 6,0	40 ... 60	20 ... 45
Aulobusi	180 ... 350	4,0 ... 9,0	10 ... 40	6 ... 20
Uzlabotas pārgājības	260 ... 400	1,9 ... 3,6	40 ... 60	35 ... 50
Speciālie	Virs 350	1,5 ... 3,5	45 ... 65	40 ... 70

iekšmalām. Automobiļa *garenpārgājības rādiuss* R_g ir rādiuss tādai aplocei, kas pieskaras priekšējām un pakaļējām riepiem un automobiļa zemākajam punktam bāzes robežās (5.1. att.). Sos rādiusus iespaido attiecīgi automobiļa šķērsbāze un garenbāze. Jo abi šie rādiusi ir mazāki, jo automobiļa pārgājība ir labāka. Atkarā no automobiļa tipa šo rādiusu lielumi doti 5.1. tabulā.

Priekšējās un pakaļējās pārkāres leņķi (γ_1 un γ_2) raksturo automobiļa spēju pārvarēt nelīdzenumu, tam uzbraucot vai nobraucot no nelīdzenuma bez tā aizskaršanas, piemēram, pārbraucot grāvi vai atsevišķus ceļa nelīdzenumus. Sos leņķus veido atbalsta virsma ar taisnēm, kas pieskaras riepiem un iet caur automobiļa tālāko un zemāko priekšējā un pakaļējā gabarīta punktu (5.1. att.). Jo priekšējais un pakaļējais pārkāres leņķis automobilim ir lielāks, jo tā pārgājība ir lielāka. Dažu automobiļu tipu pārkāres leņķu vērtības dotas 5.1. tabulā.

Automobiļa pārgājību horizontālā plaknē raksturo tā manevrējamība. Par *manevrējamību* sauc automobiļa spēju izpildīt pagriezienu vai apgriešanos uz iespējami mazāka laukuma. Automobiļa manevrējamību raksturo no pagriezienu centra tālāk esošā priekšējā riteņa pagriezienu ārējais rādiuss $R_{1, \bar{a}}$ (5.2. att. a) un joslas pla-



5.2. att. Automobiļa manevrējamības raksturotāji:

a — divas automobiļim, b — autovilcienam.

tums B_m , ko aizņem automobilis pagriezienā, kā arī atsevišķu automobiļa daļu izvirze ārpus trajektorijas, pa kuru pārvietojas tā riteņi (attālumi a_m, b_m). Maksimālo joslas platumu metros, kuru aizņem automobilis pagriezienā, aprēķina pēc šādas izteiksmes:

$$B_m = R_{1, a} - R_{2, l} + a_m + b_m, \quad (5.1)$$

kur $R_{2, l}$ — pakalējā, tuvāk pagriezienu centram O esošā riteņa pagriezienu iekšējais rādiuss, m.

Labāka manevrējamība ir divas automobiļiem, kam ir īsāka bāze un visi vadošie tilti. Savukārt sliktāka manevrējamība ir autovilcieniem, jo piekabe pagriezienā novirzās uz pagriezienu centra pusi, tādējādi palielinot transportlīdzekļa aizņemtās joslas platumu (5.2. att. *b*). Autobusiem parasti ir mazs pakalējais pārkāres leņķis un liela pakalējās daļas izvirze, kas palielina pagriezienā aizņemtās joslas platumu.

5.3. PĀRGĀJĪBAS SAĶERES PARAMETRI

Automobiļa kustības iespēju nosaka šāds nosacījums:

$$P_k \geq \Sigma P_i. \quad (5.2)$$

Pēc automobiļa vilces bilances vienādojuma (3.1), ja kustība ir nostabilizējusies ($P_j = 0$) un piekabes pretestības nav, un pieņemot, ka pie neliela kustības ātruma $P_w \rightarrow 0$ un robežgadījumā $P_k = P_\varphi$, tad, sagrupējot spēkus, iegūsim šādu vienādojumu:

$$Q_{dz} \varphi = Z_{dz} \varphi \cos \alpha \geq f G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha, \quad (5.3)$$

kur Z_{dz} — dzenošo riteņu normālreakcija.

Izteiksmes (5.3) abas puses izdalot ar $G_a \cos \alpha$ un grupējot tās locekļus, iegūsim šādu izteiksmi:

$$k_{\varphi} \varphi - f \geq \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.4)$$

kur $k_{\varphi} = \frac{Z_{dz}}{G_a}$ — saķeres masas koeficients.

No izteiksmes (5.4), ja $k_{\varphi} \varphi - f = \operatorname{tg} \alpha$, var iegūt pārgājības kritēriju Π_0 , ar ko raksturo automobiļa salīdzinošo pārgājību, braucot pa ceļu, kuru raksturo kādi vidējie parametri φ un f :

$$\Pi_0 = \operatorname{tg} \alpha_{\max} = k_{\varphi} \varphi - f. \quad (5.5)$$

Novērtējot automobiļa pārgājību, šo kritēriju nevar lietot visos gadījumos, jo $k_{\varphi} \varphi$, kas raksturo saķeri ar grunti, ir atkarīgs no diferenciāla konstrukcijas, ja saķere visiem dzenošajiem riteņiem nav vienāda. Dažkārt šo kritēriju lieto pārgājības apstākļu raksturošanai un ceļa pārgājības novērtēšanai attiecībā pret konkrētu šajos apstākļos visbiežāk ekspluatējamo automobili ar noteiktu k_{φ} .

Vienādojuma (5.3) abas puses dalot ar G_a , iegūsim

$$\frac{Z_{dz}}{G_a} \cos \alpha \varphi \geq \psi,$$

no kurienes

$$k_{\varphi} \cos \alpha \geq \frac{\psi}{\varphi}. \quad (5.6)$$

Novērtējot ceļa posmu, pa kuru pārvietojas automobilis, izmanto pārgājības faktoru, ko apzīmē ar $\Pi = k_{\varphi} \cos \alpha$. Tātad izteiksmi (5.6) var pārrakstīt šādi:

$$\Pi = \frac{\psi}{\varphi}. \quad (5.7)$$

Automobiļa kustība dotajā ceļa posmā ir iespējama, ja $\Pi \geq \frac{Z_{dz}}{G_a} \cos \alpha$. Automobilim ar visiem dzenošajiem riteņiem kustība iespējama tad, ja $\Pi \geq \cos \alpha$, bet kustība pa horizontālu ceļa posmu —, ja $\Pi \geq 1$.

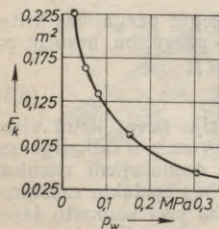
Automobiļa saķeres parametri sliktos ceļa apstākļos ir riepas īpatspiediens uz atbalsta virsmu, saķeres svars, saķeres koeficients un priekšējās un pakalējās šķērsbāzes sakritība.

Riepas īpatspiediens uz atbalsta virsmu ir viens no svarīgākajiem pārgājības parametriem, braucot pa deformējama seguma ceļiem — sniegu, smiltīm, grūti. Jo riepas īpatspiediens uz mīksta atbalsta virsmas ir mazāks, jo riepa mazāk iegrimst tajā un samazinās tās rites pretestība, bet automobiļa pārgājība uzlabojas. Automobiļa riteņa īpatspiedienu p_i , MPa, uz ceļa virsmu aprēķina pēc šādas izteiksmes:

$$p_i = \frac{G_k}{F_k}, \quad (5.8)$$

kur F_k — riepas un atbalsta virsmas kontaktaukums, m^2 ;
 G_k — svars uz riteņi, kN.

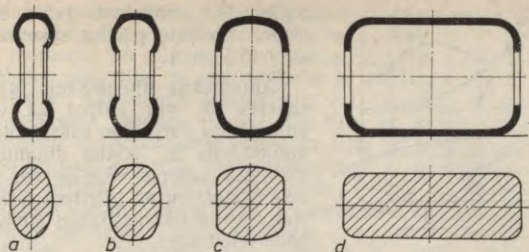
Riepas īpatspiediens kontaktaukumā ir atkarīgs no gaisa spiediena riepā, tās materiāla un riepas konstrukcijas. Riepa uzņem 5...20% no riteņa vertikālās slodzes, tādēļ riepas īpatspiediens uz atbalsta virsmu parasti ir vienāds ar gaisa spiedienu riepā plus vēl 5...20% no šī spiediena un ir atkarīgs no riepas konstrukcijas un protektora nodiluma pakāpes.



5.3. att. Gaisa spiediena riepā ietekme uz kontaktaukuma lielumu toroīda profila riepai.

Riepas kontaktaukuma lielumu eksperimentāli var noteikt, zem pacelta riteņa paliekot kopējamā un balta pāpīra lapu. Kontaktaukumu nosaka uz cietas atbalsta virsmas ar pilnu slodzi un normālu gaisa spiedienu riepā. Iegūto nospiedumu laukumu izmēra.

Mīkstā grūti riteņi grimst tikmēr, kamēr riteņa īpatspiediens kontaktaukumā izlīdzinās ar grūti īpatnējo pre-



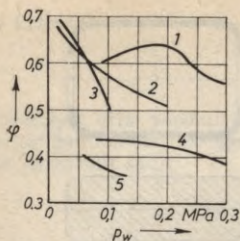
5.4. att. Dažādu riepu tipu kontaktlaukuma forma:

a — toroīda riepa, b — platprofila riepa, c — arkveida riepa, d — pneimatiskais veltņis.

testību vertikālai slodzei. Jo dziļāk riepa iegrimst gruntī, jo lielāka ir tās rites pretestība. Uz mīkstām atbalsta virsmām riteņa rites pretestību var samazināt, samazinot gaisa spiedienu riepā, tādējādi palielinot kontaktlaukuma lielumu (5.3. att.), un automobiļa pārgājība uzlabojas. Šādu paņēmieni izmanto dažiem uzlabotas pārgājības automobiļiem, kam spiedienu riepā var izmainīt gaitā no 0,05 MPa, braucot pa mīkstu grunti, līdz 0,3 MPa, braucot pa cieta seguma ceļiem. Ipatspiedienu kontaktlaukumā var samazināt, lietojot lielāka diametra, platprofila un arkveida riepas vai pneimatiskos veltņus (5.4. att.), kā arī konstruējot automobiļus ar lielāku asu un riteņu skaitu.

Automobilim pārvietojoties pa deformējamu grunti, ir iespējama dzenošo riteņu buksēšana saķeres vai grunts bīdes dēļ. Spiediena samazināšana riepā šajā gadījumā var pasliktināt pārgājību, jo dzenošais ritenis nespēj izspiest mitro grunti un nonākt kontaktā ar grunts slāņiem, kuriem ir lielāka pretestība bīdei. Lai uz šādām gruntīm uzlabotu automobiļa pārgājību, lieto riepas ar lieliem protektora izciļņiem, kuri izspiež grunts mīksto slāni no kontaktlaukuma zonas. Automobilim pārvietojoties pa ļoti mīkstām gruntīm vai sniegu, ieteicams lietot riepas ar sevišķi platu profilu un zemu spiedienu, piemēram, arkveida riepas. Arkveida riepai kontaktlaukums ir 2,5...4 reizes lielāks nekā divām parastā profila riepām, kuras tā aizstāj. Arkveida un citu riepu (ar ļoti zemu spiedienu) trūkums ir tas, ka tām salīdzinājumā ar parastajām riepām ir mazāks kalpošanas laiks un lielāka rites pretestība uz cieta seguma ceļiem. Braucot ar pazeminātu spiedienu riepās, ir jāsamazina kustības ātrums, un tas nedrīkst pārsniegt 4...7 m/s.

Saķeres koeficientu būtiski iespaido riepas protektora zīmējums. Mīkstās gruntīs lieto riepas ar protektoru, kam ir augsti un reti izciļņi. Reti izciļņi palielina grunts bīdes pretestības laukumu, bet reti izciļņi uzlabo riepas protektora pašattīršanās spējas, ja starp izciļņiem ir pielīpusi grunts. Grunts bīdes pretestības laukums



5.5. att. Gaisa spiediena riepā ietekme uz saķeres koeficientu dažāda tipa ceļos:

1 — sausa asfaltbetons, 2 — mitra smiltis, 3 — sausa smiltis, 4 — pļava, 5 — sniegs.

palielinās, samazinot gaisa spiedienu riepā, rezultātā pieaug saķeres koeficients (5.5. att.).

Automobiļa dinamiskais faktors pēc saķeres D_{φ} var kalpot kā viens no automobiļa pārgājību raksturotājiem, jo automobilis ar lielāku dinamisko faktoru pēc saķeres vieglāk var pārvarēt ceļa pretestību un tā riteņi retāk buksē. Automobiļa pārvietošanās spēju nosaka šāda izteiksme:

$$\psi \leq D \leq D_{\varphi}. \quad (5.9)$$

No izteiksmes (3.20), ja automobiļa ātrums ir mazs ($P_w \rightarrow 0$), iegūsim

$$D_{\varphi} = \varphi \frac{Q_{dz}}{G_a} = \varphi \frac{G_{dz}}{G_a} \cos \alpha, \quad (5.10)$$

kur G_{dz} — svars uz dzenošo riteņi, kN.

Ņemot vērā formulu (5.4), no izteiksmes (5.10) iegūsim

$$D_{\varphi} = \varphi k_{\varphi} \cos \alpha \quad (5.11)$$

Lai realizētu maksimālo dinamisko faktoru, no izteiksmes (5.11) redzam, ka ir jāpalielina saķeres masa vai riepās saķeres ar atbalsta rīsmu koeficients. Saķeres masu var iegūt lielāku, ja palielina dzenošo riteņu skaitu vai automobiļa smagumcentru tuvina dzenošajiem riteņiem. Automobiļiem, kam ir vai nu tikai priekšējie, vai arī tikai pakaļējie dzenošie riteņi (4×2), saķeres masas koeficients k_{φ} ir šāds:

vieglajiem automobiļiem	0,45 ... 0,55;
kravas automobiļiem	0,65 ... 0,75;
autovilcieniem	0,30 ... 0,45;
autobusiem	0,45 ... 0,70.

Šiem automobiļiem maksimālais dinamiskais faktors pēc saķeres $D_{\varphi, \max} = 0,30 \dots 0,35$.

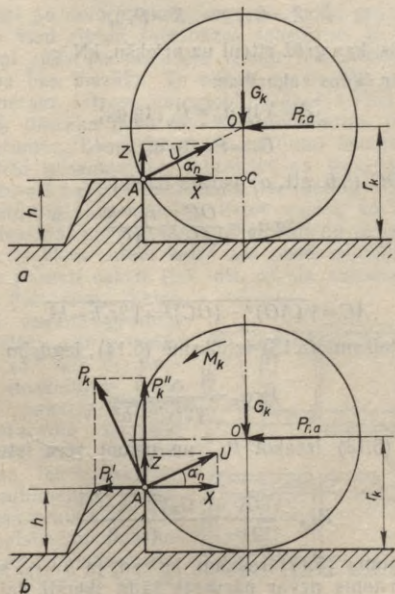
Vislielākais D_{φ} ir automobiļiem, kam visi ir dzenošie riteņi. Tiem $D_{\varphi} = \varphi$, jo $k_{\varphi} = 1$. Šiem automobiļiem $D_{\varphi, \max} = 0,6 \dots 0,8$.

5.4. AUTOMOBILĀ KONSTRUKCIJAS UN EKSPLUATĀTĪVO FAKTORU IETEKME UZ PĀRGĀJĪBU

No automobiļa konstrukcijas viedokļa pārgājību nosaka transmisijas shēma un tips, dzenošo riteņu izvietojums, izmēri un skaits, riepās tips un konstrukcija, normālslodzes sadalījums pa asīm, balstiekārtas un diferenciālā konstrukcija.

Visbiežāk automobiļiem lieto mehānisko transmisiju, kurā ir nepārtraukta saite starp visiem transmisijas elementiem, kas pārvada griezes momentu no motora līdz ritenim. Kā jau iepriekš bija minēts, labāka pārgājība ir automobiļiem ar lielāku dzenošo tiltu un riteņu skaitu. Automobiļa transmisiju var izveidot ar atslēdzamu griezes momenta pārvadu uz dzenošo tiltu un pastāvīgu pārvadu. Automobiļiem ar atslēdzamu priekšējo tiltu ir bloķētā saite starp priekšējo un pakāļējo tiltu, bet automobiļiem ar pastāvīgi ieslēgtiem dzenošiem tiļiem — diferenciālā saite. Pēdējā gadījumā trīspasu automobiļiem sadales kārbā lieto nesimetrisko starpasu diferenciāli, kas griezes momentu sadala attiecībā 1:2, bet divpasu un četrasu automobiļiem — simetrisko diferenciāli, kam griezes momenta sadales attiecība ir 1:1.

Automobiļa saķeres īpašības uzlabo griezes momenta laidena un nepārtraukta pārvade no motora līdz dzenošajiem riteņiem, jo šajā gadījumā ir mazāka grunts bīdes deformācija. Tāpēc salīdzinājumā ar automobiļiem, kam ir mehāniskā transmisija, labāka pārgājība



5.6. att. Uz riteņi darbojošies spēki, tam pārvārot šķērsli:

a — dzenamais ritenis, *b* — dzenošais ritenis.

ir automobiļiem ar hidrodinamisko, hidrostatisko un elektrisko transmisiju. Hidrauliskā transmisija bez tam zināmā mērā slāpē dinamiskās slodzes transmisijā. Šīs transmisijas palielina automobiļa pārvietošanās spēju bez riteņu buksēšanas, ļauj pilnīgāk izmantot jaudu, it īpaši mainīgā kustības režīmā, un līdz ar to tiek palielināts arī automobiļa kustības ātrums. Šīs transmisijas dod iespēju braukt arī ar ļoti mazu ātrumu.

Automobilim ar visiem dzenošajiem riteņiem salīdzinājumā ar automobili, kam ir atsevišķi dzenošie riteņi, ir labāka pārgājība ne tikai tāpēc, ka tie var attīstīt lielāku vilces spēku, bet arī tāpēc, ka dzenošais ritenis salīdzinājumā ar dzenamo riteni labāk pārvar šķērslī. Dzenamais ritenis atspiežas pret šķērslī, bet dzenošais ritenis cenšas to pārvarēt pārveļoties. Aplūkosim, kāpēc dzenošais ritenis salīdzinājumā ar dzenamo riteni labāk pārvar šķērslī. Spēki, kas darbojas uz dzenamo riteni, tam pārvarot šķērslī, ir parādīti 5.6. attēlā. Šķēršļa reakcijas rezultanti U var sadalīt normālā komponentē Z un kustības virzienā X . No riteņa līdzsvara nosacījuma dzenamam ritenim

$$Z = G_k; \quad X = P_{r,a},$$

kur $P_{r,a}$ — spēks, kas grūž riteni uz priekšu, kN.

Starp spēkiem ir šādas sakarības:

$$Z = X \operatorname{tg} \alpha_n = P_{r,a} \operatorname{tg} \alpha_n; \quad (5.12)$$

$$G_k = P_{r,a} \operatorname{tg} \alpha_n. \quad (5.13)$$

No trīsstūra AOC (5.6. att. a) varam izteikt

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{OC}{AC} = \frac{r_k - h}{AC} \quad (5.14)$$

un

$$AC = \sqrt{(AO)^2 - (OC)^2} = \sqrt{2r_k h - h^2}. \quad (5.15)$$

Ievietojot izteiksmi (5.13) izteiksmē (5.14), iegūsim

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{r_k - h}{\sqrt{2r_k h - h^2}}. \quad (5.16)$$

No izteiksmes (5.13) izsakot $P_{r,a}$ un ņemot vērā izteiksmi (5.16), iegūsim

$$P_{r,a} = \frac{G_k}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{G_k \sqrt{2r_k h - h^2}}{r_k - h}. \quad (5.17)$$

Pēc vienādojuma (5.17) redzam, ka tad, ja $h = r_k$, spēks $P_{r,a} \rightarrow \infty$ un dzenamais ritenis nevar pārvarēt šādu šķērslī, lai arī cik liels būtu $P_{r,a}$, kas grūž riteni uz priekšu.

Uz dzenošo riteni (5.6. att. b) darbojas arī griezes moments M_k , kura rezultātā rodas spēks P_k . Vilces spēku P_k var sadalīt vertikālā

komponentē P''_k un horizontālā komponentē P'_k . Projicējot spēkus uz vertikālo un horizontālo asi, iegūsim

$$U_{r,a} = P_{r,a} = X - P'_k; \quad (5.18)$$

$$G_k = Z + P''_k, \quad (5.19)$$

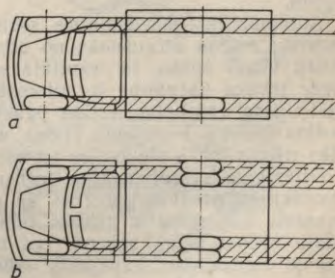
kur $U_{r,a}$ — spēka $P_{r,a}$ reakcija.

Dzenošam ritenim P''_k dod iespēju pārvarēt šķērslī, kura augstums ir lielāks par r_k , bet P'_k tiecas kompensēt riteņa rītes pretestību. Šajā gadījumā riteņa spēju pārvarēt šķērslī nosaka vilces spēks un saķeres spēks.

Rītenim ar lielāku diametru un platumu ir lielāks kontakta laukums ar atbalsta virsmu, tā rezultātā samazinās īpatspiediens uz atbalsta virsmu un, pārvietojoties pa deformējamu virsmu, samazinās darbs, kas jāpatērē grambas izveidošanai, un līdz ar to rītes pretestība ir mazāka. Bez tam lielāka diametra ritenis bieži palielina arī saķeres koeficientu uz deformējama seguma ceļiem, kas uzlabo pārgājību.

Rītenis, ritot pa deformējamu segumu, veido grambu, tāpēc pārgājību uzlabo visu rīteņu šķērsbāzes sakrišana, jo šajā gadījumā pakalējie rīteņi ritēs pa priekšējo rīteņu izveidoto grambu un to rītes pretestība būs mazāka. To panāk uz grunts noblīvēšanas rēķina. Tā, piemēram, četrasu automobilim kopējā rītes pretestība var būt 20...30% mazāka nekā divasu automobilim, ja tam nesakrīt rīteņu rītes gramba. Eksperimentālie pētījumi liecina, ka rītes pretestība praktiski nesamazinās, izbraucot pa izveidoto grambu ceļam ritēnim, arī saķeres koeficients nepalielinās. Tāpēc no šī viedokļa nav lietderīgi automobilim lietot vairāk kā četras ass, ja iespējams nodrošināt nepieciešamo īpatspiedienu uz atbalsta virsmu. Automobiļiem ar vienu rīteni katrā ass pusē, priekšējo un pakalējo asu šķērsbāze parasti sakrīt (5.7. att. a). Ja automobilim uz pakalējās ass ir divi rīteņi katrā pusē, tad to veidoto grambu platums ir lielāks par priekšējiem rīteņiem (5.7. att. b). Eksperimentāli noskaidrots, ka priekšējo un pakalējo rīteņu šķērsbāzes starpība nedrīkst būt lielāka par 25...32% no riepas platuma, lai būtiski nesamazinātu automobiļa pārgājību nesaistīgās gruntīs.

Riepas atbalsta laukuma lielums bez iepriekš minētiem parametriem ir atkarīgs arī no riepas profila platuma b_r un tās augstuma h_r . Riepu var novērtēt ar šo lielumu attiecību k_r : jo tā ir mazāka, jo riepa ir



5.7. att. Dažādas pārgājības automobiļu rīteņu grambas platums:

a — uzlabotas pārgājības, b — ierobežotas pārgājības.

Riepas profila augstuma attiecība pret tās platumu

Riepas tips	k_r
Parastās	0,90 ... 1,10
Platprofila, palielināta ekonomiskuma	0,75 ... 0,85
Universālās platprofila	0,60 ... 0,75
Platprofila, ar regulējamu gaisa spiedienu	0,55 ... 0,80
Arkveida	0,30 ... 0,40
Pneimatiskie veltņi	0,20 ... 0,35

elastīgāka radiālā virzienā un tās atbalsta laukums ir lielāks. Dažādu tipu riepu profila augstuma attiecība pret tās platumu dota 5.2. tabulā.

Riepas protektora izciļņu izmēru un daudzumu nosaka ar protektora raksta biezības koeficientu k_b , kas raksturo riepas saķeri:

$$k_b = \frac{F_p}{\pi d_{nom} b_r}, \quad (5.20)$$

kur F_p — riepas protektora padziļinājumu un sānu virsmas laukumu summa, m^2 .

Riepas protektora pilnības koeficients k_p raksturo riepas pašatīrīšanās spējas:

$$k_p = \frac{F_{iz}}{F_k}, \quad (5.21)$$

kur F_{iz} — protektora izciļņu aizņemtā laukums, m^2 .

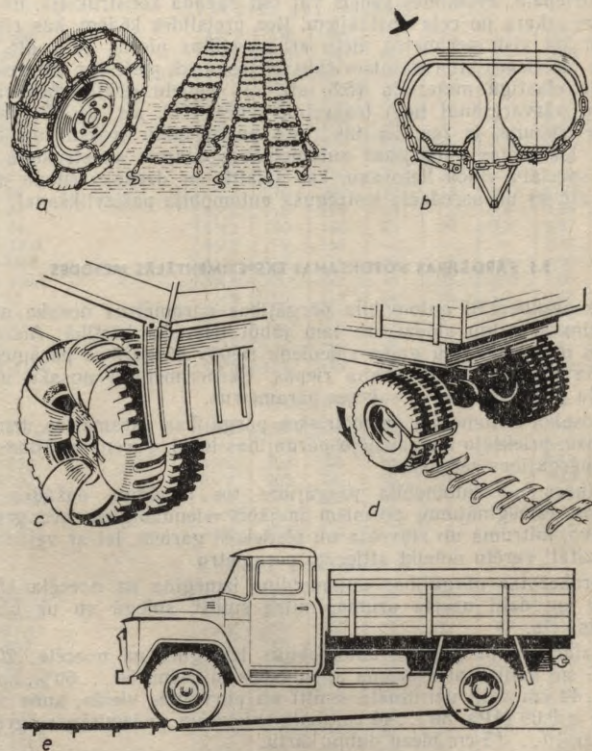
Uzlabotas pārgājības riepām koeficients $k_b = 1,52 \dots 1,66$ un tas ir aptuveni 2 reizes lielāks nekā parastām riepām, bet koeficients $k_p = 0,40 \dots 0,57$, kas ir aptuveni 2 reizes mazāks nekā parastām riepām.

Automobilim pārvietojoties sevišķi šķēršļotā apvidū, iespējama atsevišķa riteņa atrašanās no atbalsta virsmas un tad tas nevar attīstīt vilces spēku, tā rezultātā samazinās automobiļa pārgājība. Tāpēc labāka pārgājība ir automobiļiem, kam ir neatkarīgā riteņu balstiekārta vai balansiertipa pakalējo riteņu balstiekārta, kas nodrošina lielāku iespējamo riteņa vertikālo pārvietojumu, un atsevišķs ritenis labāk pielāgojas virsmas nelīdzenumiem.

Diferenciālis automobiļa transmisijā dod iespēju automobiļa dzenošajiem riteņiem griezties ar dažādu leņķisko ātrumu. Tā kā parastais diferenciālis griezes momentu uz dzenošajiem riteņiem sadala proporcionāli saķerei, tad tas samazina automobiļa pārgājību uz ceļiem, kur iespējama viena riteņa nokļūšana uz atbalsta virsmas ar mazāku saķeres koeficientu nekā tās pašas ass otras puses ritenim. Šajā gadījumā vilces spēku uz dzenošajiem riteņiem nosaka pēc riteņa, kam ir mazāka saķere un vilces spēks var būt par mazu, lai pārvarētu kustības pretestību. Parastā diferenciālī

iekšējā berze nav liela un vilces spēks, diferenciālim strādājot, uz pusasi, kas griežas lēnāk, var būt tikai 4...6% lielāks nekā uz pusasi, kas griežas ātrāk. Palielinātas berzes diferenciāli (gliemeždiferenciālis, izciņņu tipa) berze ir lielāka un iekšējās berzes dēļ summāro vilces spēku var palielināt par 10...15%. Piespiedbloķēšanas diferenciāli atkarā no ceļa apstākļiem dod iespēju palielināt summāro vilces spēku uz dzenošiem riteņiem par 30...45%.

Uz apledojoša un nobraukta sniega seguma ceļa automobiļa pārgājību, kā arī vilces un bremzēšanas dinamiku ievērojami uzlabo radzotās riepas, kuras lieto gan vieglajiem, gan kravas automobiļiem. Šādas riepas bremzēšanas ceļu uz apledojoša seguma samazina par



5.8. att. Palīgierīces automobiļa pārgājības paaugstināšanai:

a — pretslīdes ķēdes, *b* — metāla pieši, *c* — elastīgie pieši, *d* — trakveida ķēde, *e* — pašizvilcējs.

40...50%, bez tam palielinās automobiļa šķērsnoturība. Optimālais rādžu skaits riepā ir atkarīgs no automobiļa masas, motora jaudas un ekspluatācijas apstākļiem, un to kopējais virsmas laukums parasti ir 60...70% no riepas protektora virsmas laukuma. So riepju trūkums ir tas, ka uz sausa seguma ceļa tās rada pastiprinātu troksni, bojā asfaltbetona segumu un to ekspluatācijas ātrums nedrīkst pārsniegt 40 m/s.

Ekspluatācijā automobiļa pārgājības uzlabošanai bieži lieto ātri uz riteņiem montējamas dažādas palīgierīces, kas palielina riteņa saķeri ar atbalsta virsmu. Biežāk lieto pretslīdes ķēdes (5.8. att. *a*), kuras var montēt gan uz atsevišķa riteņa, gan uz kravas automobiļa dubultriepām. Pretslīdes ķēdēm var būt dažāda konstrukcija, un tās izvēlas atkarā no ceļa apstākļiem. Bez pretslīdes ķēdēm, kas riepas aptver pa visu perimetru, lieto arī speciālus piešus (5.8. att. *b*), kurus pie riepas stiprina atsevišķās vietās. Šādi pieši var būt veidoti arī no elastīga materiāla (5.8. att. *c*). Nelielu grūti izbraucamu posmu pārvarēšanai lieto trakveida ķēdes (5.8. att. *d*). So palīgierīču trūkums ir tas, ka tās rada pastiprinātu troksni un bojā riepju. Uzlabotas pārgājības automobiļiem dažreiz konstrukcija paredz speciālu vinču lietošanu, kas saistīta ar dzenošo riteņu asīm (5.8. att. *e*) un paredzēta iestrēguša automobiļa pašizvilšanai.

5.5. PĀRGĀJĪBAS NOTEIKŠANAS EKSPERIMENTĀLĀS METODES

Eksperimentāli automobiļa pārgājības parametru nosaka automobilim ar pilnu slodzi, un tam jābūt tehniskā kārtībā. Automobiļiem ar regulējamu gaisa spiedienu riepās pārgājības parametru nosaka pie dažāda spiediena riepās. Eksperimentāli nosaka automobiļa ģeometriskos un saķeres parametru.

Nosakot automobiļa ģeometriskos pārgājības parametru, izmēra klirensu, priekšējo un pakalējo pārgājības leņķi, garenpārgājības un šķērspārgājības rādus.

Atkarā no automobiļa pārgājības tos izmēģina dažādos apstākļos. Izmēģinājumu posmiem ir jābūt viendabīgiem pēc grunts sastāva, mitruma un stāvokļa un pietiekoši gariem, lai ar vajadzīgo precizitāti varētu noteikt attiecīgu parametru.

Ierobežotas pārgājības automobiļus izmēģina uz noecēta 15...20 cm dziļi uzarta aruma, mitrā smiltī, sniegā un uz blīvas grunts ceļa.

Uzlabotas pārgājības automobiļus izmēģina uz noecēta, 20...30...40 cm dziļi uzarta aruma ar augsnes mitrumu 50...60%, sausā 30...40 cm dziļi uzirdinātā smiltī un purvainās vietās, kuru nestspēja ir 0,09 MPa, 30...40 cm dziļā sniegā un uz izmirkušas grunts ceļa ar 10...15 cm biezu dubļu kārtu.

Labas pārgājības automobiļus izmēģina uz 25...30 cm dziļi uzarta aruma, kura mitrums ir 70%, sausā smiltī, kas uzirdināta 40...50 cm dziļi, un purvainās vietās, kuru nestspēja ir 0,05...

Dažu padomju automobiļu pārgājības ģeometriskie parametri

Automobiļa marka	Ri- teņu for- mula	Klīrenss, mm		Pārkāres leņķi, grādi		Ga- ren- pār- gāji- bas rā- diuss, m	Sākeres masas koeficients	
		priek- sējam tiltam	paka- lējam tiltam	γ_1	γ_2		auto- mobi- lim bez slo- dzes	auto- mobi- lim ar slo- dzi

Vieglie automobiļi

ЗА3-965	4×2	200	200	36	25	2,3	0,57	0,60
ЗА3-968А	4×2	203	190	35	26	2,5	0,59	0,59
Москвич-401	4×2	197	200	38	22	3,2	0,50	0,53
Москвич-408	4×2	178	178	38	23	3,1	0,46	0,52
Москвич-2140	4×2	173	173	28	16	—	0,45	0,54
ВАЗ-2101	4×2	175	170	36	17	3,0	0,46	0,55
ВАЗ-2103	4×2	175	170	36	17	3,2	0,46	0,54
ВАЗ-2107	4×2	175	170	38	17	—	0,46	0,54
ВАЗ-2121	4×4	228	220	40	32	—	1,00	1,00
ГАЗ-20	4×2	210	200	27	19	3,5	0,49	0,52
ГАЗ-21	4×2	210	195	28	19	2,9	0,45	0,52
ГАЗ-24	4×2	190	180	33	29	3,3	0,47	0,52
ГАЗ-3102	4×2	172	156	—	—	—	0,47	0,52
ГАЗ-69А	4×4	210	210	45	35	1,9	1,00	1,00
УАЗ-469А	4×4	220	220	48	38	1,56	1,00	1,00
ГАЗ-13	4×2	180	210	24	15	5,6	0,46	0,51
ГАЗ-14	4×2	180	215	22	14	—	0,46	0,51
ЗИЛ-110	4×2	185	219	20	19	8,3	0,50	0,53
ЗИЛ-117	4×2	195	205	29	14	5,8	0,51	0,53
ЗИЛ-4104	4×2	173	184	25	12	—	0,52	0,54

Autobusi

РАФ-977DM	4×2	230	205	27	18	—	0,45	0,52
РАФ-2203	4×2	190	175	22	16	—	0,42	0,53
ПА3-672	4×2	320	265	24	14	—	0,55	0,67
ПА3-3201	4×4	265	265	30	21	—	0,52	0,63
ЛАЗ-695Н	4×2	340	320	12	12	—	0,68	0,65
ЛАЗ-4202	4×2	350	310	12	9	—	0,73	0,69
ЛиАЗ-677	4×2	350	340	11	9	—	0,49	0,59

Kravas automobiļi

УАЗ-451DM	4×2	305	220	34	33	1,4	0,44	0,58
УАЗ-452Д	4×4	220	220	34	30	1,4	1,00	1,00
ГАЗ-51А	4×2	305	245	40	32	2,7	0,52	0,70
ГАЗ-53А	4×2	347	265	41	25	3,2	0,55	0,75
ГАЗ-63	4×4	270	270	48	32	2,7	1,00	1,00
ГАЗ-66-01	4×4	315	315	35	32	2,7	1,00	1,00
ЗИЛ-164А	4×2	325	265	40	24	3,9	0,54	0,74
ЗИЛ-130	4×2	340	270	38	27	3,2	0,51	0,75
ЗИЛ-157К	6×6	310	310	50	43	3,6	1,00	1,00
ЗИЛ-131	6×6	330	355	45	40	3,2	1,00	1,00
КамАЗ-5320	6×4	280	280	26	30	—	0,53	0,71
МАЗ-500А	4×2	295	300	30	28	3,8	0,49	0,67
МАЗ-5335	4×2	270	270	25	26	—	0,49	0,67
Урал-4320	6×6	400	400	44	40	—	1,00	1,00

... 0,07 MPa, 50...60 cm dziļā sniegā un uz stipri izmirkušas grunts seguma ceļa ar 25...30 cm dziļu dubļu kārtu.

Eksperimentāli nosaka parametrus, ar kuriem raksturo automobiļa pārgājību: rites pretestības koeficientu, saķeres koeficientu un maksimālo vilces spēku, ko var attīstīt automobilis, velkot piekabi šajos ceļa apstākļos, līdz iestājas dzenošo riteņu buksēšana vai nolāpst motors.

Nosakāmo parametru reģistrēšanai lieto dinamogrāfus, piekrastot momentu uz pusasīm, vai kardānvārpstas — pašrakstītāju vai oscilogrāfu. Piekabes pretestības izmaiņai lieto speciālas piekabes, kam ir liela masa un kas bremzējot var radīt ievērojamu piekabes pretestību.

5.6. PADOMJU AUTOMOBILU PĀRGĀJĪBAS PARAMETRI

Dažu padomju automobiļu ģeometriskie pārgājības parametri un saķeres masas koeficienti doti 5.3. tabulā.

No tabulas redzam, ka labākie pārgājības ģeometriskie parametri ir uzlabotas pārgājības automobiļiem. Vieglo automobiļu grupā labākie parametri ir automobiļim УАЗ-469А, bet kravas

5.4. tabula

Dažu padomju automobiļu īpatspiediens uz ceļu

Automobiļa marka	Riepas izmērs	Riepas kontakt-laukums, cm ²	Īpatspiediens uz ceļa virsmu, MPa	
			priekšējam ritenim	pakaļējam ritenim
Vieglie automobiļi				
УАЗ-965	5.20—13	116	0,160	0,240
УАЗ-968А	6.15—13	177	0,125	0,188
Москвич-401	5.00—16	118	0,230	0,260
Москвич-412	6.45—13	183	0,172	0,203
ВАЗ-2101	6.15—13	180	0,175	0,198
ВАЗ-2103	165 —13P	195	0,175	0,192
ГАЗ-69А	6.50—16	215	0,190	0,240
ГАЗ-20	6.00—16	195	0,220	0,250
ГАЗ-21	6.70—15	213	0,210	0,230
ГАЗ-24	7.25—14	227	0,192	0,210
ГАЗ-13	8.20—15	280	0,230	0,240
ЗИЛ-110	7.50—16	258	0,280	0,320
ЗИЛ-117	9.35—15	356	0,215	0,240
Kravas automobiļi				
УАЗ-451ДМ	8.40—15	253	0,220	0,300
ГАЗ-51А	7.50—20	283	0,272	0,320
ГАЗ-53А	8.25—20	393	0,270	0,360
ЗИЛ-130	260—508	375	0,343	0,463
КамАЗ-5320	260—508	424	0,530	0,320
МАЗ-500А	12.00—20	461	0,523	0,542
Урал-377	14.00—20	482	0,415	0,578

Automobiļa manevrējamības pamati

Automobiļa marka	Minimālais pagrieziena rādiuss, m	
	pa priekšējā ārējā riteņa centru	pēc priekšējā gabarīta
Viegiele automobiļi		
ЗА3-965А	5,0	5,2
ЗА3-968А	5,3	5,6
Москвич-401	6,0	6,3
Москвич-2140	5,25	5,7
ВАЗ-2101	5,6	5,9
ВАЗ-2103	5,6	5,9
ВАЗ-2107	5,6	5,9
ВАЗ-2121	5,5	5,8
ГАЗ-20	6,3	6,8
ГАЗ-21	6,3	6,8
ГАЗ-24	5,6	6,0
ГАЗ-3201	5,9	6,2
ГАЗ-68А	6,0	6,5
УАЗ-469Б	6,3	6,8
ГАЗ-13	7,3	7,8
ГАЗ-14	7,5	8,2
ЗИЛ-110	7,4	7,6
ЗИЛ-117	7,3	7,9
ЗИЛ-4104	7,6	8,25
Autobusi		
РАФ-977DM	6,5	6,8
РАФ-2203	6,9	6,6
ПА3-672	9,0	9,5
ПА3-3201	11,0	12,0
ЛА3-695Н	8,5	9,6
ЛА3-4202	8,0	9,7
ЛА3-677	9,7	11,0
Kravas automobiļi		
УАЗ-451DM	6,0	6,8
УАЗ-452Д	6,0	6,8
ГАЗ-51А	7,6	8,1
ГАЗ-53А	8,0	9,0
ГАЗ-63	8,7	9,7
ГАЗ-66-01	9,5	10,0
ЗИЛ-164А	8,0	8,5
ЗИЛ-130	8,3	8,9
ЗИЛ-157К	11,2	12,0
ЗИЛ-131	10,2	10,8
КамАЗ-5320	8,5	9,3
МАЗ-500А	8,5	9,5
МАЗ-5335	8,8	9,5
Урал-4320	10,8	11,4

automobiļu grupā — automobilim Урал-4320. Saķeres masas koeficienti ierobežotas pārgājības vieglajiem un kravas automobiļiem ir aptuveni vienādi. Autobusu grupā viszemākais saķeres masas koeficients ir autobusiem РАФ, tāpēc, ka motors tiem ir novietots

priekšpusē. Tas ievērojami samazina šo autobusu pārgājību uz slideniem ceļiem, it īpaši bez slodzes.

Dažu automobiļu īpatspiediens uz ceļa dots 5.4. tabulā.

Tabulā 5.4. dots visu riteņu summārais kontaktlaukums ar balsta virsmu. Pa mīkstām gruntīm labāka pārgājība ir automobiļiem, kam ir lielāks kontaktlaukums un mazāks īpatspiediens uz ceļa virsmu, it īpaši priekšējiem riteņiem. Tiem kravas automobiļiem, kuriem ir kabīnes bezizvirzījuma komponējums, priekšējiem riteņiem īpatspiediens uz ceļu ir lielāks, tomēr tas dod iespēju labāk izmantot automobiļa gabarītus.

Automobiļu manevrējamības raksturojošie parametri doti 5.5. tabulā. Pēc tabulas redzam, ka no vieglajiem automobiļiem minimālais pagrieziena rādiuss pa ārējā riteņa centru ir automobilim 3A3-965A. Vairums automobiļiem tas ir 5,5 m un vairāk. Lielas un augstākās klases automobiļiem šis parametrs ir 7,3...7,6 m, ko var uzskatīt par nepietiekošu, un šo automobiļu manevrējamība ir apgrūtināta.

6

AUTOMOBĪĻA VADĀMĪBA UN STABILITĀTE

6.1. AUTOMOBĪĻA VADĀMĪBU UN STABILITĀTI RAKSTUROJOŠIE PARAMETRI

Par automobiļa *vadāmību* sauc tā spēju noturēt un viegli mainīt kustības virzienu pēc autovadītāja vēlēšanās. Tāpēc automobiļa kustības stabilitāti vērtē kā tā spēju nodrošināt kustību vēlamā virzienā ar minimālu novirzi no tās.

Par *stabilitāti* sauc automobiļa spēju pretoties apgāšanai. Par *noturību* sauc automobiļa spēju pretoties slīdei.

Automobiļa vadāmības un stabilitātes īpašības ir savā starpā cieši saistītas, jo šīs īpašības galvenokārt ir atkarīgas no vieniem un tiem pašiem automobiļa parametriem: kompozīcijas, stūres sistēmas konstrukcijas, riepu un balstiekārtas parametriem. Atsevišķu automobiļa parametru ietekme uz šīm īpašībām var būt atšķirīga. Tā, piemēram, palielinot automobiļa inerces momentu pret vertikālo asi, kas iet caur smagumcentru, var panākt labāku kustības stabilitāti taisnvirziena kustībā, bet tā pasliktinās, automobili pagriežot. Automobiļa vadāmība un stabilitāte ir cieši saistīta ar kustības drošību, tāpēc to uzlabošana un nodrošināšana ekspluatācijā ir svarīgs uzdevums.

Automobiļu vadāmību raksturo ar tā pagriežamību, manevrējamības īpašībām, pagriezienu rādītājus, priekšējās un pakaļējās ass sānnovirzes leņķiem, kā arī vadāmo riteņu pagriezes leņķu attiecību. Bez tam par vadāmības raksturojošo parametru tiek lietots spēks, ar kādu jāpagriež stūres rats, un stūres rata pagriešanas biežums.

Automobiļa stabilitāti raksturo ar parametriem, kas nosaka kritisko robežu, kad automobiļa stabila kustība vai stāvoklis pāriet nestabilā. Parasti par šādu robežparametru, raksturojot automobiļa stabilitāti kustībā, pieņem ātrumu, ko sauc par *kritisko ātrumu*. Statisko stabilitāti raksturo ar pieļaujamo automobiļa slīpuma leņķi pret horizontālo plakni, kurš nodrošina automobiļa stabilitāti, un to sauc par *kritisko leņķi*.

6.2. AUTOMOBĪĻA KUSTĪBAS KINEMĀTIKA PAGRIEZIENĀ

Automobili parasti pagriež, izmainot tā vadāmo riteņu pagriezes leņķi. Aplūkosim automobiļa ar šķērsvirzienā nedeformējamām riepām pagriešanas shēmu (6.1. att.). Lai pagriezienā automobiļa

riteņi ritētu bez sānslīdes, visu riteņu asīm ir jākrustojas ar vienu taisni, kuras projekcija braukšanas plaknē ir punkts, kuru sauc par *momentāno pagriezienu centru*. Tas savu stāvokli var mainīt, piemēram, izmainot vadāmo riteņu pagriezes leņķi.

No trīsstūriem ODA un OCB varam noteikt nepieciešamo vadāmo riteņu pagriezes leņķi, lai tie ritētu bez sānslīdes. Attiecīgi ārējā, no pagriezienu centra tālāk esošā riteņa un iekšējā — pagriezienu centram tuvāk esošā riteņa — *pagriezes leņķu* kotangensī $\theta_{\text{ār}}$ un θ_{ie} būs šādi:

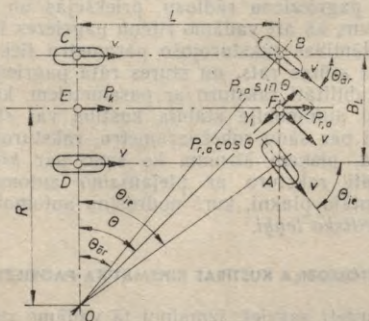
$$\text{ctg } \theta_{\text{ār}} = \frac{OC}{L}; \quad \text{ctg } \theta_{\text{ie}} = \frac{OD}{L}. \quad (6.1)$$

Pēc izteiksmēm (6.1), kā arī ņemot vērā, ka $BC=AD=L$ un $AB=CD=B_L$, var aprēķināt riteņu pagriezes leņķu starpību:

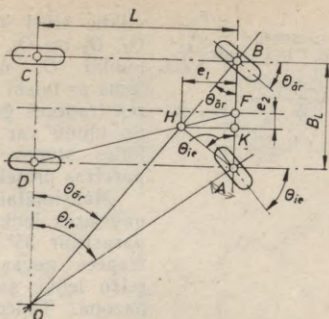
$$\text{ctg } \theta_{\text{ār}} - \text{ctg } \theta_{\text{ie}} = \frac{OC-OD}{L} = \frac{B_L}{L}, \quad (6.2)$$

kur B_L — attālums starp pulku centriem, m.

Automobiļiem vadāmo riteņu pagriešanu dažādos leņķos nodrošina stūres trapecē vai stūres iekārta. Nepieciešamo sakarību starp leņķiem θ_{ie} un $\theta_{\text{ār}}$ saskaņā ar izteiksmi (6.2) var attēlot grafiski. Praksē lietot shēmu, kura dota 6.1. attēlā, vadāmo riteņu pagriezes leņķu attiecības sakarības atrašanai nav ērti, jo pie neliela riteņu pagriezes leņķa automobiļa pagriezienu centrs atrodas ļoti tālu no tā garenass. Tāpēc praksē ērtāk lietot šādu paņēmieni (6.2. att.). No punktiem A un B , kas nosaka pulkas ass krustojuma vietu ar ceļa plakni, velkam taisnes paralēli automobiļa garenasij, kuras krusto pakalējo asi punktus C un D . Tālāk velkam taisni, kas savieno nogriežņa AB viduspunktu F ar punktu D . Pēc tam no priekšējās ass atliek priekšējā, no pagriezienu centra tālāk esošā riteņa pagriezes leņķi $\theta_{\text{ār}}$ un novelk staru BO , kas krusto taisni FD



6.1. att. Automobiļa ar šķērsvirzienā nedeformējamiem riteņiem pagriešanas shēma.



6.2. att. Vadāmo riteņa pagriezes leņķu sakarības atrašana.

punktā H . Ja punktu H savieno ar punktu A , tad leņķis HAF būs leņķis θ_{ie} , kas atbilst vienādojumam (6.2). To var pārbaudīt pēc ģeometriskām sakarībām saskaņā ar 6.2. attēlu.

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \theta_{\text{ar}} &= \frac{\frac{B_L}{2} + e_2}{e_1}; & \operatorname{ctg} \theta_{ie} &= \frac{\frac{B_L}{2} - e_2}{e_1}; \\ \operatorname{ctg} \theta_{\text{ar}} - \operatorname{ctg} \theta_{ie} &= \frac{2e_2}{e_1}, \end{aligned} \quad (6.3)$$

kur e_1 — punkta H attālums no priekšējās ass;
 e_2 — punkta H attālums no automobiļa garenass.

Tā kā trīsstūri FKH un FAD ir līdzīgi, tad

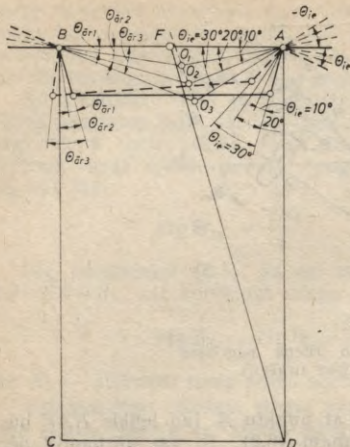
$$\frac{e_2}{e_1} = \frac{\frac{B_L}{2}}{L}$$

un vienādojumu (6.3) var pārrakstīt šādi:

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{ar}} - \operatorname{ctg} \theta_{ie} = \frac{B_L}{L}.$$

Tas nozīmē, ka taisnes, kuras vilktas no punktiem A un B un krustojas uz slīpās taisnes FD , ar asi AB veido pareizos riteņu pagriezes leņķus θ_{ar} un θ_{ie} .

Lai noteiktu stūres trapeces nodrošinātos vadāmo riteņu pagriezes leņķus, var lietot grafisko metodi. Šim nolūkam, pagriežot vienu no riteņiem, piemēram, par leņķi θ_{ar} , konstruējam otra riteņa pagriezes leņķi θ_{ie} (6.3. att.). Katrā stāvoklī caur riteņu asīm



6.3. att. Stūres trapeces kļūdas līkne (Θ arī pie $\Theta_{1e}=10^\circ$; $\Theta_{\bar{a}r2}$ pie $\Theta_{1e}=20^\circ$; $\Theta_{\bar{a}r3}$ pie $\Theta_{1e}=30^\circ$).

vilkte stūri krustojas punktā O_1 , O_2 un O_3 . Līknes, ko veido punkti O , nesakrīšanas lielums ar taisni FD raksturo stūres trapeces ģeometrijas kļūdu. Šo kļūdu var samazināt, izvēloties stūres trapeces locekļu pareizas projekcijas.

Maksimālais vadāmo riteņu pagriezes leņķis uz katru pusi parasti ir $35^\circ \dots 40^\circ$ un stūres trapecē nevar nodrošināt pareizu leņķu sakarību visā diapazonā. Tāpēc parasti stūres trapeces ģeometriju izvēlas tā, lai pareiza leņķu starpība būtu nodrošināta pie riteņu pagriezes leņķiem, kuri visbiežāk sastopami ekspluatācijā. Pie maksimālā riteņu pagriezes leņķa novirze no teorētiski pareizā leņķa ir vislielākā, bet tā nedrīkst pārsniegt $1,5^\circ$.

Turpmāk automobiļa vadāmo riteņu pagriezes leņķi raksturosim ar vidējo pagriezes leņķi Θ , kas ir leņķis starp pakalējās ass pagarinājumu un taisni, kura iet caur pagriezienu centru un priekšējās ass viduspunktu. No 6.1. attēla varam uzrakstīt šādu sakarību:

$$\operatorname{ctg} \Theta = \frac{R}{L}. \quad (6.4)$$

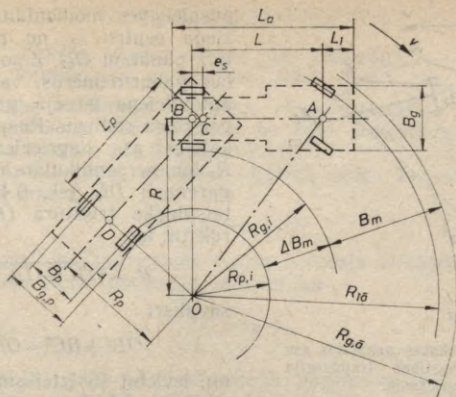
Izteiksme (6.4) rāda, ka automobilim ar nedeformējamiem riteņiem leņķis Θ ir atkarīgs tikai no kustības trajektorijas liekuma rādiusa. No šīs izteiksmes, izsakot vidējo pagriezienu rādiusu, par kuru pieņem pakalējās ass viduspunkta attālumu līdz pagriezienu centram, iegūsim

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \Theta}. \quad (6.5)$$

Automobiļa vadāmību novērtē arī ar tā priekšējā, no pagriezienu centra tālāk esošā riteņa minimālo pagriezienu rādiusu $R_{1,\bar{a}}$ (6.4. att.), kuru uzdod automobiļa tehniskajā raksturojumā. Šo rādiusu, m, var aprēķināt pēc šādas izteiksmes:

$$R_{1,\bar{a}} = L \sqrt{1 + \left(\frac{B_1}{L} + \operatorname{ctg} \Theta\right)^2}, \quad (6.6)$$

kur B_1 — priekšējo riteņu šķērsbāze, m.



6.4. att. Autovilciena pagriezienu kinematika kustībā pa aploci.

Automobiļa vadāmību dažkārt raksturo arī ar tā gabarīta ārējo $R_{g,a}$ un iekšējo $R_{g,i}$ pagriezienu rādīšus, jo to starpība raksturo automobiļa aizņemtās joslas platumu pagriezienā B_m . Ārējo gabarīta pagriezienu rādīšus, m, aprēķina pēc šādas izteiksmes:

$$R_{g,a} = \sqrt{\left(R + \frac{B_g}{2}\right)^2 + (L + L_1)^2}, \quad (6.7)$$

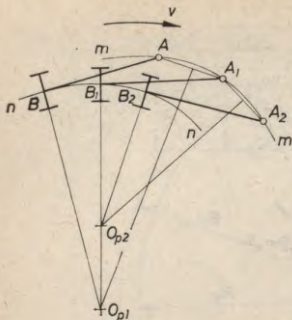
kur B_g — automobiļa gabarītplatums, m;

L_1 — automobiļa priekšējā gabarīta attālums no priekšējās ass, m.

Pagriezienu centram tuvāk esošā pakalējā gabarīta pagriezienu rādīšus $R_{g,i}$, m, var aprēķināt pēc šādas izteiksmes:

$$R_{g,i} = \frac{L}{\operatorname{tg} \Theta} - \frac{B_g}{2}. \quad (6.8)$$

Autovilciena kustības trajektoriju pagriezienā nosaka vilcēj-automobiļa kustība, piekabes gabarīti un tās vadāmo riteņu pagriešanas iekārta. Puspiekabes vai piekabes trajektorija pagriezienā atšķiras no vilcējautomobiļa kustības trajektorijas, un tā atrodas tuvāk pagriezienu centram. Aplūkosim puspiekabes pakalējās ass viduspunkta kustības trajektoriju, kuru var konstruēt grafiski, zinot puspiekabes dzenošā punkta A kustības trajektoriju $m-m$ (6.5. att.). Ar nelielu kļūdu var pieņemt, ka punkta A trajektorija sakrīt ar vilcējautomobiļa pakalējās ass viduspunkta trajektoriju, ja aplūkojam puspiekabes kustību. Ja puspiekabes bāze ir AB , tad tās pakalējās ass viduspunkts pārvietosies pa trajektoriju $n-n$, bet



6.5. att. Puspiekabes pakalējās ass viduspunkta kustības trajektorija pagriezienā.

puspiekabes momentānais pagrieziens centrs — no punkta O_{p1} līdz punktam O_{p2} . Zinot puspiekabes gabarītmērus, varam atrast autovilciena iekšējā gabarīta pagrieziens rādītājus. Puspiekabes pakalējās ass pagrieziens rādītājus R_p būs perpendikulārs puspiekabes garenasij DC (sk. 6.4. att.). No taisnleņķa trīsstūra ODC varam rakstīt, ka

$$R_p = \sqrt{OC^2 - DC^2}, \quad (6.9)$$

savukārt

$$OB^2 + BC^2 = OC^2$$

un, ievietojot šo izteiksmi izteiksmē (6.9), iegūsim

$$R_p = \sqrt{R^2 + e_s^2 - L_p^2}, \quad (6.10)$$

kur e_s — puspiekabes un vilcējautomobiļa sakabes punkta attālums (nobīde) no pakalējās ass, m;

L_p — puspiekabes garenbāze, m.

Pagrieziens centram vistuvāk atradīsies puspiekabes iekšējais gabarīts pie tās pakalējās ass, un šī punkta pagrieziens rādītājus $R_{p,i}$, m, kustībā pa aploci var aprēķināt šādi:

$$R_{p,i} = \sqrt{R^2 + e_s^2 - L_p^2} - \frac{B_{g,p}}{2}, \quad (6.11)$$

kur $B_{g,p}$ — puspiekabes gabarītplatums, m.

6.3. UZ AUTOMOBILI PAGRIEZIENĀ DARBOJOŠIES SPĒKI

Aplūkosim spēkus, kas darbojas uz automobili, pagriežot vadāmos riteņus, ja tas kustas ar patstāvīgu un mazu ātrumu un uz to nedarbojas inerces spēki (sk. 6.1. att.). Dzenošie riteņi attīsta vilces spēku P_k un tā rezultante ir pielikta dzenošā tilta viduspunktā. Automobiļa dzenošais un dzenamais tilts savā starpā ir saistīts ar rāmi, tāpēc spēks P_k tiek pārnestas uz priekšējo asi un darbojas kā spēks, kas cenšas vadāmos riteņus grūst uz priekšu automobiļa garenass virzienā (spēka P_k pielikšanas virzienā), t. i., $P_{r,a} = P_k$. Spēku $P_{r,a}$ var sadalīt komponentēs, no kurām $P_{r,a} \cos \theta$ darbosies punkta F kustības virzienā, bet $P_{r,a} \sin \theta$ — virzienā no pagriezes centra. Lai automobilis varētu pārvietoties, tad jābūt izpildītam šādam nosacījumam:

$$P_{r,a} \cos \Theta \geq f Q_1 = P_{11}, \quad (6.12)$$

kur P_{11} — priekšējo vadāmo riteņu rites pretestība;
 Q_1 — normālslodze uz priekšējo asi.

Automobiļa vadāmiem riteņiem rites pretestības koeficients, braucot pagriezienā, var atšķirties no rites pretestības koeficienta taisnvirziena kustībā (sk. 6.4. iedal.).

Savukārt, lai riteņi uzdotajā virzienā ritētu bez slīdes, jābūt spēkā šādai sakarībai:

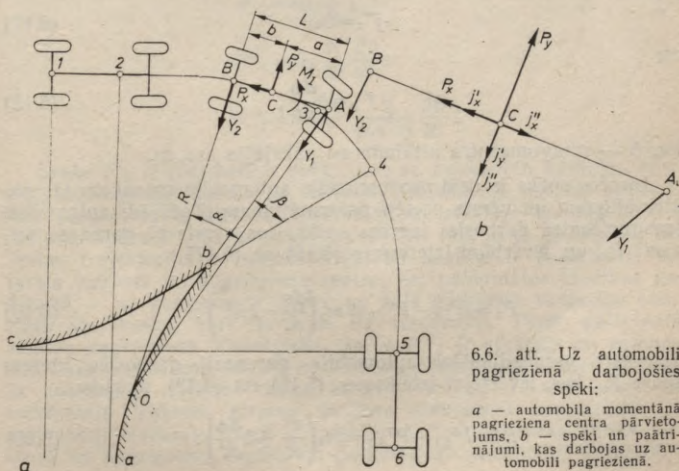
$$P_{r,a} \sin \Theta \leq \varphi_y Q_1, \quad (6.13)$$

Lai automobilis pagriezienā ripotu uzdotajā virzienā bez slīdes, no izteiksmēm (6.12) un (6.13) iegūsim, ka

$$\frac{\varphi_y}{f} > \operatorname{tg} \Theta. \quad (6.14)$$

Izteiksmi (6.14) sauc par *automobiļa pagriežamības nosacījumu*.

Aplūkosim automobiļa kustības trajektoriju, tam braucot pagriezienā (6.6. att.) un pieņemot, ka automobilis brauc pa horizontālu ceļu un riepas šķērsvirzienā netiek deformētas. Trajektorijas posmā 1—2 automobilis brauc pa taisni ($\Theta=0$; $R=\infty$), bet posmā 2—3 autovadītājs pagriež stūri un automobiļa kustība notiek pa mainīga liekuma trajektoriju, vienlaicīgi griežoties ap savu stāvokli mainošu momentāno pagriezienu centru. Pagriezienu centrs tuvojas automobilim pa trajektoriju $a-b$ (R samazinās). Posmā 3—4 vadāmo riteņu pagriezes leņķis ir nemainīgs un automobilis pārvietojas ap



6.6. att. Uz automobili pagriezienā darbojošies spēki:

a — automobiļa momentānā pagriezienu centra pārvietojums, b — spēki un pārvietojumi, kas darbojas uz automobili pagriezienā.

nekustīgu pagrieziena centru, kas atrodas punktā b ($R = \text{const}$). Savukārt, automobilim izbraucot no pagrieziena (posms 4—5), autovadītājs griež stūri pretējā virzienā un automobilis atkal pārvietojas ap kustīgu pagrieziena centru, kas attālinās no automobiļa pa trajektoriju $b-c$. Posms 5—6 atbilst automobiļa taisnvirziena kustībai.

Automobilim braucot taisnvirziena kustībā, tā pakalējās ass pagarinājums nepieskaras liknei $a-b$ (piemēram, pakalējās ass viduspunkts B atrodas punktā 1), līdz pakalējās ass viduspunkts B nonāk kustības trajektorijas punktā 2, pakalējās ass pagarinājuma taisne saskaras ar likni $a-b$ un sāk ap to velties. Automobilis sāk pārvietoties pa mainīga liekuma rādiusa likni, un kustību var uzskatīt kā sastāvošu no divām kustībām: no punkta B kustības ap automobiļa momentāno pagrieziena centru O un automobiļa garenass griezes kustību ap punktu B . Automobiļa pakalējās ass viduspunkta B kustības rezultātā ap momentāno pagrieziena centru rodas normālais paātrinājums j''_x un tangenciālais paātrinājums j'_y (6.6. att. b), kurus varam pārnest uz automobiļa smagumcentru C :

$$j'_x = \frac{dv}{dt}; \quad (6.15)$$

$$j'_y = \frac{v^2}{R}. \quad (6.16)$$

Automobiļa griešanās rezultātā ap punktu B tā smagumcentrā rodas normālais paātrinājums j''_x un tangenciālais paātrinājums j''_y :

$$j''_x = b\omega^2 \quad (6.17)$$

un

$$j''_y = b \frac{d\omega}{dt}, \quad (6.18)$$

kur b — smagumcentra attālums no pakalējās ass, m .

Inerces spēks ir tieši proporcionāls automobiļa masai un tās paātrinājumam un vērsts pretēji paātrinājumam. Tādējādi automobiļa smagumcentrā darbosies inerces spēks, kas vērsts tā garenass virzienā P_x , un, ievērtējot izteiksmes (6.15) un (6.17),

$$P_x = P'_{j,x} - P''_{j,x} = m_a \left(\frac{dv}{dt} - b\omega^2 \right). \quad (6.19)$$

Savukārt perpendikulāri automobiļa garenasij darbosies inerces spēks P_y , kas, ievērtējot izteiksmes (6.16) un (6.18), ir šāds:

$$P_y = P'_{j,y} + P''_{j,y} = m_a \left(\frac{v^2}{R} + b \frac{d\omega}{dt} \right). \quad (6.20)$$

Automobiļa pagrieziņa vidējais leņķiskais ātrums būs šāds:

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{v}{L} \operatorname{tg} \Theta. \quad (6.21)$$

Diferencējot izteiksmi (6.21) pēc laika, iegūsim, ka

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\operatorname{tg} \Theta}{L} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L \cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt}. \quad (6.22)$$

Ņemot vērā izteiksmi (6.21) un ievērtējot arī rotējošo masu ietekmi uz paātrinājumu automobiļa garenass virzienā, izteiksmi (6.19) varam pārrakstīt šādi:

$$P_x = \delta m_a \left(\frac{dv}{dt} - b \frac{v^2}{R^2} \right). \quad (6.23)$$

Savukārt, ievērtējot izteiksmi (6.22), no izteiksmes (6.20) iegūsim

$$P_y = m_a \left(\frac{v^2}{R} + b \left(\frac{\operatorname{tg} \Theta}{L} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L \cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt} \right) \right),$$

bet, pārveidojot to un ņemot vērā izteiksmi (6.5),

$$P_y = m_a \left(\frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{b}{L} \frac{v}{\cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt} \right). \quad (6.24)$$

Inerces spēku P_y tā tālākai uzskatāmai analīzei sadalīsim trīs atsevišķos spēkos P'_y , P''_y un P'''_y , kur

$$P'_y = m_a \frac{v^2}{R};$$

$$P''_y = m_a \frac{b}{R} \frac{dv}{dt};$$

$$P'''_y = m_a \frac{b}{L} \frac{v}{\cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt}.$$

Spēks P'_y ir centrālās spēks, kas uz automobili darbojas vienmēr tad, kad tas kustas pa līklīnijas trajektoriju, un šis spēks ir tieši proporcionāls ātruma kvadrātam un atkarīgs no pagrieziņa rādiusa. Spēks P''_y uz automobili darbojas tad, ja tā kustība pa līklīnijas trajektoriju ir nevienmērīga. Ja kustība ir paātrināta, tas vērst virzienā no pagrieziņa centra, bet palēninātas kustības gadījumā — uz pagrieziņa centru un šajā gadījumā samazina summāro šķērsspēku, kurš darbojas uz automobili. Tāpēc palēnināta kustība pagriezienā ir stabilāka. Spēks P'''_y ir atkarīgs no automobiļa kustības ātruma, kā arī no vadāmo riteņu pagriešanas ātruma. Ja automobiļa vadāmo riteņu ātruma virziena vektors sakrīt ar automobiļa leņķiskā ātruma virzienu (iebraucot pagriezienā, ja automobiļa vadāmie riteņi ir priekšējie), tad šis spēks vērst virzienā no pagrieziņa centra un palielina uz automobili darbojošos

summāro šķērsspēku. Izbraucot no pagrieziņa, vadāmie riteņi tiek pagriezti pretējā virzienā un P''_y ir vērsts uz pagrieziņa centru un samazina summāro šķērsspēku, kas darbojas uz automobili. Tāpēc automobiļa kustība, izbraucot no pagrieziņa, parasti ir stabilāka.

Automobilim pagriežoties, tā inerces moments M_1 pretojas pagriezienam:

$$M_1 = I_z \frac{d\omega}{dt},$$

M_1 — automobiļa inerces moments;

I_z — automobiļa inerces moments pret inerces asi, t. i., pret vertikālo asi, kas iet caur smagumcentru:

$$I_z = m_a \varrho_1^2,$$

kur ϱ_1^2 — automobiļa inerces rādiuss pret inerces asi.

Ņemot vērā izteiksmi (6.22), iegūsim

$$M_1 = \frac{m_a \varrho_1^2}{L} \left(\operatorname{tg} \Theta \frac{dv}{dt} + \frac{v}{\cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt} \right). \quad (6.25)$$

No šīs izteiksmes redzam, ka inerces moments M_1 darbojas tikai tad, ja automobilis ie brauc pagriezienā vai izbrauc no tā, vai arī pagriezienā brauc ar nevienmērīgu ātrumu.

Tā kā pagriezienā uz automobili darbojas šķērsspēki, tad riepās un atbalsta virsmas kontaktlaukumā rodas šķērsspēku reakcijas uz priekšējiem riteņiem Y_1 un uz pakalējiem riteņiem Y_2 . Tā kā reakciju izmaiņa starp vienas ass riteņiem ir atkarīga no grūti ievērtjamiem faktoriem, tad praktiskos aprēķinos, novērtējot automobiļa kustību, nosaka vienas ass visu riteņu summāro šķērsreakciju, t. i., nosaka Y_1 un Y_2 .

Lai tās noteiktu, uzrakstīsim momentu vienādojumu pret punktu B (6.6. att. a):

$$P_y b + M_1 - Y_1 L \cos \Theta = 0,$$

no kurienes

$$Y_1 = \frac{P_y b + M_1}{L \cos \Theta}. \quad (6.26)$$

Momentu vienādojums pret punktu A ir šāds:

$$Y_2 L + M_1 - P_y a = 0$$

un

$$Y_2 = \frac{P_y a}{L} - \frac{M_1}{L}. \quad (6.27)$$

Ievietojot izteiksmēs (6.26) un (6.27) šķērsspēka vērtību no izteiksmes (6.24) un inerces momenta vērtību no izteiksmes (6.25), iegūsim šādus vienādojumus:

$$Y_1 = \frac{m_a b}{L \cos \Theta} \left(\frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{b}{L} \frac{v^2}{\cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt} \right) + \frac{m_a Q_1^2}{L^2 \cos \Theta} \left(\operatorname{tg} \Theta \frac{dv}{dt} + \frac{v}{\cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt} \right); \quad (6.28)$$

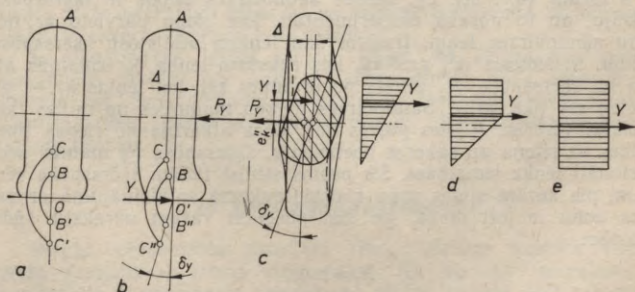
$$Y_2 = m_a \frac{a}{L} \left(\frac{v^2}{L} + \frac{b}{R} \frac{dv}{dt} + \frac{b}{L} \frac{v^2}{\cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt} \right) - m_a \frac{Q_1^2}{L^2} \left(\operatorname{tg} \Theta \frac{dv}{dt} + \frac{v}{\cos^2 \Theta} \frac{d\Theta}{dt} \right). \quad (6.29)$$

6.4. SĀNNOVIRZE

Reālai automobiļa riepai piemīt elastība radiālā, tangenciālā virzienā un šķērsvirzienā. Uz automobiļa vadāmību un stabilitāti būtisku ietekmi atstāj riepas elastība šķērsvirzienā.

Ja uz deformējamu riteni iedarbojas kāds šķērsspēks, tad tā kustības trajektorija nemainās, tā paliek ritenim simetriskā garenplaknē tikmēr, kamēr šķērsspēks nav lielāks par saķeres spēku un riepa sāk slidēt šķērsvirzienā.

Ja šķērsspēks iedarbojas uz elastīgu riteni, tad riteņa kustības trajektorija novirzās no iepriekšējā kustības virziena par kādu leņķi δ_y , kuru sauc par *sānnovirzes leņķi*, bet pašu procesu — par *sānnovirzi*. Kā pārvietojas ritenis, ja uz to darbojas šķērsspēks, redzams 6.7. attēlā. Līnija OA atrodas riteņa asij perpendikulārā vidusplaknē. Punkti B un C , kas atrodas uz šīs līnijas, ritenim pārvietojoties, saskarsies atbalsta virsmas plaknē punktos B' un C' un riteņa kustības trajektorija sakritīs ar riteņa vidusplakni, ja uz



6.7. att. Elastīga riteņa sānnovirze:

a — sānnovirzes nav, b — riteņa kustības trajektorija ar sānnovirzi, c — kontaktlaukuma centra novirze attiecībā pret riteņa centru, d — šķērsspēku epūra kontaktlaukumā pie daļējas slīdes šķērsvirzienā, e — šķērsspēku epūra kontaktlaukumā pie pilnīgas slīdes šķērsvirzienā.

riteni nedarbojas šķērsspēks. Iedarbojoties uz to šķērsspēkam, kas pielikts riteņa centrā, riepas šķērsdeformācijas dēļ līnija OA izlieksies un novirzīsies no riepas kontaktlaukuma centra par lielumu Δ (6.7. att. *b*). Punkti C un B , kas atrodas riepas vidusplaknē, nonāks kontaktā ar ceļa virsmu punktos C'' un B'' . Tālāk pārvietojoties ritenim, visi punkti, kas atrodas uz līnijas OA , nonāks kontaktā ar ceļa virsmu punktus, kuri atrodas uz līnijas $O'C''$. Rezultātā riteņa pārvietošanās trajektorija novirzās no tā vidusplaknes par leņķi δ_y .

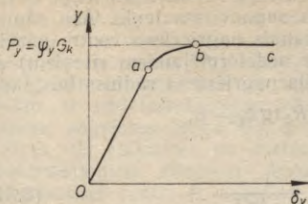
Visā riepas un atbalsta virsmas kontaktlaukuma garumā riepas deformācija nav vienāda. Kontaktlaukuma priekšdaļā riepas elementi šķērsvirzienā ir deformēti mazāk nekā kontaktlaukuma pakaļdaļā. Ritenim pārvietojoties, riepas elementi, kas nonāk kontaktā ar ceļa virsmu, pārvietojas uz kontaktlaukuma pakaļdaļu un vienlaicīgi pieaug tā šķērsspēka daļa, kuru uzņem katrs riepas elements. Elastīgas riepas kontaktlaukuma stāvoklis, ja uz to darbojas šķērsspēks, un attiecīgā šķērsreakciju epīra redzama 6.7. attēlā *c*. Eksperimentu rezultāti liecina, ka šai epīrai ir trīsstūrveida forma. Šķērsspēka elementārreakciju rezultante Y , kas vienāda ar šķērsspēku P_y , ir nobīdīta no kontaktlaukuma centra uz tā pakaļdaļu par lielumu e''_k . Šķērsspēka reakcija Y ar plecu e''_k rada riepas stabilizējošo momentu M_δ .

Ja šķērsspēks P_y pieaug, sākumā tas izsauc tikai elementārreakciju epīras palielināšanos, bet laukuma forma nemainās. Tālāk pieaugot šķērsspēkam, elementārreakcijas sasniedz maksimālo lielumu pēc saķeres, riepas daļiņas kontaktlaukuma pakaļdaļā slīd, elementārreakciju lielums paliek nemainīgs un epīra iegūst trapeces formu (6.7. att. *d*). Kontaktlaukums šajā gadījumā sastāv no divām zonām: saķeres zonas, kur slīdes nav, un slīdes zonas, kurā visi riepas elementi slīd attiecībā pret atbalsta virsmu. Kad spēks sasniedz saķeres spēka vērtību, visi riepas elementi slīd attiecībā pret atbalsta virsmu, riepa šļūc uz sāniem un epīra iegūst taisnstūra formu (6.7. att. *e*). Riepas sānovirzes leņķis ir šķērsspēka funkcija, un to nosaka eksperimentāli, kad riepu pārvieto ar noteiktu sānovirzes leņķi, izmērot šim leņķim atbilstošu šķērsspēka vērtību. Šī iemesla dēļ grafikā, kas raksturo leņķa δ_y izmaiņas atkarā no šķērsspēka, P_y atlikts pa ordinātu asi, bet leņķis δ_y — pa abscisu asi (6.8. att.). Sānovirzes leņķim mainoties no nulles līdz noteiktai vērtībai (liknes posms $0a$), kura atkarīga no riepas tipa, slodzes uz riteņa un saķeres koeficienta, šķērsspēks P_y mainās proporcionāli leņķa izmaiņām. Šis posms atbilst tādām šķērsspēka vērtībām, pie kurām slīdes zona kontaktlaukumā salīdzinājumā ar saķeres zonu ir ļoti maza, un šim posmam varam uzrakstīt šādu sakarību:

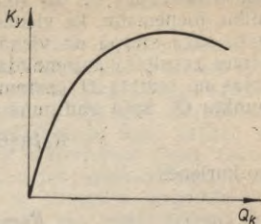
$$P_y = k_y \delta_y, \quad (6.30)$$

kur k_y — riepas sānovirzes pretestības koeficients.

Riepas sānovirzes pretestības koeficients skaitliski ir vienāds ar spēku, kas rada sānovirzi par leņķi $\delta_y = 1^\circ$ vai $\delta_y = 1$ rad. Pir-



6.8. att. Šķērsspēka lielums atkarā no sānnovirzes leņķa.



6.9. att. Sakarība starp normālslodzi uz riteņa un sānnovirzes koeficientu.

majā gadījumā sānnovirzes pretestības koeficientu izsaka N/grādu, bet otrajā — N/rad.

Riepas sānnovirzes pretestības koeficients ir atkarīgs no riepas izmēra un konstrukcijas. Jo lielāks ir riepas izmērs, jo lielāks ir sānnovirzes pretestības koeficients. Galvenokārt šī iemesla dēļ kravas automobiļu riepām k_y ir ievērojami lielāks nekā vieglo automobiļu riepām, piemēram, automobiļa «Moskvič-2140» riepai 6.45-13 $k_y = 550$ N/grādu (31 500 N/rad), bet automobiļa ЗИЛ-130 riepai 260-508 $k_y = 1700$ N/grādu (97 000 N/rad).

Būtiski koeficientu k_y ietekmē vertikālā slodze uz riteņa (6.9. att.). Palielinoties slodzei, sākumā k_y palielinās, bet pēc tam, sasniedzot maksimumu, samazinās.

Liknes posms *ab* (sk. 6.8. att.), kur lineārā sakarība starp P_y un k_y pāriet nelineārā, raksturo to, ka šķērsspēka lielums ir sasniedzis vērtību, pie kuras kontakta laukumā daļa riepas elementu sāk slīdēt attiecībā pret atbalsta virsmu. Izteiksmi (6.30) var izmantot arī šim posmam, uzskatot, ka k_y ir leņķa funkcija. Sajā posmā koeficients k_y ir ievērojami atkarīgs no saķeres koeficienta un tas samazinās, ja saķeres koeficients ir mazāks.

Ja sānnovirzes leņķis pieaug tīktāl, ka šķērsspēks sasniedz maksimālo vērtību pēc saķeres, sākas riteņa slīde šķērsvirzienā (posms *bc*). Sajā gadījumā riteņa un automobiļa kustību nosaka likumsakarības, kuras aprakstītas cietam, šķērsvirzienā nedeformējamam ritenim.

6.5. AUTOMOBILĀ PAGRIEŽAMĪBA

Riepas sānnovirzes rezultātā riteņa ātruma vektora virziens vairs nesakrīt ar riteņa vidusplakni. Kā iepriekš secinājām, tad automobiļa momentānais pagriežiena centrs atrodas pret automobiļa tiltu ātruma vektoriem novilkto perpendikulu krustpunktā. Pagriezienā uz automobili darbojošais šķērsspēks rada riteņa sānnovirzi un līdz ar to arī attiecīgi priekšējās un pakaļējās ass sānnovirzi

par leņķiem δ_{y1} un δ_{y2} (6.10. att.). Aplūkojot automobiļa pagriežamību, pieņemsim, ka vienas ass abu riteņu sānsvirzes leņķi ir vienādi savā starpā un vienādi ar ass sānsvirzes leņķi. Asu sānsvirzes rezultātā automobiļa momentānais pagriežiena centrs pārvietojas no punkta O (automobilim ar nedeformējamiem riteņiem) uz punktu O' . Šajā gadījumā automobiļa pagriežiena rādiuss būs šāds:

$$R_{\delta} \operatorname{tg}(\Theta - \delta_{y1}) + R_{\delta} \operatorname{tg} \delta_{y2} = L,$$

no kurienes

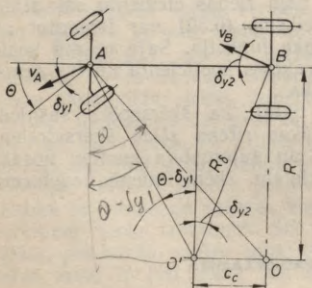
$$R_{\delta} = \frac{L}{\operatorname{tg}(\Theta - \delta_{y1}) + \operatorname{tg} \delta_{y2}}. \quad (6.31)$$

Nemot vērā, ka sānsvirzes leņķi normālos apstākļos nav lieli ($5^{\circ} \dots 10^{\circ}$) un pie liela kustības ātruma, kad sānsvirzei ir sevišķi ievērojama ietekme uz automobiļa vadāmību, vadāmo riteņa pagriežes leņķis Θ parasti arī nav liels, varam rakstīt, ka

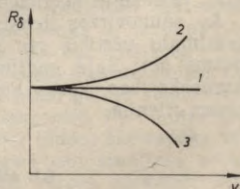
$$R_{\delta} \approx \frac{L}{\Theta + (\delta_{y2} - \delta_{y1})}. \quad (6.32)$$

Tādējādi no izteiksmes (6.32) varam secināt, ka automobilim ar deformējamām riepiem un automobilim ar nedeformējamām riepiem pagriežiena rādiusi var būt vienādi $R_{\delta} = R$ ($\delta_{y1} = \delta_{y2}$), R_{δ} var būt mazāks par R ($\delta_{y2} > \delta_{y1}$), kā arī lielāks par R ($\delta_{y2} < \delta_{y1}$).

Automobiļa īpašību mainīt kustības trajektoriju, kuru nosaka vadāmo riteņa pagriežes leņķis riepu sānsvirzes rezultātā, sauc par *automobiļa pagriežamību*.



6.10. att. Automobiļa pagriešanas shēma, ņemot vērā riepu sānsvirzi: v_A un v_B — punktu A un B kustības ātrumi, m/s.



6.11. att. Automobiļa pagriežiena rādiusa izmaiņa atkarā no ātruma, ja $\Theta = \text{const}$:

1 — normāla pagriežamība, 2 — nepietiekama pagriežamība, 3 — pārlieku liela pagriežamība.

Automobiļa pagriežamības raksturotājs ir pakalējās un priekšējās ass sānnovirzes leņķu starpība $\delta_{y2} - \delta_{y1}$.

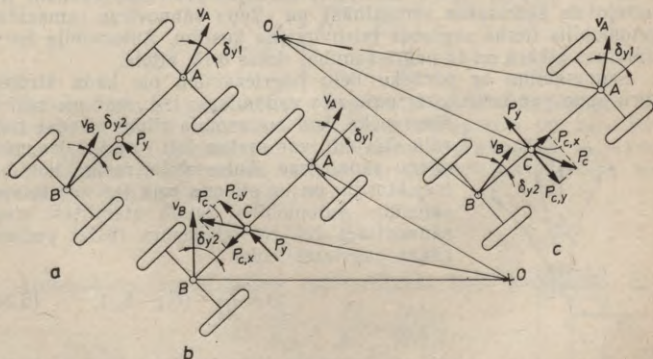
Ja sānnovirzes leņķi automobiļa priekšējiem un pakalējiem riteņiem ir vienādi, t. i., $\delta_{y1} = \delta_{y2}$, tad šāda automobiļa *pagriežamību sauc par normālu*. Šajā gadījumā automobiļa pagriežiena rādiuss un griešanās leņķiskais ātrums ir apmēram tādi paši kā automobilim ar nedeformējamiem riteņiem (tas mainās tikai atkarā no riteņu pagriešanas leņķa Θ), bet kustības trajektorija riepu sānnovirzes dēļ atšķirsies no kustības trajektorijas automobilim ar nedeformējamiem riteņiem. Automobilim ar normālu pagriežamību pagriežiena centrs ir nobidīts no pakalējās ass pagarinājuma par lielumu c_c (6.10. att.):

$$c_c = R_0 \operatorname{tg} \delta_{y2} = \frac{L}{\frac{\operatorname{tg}(\Theta - \delta_{y1})}{\operatorname{tg} \delta_{y2}} + 1} \quad (6.33)$$

No šīs izteiksmes redzam, ka tad, ja $\delta_{y2} \neq 0$, tad $c_c \neq 0$, bet, ja $\delta_{y1} = \Theta$, tad $c_c = L$ un automobilis griežas ap punktu, kas atrodas uz priekšējās ass turpinājuma. Pagriežiena rādiusu automobilim ar normālu pagriežamību aprēķina pēc formulām (6.31) un (6.32).

Ja $\delta_{y2} > \delta_{y1}$, tad šādam automobilim pagriežiena rādiuss R_0 pie vienādiem leņķiem Θ parasti ir mazāks, bet leņķiskais ātrums ir lielāks nekā automobilim ar nedeformējamiem riteņiem. Šo gadījumu sauc par *pārlieku lielu pagriežamību*.

Ja $\delta_{y2} < \delta_{y1}$, tad automobiļa pagriežiena rādiuss R_0 pie vienādiem leņķiem Θ ir lielāks nekā automobilim ar nedeformējamiem riteņiem, bet griešanās leņķiskais ātrums — mazāks. Šo gadījumu sauc par *nepietiekamu pagriežamību*.



6.12. att. Automobiļa kustība šķērsspēka iedarbības rezultātā:

a — normāla pagriežamība, b — pārlieku liela pagriežamība, c — nepietiekama pagriežamība.

Automobiļa pagriežamība var būt atkarīga gan no kustības režīma un rakstura (iebraukšanas pagriezienā, izbraukšanas no pagriežiena, kustības pa apli), gan arī no automobiļa konstruktīvajiem parametriem.

Automobiļa pagriežiena rādiusa izmaiņas, braucot pa apli, ja $\Theta = \text{const}$, atkarā no kustības ātruma dažādas pagriežamības automobiļiem dotas 6.11. attēlā.

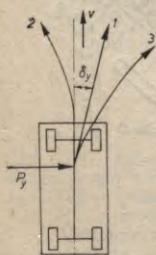
Automobiļa pagriežamība būtiski ietekmē automobiļa kursa stabilitāti, t. i., automobiļa spēju saglabāt kustības virzienu, ja uz to darbojas šķērsspēks. Ja šķērsspēks darbojas uz automobili ar nedeformējamiem riteņiem, tas turpina kustību, nemainot trajektoriju, līdz iesākas riteņu sānslīde, ko nosaka riepas un atbalsta virsmas saķeres koeficients. Automobiļi ar elastīgām riepām sānnovirzes dēļ izmaina ar vadāmo riteņu stāvokli noteikto kustības trajektoriju. Automobilis, kuram ir normāla pagriežamība (6.12. att. a), ja uz to iedarbojas šķērsspēks, saglabā taisnvirziena kustības trajektoriju, bet tā ir novirzīta par leņķi δ_y attiecībā pret iepriekšējo kustības virzienu.

Ja šķērsspēks iedarbojas uz automobili, kam ir pārlietu liela pagriežamība, tad šī spēka iedarbības rezultātā automobilis sāk pagriezties ap centru O (sk. 6.12. att. b); tā rezultātā rodas centrālās spēks P_c , kura normālkomponente pēc virziena sakrīt ar šķērsspēku P_y . Rezultējošais šķērsspēks pieaug, tas savukārt palielina sānnovirzi, un pagriežiena rādiuss samazinās. Lai saglabātu taisnvirziena kustību, autovadītājam vadāmie riteņi jāpagriež uz pretējo pusi. Tā kā kustības laikā uz automobili nepārtraukti darbojas dažādi šķērsspēki, tad autovadītājam visu laiku jākorģē vadāmo riteņu stāvoklis.

Ja automobilim ir nepietiekama pagriežamība (sk. 6.12. att. c), centrālās spēka šķērskomponente darbojas preti šķērsspēkam (rezultējošais šķērsspēks samazinās) un riteņu sānnovirze samazinās, automobilis tiecas saglabāt taisnvirziena kustību. Automobiļa kursa izmaiņas atkarā no tā pagriežamības dotas 6.13. attēlā.

Automobilim ar pārlietu lielu pagriežamību pie kāda ātruma, kuru sauc par kritisko ātrumu pēc vadāmības, t. i., pat pie neliela šķērsspēka, kad automobiļa riteņi atrodas neitrālā stāvoklī, var rasties ļoti strauji pieaugoša riteņu sānnovirze. Automobilis maina kustības trajektoriju, un uz slidena ceļa tas var izsaukt sānslīdi. Automobilis zaudē stabilitāti riepju sānnovirzes dēļ. No izteiksmes (6.32) vadāmo riteņu pagriezes leņķis

$$\Theta = \frac{L}{R\delta} - (\delta_{y2} - \delta_{y1}). \quad (6.34)$$



6.13. att. Automobiļa kursa izmaiņas atkarā no tā pagriežamības:

1 — normāla pagriežamība, 2 — pārlietu liela pagriežamība, 3 — nepietiekama pagriežamība.

Automobiļa vadāmo riteņu šķērsreakcija ir vienāda ar šķērs-spēku, kas uz to darbojas, un pēc izteiksmes (6.28), ja $\Theta = \text{const}$ un $j=0$, iegūsim, ka

$$Y_1 = m_a \frac{b}{L} \frac{v^2}{R_\delta \cos \Theta}.$$

Pieņemot, ka Θ ir neliels, $\cos \Theta \approx 1$; tā kā $G_1 = G_a \frac{b}{L}$ un ņemot vērā izteiksmi (6.30), kad $P_{y1} = Y_1$, iegūsim

$$\delta_{y1} = \frac{P_{y1}}{k_{y1}} = \frac{G_1 v^2}{k_{y1} g R_\delta}, \quad (6.35)$$

un analogiski pakalējai asij

$$\delta_{y2} = \frac{P_{y2}}{k_{y2}} = \frac{G_2 v^2}{k_{y2} g R_\delta}, \quad (6.36)$$

kur P_{y1} un P_{y2} — spēki, kas darbojas uz priekšējo un pakalējo asi;

k_{y1} un k_{y2} — priekšējās un pakalējās ass sānnovirzes pretestības koeficienti;

R_δ — automobiļa faktiskais pagriezienu rādiuss (ņemot vērā riepu sānnovirzi).

Lai noteiktu kritisko ātrumu pēc vadāmības, pieņemot, ka $\Theta=0$, izteiksmē (6.34) ievietosim leņķu δ_{y2} un δ_{y1} starpību pēc izteiksmēm (6.35) un (6.36):

$$\delta_{y2} - \delta_{y1} = \left(\frac{G_2}{k_{y2}} - \frac{G_1}{k_{y1}} \right) \frac{v^2}{g R_\delta} = \frac{L}{R_\delta},$$

no kurienes, izsakot kritisko ātrumu pēc vadāmības $v_{kr,v}$, m/s, iegūsim

$$v_{kr,v} = \sqrt{\frac{gL}{\frac{G_2}{k_{y2}} - \frac{G_1}{k_{y1}}}}. \quad (6.37)$$

Automobilim ar nepietiekamu pagriežamību kritiskā ātruma pēc vadāmības nav, jo zemsaknes izteiksme ir negatīva un $v_{kr,v}$ nav reālas vērtības. Automobilim ar normālu pagriežamību $v_{kr,v} \rightarrow \infty$. No izteiksmes (6.37) varam secināt: lai automobilim $v_{kr,v} \rightarrow \infty$, nepieciešams izpildīt šādu nosacījumu:

$$\frac{k_{y1}}{k_{y2}} = \frac{G_1}{G_2}.$$

Automobiļa pagriežamības raksturošanai lieto koeficientu η_{pg} :

$$\eta_{pg} = \frac{G_2}{k_{y2}} : \frac{G_1}{k_{y1}} = \frac{G_2 k_{y1}}{G_1 k_{y2}}.$$

Ja automobilim ir nepietiekama pagriežamība, tad $\eta_{pg} < 1$, bet automobilim ar parlieku pagriežamību $\eta_{pg} > 1$.

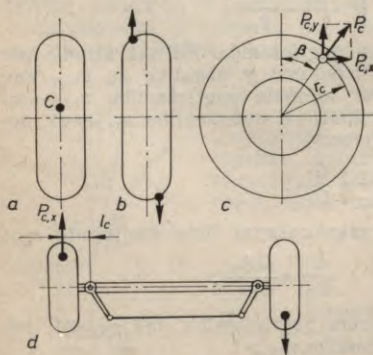
Automobiļa vadāmie riteņi var pagriezties ap pulku, ne tikai pagriežot stūres ratu, bet arī kāda ārēja spēka iedarbības rezultātā, ja tas rada nelīdzsvarotu momentu. Mūsdienu automobiļiem atkarā no tipa pieļaujama stūres rata brīvgājiens ir $5^\circ \dots 15^\circ$, un tas dod iespēju riteņiem brīvi pagriezties par $20' \dots 40'$. Vadāmo riteņu pagriešanās kāda ārēja spēka iedarbības rezultātā izsauc automobiļa novirzīšanos no kustības trajektorijas, kuru nosaka vadāmo riteņu stāvoklis, t. i., vadāmības pasliktināšanos.

Galvenie iemesli, kuru rezultātā rodas spēki, kas izsauc vadāmo riteņu pagriešanos, ir vadāmo riteņu nelīdzsvarotība, balstiekārtas un stūres sistēmas kinemātikas īpatnības un riteņa savstarpējā iedarbība ar ceļa nelīdzenumiem. Spēki, kas rodas šo iemeslu rezultātā, var būt cikliski ar mainīgu virzienu un izraisīt vadāmo riteņu svārstības. Atsevišķos gadījumos iespējamas vadāmo riteņu pašierosmes svārstības, kas rodas nejausa spēka iedarbības rezultātā, un tās saglabājas ilgu laiku pēc ierosinošā spēka izušanas (šimmi).

Ja riteņa smagumcentrs nesakrīt ar tā rotācijas asi, bet atrodas riteņa simetrijas plaknē, kas ir perpendikulāra rotācijas asij (6.14. att. a), tad riteņim ir statiskais disbalanss un elementāro centrālās spēku summa nav vienāda ar nulli. Riteņa masa var būt nevienmērīgi novietota attiecībā pret riteņa simetrijas plakni, kas perpendikulāra tā rotācijas asij, tad elementāro centrālās spēku radītie momenti nav vienādi ar nulli un riteņis ir dinamiski nebalansēts (6.14. att. b). Statiskais disbalanss tiecas izsaukt svārstības riteņa vertikālā plaknē, bet dinamiskais disbalanss bez tam tiecas arī izraisīt riteņa svārstības ap pulku.

Riteņa nelīdzsvarotības pakāpi var novērtēt ar kādu nosacītu masu, kas koncentrēta vienā punktā (6.14. att. c). Centrālās spēks P_c , kuru rada nelīdzsvarotā masa, rotējot kopā ar riteņi, vērsts pa riteņa rādiusu un nepārtraukti maina savu stāvokli attiecībā pret pulkas asi. Spēka P_c komponente $P_{c,x}$ ir perpendikulāra riteņa ass plaknei, kas iet caur pulkas asi, un rada momentu, kurš cenšas riteņi pagriezt ap pulku:

$$P_{c,x} = P_c \sin \beta = P_c \sin(\omega_k t).$$



6.14. att. Vadāmo riteņu nelīdzsvarotības shēma:

a — riteņa statiskais disbalanss, b — riteņa dinamiskais disbalanss, c — nelīdzsvarotie centrālās spēki, d — nelīdzsvarotā momenta iedarbība.

Moments, kas cenšas riteņi pagriezt,

$$M_c = P_c l_c \sin(\omega_k t) = m_c r_c \omega_k^2 l_c \sin(\omega_k t), \quad (6.38)$$

kur M_c — riteņa disbalansa radītais moments;

l_c — spēka $P_{c,x}$ plecs;

r_c — nelīdzsvarotās masas plecs;

m_c — nelīdzsvarotā masa.

Ekspluatācijā riteņa pieļaujamo disbalansu nosaka ar disbalansa momentu M_{db} , N·m, lielumu:

$$M_{db} = m_c g r_c.$$

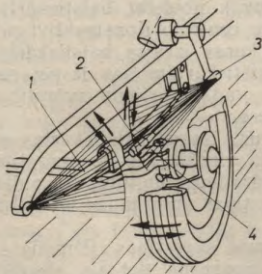
Ņemot vērā, ka $\omega_k = \frac{v}{r_k}$, kā arī iepriekšējās izteiksmes, iegūsim

$$M_c = \frac{M_{db} v^2 l_c}{g r_k^2} \sin(\omega_k t). \quad (6.39)$$

Moments M_c , kas cenšas riteņi pagriezt ap pulku, ir pēc vērtības un zīmes mainīgs sinusoidāls moments. Tā frekvence ir vienāda ar riteņa griešanās frekvenci, bet amplitūda — proporcionāla disbalansa momentam M_{db} un automobiļa kustības ātruma kvadrātam.

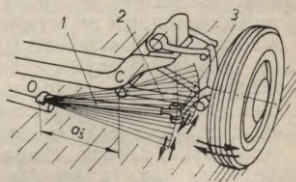
Automobiļa vadāmie riteņi savā starpā ir saistīti ar stūres trapeci, un abu riteņu summārais moments M_c var būt sevišķi liels nebalansētiem riteņiem, ja nelīdzsvarotās masas nobīdītas fāzē par 180° (6.14. att. d).

Intensīvas vadāmo riteņu svārstības to nelīdzsvarotības rezultātā var rasties tad, ja pie pietiekami liela automobiļa kustības ātruma svārstību ierosinošā frekvence (riteņu leņķiskais ātrums) tuvojas vadāmo riteņu pašsvārstību frekvencei horizontālā plaknē. Tas visbiežāk iespējams vieglajiem automobiļiem, kam ir maza



6.15. att. Vadāmā riteņa svārstības nedalītās priekšējās ass konstrukcijas nepilnības dēļ:

1 — puseliptiskā atsperē, 2 — garstienis, 3 — stūres svira, 4 — riteņu pagriešanas svira.



6.16. att. Riteņa svārstības, kuras izraisa neatkarīgās balstiekārtas konstrukcijas nepilnības:

1 — šķērsstienis, 2 — balstiekārtas svira, 3 — šarnīrs; a_s — attālums starp šarnīru centriem.

diametra riteņi (liels ω_k). Tāpēc ekspluatācijā vieglo automobiļu riteņus dinamiski balansē uz speciāliem riteņu balansēšanas stendiem. Disbalansu novērš, riteņa diska lokam piestiprinot speciālus atsvariņus. Atkarā no riepas izmēra pieļaujama riteņa disbalanss ir 0,05 ... 0,1 N·m (500 ... 1000 g·cm).

Kravas automobiļu riteņu diametrs ir lielāks, bet kustības ātrums — mazāks nekā vieglajiem automobiļiem. Šī iemesla dēļ vadāmo riteņu rezonanses svārstības, kas rodas to disbalansa rezultātā, kravas automobiļiem ekspluatācijas ātruma robežās novērojamas reti.

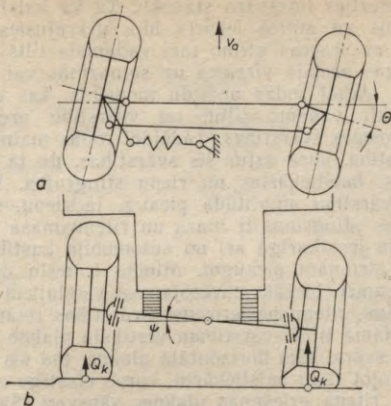
Automobiļa vadāmie riteņi un virsbūve ir saistīta ar divkāršu saiti: ar balstiekārtas elementiem un stūres iekārtas detaļām. Tāpēc iespējama vadāmo riteņu pagriešanās ap pulku, ja riteņi pārvietojas attiecībā pret virsbūvi.

Atkarīgās priekšējās balstiekārtas konstrukcijā ar viengabala priekšējā tilta siju parasti ietilpst puseliptiskā atspere 1 (6.15. att.), kuras priekšējais gals piestiprināts vienkāršā šarnīrā pie automobiļa rāmja, bet pakalējais gals — pie rāmja piestiprināts ar saisteni. Ritenim pārvietojoties attiecībā pret virsbūvi, atspere izliecas un novirza priekšējās viengabala sijas galu uz pakalējā tilta pusi. Tā kā stūres svira 3 ir nekustīga, tad stūres iekārtas garenstieņa 2 gals, kas savienots ar vadāmo riteņu pagriešanas sviru 4, arī pārvietojas, bet pa pretēju trajektoriju, vienlaikus pagriežot riteņi ap pulku. Tādējādi, ritenim pārbraucot nelīdzenumu, tas sāk svārstīties arī šķērsvirzienā. Lidzīgas svārstības ir iespējamas arī balstiekārtām ar neatkarīgo riteņu atsperojumu (6.16. att.). Ritenim ārēja spēka ietekmē paceļoties uz augšu attiecībā pret virsbūvi, stūres iekārtas šķērsstienis 1 un balstiekārtas apakšējā svira 2 svārstās ap dažādiem centriem, pie tam plecu garums ir dažāds. Tā kā šķērsstieņa gals ir savienots ar riteņa pagriešanas sviru, tad ritenis sāk svārstīties arī ap pulku. Izeļoties balstiekārtas un stūres iekārtas kinemātiku, vienmēr cenšas pēc iespējas tuvāk novietot balstiekārtas sviras un stūres iekārtas stieņu svārstību centrus. Konstruktīvi pilnīgi novērst vadāmo riteņu svārstības, kuras izraisa balstiekārtas un stūres iekārtas nepilnības, šādām balstiekārtām nav iespējams. Dažiem neatkarīgās balstiekārtas tipiem vadāmo riteņu svārstības ap pulku var izraisīt arī virsbūves sānsvere.

Vadāmo riteņu svārstību frekvence, kuru izsauc balstiekārtas un stūres iekārtas kinemātikas īpatnības, ir vienāda ar šo svārstību ierosinātāju frekvenci. Vadāmo riteņu svārstību amplitūda ap pulku ir atkarīga no automobiļa virsbūves svārstības amplitūdas un balstiekārtas un stūres iekārtas kinemātikas.

Automobiļa vadāmo riteņu pašierosmes svārstības (šimmi) ir novērojamas tad, ja noteikta ātruma diapazonā pat uz absolūti līdzena ceļa var sākties riteņa nerimstošas svārstības ap pulku. Šo svārstību frekvence atkarā no stūres iekārtas konstrukcijas ir 10 ... 30 Hz robežās, bet amplitūda var sasniegt dažus grādus.

Vadāmo riteņu pašierosmes svārstības var radīt vairāki iemesli, bet viens no galveniem ir *žiroskopiskā* un *elastīgā saite* starp auto-



6.17. att. Pašierosmes svārstību rašanās shēma:
 a — riteņu svārstības vertikālā plaknē, θ — riteņu
 svārstības ap grozāmā pulku.

mobīla vadāmās ass svārstībām vertikālā plaknē un šis ass riteņu pagriešanos attiecībā pret pulku.

Aplūkosim, kā rodas vadāmo riteņu pašierosmes svārstības. Pieņemsim, ka vadāmie riteņi kustībā pa nelīdzenu ceļu pagriežas vertikālā plaknē. Tā, piemēram, automobilim pārbraucot nelīdzenumu ar vienu riteņi, tā vadāmais tilts pagriežies vertikālā plaknē par leņķi Ψ (6.17. att. a). Tā kā starp riteņi un vadāmo tiltu ir žiroskopiskā saite, tad riteņi horizontālā plaknē pagriežies ap pulku par leņķi Θ (6.17. att. b). Pārbraucot nelīdzenumu, vienam riteņim dinamiskais rādiuss samazinās (tiek slogota balstiekārta), bet otram riteņim — pieaug, un līdz ar to mainās arī riteņa tangenciālās reakcijas. Dinamiskam rādiusam samazinoties, ceļa tangenciālā reakcija pieaug, pirmkārt, tāpēc, ka palielinās rītes pretstība, un, otrkārt, pie nemainīga automobiļa kustības ātruma palielinās riteņa leņķiskais ātrums jeb, samazinoties riteņa rādiusam, riteņis iegūst leņķisko paātrinājumu. Analogiski, ja notiek riteņa dinamiskā rādiusa palielināšanās, vienlaicīgi ceļa tangenciālā reakcija samazinās. Ceļa tangenciālās reakcijas izmaiņa izsauc papildu momenta rašanos, kas pagriež riteņi horizontālā plaknē un žiroskopiskās saites rezultātā arī vertikālā plaknē par kādu leņķi. Tā rezultātā rodas stūres iekārtas, atsperes un riepas papildu deformācija. Deformācijas rezultātā šajos elementos uzkrājas potenciālā enerģija. Kad moments, kas izsauc riteņa pagriešanu, ir vienāds ar pretstības momentu, vadāmā tilta pagriežiena leņķis vertikālā plaknē Ψ sasniedz maksimumu, leņķiskais ātrums kļūst vienāds ar nulli un

riteņi sāk atgriezties līdzsvara stāvoklī. Tā kā balstiekārtas elastīgajos elementos un stūres iekārtā bija uzkrājusies enerģija, tad salīdzinājumā ar procesa pirmo fāzi vadāmais tilts caur līdzsvara stāvokli novirzās pretējā virzienā un samazinās vai pieaug pretējo riteņu rādiuss. Atkal rodas papildu moments, kas cenšas atgriezt sākuma stāvokli vadāmo tiltu, un svārstību process turpinās, iestājas pašierosmes svārstības. Tādējādi rodas mainīga lieluma un virziena pretestība, kura uztur šīs svārstības, un tā ir atkarīga no stūres iekārtas, balstiekārtas un riepu stingruma. Vadāmo riteņu pašierosmes svārstību amplitūda pieaug, ja riepu, stūres iekārtas un balstiekārtas stingrums ir mazs un riteņu masa — liela. Svārstību amplitūda ir atkarīga arī no automobiļa kustības ātruma, un tā palielinās, ātrumam pieaugot. Minēto iemeslu dēļ pašierosmes svārstības (šimmi) biežāk novērojamas vieglajiem automobiļiem.

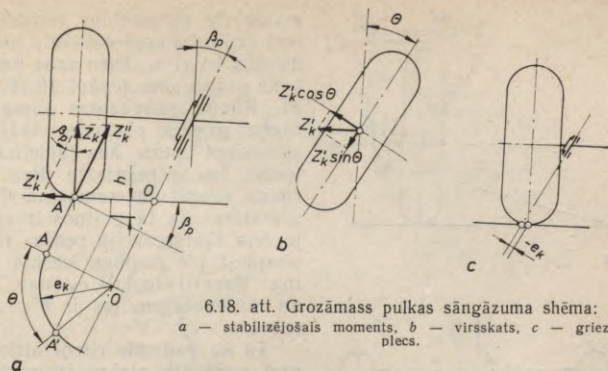
Tā kā vadāmo riteņu pašierosmes svārstības izsauc žiroskopiskā saite starp vadāmā tilta svārstībām vertikālā plaknē un riteņa griešanās plaknes svārstībām horizontālā plaknē, tad šīs svārstības var novērst, izveidojot tādu balstiekārtu, kuras elastīgo elementu deformācija nerada riteņa griešanās plaknes sānsveri. Šādu riteņa pārvietošanos vertikālā plaknē bez tā sānsveres nodrošina paralelograma tipa balstiekārta ar vienāda garuma augšējām un apakšējām svirām, kā arī svečveida neatkarīgās balstiekārtas.

6.7. VADĀMO RITEŅU STABILIZĀCIJA

Kāda ārēja spēka iedarbība uz vadāmiem riteņiem var izsaukt to gadījumrakstura novirzi no stāvokļa, kuru nosaka stūres rata stāvoklis. Visbiežāk ārējiem spēkiem, kas darbojas uz riteņiem, ir mainīgs lielums un virziens, tāpēc tas rada riteņu svārstības ap pulku un uz riteņiem sāk darboties destabilizējošs moments. Šo momentu var neitralizēt ar pretēji vērstu stabilizējošu momentu, kas cenšas riteņus atgriezt neitrālā stāvoklī.

Par *vadāmo riteņu stabilizāciju* sauc to spēju pretoties novirzei no neitrālā stāvokļa un automātiski atgriezties šajā stāvoklī. Vadāmo riteņu stabilizāciju panāk ar riteņa pulkas sāngāzumu un garenģāzumu automobiļa šķērsplaknē un garenģplaknē. Uz vadāmiem riteņiem stabilizējošu momentu rada arī riepas elastība.

Pulka automobiļa šķērsplaknē attiecībā pret vertikāli ir sagāzta par noteiktu leņķi β_p (6.18. att. a), kuru sauc par *pulkas sāngāzuma leņķi*. Pulkas sāngāzuma dēļ, pagriežot vadāmos riteņus, automobiļa priekšdaļa tiek pacelta uz augšu. Tā, piemēram, ja vadāmos riteņus pagriež par kādu leņķi Θ , tad riteņa un atbalsta virsmas kontakta laukuma centra punktam vajadzētu pārvietoties pa likni AA' , kuras rādiuss (ritenim — griezes plecs) ir e_k , un uz leju par lielum h , palielinoties attālumam starp riteņa asi un atbalstvirsmu. Tāpēc ritenis pagriežoties paceļ automobiļa priekšējo asi par lielum h uz augšu.



6.18. att. Grozāmā pulkas sāngāzuma shēma:
a – stabilizējošais moments, *b* – virsskats, *c* – griezes plecs.

Spēks, kas cenšas atgriezt riteņi līdzsvara stāvoklī, ir Z_k (6.18. att. *a*), tā komponente ir $Z'_k \sin \theta$ (6.18. att. *b*). Riteņa stabilizējošais moments pulkas sāngāzuma dēļ

$$M_\beta = e_k Z'_k \sin \theta,$$

tā kā $Z'_k = Z_k \operatorname{tg} \beta_p$, tad

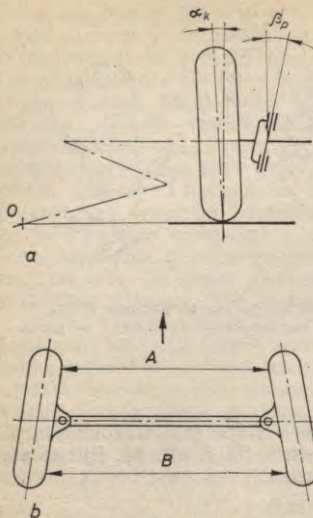
$$M_\beta = e_k Z_k \operatorname{tg} \beta_p \sin \theta, \quad (6.40)$$

kur Z_k — ceļa normālreakcija, kas vienāda ar normālslodzi uz riteņa.

No izteiksmes (6.40) redzam, ka lielāks stabilizējošais moments ir tad, ja lielāks ir griezes plecs e_k , lielāka normālslodze uz riteņa un pulkas sāngāzuma leņķis β_p , kā arī riteņa pagriezes leņķis θ .

Riteņa griezes plecs e_k ir attālums no riepas kontakta laukuma centra līdz pulkas ass pagarinājuma krustojumam ar atbalsta plakni. Jo lielāks ir pulkas ass sāngāzuma leņķis β_p , jo griezes plecs ir mazāks. Ja pulkas ass pagarinājums krusto atbalsta plakni šķērsbāzes robežās (6.18. att. *a*), tad griezes plecu pieņemts saukt par pozitīvu. Dažiem automobiļiem pulkas sāngāzums ir tāds, ka pulkas ass pagarinājums atbalsta plakni šķērso riteņa ārpusē (6.18. att. *c*), tad riteņim ir negatīvs griezes plecs. Negatīvs griezes plecs dod iespēju uzlabot automobiļa stabilitāti bremsēšanas procesā, ja bremsēšanas spēks uz vienu riteņi ir lielāks nekā uz otru riteņi, jo stabilizējošais moments darbojas pretī momentam, kuru rada bremsēšanas spēku starpība. Mūsdienu automobiļiem pulkas sāngāzuma leņķa robežas ir $4^\circ \dots 10^\circ$, bet automobiļiem, kam ir negatīvs riteņa griezes plecs, tas sasniedz $12^\circ \dots 15^\circ$.

Riteņa rites pretēstība, kas pielikta kontakta laukuma ar plecu e_k centrā, pretojas riteņa pagriešanai. Lai vadāmos riteņus būtu vieglāk pagriezt (samazināt spēku uz stūres ratu), kā arī lai



6.19. att. Riteņa sāngāzums un savirze:
 a — riteņa sāngāzums, b — riteņu savirze.

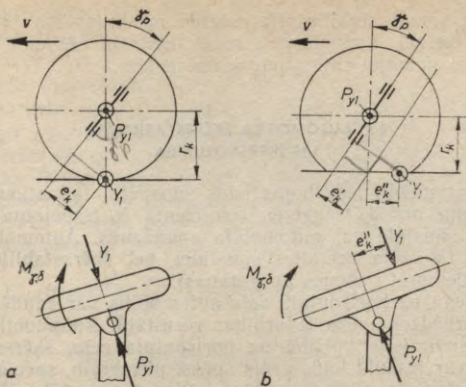
atvieglotu automobiļa vadību, riteņi attiecībā pret vertikālo plakni novieto leņķī α_k , kuru sauc par *riteņa sāngāzuma leņķi* (6.19. att. a). Riteņa sāngāzums samazina riteņa griezes plecu e_k , tādējādi samazinot spēku, kas jāpieliek riteņim, lai to pagrieztu. Bez tam riteņa sāngāzums samazina riteņa svārstības, ja tā gultņos ir spēle, jo ceļa šķērsreakcija cenšas riteņi piespiest pie rumbas iekšējā gultņa. Parasti leņķis α_k nav liels un automobiļiem tas ir $0^\circ \dots 1,5^\circ$ robežās.

Tā kā vadāmie riteņi attiecībā pret vertikālo plakni ir novietoti ar sāngāzumu, tie cenšas pagriezties ap pulku un ritēt pa trajektoriju, kas attālinās no automobiļa garenass, un tiem horizontālā plaknē uzdod noteiktu *savirzi* milimetros kā starpību starp attālumiem A un B (6.19. att. b). Bez tam stūres iekārtas šarniros var būt spēles, tad riteņa tangenciālā reakcija un šķērsreakcija cenšas riteņim radīt negatīvu savirzi ($A > B$). Lai to novērstu, vadā-

miem riteņiem savirzi uzdod nedaudz lielāku, nekā tā būtu vajadzīga tikai sāngāzuma kompensācijai. Riteņu savirze vienmēr ir pozitīva ($A < B$), un mūsdienu automobiļiem tā ir $2 \dots 4$ mm robežās.

Vadāmo riteņu pulku automobiļa garenplaknē attiecībā pret vertikāli novieto ar sāngāzumu atpakaļ par leņķi γ_p , kuru sauc par *pulkas garengāzuma leņķi* (6.20. att. a). Braucot pagriezienā, uz automobiļi darbojas sānspēks, tāpat sānspēka iedarbība uz automobiļi būs, braucot tam pa nogāzi vai sānvēja iedarbības rezultātā. Šis sānspēks tiek pārnests uz vadāmiem riteņiem, tā rezultātā riepas un ceļa kontaktlaukumā rodas ceļa šķērsreakcija, kuras lielumu, piemēram, braucot pagriezienā, nosaka pēc izteiksmes (6.28). Šķērsvirzienā nedeformējamam riteņim tā pielikta kontaktlaukuma centrā (6.20. att. a). Tā kā pulkai ir garengāzums, tad riepas kontaktlaukuma centrā pieliktā šķērsreakcija Y_1 un šķērsspēks P_{y1} , kas pielikts riteņa centram, rada momentu, kurš cenšas riteņi pagriezt ap pulku, t. i., cenšas vadāmos riteņus atgriezt neitrālā stāvoklī. Vadāmā tilta stabilizējošais moments M_γ atkarā no pulkas garengāzuma

$$M_\gamma = Y_1 e'_{rk} = Y_1 r_k \sin \gamma_p. \quad (6.41)$$



6.20. att. Grozāmass pulkas garengāzums un stabilizējošais moments:

a — nedeformējamam ritenim, b — elastīgam ritenim.

Pulkas garengāzuma leņķis parasti ir $0^\circ \dots 4^\circ$ robežās. Dažiem vieglajiem automobiļiem, kuriem priekšējās balstiekārtas kinemātikas dēļ atkarā no slodzes uz riteņa mainās pulkas garengāzuma leņķis, šis leņķis var būt ievērojami lielāks — $10^\circ \dots 12^\circ$. Dažreiz automobilim pulkas garengāzuma leņķis var būt negatīvs (pretējs garengāzums, kā parādīts 6.20. attēlā), ko lieto, lai samazinātu riteņu pašierosmes svārstības.

Tā kā riepa ir elastīga šķērsvirzienā, tad, uz riteņi iedarbojoties spēkam P_{y1} , kontakta laukumā elementāro šķērsspēku rezultante ir nobīdīta par kādu lielumu e''_k no kontakta laukuma centra uz tā pakaldu attiecībā pret riteņa kustības virzienu. Šķērsreakcijas nobīde no kontakta laukuma centra rada papildu stabilizējošo momentu (6.20. att. b), jo palielinās reakcijas Y_1 pielikšanas plecs. Summārais stabilizējošais moments

$$M_{y,d} = M_y + M_\delta = Y_1 (r_k \sin \gamma_p + e''_k \cos \gamma_p). \quad (6.42)$$

Tā kā riepas sānnovirzes leņķis ir atkarīgs no šķērsspēka, kas darbojas uz riteņi, bet tas savukārt ir atkarīgs no pagrieziena rādīša un kustības ātruma, tad arī riepas stabilizējošais moments ir atkarīgs no ātruma un tas palielinās, pieaugot kustības ātrumam.

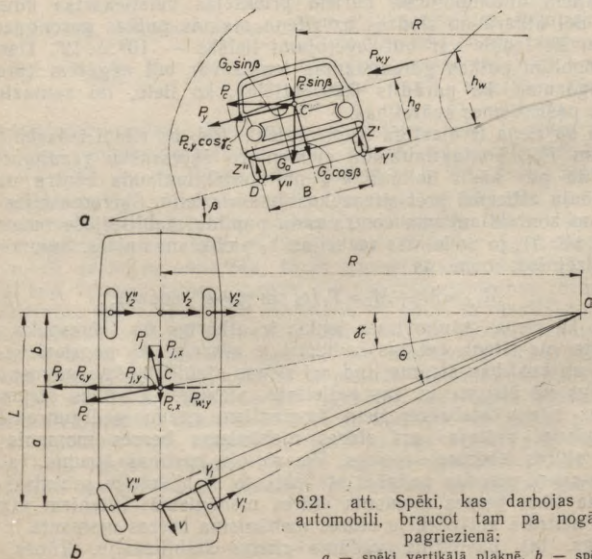
Bez riteņu stabilizējošiem momentiem riteņu gadījumrakstura pagriešanai pretojas arī stūres mehānisma berzes moments un berze stūres iekārtas šarnīros. Pie neliela kustības ātruma, ja vadāmie riteņi atrodas neitrālā stāvoklī, to stabilizāciju praktiski nodrošina tikai berzes moments stūres mehānismā. Riteņiem atgriežoties neitrālā stāvoklī, ja stūres mehānisma berzes moments ir nemainīgs, tas pasliktina vadāmo riteņu stabilizāciju. Tāpēc, lai

nodrošinātu riteņu stabilizāciju, stūres mehānismiem jābūt pietiekami lielai berzei, kad riteņi atrodas neitrālā stāvoklī, un tai ir jāsamazinās, pieaugot riteņu pagriezes leņķim.

6.8. AUTOMOBĪĻA ŠĶĒRSSTABILITĀTE UN ŠĶĒRSNOTURĪBA

Ja uz automobili iedarbojas kāds sānspēks, tad atkarā no sānspēka lieluma un šķērssaķeres koeficienta ir iespējama dažu vai visu riteņu sānslīde vai automobiļa apgāšanās. Automobiļa **šķērsnoturība** ir tā spēja pretoties sānslīdei, bet **šķērsstabilitāte** — tā spēja pretoties pret gāšanās apgāšanos.

Pagriezienā uz horizontālā ceļa automobilis var zaudēt šķērsstabilitāti centrālās spēka iedarbības rezultātā. Automobilim pārvietojoties taisnvirziena kustībā uz horizontāla ceļa, šķērsstabilitātes zaudēšanu var izsaukt kāds ārējs spēks, piemēram, spēcīgs sānvējš, bet taisnvirziena kustībā pa nogāzi — smaguma spēka šķērskomponente. Izdarot pagriezienu uz nogāzes vai braucot pa virāžu, automobilis šķērsstabilitāti var zaudēt kā centrālās spēka, tā smaguma spēka šķērskomponentes iedarbības rezultātā.



6.21. att. Spēki, kas darbojas uz automobili, braucot tam pa nogāzi pagriezienā:

a — spēki vertikālā plaknē, b — spēki horizontālā plaknē.

Daži automobiļi, piemēram, pašizkrāvēji, šķērsstabilitāti var zaudēt smagumcentra ievērojamas pārvietošanās rezultātā, kas var rasties, paceļot kravas platformu.

Aplūkosim automobiļa noturību pret sānslīdi, ja tas brauc pagriezienā pa ceļu, kura šķērsslīpuma leņķis ir β (6.21. att.).

Vispārīgā gadījumā uz nevienmērīgā ātrumā braucošu automobili var darboties smaguma spēks (automobiļa svars) G_a , centrālās spēks P_c un gaisa iedarbības sānspēks $P_{w,y}$. Nemot vērā spēku komponentes, kas darbojas perpendikulāri automobiļa garenasij, palēninātā kustībā izdarot kreiso pagriezienu, lai tas pārvietotos bez sānslīdes, ir jābūt izpildītam šādam nosacījumam:

$$G_a \sin \beta + \frac{G_a}{g} \frac{v^2}{R} \cos \beta + \frac{G_a}{g} \delta \frac{dv}{dt} \sin \gamma_c + P_{w,y} \leq \\ \leq P_{\varphi,y} = \varphi_y \left(G_a \cos \beta - \frac{G_a}{g} \frac{v^2}{R} \sin \beta \right)$$

Automobilim braucot pa slīpū virsmu, $P_c \cos \beta = P_c \cos \gamma_c$, bet $P_c \sin \beta = 0$, tādat iepriekšējo izteiksmi var pārveidot šādi:

$$G_a \sin \beta + \frac{G_a}{g} \frac{v^2}{R} \cos \gamma_c + \frac{G_a}{g} \delta \frac{dv}{dt} \sin \gamma_c + P_{w,y} \leq \varphi_y G_a \cos \beta. \quad (6.43)$$

Tālāk vienkāršojot izteiksmi (6.43), ja automobilis pārvietojas vienmērīgā kustībā ($P_j = 0$), un neņemot vērā vēja sānspēka iedarbību ($P_{w,y} = 0$), iegūsim

$$\sin \beta + \frac{v^2 \cos \gamma_c}{gR} \leq \varphi_y \cos \beta.$$

No pēdējās izteiksmes izsakot maksimāli pieļaujamo ātrumu (kritisko) $v_{kr,s}$, lai automobilis pārvietotos bez sānslīdes, t. i., kritisko sānnoturības ātrumu, m/s, iegūsim šādu izteiksmi:

$$v_{kr,s} = \sqrt{\frac{gR}{\cos \gamma_c} (\varphi_y \cos \beta - \sin \beta)}. \quad (6.44)$$

Ja automobilis brauc pagriezienā pa horizontālu ceļu, tad $\beta = 0$ un automobiļa kritiskais sānnoturības ātrums

$$v_{kr,s} = \sqrt{gR\varphi_y}. \quad (6.45)$$

Pie kritiskā ātruma $v_{kr,s}$ automobiļa kustība, braucot pagriezienā, ir bīstama pat tad, ja ceļš ir līdzens. Pie tam vilces spēks uz dzenošajiem riteņiem sekmē to buksēšanu, bet bremzēšanas spēks uz riteņi — tā slidēšanu. Tādēļ, bremzējot autobili, tā noturība samazinās.

Izteiksmi (6.43) pārveidojot, var noteikt maksimālo nogāzes šķērsslīpuma leņķi (kritisko robežleņķi), kādā automobilis var

pārvietoties bez sānslīdes ar vienmērīgu kustības ātrumu un noteiktu pagriezienu rādiusu:

$$\operatorname{tg} \beta_{kr} = \frac{gR\varphi_y - v^2}{gR + v^2\varphi_y}, \quad (6.46)$$

kur β_{kr} — kritiskais šķērsslīpuma leņķis, grādi.

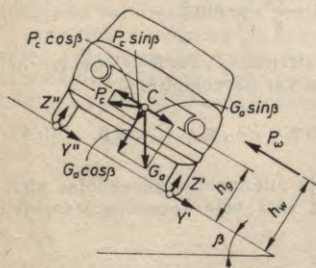
Ja automobilis pa nogāzi brauc taisnvirziena kustībā, tad tā sānslīdi centīsies izsaukt tikai tā smaguma spēka šķērsskomponente $G_a \sin \beta$. Šajā gadījumā automobilis pārvietosies bez sānslīdes, ja

$$G_a \varphi_y \cos \beta \geq G_a \sin \beta.$$

No šīs izteiksmes var izteikt automobiļa šķērsnoturības nosacījumu:

$$\operatorname{tg} \beta \leq \varphi_y. \quad (6.47)$$

Pēc izteiksmēm (6.45), (6.46), (6.47) automobiļa kustība ir noturīgāka, ja φ_y un R vērtības ir lielākas, bet v un β vērtības — mazākas.



6.22. att. Spēki, kas darbojas uz automobili, ja tas kustas pa virāžu.

Lai uzlabotu automobiļa kustības noturību pagriezienā, autoceļiem šajās vietās veido vienslīpuma šķērskritumu ar slīpumu uz pagriezienu centru (virāžu). Šajā gadījumā spēku P_c un G_a komponentes darbojas paralēli ceļa virsmai pretējos virzienos (6.22. att.), tādējādi summārais šķērsspēks, kurš cenšas izraisīt automobiļa sānslīdi, ir mazāks un automobiļa noturība — lielāka.

Uz automobili darbojošies šķērsspēki var izraisīt arī tā šķērsstabilitātes zaudēšanu, kad automobilis var sākt gāzties ap tā garenasi. To rada šķērsspēki P_y , $P_{w,y}$, $P_{j,y}$ un $G_a \sin \beta$ radītais summārais gāzējmomentis, ja tas pārsniedz stabilizējošo momentu.

Automobiļa šķērsstabilitāte zūd tad, ja pagriezienu centram tuvāk esošie riteņi sāk atrauties no atbalsta virsmas, t. i., šo riteņu normāreakcijas ir vienādas ar nulli un automobilis sāk gāzties ap punktu D (sk. 6.21. att.). Ja neņemam vērā vēja sānspēku ($P_{w,y}=0$) un automobilis brauc vienmērīgi ($P_{j,y}=0$), spēku momenta vienādojums pret tālāk no pagriezienu centra esošo riteņu atbalsta punktiem būs šāds:

$$\left(\frac{G_a v^2}{gR} \cos \beta + G_a \sin \beta \right) h_g = 0,5B \left(G_a \cos \beta - \frac{G_a v^2}{gR} \sin \beta \right).$$

No šīs izteiksmes var izteikt kritisko kustības ātrumu, m/s, pagriezienā, pie kura sāksies automobiļa gāšanās:

$$v_{kr,g} = \sqrt{\frac{0,5B - \operatorname{tg} \beta h_g}{h_g + 0,5B \operatorname{tg} \beta} gR}. \quad (6.48)$$

Ja automobilis pagriezīenu veic vienmērīgā kustībā uz horizontāla ceļa ($\beta=0$), tad

$$v_{kr,g} = \sqrt{\frac{BgR}{2h_g}}. \quad (6.49)$$

Izteiksmes (6.48) un (6.49) liecina, ka automobiļa kustība ir stabilāka tad, ja ir lielāka automobiļa šķērsbāze un pagriezienu rādiuss, bet šķērsstabilitāti pasliktina augstāks smagumcentra stāvoklis.

No izteiksmes (6.48) varam izteikt maksimālo pieļaujamo (kritisko) šķērsslīpumu, pa kuru automobilis var pārvietoties neapgāžoties:

$$\operatorname{tg} \beta_{kr,g} = \frac{0,5BgR - v^2 h_g}{h_g g R + 0,5v^2 B}. \quad (6.50)$$

Braucot taisnvirziena kustībā, kritiskais šķērsslīpuma leņķis

$$\operatorname{tg} \beta_{kr,g} = \frac{B}{2h_g}. \quad (6.51)$$

Automobiļa šķērsstabilitāte ir labāka, ja tā šķērsbāze un pagriezienu rādiuss ir lielāks, bet smagumcentra augstums un ceļa šķērsslīpums — mazāks. Attiecību $\frac{B}{2h_g}$ (izteiksme (6.51)) sauc par automobiļa šķērsstabilitātes koeficientu k_β :

$$k_\beta = \frac{B}{2h_g}. \quad (6.52)$$

Salīdzinot izteiksmes (6.47) un (6.51) un ņemot vērā izteiksmi (6.52), varam secināt, ka tad, ja

$$\varphi_y < k_\beta,$$

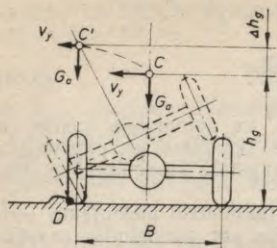
automobiļa slīdēšana sākas ātrāk un apgāšanās nav iespējama sānslīdes dēļ.

Aplūkojot automobiļa šķērsstabilitāti, jāņem vērā, ka automobiļa smagumcentra augstums nav pastāvīgs lielums. Tas, piemēram, automobilim mainās atkarībā no slodzes. Izteiksme (6.52) neievērtē iespējamo smagumcentra koordinātas novirzi šķērsvirzienā, kas var būt, piemēram, virsbūves sānsveres rezultātā. Ņemot to vērā, lai

6.1. tabula

Automobiļu šķērsstabilitātes parametri

Automobiļa tips	k_β	β_{\max} , grādi
Vieglie automobiļi	0,90 ... 1,20	42 ... 50
Kravas automobiļi	0,55 ... 0,80	29 ... 39
Autobusi	0,50 ... 0,58	27 ... 33



6.23. att. Automašīna gāšanās shēma, sānslīdē tam atduroties pret šķērsli.

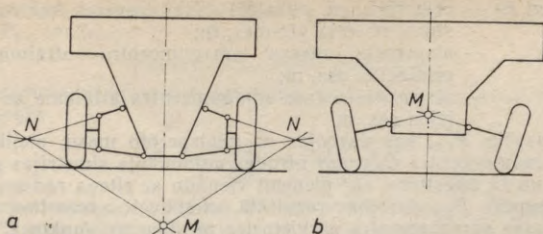
pret automašīna smagumcentru rodas ievērojams papildu inerces spēks, kas darbojas šķērsvirzienā un var izraisīt automašīna apgāšanos. Ja automašīnā riteņu atdures brīdī slīd šķērsvirzienā ar ātrumu v_y (6.23. att.), tad, sānslīdē beidzoties, tā smagumcentrs turpina pēc inerces pārvietoties pa loku CC' , kura centrs ir punktā D , tā rezultātā smagumcentra augstuma koordināta pieaugs līdz DC' par lielumu Δh_g . Ja automašīna kinētiskā enerģija slīdes izbeigšanās brīdī ir lielāka par darbu, smagumcentram pārvietojoties līdz punktam C' , tad automašīnā apgāzīsies. *Kritiskais slīdes ātrums* automašīnā, ja riteņi atdures pret kādu šķērsli un pēkšņi tiek pārtraukta riteņu sānslīde (pēc A. Ļitvinova), m/s,

$$v'_{kr} = \sqrt{\frac{g(B^2 + 4h_g)(\sqrt{B^2 + 4h_g} - 2h_g)}{2(B^2 + 2h_g)}} \quad (6.53)$$

Kritiskais slīdes ātrums ir atkarīgs no automašīna konstruktīvajiem parametriem un izciļņa veida, un mūsdienu automašīnām tas parasti ir robežās 2...5 m/s.

Automašīnā atkarā no masas novietojuma telpā izšķir divu grupu masas: atsperoto masu (virsbūve) un neatsperoto masu (riteņi un tilti). Atsperoto masu smagumcentrs ir novietots nedaudz augstāk un uz priekšu attiecībā pret automašīna smagumcentru, jo pakalējamā tilta neatsperotā masa parasti ir lielāka nekā priekšējam tiltam.

Ja uz automašīni iedarbojas sānspēks, tad atsperotā masa, kuru ar neatsperoto masu saista elastīgi elementi (atsperes), pagriežas attiecībā pret neatsperoto masu sānspēka darbības virzienā jeb virsbūve pagriežas ap kādu asi, ko sauc par *sasveres asi*, un tās stāvokli nosaka priekšējās un pakalējās balstiekārtas kinemātika. Punktus, ap kuriem pagriežas automašīna priekšējā un pakalējā virsbūves daļa, kas atrodas virs tiltiem, sauc par *sasveres centriem*. Caur šiem punktiem iet sasveres ass. Dažu tipu balstiekārtu sasveres centra atrašanās vieta (punkts M) parādīta 6.24. attēlā.



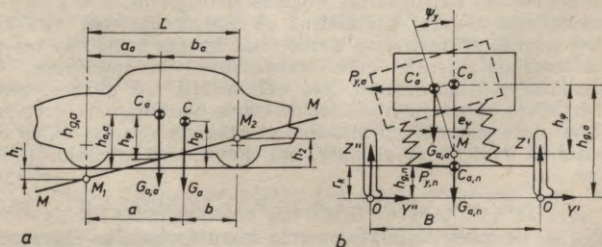
6.24. att. Sasveres centra novietojums atkarā no balstiekārtas kinemātikas:
 a — balstiekārta ar divām svirām, b — balstiekārta ar vienu sviru.

Automobiļa atspertās masas smagumcentrs C_a nesakrīt ar visa automobiļa smagumcentru C , tātad $h_{g,a} > h_g$; $b < b_a$, kur b_a ir atspertās masas smagumcentra attālums no pakalējās ass garenvirzienā (6.25. att.). Uz automobili darbojoties šķērsspēkam, tas pagriež automobiļa atsperto masu ap sasveres asi MM un vienlaicīgi tiek deformēti balstiekārtas elastīgie elementi. Neatkarīgai balstiekārtai priekšējais sasveres centrs M_1 parasti ir tuvu ceļa virsmai, bet atkarīgai pakalējai balstiekārtai pakalējais sasveres centrs M_2 atrodas nedaudz virs riteņu centra, tātad vieglajiem automobiļiem sasveres ass atrodas nedaudz slīpi uz priekšu. Kravas automobiļiem un autobusiem ar atkarīgo priekšējo un pakalējo balstiekārtu tā ir gandrīz paralēla ceļa virsmai.

Šķērsspēks $P_{y,a}$, kas pielikts automobiļa atspertās masas smagumcentrā ar sasveres plecu h_ψ , rada momentu pret sasveres asi un izsauc virsbūves sasveri šķērsplaknē (6.25. att. b). Sasveres plecs (6.25. att. a), m [9.],

$$h_\psi = h_{g,a} - \frac{a_a h_1 - b_a h_2}{L}, \quad (6.54)$$

kur $h_{g,a}$ — automobiļa atspertās masas smagumcentra augstums, m;



6.25. att. Automobiļa virsbūves sānsvere:

a — sasveres ass novietojums, b — virsbūves sānsvere.

- h_1 un h_2 — priekšējā un pakalējā tilta sasveres centru augstums no ceļa virsmas, m;
 a_a — atsperotās masas smagumcentra attālums no priekšējās ass, m;
 b_a — atsperotās masas smagumcentra attālums no pakalējās ass, m.

Šķērsspēks $P_{y,n}$, kas darbojas uz neatsperoto masu, pielikts šīs masas smagumcentrā $C_{a,n}$, kas atrodas automobiļa simetrijas garenplāknē, un tā augstumu var pieņemt vienādu ar riteņa rādiusu.

Šķērsspēka $P_{y,a}$ darbības rezultātā, virsbūvei sasveroties, atsperotās masas smagumcentrs pārvietosies pa loku uz punktu C'_a . Parasti virsbūves sasveres leņķis nav liels un nepārsniedz 10° , tāpēc var uzskatīt, ka $h_{g,a} \approx \text{const}$. Tad automobiļa atsperotās masas smagumcentra pārvietojuums šķērsplāknē

$$e_\psi = h_\psi \operatorname{tg} \psi_y \approx h_\psi \psi_y, \quad (6.55)$$

kur ψ_y — atsperotās masas sasveres leņķis šķērsplāknē, rad.

Uz atsperoto masu darbojošos spēku $P_{y,a}$ un $G_{a,a}$ radīto momentu līdzsvaro balstiekārtas elastīgo spēku moments:

$$P_{y,a} h_\psi + G_{a,a} e_\psi = c_\psi \psi_y, \quad (6.56)$$

kur c_ψ — balstiekārtas summārais leņķiskais stingrums (momenta, kas izraisa virsbūves sānsveri, un sānsveres leņķa attiecība), N·m/rad;

$P_{y,a}$ — uz automobiļa atsperoto masu darbojošies šķērsspēks, kN;

$G_{a,a}$ — atsperotās masas svars, kN.

Ņemot vērā izteiksmi (6.55), pārveidojam izteiksmi (6.56):

$$P_{y,a} h_\psi + G_{a,a} h_\psi \psi_y = c_\psi \psi_y,$$

no kurienes

$$\psi_y = \frac{P_{y,a} h_\psi}{c_\psi - G_{a,a} h_\psi}. \quad (6.57)$$

Automobiļa atsperotās masas sānsvere pieaug, ja šķērsspēks, kas darbojas uz tās, un tā plecs ir lielāks, bet samazinās —, ja lielāks ir automobiļa balstiekārtas leņķiskais stingrums.

Automobilim braucot pagriezienā pa horizontālu ceļu, virsbūves sānsveri izsauks šķērsvirzienā darbojošies inerces spēks, un tas var radīt automobiļa šķērsstabilitātes zaudēšanu — tā apgāšanos.

Noteiksim kritisko ātrumu, kad automobilis sāk gāzties, ņemot vērā virsbūves sānsveri. Sastādot momenta vienādojumu pret punktu O , ja otras puses riteņi atraujas no atbalsta virsmas un to normāreakcijas ir vienādas ar nulli, un, ņemot vērā izteiksmi (6.55), iegūsim, ka

$$P_{y,a} h_{g,a} - G_{a,a} (0,5B - h_\psi \psi_y) + P_{y,n} r_k - 0,5B G_{a,n} = 0, \quad (6.58)$$

kur $P_{y,n}$ — uz automobiļa neatsperoto masu darbojošies šķērsspēks, kN;

$G_{a,n}$ — neatsperotās masas svars, kN.

Ignorējot salīdzinoši pēc lieluma mazos momentus, kurus rada spēki $P_{y,n}$ un $G_{a,n}$,

$$P_{y,a}h_{g,a} - G_{a,a}(0,5B - h_{\psi}\psi_y) = 0. \quad (6.59)$$

Automobilim braucot pagriezienā, uz tā atsperoto masu darbosies šķērsspēks

$$P_{y,a} = \frac{G_{a,a}v^2}{gR} = \frac{G_{a,a}v^2 \operatorname{tg} \Theta}{gL},$$

un, ņemot vērā šo izteiksmi un virsbūves sānsveri, no izteiksmes (6.59) varam izteikt automobiļa kritisko ātrumu:

$$v_{kr,\psi} = \sqrt{\frac{0,5BRg}{h_{g,a} + \frac{G_{a,a}h_{\psi}^2}{c_{\psi} - G_{a,a}h_{\psi}}}} = \sqrt{\frac{0,5BLg}{\operatorname{tg} \Theta \left(h_{g,a} + \frac{G_{a,a}h_{\psi}^2}{c_{\psi} - G_{a,a}h_{\psi}} \right)}}. \quad (6.60)$$

Salīdzinot izteiksmes (6.48) un (6.60), redzam, ka kritiskais ātrums pēc automobiļa apgāšanās, ņemot vērā atsperotās masas sānsveri, automobilim ar elastīgo balstiekārtu ir mazāks. Vidēji $v_{kr,\psi}$ ir 10...15% mazāks nekā $v_{kr,g}$, un to var ņemt vērā, izteiksmi (6.49) papildinot ar koeficientu k_{ψ} , kas ievērtē sānsveres ietekmi uz automobiļa šķērsstabilitāti:

$$v_{kr,g} = k_{\psi} \sqrt{\frac{BgR}{2h_g}}, \quad (6.61)$$

kur k_{ψ} — koeficients, kas ievērtē virsbūves sānsveri (vidēji $k_{\psi} = 0,85 \dots 0,90$)

Tā kā virsbūves sānsvere ir atkarīga no balstiekārtas leņķiskā stingruma, tad vieglajiem automobiļiem virsbūves sānsveres samazināšanai sānspēka iedarbības rezultātā priekšējā balstiekārtā lieto vērpstieņu stabilizatorus. Virsbūvei sasveroties, šis vērpstienis vērpjas un samazina virsbūves sānsveri, nepalielinot balstiekārtas vertikālo stingrumu. Parasti šādi stabilizatori samazina virsbūves sānsveri par 20...40%. Dažiem automobiļiem šādus stabilizatorus lieto arī pakalējā balstiekārtā.

Kā jau iepriekš secinājām, ja automobiļa šķērsstabilitātes koeficients ir lielāks par saķeres koeficientu (izteiksme (6.52)), tad sānspēka iedarbības rezultātā automobilis sāks slidēt šķērsvirzienā. Nosakot kritisko sānnoturības ātrumu $v_{kr,s}$ (izteiksmes (6.44), (6.45)), uzskatījām, ka automobiļa abas ass šķērsvirzienā sāk slidēt vienlaicīgi. Praksē parasti automobiļa slide sākas ar vienas ass sānslīdi, tāpēc jāapskata katras ass riteņu noturība pret sānslīdi atsevišķi.

Lai ritenis varētu pārvietoties bez slīdes un buksēšanas, tad saķeres spēkam jābūt lielākam par riteņa tangenciālās reakcijas X un šķērsreakcijas Y geometrisko summu. Tādējādi lielāku sānspēku var pielikt ritenim, kam ir mazāka tangenciālā reakcija un lielāks saķeres koeficients. Pēc vienādojumiem (6.28) un (6.29) pagriezienā,

kur $R = \text{const}$, riteņu šķērsreakcijas ir proporcionālas slodzei uz ass. Vairumam automobiļu pakalējie riteņi ir dzenošie un tie pārvada vilces spēku, tādējādi pieļaujamā šķērsreakcija šiem riteņiem vienādos apstākļos ir mazāka nekā priekšējiem riteņiem; tā rezultātā pakalējās ass sānslīde var sākties agrāk. Pēc izteiksmes (2.46), lai riteņi varētu pārvietoties bez slīdes un buksēšanas,

$$\varphi \geq \sqrt{\frac{X^2}{Z^2} + \frac{Y^2}{Z^2}}. \quad (6.62)$$

Attiecība $\frac{X}{Z}$ dzenošajam ritenim būs vienāda ar $\frac{P_k}{Z_k}$, dzenamajam ritenim — ar f , bet ritenim, kuru bremzē, — ar $\frac{P_{\tau,k}}{Z_k}$. Ja uz automobili pagriezienā darbojas centrālās spēks $P_y = \frac{G_a v^2}{gR}$ un ņemot vērā, ka $P_y = Y$, pēc izteiksmes (6.62)

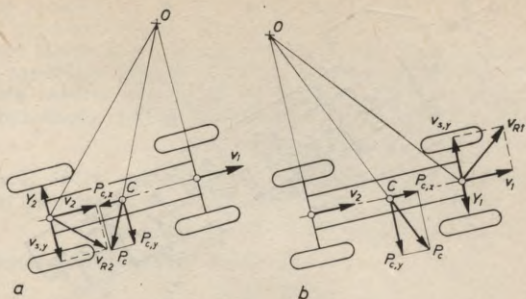
$$\varphi^2 \geq \frac{X^2}{Z^2} + \left(\frac{G_a v^2}{gRZ} \right)^2. \quad (6.63)$$

Ja automobilis brauc pa līdzenu un horizontālu ceļu, tad var pieņemt, ka $Z = G_a$. No izteiksmes (6.63) izsakot kritisko sānslīdes ātrumu, vienlaicīgi darbojoties tangenciālai reakcijai un šķērsreakcijai $v_{kr,s}$, lai automobilis pārvietotos bez slīdes, iegūsim

$$v'_{kr,s} = \sqrt{gR} \sqrt{\varphi^2 - \left(\frac{X}{Z} \right)^2}. \quad (6.64)$$

Ātrums $v'_{kr,s}$ salīdzinājumā ar ātrumu $v_{kr,s}$, kas noteikts, braucot ar vienmērīgu ātrumu, ir aptuveni 10...20% mazāks. Pie intensīvas bremzēšanas $\frac{X}{Z} \approx \varphi$ un šajā gadījumā $v'_{kr,s} \approx 0$, tas nozīmē, ka neliela automobiļa novirze no taisnvirziena kustības izsauc tā sānslīdi — noturības zaudēšanu.

Ja automobilis pārvietojas taisnvirziena kustībā ar ātrumu v , tad šāds ātrums ir arī priekšējās un pakalējās ass viduspunktiem (6.26. att.). Sākoties sānslīdei, viena ass var sākt slidēt sāņus pirmā ar ātrumu $v_{s,y}$, kura vektors ir perpendikulārs automobiļa garenasij. Rezultējošā ātruma, ar kuru pārvietojas automobiļa ass, kas atrodas sānslīdē, vektors ir vērstš kādā leņķī attiecībā pret automobiļa garenasi. Tā rezultātā notiek automobiļa pagriešanās ap kādu centru O un uz automobili sāk darboties centrālās spēks P_c . Ja pirmā sāk slidēt pakalējā ass, tad centrālās spēks rada momentu, kas cenšas palielināt sānslīdi. Sānslīdes pārtraukšanai nepieciešams pagriezt vadāmos riteņus sānslīdes virzienā, lai momentālais pagrieziens centrs atrastos tajā pašā pusē, uz kuru slid pakalējā ass. Radušais centrālās spēks darbosies pretēji slīdes virzienam un sānslīde tiks pārtraukta (6.26. att. a). Ja pirmais sāks



6.26. att. Automašīna vienas ass sānslīde:
a — pakalējās ass sānslīde, *b* — priekšējās ass sānslīde.

slīdēt priekšējais tilts, tad centrālās spēka moments, kas rodas šajā gadījumā, pretojas priekšējās ass sānslīdei un cenšas to pārtraukt (6.26. att. *b*). Tas liecina, ka priekšējās ass noturība pret sānslīdi pagriezienā ir lielāka nekā pakalējai asij.

6.9. AUTOMAŠĪLA UN AUTOVILCIENA GARENSTABILITĀTE UN GARENNOTURĪBA

Automašīnā garenstabilitāti var zaudēt, apgāžoties ap priekšējo vai pakalējo riteņu saskāres punktiem ar atbalsta virsmu, bet garennoturību — slīdot garenvirzienā. Kustībā biežāk ir novērojama riteņu buksēšana un automašīna slīde garenvirzienā, kas notiek tad, ja kāpuma pretestības un inerces pretestības spēki ir lielāki par saķeres spēku. Spēki, kas darbojas uz autovilcienu, tam pārvarot kāpumu, un ietekmē tā garenstabilitāti un garennoturību, doti 6.27. attēlā. Ja automašīnā zaudēs garenstabilitāti, gāžoties ap pakalējo asi, $Z_1=0$, bet, gāžoties ap priekšējo asi, $Z_2=0$.

Vispārīgā gadījumā no spēku momentu summas attiecībā pret pakalējo asi saskāres punktu *B* ar atbalsta virsmu, ap kuru var notikt automašīna apgāšanās, ja tas velk piekabi, izsaka Z_1 :

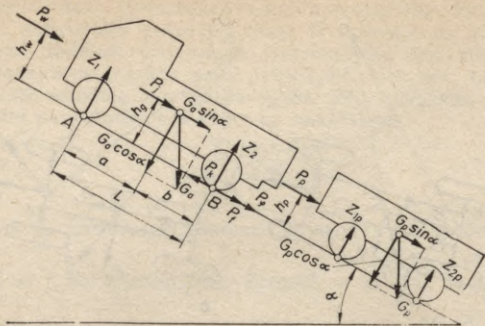
$$Z_1 = \frac{1}{L} (G_a \cos \alpha b - G_a \sin \alpha h_g - P_j h_g - P_w h_w - P_p h_p).$$

Robežgadījumā, ja $Z_1=0$,

$$G_a \cos \alpha b - (G_a \sin \alpha + P_j) h_g - P_w h_w - P_p h_p = 0. \quad (6.66)$$

Vienādojums (6.66) ir autovilcienu garenstabilitātes nosacījums vispārīgā gadījumā. Autovilcienam braucot kāpumā, tā ātrums ir mazs, tāpēc $P_w \rightarrow 0$ un $j=0$; ņemot vērā, ka tādā gadījumā

$$P_p = f G_p \cos \alpha + G_p \sin \alpha,$$



6.27. att. Uz autovilcienu kāpumā darbojošies spēki.

no vienādojuma (6.66) iegūsim

$$\operatorname{tg} \alpha_{kr,g} = \frac{b - f \frac{G_p}{G_a} h}{h_g + \frac{G_p}{G_a} h}. \quad (6.67)$$

Vienādojums (6.67) nosaka robežleņķi, kad sāksies vilcējautomobiļa gāšanās ap pakalējo asi.

Ja automobilim piekabes nav, tad $P_p = 0$ un ceļa kāpums, pie kura sāksies automobiļa gāšanās, no vienādojuma (6.66)

$$G_a \cos \alpha b - G_a \sin \alpha h_g = 0,$$

no kurienes

$$k_\alpha = \operatorname{tg} \alpha_{kr,g} = \frac{b}{h_g}. \quad (6.68)$$

Leņķi $\operatorname{tg} \alpha_{kr,g}$ sauc par *statiskās garenstabilitātes robežleņķi* vai *garenstabilitātes koeficientu* k_α .

Analogi uzrakstot momentu vienādojumu attiecībā pret punktu A, noteiksim automobiļa apgāšanās nosacījumu ap priekšējo asi:

$$Z_2 = \frac{1}{L} (G_a \cos \alpha a + (G_a \sin \alpha + P_j) h_g + P_w h_w + P_p h_p); \quad (6.69)$$

ja $Z_2 = 0$, tad

$$G_a \cos \alpha + (G_a \sin \alpha + P_j) h_g + P_w h_w + P_p h_p = 0. \quad (6.70)$$

Ja $P_w \rightarrow 0$, $j = 0$ un $P_p = 0$, tad no vienādojuma (6.70) iegūsim

$$-\operatorname{tg} \alpha_{kr,g} = \operatorname{tg}(-\alpha)_{kr,g} = \frac{a}{h_g}. \quad (6.71)$$

Salīdzinot izteiksmes (6.66) un (6.70), redzam, ka automobiļa gāšanās ap priekšējo asi ir retāk iespējama, jo mūsdienu automobiļiem, izņemot dažu tipu kravas automobiļus, parasti $b > a$.

Daudz biežāk ir iespējama automobiļa vai autovilciena garennoturības zaudēšana dzenošo riteņu buksēšanas dēļ, it īpaši uz ceļiem ar nelielu saķeres koeficientu. Kad sākas vilcējautomobiļa dzenošo riteņu buksēšana, autovilcienam varam uzrakstīt šādu vienādojumu:

$$P_{\varphi} = P_i + P_{\alpha} + P_w + P_j + P_p. \quad (6.72)$$

Parasti šādos apstākļos, kad sāk zust automobiļa garennoturība, var pieņemt, ka $P_w \rightarrow 0$, ja arī $P_j = 0$ un $P_p = 0$, tad

$$\varphi G_{dz} \cos \alpha = f G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha,$$

no kurienes *garennoturības robežleņķis*

$$\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} = \varphi - f. \quad (6.73)$$

Ja $P_{\varphi} = \varphi Z_2$, tad Z_2 jāaprēķina pēc izteiksmes (6.69). Salīdzinot $\operatorname{tg} \alpha_{\varphi}$ un $\operatorname{tg} \alpha_{kr.g}$, ja $\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} < \operatorname{tg} \alpha_{kr.g}$ automobiļa garenslide sākas ātrāk nekā apgāšanās, un šajā gadījumā drošības nosacījumu varam uzrakstīt šādi:

$$\varphi - f < \frac{b}{h_z}. \quad (6.74)$$

Kā redzam no izteiksmēm, automobiļa garennoturība pēc slides galvenokārt ir atkarīga no saķeres koeficienta un masas sadales. Divasu automobiļiem ar pakalējiem dzenošiem riteņiem uz slidena ceļa $\varphi \approx 0,3$; kāpuma leņķis, kuru var pārvarēt bez dzenošo riteņu buksēšanas, ir $10^{\circ} \dots 15^{\circ}$. Autovilcieniem šādos apstākļos tas ir ievērojami mazāks — $4^{\circ} \dots 6^{\circ}$. Uzlabotas un labas pārgājības automobiļiem, kuriem parasti $k_{\varphi} = 1$, t. i., visi riteņi ir dzenošie, maksimālais kāpuma robežleņķis, ko var pārvarēt bez dzenošo riteņu buksēšanas,

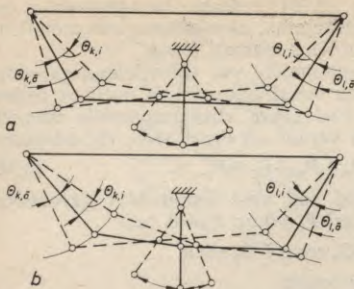
$$\operatorname{tg} \alpha = \varphi - f.$$

Šie automobiļi var pārvarēt kāpumu slidenos apstākļos bez dzenošo riteņu buksēšanas līdz $17^{\circ} \dots 19^{\circ}$.

6.10. EKSPLOATĀCIJAS UN KONSTRUKTĪVO FAKTORU IETEKME UZ AUTOMOBILĀ VADĀMĪBU UN STABILITĀTI

Pareizi vadāmo riteņu pagriezes leņķu sakarība automobiļa ekspluatācijas laikā var mainīties stūres iekārtas detaļu nodiluma un priekšējā tilta detaļu deformācijas dēļ, bet automobiļiem ar dalītu stūres trapeci — arī nepareizas riteņu savirzes regulēšanas rezultātā.

Dalītas stūres trapeces šķērsstienis sastāv no vairākām daļām, no kurām divas malējās katrā pusē ir regulējamas un, izmainot to garumu, regulē vadāmo riteņu savirzi, lai mazinātu riepu nodilumu, kas rodas riteņu sāngāzuma dēļ. Ja kreisā un labā šķērsstienņa garumi ir vienādi, tad stūres trapece ir simetriska un attiecība starp



6.28. att. Stūres trapecē:
a — simetriskā trapecē, *b* — nesimetriskā trapecē.

svira — par leņķi $\theta_{1,a}$ (6.28. att. *b*), kas ir mazāks nekā simetriskai trapecēi. Savukārt, pagriežot riteņus pa labi, labās puses svira pagriežīsies par leņķi $\theta_{1,i}$, bet kreisās puses svira — par leņķi $\theta_{k,a}$, kas ir lielāks nekā simetriskai trapecēi. Ja starp stūres trapeces šķērslieņiem ir liela garumu starpība, būs ievērojama novirze no pareizās pagriežes leņķu attiecības un pagriezienā var sākties vadāmo riteņu sānslīde, vienlaikus ievērojami pasliktinoties automobiļa vadāmībai.

Automobiļa vadāmība ir atkarīga arī no ritošās daļas un stūres iekārtas tehniskā stāvokļa. Ja vienā vadāmā riteņa riepi ir pazemināts spiediens, tad tās rites pretestība un sānslīde palielinās. Rezultātā automobilis cenšas novirzīties no taisnvirziena kustības uz to pusi, kur atrodas riepa ar zemāku gaisa spiedienu.

Automobiļa vadāmību lielā mērā ietekmē vadāmo riteņu svārstības, kuras ekspluatācijā visbiežāk rodas riteņu nelīdzsvarotības rezultātā. Ja stūres trapeces detaļām ir nodilums, tad vadāmo riteņu svārstības var izsaukt automobiļa kursa nestabilitāti. It īpaši liela nelīdzsvarotība iespējama riepiem ar atjaunotu protektoru, tāpēc tās nav ieteicams likt uz vadāmiem riteņiem.

Vadāmo riteņu stabilizāciju taisnvirziena kustībā un to atgriešanos neitrālā stāvoklī pasliktina riteņu rumbas gultņos palielinātā spēle un grozāmā pulka un tās gultņu izdilums. Ja savienojums «grozāmā—pulka» ir stipri izdilis, tad stabilizācijas procesā, riteņiem atgriežoties neitrālā stāvoklī, tas netiek sasniegts (6.29. att. 1. likne) un novirze θ_t salīdzinājumā ar automobili, kam šis savienojums ir tehniskā kārtībā (6.29. att. 3. likne), var būt ievērojami lielāka. Analogisku ietekmi atstāj palielināta spēle riteņu gultņos (6.29. att. 2. likne). Lai riteņus atgrieztu neitrālā stāvoklī, vadītājam papildus jāpagriež stūres rats par kādu leņķi $\theta_s = \theta_t$.

Riteņu stabilizācijas procesu ietekmē arī stūres iekārtas šarnīru un mehānismu regulējums. Pārāk cieši savienojumi nav pieļaujami,

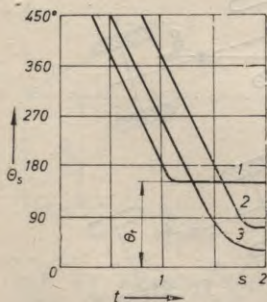
leņķiem θ_k un θ_l saglabājas, pagriežot stūri uz jebkuru pusi (6.28. att.). Lai saglabātu simetrisku stūres trapeci, izdarot regulēšanu, abi šķērslieņi jāpagarina vai jāsaīsina par vienādu lielumu. Ja regulē tikai vienu šķērslieņi, piemēram, saīsina kreiso, tad neitrālā stāvoklī ir pareiza, riteņu savirze, bet, pagriežot vadāmos riteņus, leņķu θ_k un θ_l attiecība mainās nepareizi. Pagriežot riteņus pa kreisi, kreisās puses svira pagriežīsies par leņķi $\theta_{k,i}$, bet labās puses

jo palielinās berze stūres iekārtā, kuru nevar pārvarēt riteņu stabilizācijas moments, un tie neatgriežas neitrālā stāvoklī.

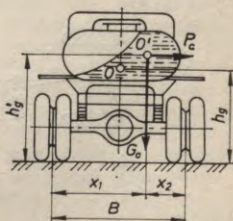
No kustības drošības viedokļa liela nozīme ekspluatācijā ir automobiļa stabilitātei un noturībai. Lai uzlabotu ūdens novadīšanu no ceļa klātnes, ceļa šķērsprofilu izveido ar noteiktu slīpumu, bet autoceļu likumos, lai uzlabotu automobiļa stabilitāti, veido vienslīpuma ceļa klātņi, kuras slīpuma zemākā mala ir tuvāk pagrieziena centram, — virāžu. Automobiļa kustība virāžā ir stabilāka, nekā braucot pa horizontālu ceļa klātņi pagriezienā, jo pret apgāšanos to notur centrālās spēka komponente $P_c \sin \beta$ un smaguma spēka komponentes $G_a \sin \beta$ un $G_a \cos \beta$ (sk. 6.22. att.).

Automobilim braucot pa divslīpumu ceļu, sevišķi bīstams ir pagrieziens, kad ceļa šķērsprofila lenķis ir pretējs iepriekš aplūkotajam, t. i., šķērsprofila zemākā mala atrodas tālāk no pagrieziena centra. Šāda kustība automobilim ir iespējama pēc apdzišanas manevra, strauji atgriežoties sākotnējā kustības joslā. Šajā gadījumā automobiļi cenšas apgāzt ne vien centrālās spēka darbības virzienā, bet arī smaguma spēka komponente $G_a \sin \beta$. Automobiļa kustības stabilitāte pagriezienā uz ceļa, kuram ir šķērsprofilā slīpums, var mainīties arī citu faktoru dēļ, kurus ne vienmēr var noteikt ar analītiskām metodēm. Tā, piemēram, pagriezienā pasažieri un krava cenšas pārvietoties centrālās spēka darbības virzienā. Sī iemesla dēļ izmainās automobiļa atsperotās masas smagumcentra koordinātas un tās sānsvere palielina automobiļa apgāšanās iespējamību. It īpaši liela virsbūves sānsvere un smagumcentra pārvietošanās ir iespējama autobusam un cisternautomobilim.

Pagriezienā sarežģītāk vadīt ir cisternautomobiļi, ja cisterna ar transportējamo šķidrumu piepildīta daļēji (6.30. att.). Taisnvirziena kustībā, kad uz automobiļi nedarbojas centrālās spēks, šķidrums cisternā novietojas simetriski un smagumcentrs atrodas automobiļa



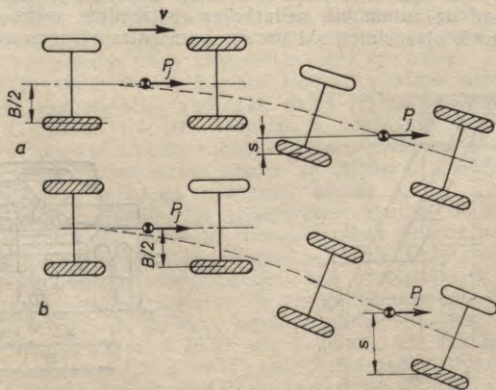
6.29. att. Automobiļa vadāmo riteņu stabilizācija atkarā no priekšējās ass šarnīru tehniskā stāvokļa.



6.30. att. Cisternautomobiļa smagumcentra novirze pagriezienā.

garenplaknē. Pagriezienā centrālās spēks šķidrumu pārvieto tā darbības virzienā; rezultātā palielinās smaguma centra augstums ($h'_g > h_g$) un samazinās smaguma spēka plecs ($x_2 < \frac{B}{2}$) un automobiļa apgāšanās iespējamība pieaug. Sevišķi bīstami ir vadīt cisternautomobiļi, ja cisterna piepildīta $1/3 \dots 2/3$ no tās tilpuma. Lai uzlabotu cisternautomobiļu stabilitāti, cisternas izveido ar starpsienām, kuras kavē šķidruma spēju pārvietošanos.

Būtiski automobiļa noturību ietekmē riepu un bremžu tehniskais stāvoklis. Saķeres koeficients rīpai ar nodilušu protektoru uz slapja seguma ceļa var būt divas reizes mazāks nekā rīpai ar labu protektora zīmējumu. No saķeres koeficienta ir atkarīgs rīteņa bremzēšanas spēks, un, ja starp automobiļa kreisās un labās puses rīteņiem ir bremzēšanas spēku starpība, rodas moments, kas cenšas automobiļi pagriezt ap vertikālo asi, un automobiļis var zaudēt vadāmību. Šāds moments var rasties arī, ja bremžu mehānismi ir saeļļojušies vai bremzējot viens rītenis atrodas uz ļoti slidenā ceļa virsmas. Bremzēšanas spēku starpība starp priekšējās ass rīteņiem ir bīstamāka nekā starp pakaļējās ass rīteņiem. Ja bremzēšanas spēks ir lielāks vienam pakaļējās ass rītenim (6.31. att. a), piemēram, labajam, bet kreisajam tas ir mazāks (attēlā neiesvītrots), tad automobiļis bremzējot novirzīsies pa labi no sākotnējā kustības virziena. Attālums $B/2$, kas ir attālums no smaguma centra līdz rītenim, kurš bremzē ar lielāku momentu, samazināsies un līdz ar to samazināsies arī inerces spēka radītais moments, kurš savukārt cenšas pagriezt automobiļi. Ja bremzēšanas moments ir mazāks vienam no priekšējiem rīteņiem, automobiļis no taisnvirziena kustības

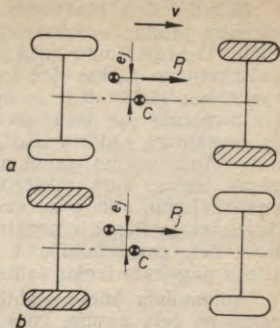


6.31. att. Automobiļa kustība bremzēšanas laikā:

- a - bremzēšanas spēks mazāks kreisajam pakaļējam rītenim,
 b - bremzēšanas spēks mazāks kreisajam priekšējam rītenim.

trajektorijas novirzīsies straujāk (6.31. att. *b*), jo attālums $B/2$ palielinās, kas savukārt palielina automobiļa novirzi.

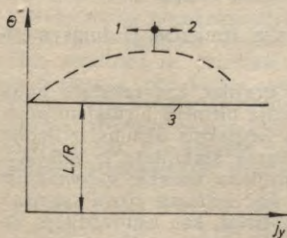
Automobiļa šķērsstabilitāte bremzēšanas laikā var pasliktināties, ja kravas kastē ir nepareizi novietota krava. Ja kravas smagumcentrs neatrodas uz automobiļa simetrijas garenass, tad, automobili bremzējot, rodas inerces spēka moments, kas cenšas automobili pagriezt ap vertikālo asi (6.32. att. *a*). Ja automobilim ātrāk bloķējas priekšējie riteņi (6.32. att. *a*), tad tas pagriežas ap vertikālo asi par kādu leņķi, līdz inerces spēka plecs e_1 kļūst vienāds ar nulli, un tālāk automobili pārvietojas bez pagriešanās ap vertikālo asi. Savukārt, ja pirmie bloķējas pakalējie riteņi, tad inerces spēka plecs pieaug un bremzēšanas procesā automobiļa pagriešanās ap vertikālo asi ir vairāk iespējama (6.32. att. *b*).



6.32. att. Automobiļa bremzēšana, ja kravas smagumcentrs nesakrīt ar automobiļa garenasi:

a — ātrāk bloķējas priekšējie riteņi,
b — ātrāk bloķējas pakalējie riteņi.

6.11. VADĀMĪBAS UN STABILĪTĒS NOTEIKŠANAS EKSPERIMENTĀLĀS METODES



6.33. att. Automobiļa pagriežamības raksturojums, veicot ceļizmēģinājumus ar nemainīgu pagriežiena rādiusu:

1 — nepietiekama pagriežamība, 2 — pārlietu liela pagriežamība, 3 — normāla pagriežamība.

Automobiļa vadāmības parametrus parasti nosaka, izdarot ceļizmēģinājumus. Vadāmības noteikšanai izšķir trīs veida ceļizmēģinājumus: *a*) ar nemainīgu pagriežiena rādiusu, *b*) ar nemainīgu kustības ātrumu, *c*) ar nemainīgu vadāmo riteņu pagriežes leņķi. Ceļizmēģinājumu laikā fiksē automobiļa ātrumu, vadāmo riteņu pagriežes leņķi un paātrinājumu, kas ir perpendikulārs automobiļa garenasij. Par attiecīgo parametru devējiem ātrumam lieto piekto riteņi, vadāmo riteņu pagriežes leņķim — stūres rata pagriežes leņķa devēju, paātrinājumam — akselerometru. Visus mērlielumus pieraksta ar pašrakstītāju vai oscilogrāfu.

Veicot *ceļizmēģinājumus ar nemainīgu pagriezienu rādīsumu*, automobilim jāietur uzdotā trajektorija, arvien palielinot kustības ātrumu. Izmēģinājumu laikā mēra vadāmo riteņu pagriešanas leņķi un paātrinājumu j_y , kas dod iespēju konstruēt sakarību starp šiem parametriem (6.33. att.). Ja automobiļa vadāmo riteņu pagriešanas leņķis nemainās pie dažādiem kustības ātrumiem, lai ieturētu kustību pa nemainīga rādīsuma likni, automobilim piemīt normāla pagriešamība. Automobilim piemīt nepietiekama pagriešamība, ja liknes slīpuma leņķis, kurš raksturo automobiļa garenasij perpendikulāro paātrinājumu, atkarā no vadāmo riteņu pagriešanas leņķa ir pozitīvs. Savukārt, ja liknei ir negatīvs slīpums, tad automobilim piemīt pārlietu liela pagriešamība, t. i., pieaugot paātrinājumam j_y , vadāmo riteņu pagriešanas leņķis samazinās.

Automobiļa kursa stabilitāti nosaka, *braucot ar pastāvīgu ātrumu* pa ceļa posmu, kurā riteņu šķērsbāzes platumā «šaha» kārtībā izvietoti mākslīgi nelidzenumi. Izmēģinājumu laikā autovadītājs cenšas automobilī vadīt taisnvirziena kustībā tā, lai priekšējie un pakaļējie riteņi pārbraktu nelidzenumus. Izmēģinājumu laikā fiksē stūres rata pagriešanas leņķa un automobiļa kursa leņķa izmaiņu. Kursa stabilitāti novērtē pēc automobiļa vidējā slīdes ātruma šķērsvirzienā v_y un stūres rata vidējā pagriešanās ātruma. Vidējo slīdes ātrumu šķērsvirzienā nosaka pēc šādas izteiksmes:

$$v_y = \alpha_{a,vid} v,$$

kur $\alpha_{a,vid}$ — vidējais kursa leņķis, neievērojot tā zīmi.

Vidējo stūres rata pagriešanas ātrumu nosaka pēc šādas izteiksmes:

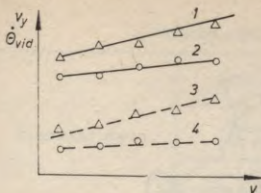
$$\frac{d\Theta_{vid}}{dt} = 2\Theta_{vid} v,$$

kur Θ_{vid} — vidējais stūres rata pagriešanas leņķis, neievērojot tā zīmi;

v — stūres rata pagriešanas leņķa izmaiņas biežums mērījuma laikā.

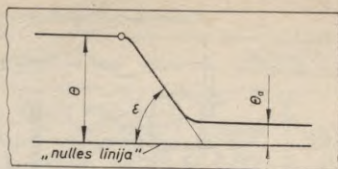
Pēc izmēģinājumu datiem konstruē grafiku, kas raksturo automobiļa kursa stabilitāti (6.34. att.). Dotajā piemērā pirmajam automobilim v_y un stūres rata pagriešanas leņķiskais ātrums ir lielāks nekā otrajam automobilim, tāpēc tā kursa stabilitāte ir sliktāka.

Vadāmo riteņu stabilizācijas raksturojumu nosaka, *automobilim braucot ar vienmērīgu ātrumu pa apli, kad vadāmie riteņi sagriežti tuvu to maksimālām pagriešanas leņķim*. Brīdī, kad autovadītājs atlaiž stūres ratu, ar pašrakstītāja ierīci tiek fiksētas stūres rata pagriešanas leņķa izmaiņas atkarā no laika (6.35. att.). Iegūto likni sauc par *vadāmo riteņu stabilizācijas likni*. Tā kā stūres pievadā ir noteikts pretestības moments, tad stūres rats pilnīgi neatgriežas neitrālā stāvoklī. Jo lielāks ir stabilizācijas liknes slīpuma leņķis e , kas raksturo stūres griešanās ātrumu $\frac{d\Theta}{dt}$, un jo mazāks ir leņķis Θ



6.34. att. Divu automobiļu kursa stabilitātes salīdzinājums pēc izmēģinājumu rezultātiem:

1 un 3 — pirmajam automobilim, 2 un 4 — otrajam automobilim ($v_y = f(v)$ — nepārtraukta līnija; $\Theta_{vid} = f(v)$ — svītrlīnija).



6.35. att. Vadāmo riteņu stabilizācijas līkne.

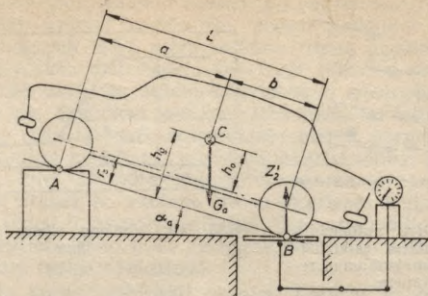
(labāks stūres iekārtas tehniskais stāvoklis), jo labāka ir vadāmo riteņu stabilizācija.

Automobiļa šķērsstabilitātes parametrus nosaka uz horizontāla un līdzena laukuma, automobilim braucot pa noteikta rādiusa apli un pakāpeniski palielinot ātrumu. Fiksējot ātrumu, pie kura sākas riteņu sānslide, nosaka $v_{kr,s}$. Analogiski nosaka kritisko kustības ātrumu, pie kura automobilis sāk gāzties, fiksdējot momentu, kad automobiļa pagrieziena centram tuvāk esošie riteņi atraujas no ceļa virsmas. Lai izslēgtu automobiļa pilnīgas apgāšanās iespēju, šādos izmēģinājumos automobilim no pagrieziena centra tālāk esošā pusē ar speciāla balsteņa palīdzību piestiprina speciālu atbalsta riteņi. Automobilim sagāzoties par nelielu leņķi, šis riteņis atbalstās pret ceļa virsmu un izslēdz automobiļa pilnīgas apgāšanās iespēju.

Automobiļa smagumcentra koordinātas nosaka, sverot tā vienas ass riteņus, tādējādi nosakot slodzi uz asi. Smagumcentra koordinātas attālumu no priekšējās ass a un tās attālumu no pakalējās ass b nosaka, pēc kārtas sverot uz automobiļu svāriem vienas ass riteņus. Automobilim jāatrodas pilnīgi horizontālā stāvoklī. Slodzes summai, atsevišķi sverot katras ass riteņus, jābūt vienādai ar automobiļa svaru. Pēc iegūtās slodzes uz katru no asīm G_1 un G_2 smagumcentra koordinātas atrodam pēc šādām izteiksmēm:

$$a = \frac{G_2}{G_a} L; \quad b = \frac{G_1}{G_a} L. \quad (6.75)$$

Smagumcentra augstuma koordinātu atrod, nosakot slīpi novietota automobiļa asu slodzes (6.36. att.). Automobili ar vienas ass riteņiem novieto uz speciāliem paliktņiem, bet otras ass riteņus — uz automobiļu svaru platformas. Sverot nosaka slodzi uz tās ass riteņiem, kuri atrodas uz svāriem, bez tam izmēra arī automobiļa slīpuma leņķi α_a .



6.36. att. Automobiļa smagumcentra koordinātas noteikšana.

Visu spēku momentu summa pret priekšējo riteņu saskares punktu A ar atbalsta virsmu

$$Z'_2(a+b) \cos \alpha_a - G_a(a \cos \alpha_a + (h_g - r_k) \sin \alpha_a) = 0,$$

no kurienes, izsakot smagumcentra augstuma koordinātu,

$$h_g = \frac{Z'_2}{G_a}(a+b) \operatorname{ctg} \alpha_a - a \operatorname{ctg} \alpha_a + r_k. \quad (6.76)$$

Tā kā $G_a = G_2 \frac{a+b}{a}$, no vienādojuma (6.76) iegūsim

$$h_g = a \operatorname{ctg} \alpha_a \left(\frac{Z'_2}{G_a} - 1 \right) + r_k, \quad (6.77)$$

kur Z'_2 — slodze uz pakaļējiem riteņiem, ja pacelts priekšējais tilts.

Nosakot automobiļa smagumcentra augstuma koordinātu, jāņem vērā, ka, automobili novietojot slīpi, tā balstiekārta un riepas deformējas vairāk, nekā atrodoties horizontālā stāvoklī, tāpēc atsperotās masas slīpuma leņķis būs atšķirīgs no riteņu centru plaknes slīpuma leņķa horizontālā stāvoklī. Tāpēc, lai samazinātu kļūdu, nosakot automobiļa smagumcentra koordinātu, svēršanas laikā jānoblēķē balstiekārta un maksimāli jāpaaugstina riepiņas gaisa spiediens.

Analogi rīkojoties, atrod arī smagumcentra koordinātu automobiļa šķērsplaknē, kad uz svāriem novieto automobiļa vienas puses riteņus.

Padomju automobiļu pagriežamības parametri

Automobiļa marka	Masas sadalījums pa asīm, %				Pagriežamības koeficients η_{pg}	
	automobilim bez slodzes		automobilim ar slodzi		automobilim bez slodzes	automobilim ar slodzi
	uz priekšējo tiltu	uz pakalējo tiltu	uz priekšējo tiltu	uz pakalējo tiltu		
Vieglie automobiļi						
ЗА3-965	40,5	59,5	40,2	59,8	1,47	1,49
ЗА3-968А	42,0	58,0	40,0	60,0	1,36	1,15
Москвич-401	50,3	49,7	46,8	53,2	0,99	1,14
Москвич-412	53,5	46,5	46,0	54,0	0,87	1,17
ВАЗ-2101	54,0	46,0	47,0	53,0	0,85	1,13
ВАЗ-2103	54,5	45,5	47,5	52,5	0,84	1,10
ГАЗ-20	50,7	49,3	46,6	53,4	0,97	1,15
ГАЗ-21	50,7	49,3	47,0	53,0	0,97	1,13
ГАЗ-24	53,0	47,0	47,5	52,5	0,89	1,10
ГАЗ-13	54,0	46,0	48,3	51,7	0,85	1,08
ЗИЛ-110	49,5	50,5	45,7	54,3	1,02	1,19
ЗИЛ-117	51,0	49,0	47,5	52,5	0,96	1,10
Kravas automobiļi						
УАЗ-451ДМ	53,5	46,5	42,6	57,4	0,87	1,33
ГАЗ-51А	48,0	52,0	30,0	70,0	0,54	1,17
ГАЗ-53А	45,0	55,0	24,5	75,5	0,61	1,26
ГАЗ-66-01	61,5	38,5	47,0	53,0	0,62	1,13
ЗИЛ-164А	45,6	54,4	26,0	74,0	0,60	1,43
ЗИЛ-130	49,3	50,7	27,0	73,0	0,51	1,35
МАЗ-500А	50,8	49,2	32,6	67,4	0,43	1,04

6.12. PADOMJU AUTOMOBILU VADAMIBAS UN STABILITATES IPAŠIBAS

Dažu padomju automobiļu pagriežamības parametri doti 6.2. tabulā. No tabulas datiem redzam, ka praktiski visiem vieglajiem automobiļiem un visiem kravas automobiļiem pagriežamība izmainās no nepietiekamas, ja nav slodzes, līdz pārlietu lielai pagriežamībai (automobiļiem ar pilnu slodzi). Tomēr gandrīz visu vieglo automobiļu (izņemot automobiļus ЗА3) un vairāku kravas automobiļu pagriežamība ir tuva normālai ($\eta_{pg}=1$ ir reti sastopams gadījums, tāpēc par normālu pagriežamību uzskata $\eta_{pg}=0,9\dots 1,1$).

Automobiļu smagumcentra koordinātas dotas 6.3. tabulā. Vieglo automobiļu svaru cenšas sadalīt vienmērīgi pa asīm, tāpēc attiecības $\frac{a}{L}$ un $\frac{b}{L}$ ir tuvu 0,5, izņemot ЗА3 markas automobiļus, kuriem motors novietots aizmugurē. Šim automobilim pakalējā ass noslogota ievērojami vairāk.

Padomju automobiļu smagumcentra kordinātas

Automobiļa marka	Ga- ren- bāze L, m	Smagumcentra koordinātes slogotam automobilim, m			Proporcijas		
		garen- koordinā- tā līdz priekšē- jai asij a	garen- koordinā- tā līdz paka- lējai asij b	aug- stums h _g	$\frac{a}{L}$	$\frac{b}{L}$	$\frac{h_g}{L}$
Vieglie automobiļi							
ЗА3-965	2,02	1,20	0,82	0,58	0,59	0,41	0,29
ЗА3-968М	2,16	1,32	0,84	0,56	0,61	0,39	0,26
Москвич-401	2,34	1,25	1,09	0,61	0,53	0,47	0,26
Москвич-407	2,37	1,19	1,18	0,63	0,50	0,50	0,27
Москвич-412	2,40	1,30	1,10	0,63	0,54	0,46	0,26
ВАЗ-2101	2,42	1,32	1,10	0,60	0,55	0,45	0,25
ВАЗ-2103	2,42	1,31	1,11	0,58	0,54	0,46	0,24
ГАЗ-20	2,70	1,40	1,30	0,72	0,52	0,48	0,27
ГАЗ-21	2,70	1,42	1,28	0,71	0,53	0,47	0,26
ГАЗ-24	2,80	1,43	1,37	0,66	0,51	0,49	0,24
ГАЗ-69А	2,30	1,31	0,99	0,80	0,57	0,43	0,35
ГАЗ-13	3,25	1,65	1,60	0,56	0,51	0,49	0,17
ГАЗ-14	3,45	1,77	1,68	0,56	0,51	0,49	0,16
ЗИЛ-110	3,76	2,00	1,76	0,65	0,53	0,47	0,17
ЗИЛ-117	3,30	1,74	1,56	0,61	0,53	0,47	0,18
Autobusi							
РАФ-2203	2,62	1,39	1,23	0,73	0,53	0,47	0,28
ПА3-672	3,60	2,43	1,17	1,10	0,67	0,33	0,30
ЛАЗ-695Н	4,19	2,71	1,48	0,83	0,65	0,35	0,20
Kravas automobiļi							
УАЗ-451ДМ	2,30	1,31	0,99	0,88	0,57	0,43	0,38
ГАЗ-51А	3,30	2,31	0,99	1,25	0,70	0,30	0,38
ГАЗ-53А	3,70	2,79	0,91	1,29	0,75	0,25	0,35
ГАЗ-63	3,30	2,09	1,21	1,37	0,63	0,37	0,41
ГАЗ-16-01	3,30	1,68	1,62	1,15	0,51	0,49	0,35
ЗИЛ-164А	4,00	2,96	1,04	1,21	0,74	0,26	0,30
ЗИЛ-130	3,80	2,77	1,03	1,20	0,73	0,27	0,32
МАЗ-500А	3,85	2,71	1,14	1,45	0,70	0,30	0,38

Automobiļu smagumcentru cenšas novietot pēc iespējas zemāk, it īpaši vieglajiem automobiļiem, kuriem attiecība $\frac{h_g}{L}$ ir aptuveni 0,2...0,3. Kravas automobiļiem un uzlabotas pārgājības automobiļiem klirens ir lielāks un smagumcentrs ir augstāk, tāpēc tiem attiecība $\frac{h_g}{L}$ parasti ir 0,3...0,4.

Automobiļu šķērsstabilitātes parametri, kuri nosaka to noturību pret apgāšanos, doti 6.4. tabulā.

No 6.4. tabulas redzam, ka visu minēto automobiļu šķērsstabilitāte ir laba. No vieglajiem automobiļiem labākā šķērsstabilitāte

Automobiļu šķērsstabilitātes parametri

Automobiļa marka	Šķērsbāze, vidējā, m	Smagumcentra augstums, m		Šķērsstabi- lātes koeficients K_B automobilim ar pilnu slodzi
		automobilim bez slodzes	automobilim ar slodzi	
Vieglie automobiļi				
ЗА3-965	1,152	0,570	0,580	0,99
ЗА3-968А	1,210	0,556	0,564	1,07
Москвич-401	1,136	0,587	0,614	0,92
Москвич-412	1,237	0,562	0,596	1,04
ВАЗ-2101	1,325	0,552	0,562	1,18
ВАЗ-2103	1,343	0,560	0,581	1,16
ГАЗ-20	1,362	0,618	0,717	0,95
ГАЗ-21	1,415	0,615	0,714	0,99
ГАЗ-24	1,445	0,552	0,620	1,16
ГАЗ-13	1,535	0,550	0,560	1,37
ЗИЛ-110	1,560	0,650	0,710	1,10
ЗИЛ-117	1,620	0,605	0,613	1,27
Autobusi				
РАФ-2203	1,420	0,750	0,730	0,97
ПА3-672	1,810	1,000	1,100	0,82
ЛА3-695Н	1,980	0,630	0,830	1,19
Kravas automobiļi				
УАЗ-451ДМ	1,436	0,710	0,870	0,82
ГАЗ-51А	1,618	0,954	1,252	0,64
ГАЗ-53А	1,660	0,749	1,152	0,72
ГАЗ-63	1,594	0,977	1,374	0,58
ГАЗ-66-01	1,775	0,763	1,150	0,77
ЗИЛ-164А	1,720	0,710	1,210	0,71
ЗИЛ-130	1,795	0,885	1,220	0,74
ЗИЛ-131	1,820	0,758	1,163	0,78
МАЗ-500А	1,925	1,050	1,450	0,66
Урал-375А	2,000	1,270	1,500	0,67
Урал-377	2,000	1,415	1,810	0,56

ir automobilim ГАЗ-13, bet vissliktākā — agrāko gadu izlaidumu automobilim Москвич-401. No kravas automobiļiem sliktākā šķērsstabilitāte ir uzlabotas pārgājības automobilim Урал-377. Pārējiem automobiļiem tā ir pietiekami laba, lai nodrošinātu nepieciešamo stabilitāti kustībā pa vispārigas nozīmes ceļiem.

Automobiļu riepu sānnovirzes koeficientu vērtības dotas 6.5. tabulā. Pēc tās datiem redzam, ka vieglo automobiļu riepu sānnovirzes koeficients ir 1,4...4 reizes mazāks nekā kravas automobiļiem. Kā iepriekš secinājām, sānnovirzes koeficients ir ievērojami atkarīgs no vertikālās slodzes uz tās. Pagriezienā centrālās spēka iedarbības rezultātā notiek vertikālās slodzes izmaiņas starp labās un kreisās puses riteņiem, tāpēc tabulā dots summārais priekšējās ass sānnovirzes koeficients pie 50% slodzes sadalījuma starp riteņiem.

Automobiļu riepu sānnoīrzes pretestības koeficients

Riepas apzīmējums	Riepas sānnoīrzes koeficients pie nominālās slodzes un gaisa spiediena riepā			Summārals priekšējās ass sānnoīrzes koeficients pagriezienā pie 50% slodzes sadalījuma, N/grādu
	N/grādu	N/rad	attiecināts pret normālslodzi, N/grādu N	
Vieglo automobiļu riepas				
155-13	486	27850	89,0	861
5,60-15	440	25210	76,4	775
155-15P	508	29110	88,3	825
6,45-13P	505	28940	78,3	797
6,45-13	550	31520	88,5	982
165-13	553	31690	85,8	630
6,00-13	398	22810	70,6	470
6,70-15	531	30430	62,0	1000
175-15P	525	30080	61,0	904
185-15P	720	41260	86,0	1172
Kravas automobiļu riepas				
7,50-20	710	40680	50,8	1400
220-508	663	37990	47,5	1200
200-508P	776	44460	55,6	1430
7,50-20PC	525	30080	37,6	930
8,25-20	1090	62460	69,0	2040
240-508	970	55580	61,5	1850
240-508P	850	48700	53,8	1675
12,00-20	2030	116320	27,7	3350
320-508	2380	136370	54,6	3930
300-508P	3870	221750	88,7	6880
260-508P	1730	99130	71,3	3480
260-508	1700	97410	66,0	2940

AUTOMOBILĀ GAITAS LAIDENĪBA

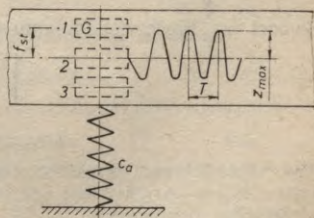
7.1. GAITAS LAIDENĪBU RAKSTUROJOŠIE PARAMETRI

Automobiļa gaitas laidenība ir tā spēja pārvietoties pa nelīdzenu ceļu ar pietiekoši lielu ātrumu, nodrošinot laidenu gaitu ar minimālām svārstībām.

Automobilim pārvietojoties pa nelīdzenu ceļu, virsbūves svārstības visbiežāk izraisa ierosinošs spēks no ceļa nelīdzenumiem. *Virsbūves svārstības* var radīt nepatīkamas sajūtas pasažieriem, ātru nogurumu autovadītājam un nelabvēlīgi ietekmēt viņa darbības. Automobiļa virsbūves svārstības ietekmē arī kravas saglabājamību tās transportēšanas laikā un automobiļa tehnisko stāvokli. Virsbūves svārstību ierosinošā spēka iedarbība ir atkarīga no automobiļa kustības ātruma, ceļa nelīdzenuma augstuma un izvietojuma, un šiem faktoriem visbiežāk ir gadījumraksturs. Tāpēc arī automobiļa virsbūves svārstībām ir gadījumraksturs. So iemeslu dēļ automobiļa gaitas laidenību raksturo ar automobiļa virsbūves svārstību raksturojošiem parametriem, ņemot vērā to, kā tie ietekmē cilvēka komfortablas sajūtas līmeni. Automobiļa virsbūves svārstību ietekmi uz cilvēku parasti novērtē ar subjektīviem kritērijiem, bet automobiļa gaitas laidenību raksturo tikai no kvalitatīvās puses. Viena kopēja kritērija gaitas laidenības novērtēšanai, kas saistītu svārstību raksturu un automobiļa konstrukcijas īpatnības ar svārstību fizioloģisko iedarbību uz cilvēka organismu, nav. Tāpēc automobiļa gaitas laidenības raksturošanai lieto vairākus atsevišķus svārstību procesu raksturojošus parametrus.

Jebkura ķermeņa svārstības var raksturot šādi parametri: svārstību periods T , amplitūda z , leņķiskā frekvence ω_{sv} un tehniskā frekvence n_{sv} , ātrums v_{sv} , svārstību ātruma izmaiņas ātrums jeb paātrinājums j_{sv} , svārstību vidējais kvadrātiskais paātrinājums δ_{sv} , paātrinājuma izmaiņas ātrums j'_{sv} .

Svārstību periods T , s, ir laiks, kurā virsbūve izdara vienu pilnu svārstību. *Svārs-*



7.1. att. Ķermēņa ar vienu kustības brīvības pakāpi svārstības.

tību leņķiskā frekvence ω_{sv} , rad/s, ir (svārstību skaits sekundē):

$$\omega_{sv} = \frac{2\pi}{T}. \quad (7.1)$$

Praksē bieži svārstību raksturošanai izmanto *tehnisko frekvenci* n_{sv} , svārst./min, kas raksturo svārstību skaitu minūtē:

$$n_{sv} = \frac{60}{T}. \quad (7.2)$$

Sakarības starp automobiļa svārstību procesa atsevišķiem raksturojošiem parametriem var izteikt, apskatot ķermeņa ar masu $m = \frac{G}{g}$ harmoniskās svārstības, kas balstās uz atsperi, kuras stingrums ir c_a , ja ķermenim ir viena kustības brīvības pakāpe (7.1. att.).

Ja atspera ir brīvā stāvoklī, ķermenis ieņem stāvokli 1, bet sistēmas līdzsvara stāvoklī atspera smaguma spēka G iespaidā ieņem stāvokli 2 un tādējādi iegūst statisko deformāciju f_{st} , m, kuras lielums ir šāds:

$$f_{st} = \frac{G}{c_a}. \quad (7.3)$$

Ja uz ķermeni iedarbosies svārstību ierosinošs spēks, tad tas novirzīsies no līdzsvara stāvokļa, un, beidzoties spēka iedarbībai, ķermenis sāks svārstīties ap līdzsvara stāvokli ar kādu amplitūdu z un svārstību periodu T . Pierakstot svārstību procesu laikā, iegūsim svārstību procesu raksturojošu likni.

Salīdzinot uz masu darbojošos spēku, šo svārstību procesu var aprakstīt ar šādu diferenciālvienādojumu:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + c_a z = 0;$$

to atrisinot, iegūsim, ka

$$z = z_{\max} \sin \sqrt{\frac{c_a}{m}} t, \quad (7.4)$$

kur z_{\max} — maksimālā svārstību amplitūda, m.

Lielums $\sqrt{\frac{c_a}{m}}$ izteiksmē (7.4) raksturo brīvo svārstību leņķisko frekvenci ω_{sv} , tāpēc vienādojumu varam pārrakstīt šādi:

$$\omega_{sv} = \sqrt{\frac{c_a}{m}} = \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (7.5)$$

un

$$z = z_{\max} \sin \omega_{sv} t.$$

So vienādojumu atvasinot pēc laika, starp svārstību procesu raksturojošiem parametriem var uzrakstīt šādas sakarības:

Svārstību ātrums, m/s,

$$v_{sv} = \frac{dz}{dt} = z_{\max} \omega_{sv} \cos \omega_{sv} t; \quad (7.6)$$

svārstību paātrinājums, m/s^2 ,

$$j_{sv} = \frac{d^2z}{dt^2} = -z_{\max}\omega_{sv}^2 \sin \omega_{sv}t; \quad (7.7)$$

paātrinājuma izmaiņas ātrums, m/s^3 ,

$$j'_{sv} = \frac{d^3z}{dt^3} = -z_{\max}\omega_{sv}^3 \cos \omega_{sv}t. \quad (7.8)$$

No izteiksmēm (7.1) un (7.2) un (7.5) varam uzrakstīt sakarību starp svārstību frekvenci un svārstību skaitu minūtē:

$$n_{sv} = \frac{30\omega_{sv}}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c_a}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f}} \approx \frac{30}{\sqrt{f}}. \quad (7.9)$$

No izteiksmes (7.9) varam secināt, ka, palielinot atsperes statisko deformāciju, virsbūves pašsvārstību frekvence samazinās.

Mehānisko svārstību iedarbība uz cilvēka organismu ir atkarīga no svārstību frekvences, amplitūdas, svārstību intensitātes, iedarbības virziena un ilguma, tāpēc to iedarbība uz cilvēka organismu ir ļoti sarežģīta. Cilvēka organisms vislabāk piemērots svārstību parametriem, kas raksturīgi ejoša cilvēka ķermeņa svārstībām. Atkarā no iešanas ātruma mainās cilvēka ķermeņa svārstību frekvence, un cilvēks vislabāk ir pielāgojies svārstībām ar frekvenci $n_{sv} = 65 \dots 110$ un tās izsauc vismazāko nogurumu. Ja svārstību frekvence ir mazāka par 60 svārst./min, cilvēks sajūt šūpošanos, it īpaši, ja svārstībām ir liela amplitūda. Savukārt, ja svārstību frekvence pārsniedz 150 svārst./min, svārstības ir nepatīkamas, kaitīgas un izsauc nogurumu. No šiem apsvērumiem arī vēlams, lai svārstību vertikālā amplitūda nepārsniedz 35...40 mm. Eksperimentāli noskaidrots, ka cilvēka organisms ir vismazāk jutīgs pret vertikālām svārstībām, jūt svārstības garenvirzienā un ir ļoti jutīgs pret svārstībām šķērsvirzienā. Ja svārstību ātrums ir līdz 0,035 m/s, tās nav jūtamas, ja ātrums ir 0,1...0,2 m/s, tās ir jūtamas un, ja ātrums ir virs 0,3 m/s, svārstības ir nepatīkamas.

Pieaugot svārstību frekvencei, pat neliels svārstību paātrinājums cilvēkam var radīt nepatīkamas sajūtas (7.1. tab.) [18].

7.1. tabula

Svārstību paātrinājuma ietekme uz cilvēka organismu

Svārstību frekvence, n_{sv} , svārst./min	Cilvēka sajūta atkarā no svārstību paātrinājuma, m/s^2	
	nepatīkama	sāpju
60	2,3	2,7
90	2,1	2,5
120	1,9	2,3
180	1,7	2,0

Automobiļa gaitas laidenības novērtējums

Svārstību vertikālais paātrinājums, m/s ²						Cilvēka sajūtas automobilī	Gaitas laidenības vērtējums
2	2...3	3...5	5...7	7...10	Virs 10		
Svārstību skaits 1 km garā ceļa posmā							
15...20	2...5	0	0	0	0	Svārstības nejut	Teicams
25...30	12...15	1...2	0	0	0	Jūt nelielas svārstības	Labs
—	30...40	10...12	0...1	0	0	Jūt grūdienus	Apmierinošs
—	—	—	10	1	0	Jūt asus grūdienus	Neapmierinošs
—	—	—	11	2...5	1	Jūt kratišanu, pasažieriem jāpieturas	Ļoti slikts

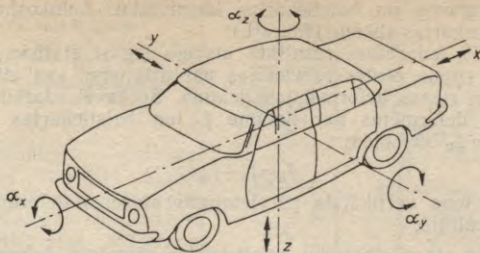
Automobiļa svārstības pēc to iedarbības uz cilvēka organismu var iedalīt divās grupās: *augstfrekvences svārstībās*, ar kādām galvenokārt svārstās automobiļa riteņi (1080...90 000 svārst./min), un *zemfrekvences svārstībās* (līdz 1080 svārst./min), ar kādām galvenokārt svārstās automobiļa virsbūve. Ja iedarbojas frekvences, ar kādām svārstās automobiļa virsbūve, tad liela nozīme ir svārstību paātrinājuma izmaiņas ātrumam. Ja svārstību paātrinājuma izmaiņas ātrums pārsniedz 25 m/s³, tad cilvēkam tas rada nepatīkamas sajūtas, bet, sasniedzot 40 m/s³, — tās ir ļoti slikti panesamas.

Atkarā no atsevišķiem svārstību raksturojošiem parametriem ir ieteiktas vairākas automobiļu gaitas laidenības raksturošanas metodes. Viena no tām, kuru izstrādājis profesors J. Bronšteins, raksturo automobiļa gaitas laidenību pēc svārstību skaita ar noteiktu paātrinājumu, nobraucot 1 km garu ceļu (7.2. tab.).

Kā jau iepriekš minēts, tad ceļa nelīdzenumiem ir varbūtējs raksturs, un automobiļa gaitas laidenības pilnīgākai analīzei, braucot pa dažāda rakstura ceļiem ar dažādu ātrumu, lieto rādītāju — vidēji kvadrātisko vertikālo paātrinājumu (m/s²). Aprakstot ceļa mikroprofilu kā automobiļa svārstību ierosinātāja avotu ar matemātiskās statistikas metodēm, šis rādītājs dod iespēju, lietojot ESM, analizēt automobiļa gaitas laidenību raksturojošos parametrus.

7.2. AUTOMOBILĀ SVĀRSTĪBU SISTĒMA UN BALSTIEKĀRTAS REDUCĒTĀ STINGRĪBA

Automobilis ir daudzu atsevišķu masu sistēma, ko var sadalīt divās grupās: atsperotā un neatsperotā masā, kuras savā starpā ir saistītas ar elastīgiem elementiem. Automobiļa *atsperotā masa* ir tā masa, kuras svaru uzņem balstiekārtas elastīgie elementi. Automobiļa *neatsperotā masa* ir tā masa, kuras svaru neuzņem balstiekārta un kura ar rīepu starpniecību balstās uz atbalsta virsmas. Automo-



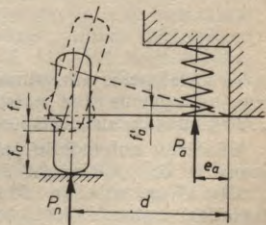
7.2. att. Automobiļa svārstību veidi.

biļa neatsperotai masai attiecina riteņus, tiltus un daļu no to elementu masas, kas saista atsperoto un neatsperoto masu. Pie šādiem elementiem pieder balstiekārtas elastīgie elementi, amortizatori, balstiekārtas stieņi, reaktīvie stieņi un kardānvārpsta. Šo elementu masas otru daļu pieskaita automobiļa atsperotajai masai.

Automobiļa virsbūvei vispārīgā gadījumā ir sešas kustības brīvības pakāpes (7.2. att.). Tā var svārstīties gareniski ass $x-x$ virzienā, šķērsām $y-y$ ass virzienā un vertikāli ass $z-z$ virzienā, tāpat var izdarīt arī leņķiskās svārstības ap šīm asīm. Lineārās svārstības $x-x$ ass virzienā sauc par *raustiņanos*, $y-y$ ass virzienā — par *lodziņanos*, bet $z-z$ ass virzienā — par *palēkšanos*. Attiecīgi leņķiskās svārstības ap $x-x$ asi sauc par *gāzelēšanu*, ap $y-y$ asi — par *lēcāšanu*, bet ap $z-z$ asi — par *likumošanu*. No šīm svārstībām galvenās, kas nosaka automobiļa gaitas laidenību, ir vertikālās svārstības $z-z$ ass virzienā un leņķiskās svārstības ap asi $y-y$ (no kādiem konstruktīviem parametriem tās ir atkarīgas, tiks aplūkots turpmāk).

Automobiļa neatsperotā masa parasti sastāda 15...20% no tā atsperotās masas, bet balstiekārtas elastīgo elementu stingrums ir 3...5 reizes mazāks nekā riepu stingrums. Neatsperoto masu pašsvārstību frekvence ir lielāka nekā atsperoto masu pašsvārstību frekvence. Šī iemesla dēļ var uzskatīt, ka neatsperotā masa būtiski virsbūves svārstības neietekmē, bet balstiekārtas elastīgo elementu un riepu stingrumu var aizvietot ar balstiekārtas reducēto stingrumu.

Par *balstiekārtas reducēto stingrumu* sauc tāda fiktīva elastīga elementa stingrumu, kura deformācija kādā ārējā spēka iedarbības rezultātā ir tāda pati kā aplūkojamai balstiekārtai. Reducētais balstiekārtas stingrums ievērtē balstiekārtas atsevišķu elementu stingrumu,



7.3. att. Balstiekārtas reducētā stingruma noteikšana.

riepas stingrumu un balstiekārtas kinemātiku. Aplūkosim neatkarīgās balstiekārtas shēmu (7.3. att.).

Spēka P_n iedarbības rezultātā atspere iegūst statisko deformāciju f_a un riteņa centrs pārvietojas par attālumu, kas atkarīgs no atsperes un riepas deformācijas lieluma. Spēka P_n darbības rezultātā riepa deformējas par lielumu f_r , un balstiekārtas summārā deformācija f_b būs šāda:

$$f_b = f_a + f_r, \quad (7.10)$$

kur f_a — riteņa vertikālais pārvietojums atsperes deformācijas rezultātā.

Sakarību starp atsevišķu balstiekārtas elementu deformāciju un spēku, kas izsauc šo deformāciju, var noteikt pēc šādām izteiksmēm:

$$f_r = \frac{P_n}{c_r}; \quad f'_a = \frac{P_n d}{c_a e}; \quad f_b = \frac{P_n}{c_b},$$

kur c_r — riepas stingrums, kN/m;

c_b — balstiekārtas reducētais stingrums, kN/m.

No balstiekārtas shēmas (7.3. att.) varam uzrakstīt, ka

$$f_a = f'_a \frac{d}{e},$$

kur d un e — balstiekārtas konstruktīvie izmēri.

Nemot vērā iepriekšējās izteiksmes, iegūsim

$$f_b = f_r + f_a = \frac{P_n}{c_b} = \frac{P_n}{c_r} + \frac{P_n d^2}{c_a e^2}. \quad (7.11)$$

Atrisinot vienādojumu (7.11) attiecībā pret lielumu c_b , iegūsim balstiekārtas reducēto stingrumu:

$$c_b = \frac{e^2 c_a c_r}{e^2 c_a + d^2 c_r}. \quad (7.12)$$

Ja var pieņemt, ka $e \approx d$, piemēram, atkarīgā atsperojuma gadījumā, tad reducētais stingrums

$$c_b \approx \frac{c_a c_r}{c_a + c_r}. \quad (7.13)$$

Tā kā atsperes stingrums parasti ir vairākas reizes mazāks nekā riepas stingrums, tad balstiekārtas reducētais stingrums ir 15... 20% mazāks nekā atsperes stingrums.

Mūsdienu automobiļu priekšējās un pakaļējās balstiekārtas stingrums ir 20...60 kN/m robežās, bet riepu stingrums — 200... 450 kN/m robežās. Mazākās stingruma vērtības attiecas uz vieglajiem automobiļiem, bet lielākās — uz kravas automobiļiem. Tādējādi riepu elastība samazina balstiekārtas stingrumu par 10... 15%.

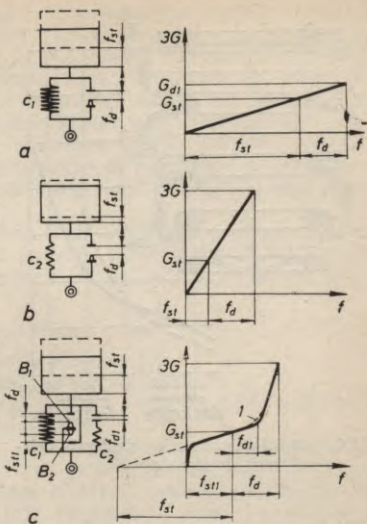
7.4. att. Balstiekārtas elastīgo elementu raksturojums:

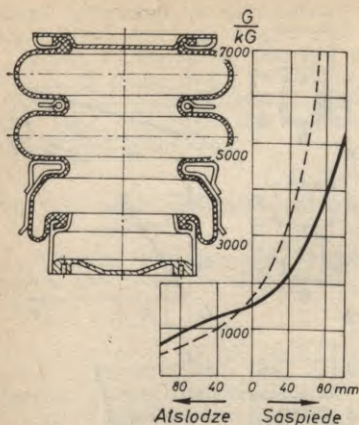
a — mīksts, bet «sit cauri», b — «cauri nesīt», bet ciets, c — ar nelineāru raksturlielni: mīksts un «cauri nesīt»; l — vēlamā raksturlielne (ar noapaļotu formu).

Automobiļa virsbūves svārstības vertikālā plaknē kāda ierosinoša spēka iedarbības rezultātā ir atkarīgas no balstiekārtas stingruma un amortizatora darbības. Pēc izteiksmes (7.9) redzam, ka jo lielāka ir atsperes deformācija, jo mazāka kļūst svārstību frekvence. Tātad, ja vēlamies iegūt virsbūves svārstības ar zemu frekvenci, kas no gaitas laidenības viedokļa ir labākas, tad balstiekārtā jālieto atsperē ar mazāku stingrumu un lielāku deformāciju. Metāla atsperē parasti ir lineāra raksturlielne (7.4. att. a). Ja lieto «mīkstas» atsperes, lai iegūtu pietiekami lielu atsperes statisko deformāciju f_{st} , liela ir arī atsperes deformācija dinamisko slodžu iedarbības rezultātā f_d . Braucot pa nelīdzenu ceļu, dinamiskā slodze uz atsperi var trīskārši pārsniegt statisko slodzi, tāpēc būs liela mīkstās atsperes deformācija dinamiskās slodzes iedarbības rezultātā. Tā kā balstiekārtai lielu pārvietojumu konstruktīvi ir grūti nodrošināt, tad dinamisko slodžu rezultātā tā «sit cauri» jeb lielāku slodzi uzņem balstiekārtas cietais atdurbuferis. Bez tam liela summārā elastīgā elementa deformācija un attiecīgi liela svārstību amplitūda negatīvi ietekmē automobiļa stabilitāti un vadāmību, kā arī riepu nodilumu.

Balstiekārtas elastīgā elementa deformācija var samazināt un vienlaikus nodrošināt dinamiskās slodzes pilnīgu uztveršanu, ja maina elastīgā elementa raksturlielni tā, lai slodzes iedarbības rezultātā tās deformācija nebūtu liela (7.4. att. b). Tomēr balstiekārta ar lielu elastīgā elementa stingrumu nevar nodrošināt labu gaitas laidenību, jo tā būs cieta. Šādas balstiekārtas statiskā deformācija ir neliela, bet pašsvārstību frekvence — augsta.

No automobiļa gaitas laidenības viedokļa vēlamāka ir elastīgā elementa nelineāra raksturlielne (7.4. att. c). Līdzīgu raksturlielni var iegūt, ja balstiekārtā virknē lieto divus elastīgos elementus: «mīkstu» — ar stingrumu c_1 un «cietāku» — ar stingrumu c_2 . Mīkstākais elements nodrošina labu gaitas laidenību nelielas dinamiskās





7.5. att. Pneimatiskais elastīgais elements un tā raksturlikne.

virsbūvi, t. i., ierobežo atsperu izstiepšanu. Šajā gadījumā ir ierobežots f_{st} un elastīgā elementa faktiskā kopējā deformācija būs mazāka. Automobilim ar šādu balstiekārtu ir labs gaitas laidums pie nelielām dinamiskām slodzēm un iespēja elastīgi uzņemt arī lielas dinamiskās slodzes. Balstiekārtu ar līdzīgu raksturlikni parasti lieto kravas automobiļiem, kuriem pamatatsperes stingrums ir c_1 , bet papildu atsperes stingrums — c_2 .

Laī otras atsperes ieslēgšanās notiktu ar triecienu, ko rada asais lūzums raksturliknē, vēlams panākt tās noapaļotu formu (attēlā parādīta ar pārtrauktu līniju). Šādu raksturlikni var iegūt, balstiekārtā ieslēdzot papildu elastīgos elementus vai lietojot tādus elementus, kuriem raksturlikne ir nelineāra. Šāda raksturlikne ir pneimatiskiem un gumijas elastīgajiem elementiem (7.5. att.).

Ja automobiļa balstiekārtā nebūtu berze, tad svārstību ierosinošā spēka iedarbības rezultātā uz virsbūvi tā svārstītos neierobežoti ilgi, jo nemazinātos svārstību enerģija. Katra ceļa nelīdzenuma izraisītās svārstības summētos, un tās būtu bezgalīgas jeb nerimstošas. Reālam automobilim ir berze visos balstiekārtas kustīgajos savienojumos, starp atsperu sloksnēm un riepās.

Berzes dēļ svārstību sistēmā rodas enerģijas zudumi un svārstības pakāpeniski norimst, t. i., automobiļa virsbūvei ir rimstošas svārstības, kuru amplitūda pakāpeniski samazinās, bet periods un ar to saistītā frekvence paliek nemainīga. Tomēr berzes dēļ vien svārstības rimst ļoti lēni, tāpēc to intensīvai slāpēšanai lieto amortizatorus kā papildu pretestības elementus svārstību sistēmā.

slodzes iedarbības rezultātā, kā arī labu balstiekārtas raksturojumu pēc statiskās slodzes. Slodzei pieaugot, ja elements ar stingrumu c_1 ir deformējies pilnīgi, sāk darboties elastīgais elements ar stingrumu c_2 , kas ir stingrāks. Vienlaikus strauji mainās raksturlikne un rodas iespēja uztvert visu dinamisko slodzi nelielas elastīgā elementa deformācijas robežās. Šādas balstiekārtas summārais stingrums ir vienāds ar abu elastīgo elementu stingrumu summu.

Šādām balstiekārtām bez atdurbufera B_1 (7.4. att. c), kas ierobežo riteņu pārvietojumu uz augšu attiecībā pret virsbūvi, lieto otru atdurbuferi B_2 , kas ierobežo riteņu kustību uz leju attiecībā pret

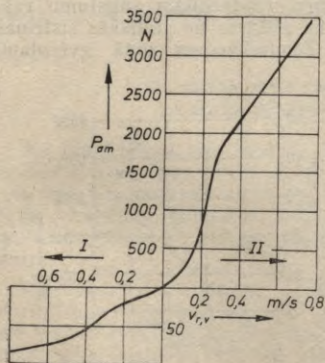
Amortizatora parametrus katram automobilim izvēlas atkarā no atsperoto un neatsperoto masu lieluma, elastīgo elementu stingrums un citiem parametriem. Ja automobiļa parametri mainās, izmainās arī amortizatora darbības efekts. Tā, piemēram, atsperotās masas samazināšanās (slodzes izmaiņas) ievērojami ietekmē zemfrekvences svārstības, bet gandrīz nemaz nemaina virsbūves svārstību intensitāti. Tā nedaudz samazina riteņu svārstību rīšanu, kas nav būtiski, jo riteņa augstfrekvences svārstības salīdzinājumā ar virsbūves zemfrekvences svārstībām daudz efektīvāk slāpē amortizators.

Mūsdienu automobiļiem lieto hidrauliskos amortizatorus, kas svārstību mehānisko enerģiju pārvērš siltuma enerģijā, izspiežot šķidrumu caur kalibrētiem urbumiem. Amortizatora pretestības spēku nosaka pēc šādas izteiksmes:

$$P_{am} = k_{am} v_{r,v}^i, \quad (7.14)$$

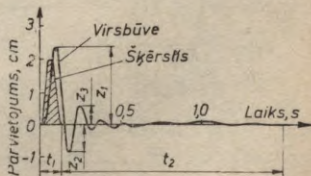
kur P_{am} — amortizatora pretestības spēks, kN;
 k_{am} — amortizatora pretestības koeficients;
 $v_{r,v}^i$ — riteņa pārvietošanās ātrums attiecībā pret automobiļa virsbūvi i -tajā pakāpē, m/s.

Automobiļa amortizatoriem parasti lieto mazas viskozitātes eļļu un kalibrētie kanāli amortizatoros ir īsi. Šādiem amortizatoriem pakāpēs rādītājs i pēc izteiksmes (7.14) ir mazāks par 2. Amortizatoriem ir neliela pretestība, ja riteņiem ir mazs pārvietošanās ātrums $v_{r,v}$, un tā ātri pieaug, ja šis ātrums palielinās (7.6. att.). Divpusīgas darbības amortizatoriem parasti saspiešanas gājiena pretestība ir mazāka nekā pretējā kustības virzienā, kad balst-



7.6. att. Kravas automobiļa amortizatora raksturliktne:

I — saspiešanas virziens, II — atslodzes virziens.



7.7. att. Reāla automobiļa virsbūves svārstību grafiks:

t_1 — šķērslis pārbraukšanas laiks, t_2 — laiks, kurā norimst svārstības.

iekārtas atspere izstiepjās, jo riteņa pārvietošanās ātrums attiecībā pret virsbūvi var būt ievērojami lielāks, pārbraucot ceļa nelīdzenumu nekā ritenim pārbraucot bedrīti. Hidrauliskos amortizatorus izvēlas tā, lai rimstošo svārstību amplitūdu attiecība būtu pastāvīgs lielums. Pēc reāla automobiļa virsbūves svārstību grafika (7.7. att.)

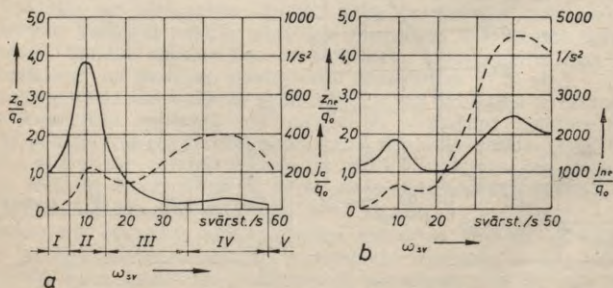
$$\tau = \frac{z_0}{z_1} = \frac{z_1}{z_2} = \dots = \frac{z_{(n-1)}}{z_n} = \text{const}, \quad (7.15)$$

kur τ — svārstību amplitūdu attiecība.

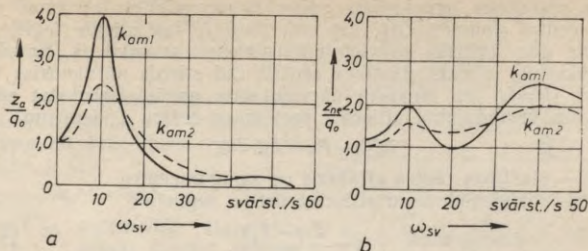
Ja ir liela τ , svārstības rimst ātri, tomēr izsauc «cietu» amortizatora darbību, kas traucē atspērēm mikstināt dinamiskās slodzes, tāpēc to izraugās pēc iespējas mazāku, lai svārstību rimšanas intensitāte tomēr būtu pietiekama. Automobiļa amortizatoriem parasti $\tau = 2,3 \dots 5$.

Amortizatora darbība nosaka ne tikai automobiļa virsbūves, bet arī riteņu vertikālo svārstību raksturu un parametrus.

Divu masu svārstību sistēmu objektīvi var raksturot ar sistēmas pārvietojuma un paātrinājuma amplitūdas-frekvences raksturlīkni (7.8. att.). Atsperto masu pārvietojuma z_a (nepārtrauktā līnija) un atsperto masu paātrinājuma j_{sv} (svītrlīnija) amplitūdas-frekvences raksturojums dots 7.8. attēlā *a*, bet 7.8. attēlā *b* — analogi parametri neatsperotai masai. Amplitūdas-frekvenču raksturojuma frekvenču zonu var sadalīt šādās zonās: pirmsrezonanses (*I*), zemfrekvences rezonanses (*II*), starprezonanšu (*III*), augstfrekvences rezonanses (*IV*) un pēcrezonanses (*V*) zonās. Pirmsrezonanses zonā sistēmas izejas koordinātas z un j_{sv} atbilst ierosinošai iedarbībai (ceļa mikroprofila parametriem, kuru nelīdzenumu augstumu raksturo q_0) un sistēmas parametri maz atšķiras no statiskās sistēmas parametriem (ceļa mikroprofila). Zemfrekvences zonā ievērojami



7.8. att. Atspertās (*a*) un neatsperotās (*b*) masas pārvietojuma (nepārtrauktā līnija) un paātrinājuma (svītrlīnija) amplitūdas-frekvenču raksturlīknes (z_{ne} — neatsperotās masas pārvietojums, j_{ne} — neatsperotās masas paātrinājums).



7.9. att. Amplitūdas-frekvenču raksturlienes amortizatoru dažādas pretestības gadījumā:

a — atsperotai masai, *b* — neatsperotai masai.

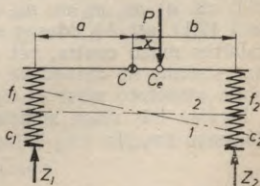
pieaug atsperoto un neatsperoto masu vertikālais pārvietojums, kā arī to paātrinājums. Savukārt augstfrekvences rezonanses zonā atsperotās masas pārvietojums nav liels, bet neatsperotai masai šajā zonā palielinās gan pārvietojums, gan paātrinājums.

Aplūkojot amortizatora pretestības koeficienta ietekmi uz atsperotās un neatsperotās masas svārstību raksturu pēc amplitūdas-frekvences raksturlienes (7.9. att.), piemēram, ja $k_{am2} > k_{am1}$, redzam, ka amortizators ar lielāku pretestības koeficientu izsauc atsperotās masas pārvietojuma un paātrinājuma samazināšanos rezonanses frekvences zonās (7.9. att. *a*). Līdzīgi šāds amortizators iespaido arī neatsperotās masas svārstības šajās zonās (7.9. att. *b*). Tomēr automobiļa labai gaitas laidinībai nepieciešams, lai amortizators slāpētu svārstības gan rezonanses, gan arī starprezonanses zonās. Tāpēc labāki ir amortizatori ar maināmu raksturlielni.

7.3. AUTOMOBILĀ SVĀRSTĪBAS KĀ SISTĒMAS AR DIVĀM KUSTĪBAS BRĪVĪBAS PAKĀPĒM

Kā jau iepriekš bija minēts, automobiļa gaitas laidinību nosaka virsbūves svārstības vertikālā virzienā un leņķiskās svārstības ap *y*—*y* asi. Lai noskaidrotu, no kā atkarīgas virsbūves leņķiskās svārstības, aplūkosim, kas ir sistēmas elastības centrs.

Par *svārstību sistēmas elastības centru* sauc tādu punktu, kurā pieliktais ārējais svārstību ierosinošais spēks izsauc tikai sistēmas lineāru pārvietojšanos. Lai noteiktu svārstību sistēmas elastības centru, aplūkosim stieni, kas balstās uz balstiekārtas elastīgajiem elementiem (7.10. att.).



7.10. att. Elastības centra noteikšanas shēma.

Ja svārstības ierosinošais spēks P nav pielikts sistēmas elastības centrā (punktā C_e), bet citā punktā, tad stienis iegūs gan lineāru, gan leņķisku pārvietojumu (ieņems stāvokli I). Savukārt, ja spēks būs pielikts elastības centrā, tad stienis pārvietosies tikai lineāri ($f_1=f_2$) un leņķiskā pārvietojuma nebūs. Uzrakstot stieņa līdzsvara vienādojumu attiecībā pret masu centru C , iegūsim

$$Z_1 a - P x - Z_2 b = 0, \quad (7.16)$$

kur x — elastības centra attālums no smagumcentra.

Atrisinot vienādojumu attiecībā pret x , iegūsim

$$x = \frac{Z_1 a - Z_2 b}{P}. \quad (7.17)$$

Asu normālreakcijas Z_1 un Z_2 var izteikt ar balstiekārtas stingruma un deformācijas reizinājumu:

$$Z_1 = c_{b1} f_1; \quad Z_2 = c_{b2} f_2, \quad (7.18)$$

tad

$$P = Z_1 + Z_2 = c_{b1} f_1 + c_{b2} f_2. \quad (7.19)$$

Ievietojot izteiksmes (7.18) un (7.19) izteiksmē (7.17), iegūsim

$$x = \frac{c_{b1} f_1 a - c_{b2} f_2 b}{c_{b1} f_1 + c_{b2} f_2}. \quad (7.20)$$

Ja stienim nav leņķiskā pārvietojuma, tad $f_1=f_2$ un izteiksme (7.20) iegūst šādu veidu:

$$x = \frac{c_{b1} a - c_{b2} b}{c_{b1} + c_{b2}}. \quad (7.21)$$

Tātad, lai automobiļa atsperotajai masai nebūtu leņķiskās svārstības, svārstību sistēmas elastības centram jāatrodas attālumā x (izteiksme 7.21) no sistēmas masu centra.

Eksperimentālie un teorētiskie pētījumi liecina, ka virsbūve galvenokārt svārstās ar pašsvārstību frekvenci, t. i., svārstību frekvenci, ko nosaka uzkrātā enerģija virsbūves novirzes rezultātā no līdzsvara stāvokļa. Lai vienkāršoti aplūkotu automobiļa atsperotās masas svārstības vertikālā plaknē, kurai ir divas kustības brīvības pakāpes, aizvietosim reālo atsperoto masu sistēmu ar trīs masām (7.11. att. a) m_1 , m_2 un m_3 , kuras savā starpā saistītas ar bezsvara stieni (7.11. att. b). Masas m_1 un m_2 izvietotas attālumā a un b no virsbūves masu centra, bet masa m_3 tieši šajā centrā. Lai šī trīsmasu sistēma no dinamiskā viedokļa būtu ekvivalenta patiesai automobiļa atsperoto masu sistēmai, tai jāatbilst šādiem nosacījumiem:

1) visu trīs masu summai jābūt vienādai ar automobiļa atsperoto masu ($m_{a,a}$):

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_{a,a}; \quad (7.22)$$

2) abu sistēmu masu centriem jāsakrīt, t. i.,

$$m_1 a = m_2 b; \quad (7.23)$$

7.11. att. Virsbūves brīvās svārstības:
 a — virsbūves atsperojuma shēma, b — atsperotās masas ekvivalentā sistēma, c — smagumcentra un svārstību centra stāvoklis.

3) abu sistēmu inerces momentiem attiecībā pret horizontālo asi, kas iet caur masu centru, ir jāsakrīt, t. i.,

$$m_1 a^2 + m_2 b^2 = I = m_{a,a} Q_y^2, \quad (7.24)$$

kur Q_y^2 — automobiļa atsperotās masas inerces rādiuss attiecībā pret asi $y-y$, kas iet caur masu centru.

Atrisinot vienādojumus (7.22), (7.23) un (7.24), varam noteikt masas m_1 , m_2 un m_3 :

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= \frac{m_{a,a} Q_y^2}{aL}; \\ m_2 &= \frac{m_{a,a} Q_y^2}{bL}; \\ m_3 &= m_{a,a} \left(1 - \frac{Q_y^2}{ab} \right). \end{aligned} \right\} \quad (7.25)$$

Vienādojuma (7.25) iekavās doto izteiksmes daļu apzīmēsim ar

$$\varepsilon_m = \frac{Q_y^2}{ab}, \quad (7.26)$$

kur ε_m — masu sadales koeficients.

Pārrakstot izteiksmi, kas satur m_3 , iegūsim šādu masas m_3 vienādojumu:

$$m_3 = m_{a,a} (1 - \varepsilon_m).$$

Ja stienis tiks novirzīts no līdzsvara stāvokļa, tas sāks svārstīties elastīgajos elementos. Aplūkosim, kā tā svārstības ietekmē masa m_3 un sistēmas elastības centra C_e atrašanās vieta (7.11. att. c). Stienim svārstoties ap elastības centru C_e , masas centrā rodas inerces pretestība, kN,

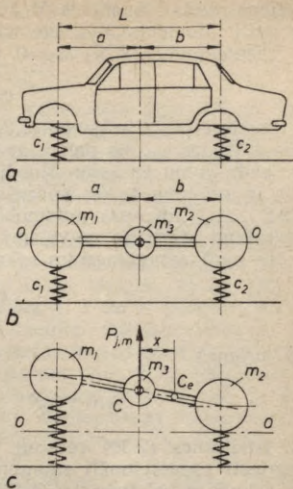
$$P_{j,m} = m_3 j_m,$$

kur j_m — masas centra lineārais pātrinājums, m/s^2 .

Savukārt spēks $P_{j,m}$ rada momentu attiecībā pret sistēmas elastības centru:

$$M_{j,m} = P_{j,m} x = m_3 j_m x. \quad (7.27)$$

Lai sistēmas svārstības nepieaugtu, nepieciešams, lai inerces pre-



testības radītais moments $M_{J,m}$ būtu pēc iespējas mazāks vai vienāds ar nulli. Moments $M_{J,m}$ būs vienāds ar nulli tad, ja $m_3=0$; $x=0$. Vienādojumā (7.26) $m_3=0$, ja $\epsilon_m=1$, jo $m_{a,a} \neq 0$. Tātad

$$q_y = \sqrt{ab}. \quad (7.28)$$

Lai ievērotu izteiksmes (7.28) nosacījumu, automobilim jānodrošina attiecīgs q_y , ko panāk ar attiecīgu automobiļa atspertās masas sadalījumu pa asīm. Mūsdienu vieglajiem automobiļiem šī attiecība ir ļoti tuvu 1, kas nodrošina tiem labu gaitas laidenību ($\epsilon_m = 0,8 \dots 1,1$). Kravas automobiļiem un autobusiem šī attiecība var ievērojami atšķirties no vēlamās to komponējuma īpatnību dēļ.

Ja $x=0$, smagumcentrs sakrīt ar sistēmas elastības centru, t. i.,

$$x = \frac{c_{b1}a - c_{b2}a}{c_{b1} + c_{b2}} = 0, \quad (7.29)$$

no kurienes

$$c_{b1}a = c_{b2}b \quad \text{jeb} \quad \frac{c_{b1}}{c_{b2}} = \frac{b}{a}. \quad (7.30)$$

No izteiksmes (7.30) redzam, ka balstiekārtas stingrums jāizvēlas apgriezti proporcionāli smagumcentra koordinātām. Tad priekšējās un pakaļējās balstiekārtas deformācijas būs vienādas un automobiļa virsbūve svārstīsies ar viegli slāpējamām lineārām svārstībām vertikālā virzienā bez leņķiskām svārstībām ap asi $y-y$, nodrošinot labu gaitas laidenību.

7.4. EKSPLUATĀCIJAS UN KONSTRUKCIJAS FAKTORU IETEKME UZ GAITAS LAIDENĪBU

Automobiļu svārstību galvenais ierosinošais faktors ir ceļa nelīdzenumi. Parasti nelīdzenumiem ir dažāds augstums un izvietojums uz ceļa, kas galvenokārt ir atkarīgs no ceļa seguma tipa un tā stāvokļa. Uz cementbetona un asfaltbetona seguma ceļiem galvenokārt ir divu tipu nelīdzenumi: tādi, kuru augstums ir 3...5 mm un garums — 8...10 mm (*mikronelīdzenumi*), un nelīdzenumi, kuru augstums ir 10...12 mm un garums 5...8 m (*viļņi*). Uz deformējama seguma ceļiem (šķembas, grants, grunts) atkarā no seguma pretestības vertikālajai slodzei un kustības intensitātes pa ceļu nelīdzenumu augstums un garums var svārstīties ļoti plašās robežās.

Automobilim pārvietojoties pa nelīdzenu ceļu, uz to iedarbojas svārstību ierosinošs spēks, kura frekvence ir atkarīga no nelīdzenuma rakstura un automobiļa kustības ātruma. Nelīdzenuma pārbraukšanas laiks t_n , s, ja tā garums ir S_n ,

$$t_n = \frac{S_n}{v}.$$

Savukārt frekvence n_{sv} , svārst./min, svārstību ierosinošam spēkam, kas izraisa automobilim uzspiestās svārstības,

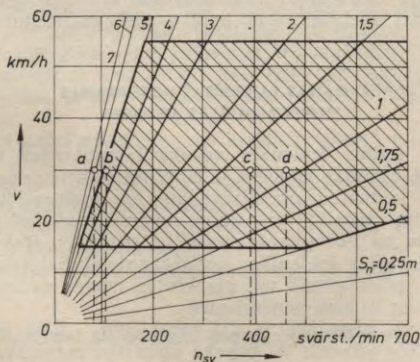
$$n_{sv} = \frac{60}{t_n} = 60 \frac{v}{S_n}$$

Frekvence n_{sv} pieaug, palielinoties automobiļa ātrumam un samazinoties nelīdzenumu garumam. Sakarības starp n_{sv} , v un S_n var attēlot grafiski (7.12. att.). Katrai taisnei, kas iet caur koordinātu sākuma punktu, atbilst savs nelīdzenuma garums.

No gaitas laidenības viedokļa sevišķi nevēlams ir gadījums, ja svārstības ierosinošā spēka frekvence sakrīt vai ir tuva automobiļa pašsvārstību frekvencei, jo tad rodas rezonanse un svārstību amplitūda palielinās. Tā kā automobilim ir četras pašsvārstību frekvences, varam novilkt attiecīgas vertikālās taisnes, kuras atbilst šīm frekvencēm. Tā, piemēram, punkti a , b , c un d raksturo attiecīgi rezonanses svārstības, ja automobiļa kustības ātrums ir 30 km/h. Automobiļa priekšdaļas atsperotās masas rezonanses svārstības iestāsies tad, ja nelīdzenumu garums būs 6 m (punkts a), pakalējās daļas rezonanses svārstības savukārt iestāsies tad, ja nelīdzenumu garums būs 5 m (punkts b). Neatsperotās masas augstfrekvences svārstības rezonanse attiecīgi iestāsies, ja nelīdzenumu garums būs 1,1 un 1,3 m (punkti c un d).

Automobiļa atsperotās masas zemfrekvences svārstības, kuras bieži sauc par galvenām svārstībām, vieglajiem automobiļiem ir 60...90 svārst./min, bet kravas automobiļiem — 90...145 svārst./min. Neatsperotās masas svārstības vieglajiem automobiļiem parasti ir 50...700 svārst./min, bet kravas automobiļiem — 350...500 svārst./min.

Automobiļa gaitas laidenums var būt neapmierinošs ritošās daļas sliktā tehniskā stāvokļa dēļ. Tā, piemēram, ja berze starp



7.12. att. Ceļu nelīdzenumu ietekme uz automobiļa svārstībām.

atsperu sloksnēm ir liela, tas var pasliktināt svārstību frekvenci un, pārbraucot ceļa nelīdzenumu, virsbūve var saņemt asākus triecienus. Analogiska ir amortizatoru ietekme, ja tiem ir liela pretestība. Amortizatora palielināta pretestība var būt tad, ja tajā iepildīta lielākas viskozitātes eļļa. Savukārt, ja amortizatora pretestība ir maza, tas nespēj slāpēt svārstības. Lai amortizatora raksturojums nemainītos atkarā no eļļas temperatūras (darba laikā tā stipri sakarst), tad amortizatoros lieto tādas eļļas, kuru viskozitāte atkarā no eļļas temperatūras mainās minimāli.

Ja ierosinošā spēka svārstību frekvence ir tuva automobiļa pašsvārstību frekvencei, ir iespējama rīteņa atraušānās no ceļa virsmas. Vienlaicīgi ar automobiļa gaitas laidenības pasliktināšanos ievērojami pasliktinās automobiļa stabilitāte un vadāmība, jo samazinās ceļa reakcija uz rīteni. Intensīvas atsperotās un neatsperotās masas svārstības slāpē amortizatori, bez tam tie uzlabo arī atsperu un riepu darbmūžu, jo samazina pēc virziena mainīgu spēku iedarbību.

Automobiļa gaitas laidenība ir atkarīga arī no slodzes, jo, tai mainoties, izmainās automobiļa atsperotās masas smagumcentra koordinātas un balstiekārtas elastīgo elementu statistiskā deformācija. Slodzes izmaiņas sevišķi ietekmē kravas automobiļu gaitas laidenību, jo svārs uz pakaļējo asi atkarā no noslodzes mainās ievērojami, bet tai pašā laikā uz priekšējo asi slodzes izmaiņas ir ievērojami mazākas. Slodzes izmaiņas uz asīm izsauc balstiekārtas pašsvārstību frekvences izmaiņas, bet lielā starpība starp priekšējās un pakaļējās balstiekārtas pašsvārstību frekvencēm nelabvēlīgi ietekmē automobiļa gaitas laidenību.

Iepriekš bija minēts, ka ceļa nelīdzenumu izvietojumam uz ceļa ir gadījumraksturs, it īpaši uz deformējamu segumu ceļiem. Savukārt automobiļa savstarpējai iedarbībai ar ceļa nelīdzenumu arī ir gadījumraksturs, ko iepriekš nevar paredzēt. Tāpēc automobiļa un ceļa savstarpējās iedarbības raksturošanai ērtāk ir lietot matemātiskās statistikas metodes, kas aplūko gadījumrakstura funkcijas.

7.5. GAITAS LAIDENĪBAS NOTEIKŠANAS EKSPERIMENTĀLĀS METODES

Automobiļa gaitas laidenību nosaka laboratorijas un ceļa apstākļos, lietojot dažādas metodes. Eksperimentāli nosaka automobiļa kopējo gaitas laidenību un atsevišķus parametrus, kas raksturo gaitas laidenību: svārstību amplitūdu, svārstību ātrumu un paātrinājumu, atsperoto un neatsperoto masu pašsvārstību frekvences u. c.

Automobiļa gaitas laidenības noteikšanai laboratorijas apstākļos mākslīgi rada neatsperotās vai atsperotās masas svārstības. Svārstības var radīt ar šādiem paņēmieniem:

automobili vai atsevišķu tā asi paceļ 0,05...0,06 m augstumā, noiet uz atbalsta virsmas un nosaka atsevišķu masu svārstību frekvences un svārstību rimšanas raksturu, kā arī automobiļa elastības centra koordinātas;

automobili ar riteņiem novieto uz rotējošiem veltniem, uz kuriem ir nelīdzenumi vai kuriem ir ekscentricitāte, pie tam uz veltniem var arī būt novietoti tikai vienas ass riteņi, tad virsbūves svārstības izraisa tikai vienas balstiekārtas svārstības;

automobiļa iesvārstīšanai izmanto slidošu lenti ar nelīdzenumiem; automobiļa riteņus novieto uz speciālām plāksnēm, kuru svārstību amplitūdu un frekvenci var mainīt.

Stenda izmēģinājumiem lieto nelīdzenumus, kuru augstums ir 0,05 m un garums — 0,25, 0,5 un 1,0 m, bet profils ir tuvs raksturojumiem ceļa nelīdzenumiem.

Nosakot automobiļa gaitas laidenību raksturojošos parametrus laboratorijas apstākļos, riteņu, virsbūves un salonā atrodošos maņķenu (tie aizvieto pasažierus) svārstību parametrus pieraksta uz oscilogrāfa vai pašrakstītāja lentes. Svārstību procesa parametru pierakstu apstrādā ar matemātiskās statistikas metodēm.

Automobiļa gaitas laidenības ceļizmēģinājumi ir darbietilpīgāki un papildu grūtības rada dažādo mērāmo parametru reģistrēšana ceļa apstākļos. Izdarot ceļizmēģinājumus, automobilim jābūt pilnīgi nokomplektētā ar tehniskā kārtībā esošu balstiekārtu, un gaisa spiedienam riepās jāatbilst normai. Automobili parasti noslogo ar balasta kravu, kuras novietojums plānā un pēc augstuma atbilst reālam slodzes sadalījumam. Ceļizmēģinājumus izdara uz šādu tipu ceļiem:

I tipa ceļa — laba asfaltbetona seguma ceļa (nelīdzenumu vidējais kvadrātiskais augstums — 0,7...1,2 cm);

II tipa ceļa — apmierinoša stāvoklī esoša bruģa seguma ceļa (nelīdzenumu vidējais kvadrātiskais augstums — 1,5...1,9 cm);

III tipa ceļa — ļoti slikta bruģa seguma ceļa (nelīdzenumu vidējais kvadrātiskais augstums — 2,5...3,2 cm).

Vieglos automobiļus izmēģina tikai uz I un II tipa ceļiem, bet kravas automobiļus — uz I tipa ceļiem tikai tad, ja tiem izmēģinājumu laikā ir novērojamas svārstības šķērsplaknē. Uz katra tipa seguma ceļa izmēģinājumus izdara ar trīs dažādiem kustības ātrumiem, kas noteikti ar nozares normāli (OH 025 332-69).

Izmēģinājumu laikā nosaka vertikālo paātrinājumu šādās automobiļa vietās:

viegļajiem automobiļiem — uz kreisā priekšējā un labā pakalējā sēdekļa;

autobusiem — uz kreisajiem sēdekļiem, kas atrodas virs priekšējās un pakalējās ass, un vadītāja sēdekļa;

kravas automobiļiem — uz vadītāja sēdekļa un kravas platformas grīdas ģeometriskā centrā.

Paātrinājuma devēju impulsus reģistrē ar oscilogrāfu vai magnetogrāfu.

7.6. PADOMJU AUTOMOBILU GAITAS LAIDENĪBAS PARAMETRI

Dažu padomju automobiļu gaitas laidenību raksturojošie parametri doti 7.4. tabulā.

Dažu automobiļu balstiekārtas raksturojošie parametri

Automobiļa marka	Summārais stingrums, kN/m				Statiskā izliece**, cm		Atsperiņas masas attiecība pret neatsperoto masu pie pilnas slodzes	
	priekšējai balstiekārtai	pakaļējai balstiekārtai*	priekšējām riepām	pakaļējām riepām	priekšējai balstiekārtai	pakaļējai balstiekārtai		
Vieglie automobiļi								
GA3-968A	33	40	138	157	13,0/9,00	14,0/9,8	9,10	8,30
BA3-2101	42	36	310	380	12,2/9,6	14,9/8,4	10,30	6,58
Moskvič-412	44,5	42,5	412	412	14,8/12,0	12,5/8,2	11,60	6,40
GA3-21	45,6	48,8	440	440	19,2/15,2	16,6/11,5	10,90	5,40
GA3-24	44,6	45,2	440	400	17,7/15,0	19,0/12,3	9,84	5,74
ЗИЛ-114	41,4	76	545	600	40,0/36,0	25,2/21,0	11,82	6,90
Autobusi								
JA3-697	128,0	205	1170	2300	11,4/7,4	14,0/7	4,64	4,40
Kravas automobiļi								
GA3-51A	156	636+135	970	2000	7,7/5,5	8,1/2,4	4,01	5,21
GA353A	184	720+161	1020	2400	8,2/5,8	11,2/3,2	4,37	5,20
ЗИЛ-130	260	714+157	1286	3236	8,1/6,4	8,5/3,0	4,42	6,32
GA3-500A	406	644+524	960	1920	6,5/10,1	2,6/9,5	5,80	5,45
GA3-66	246	195+0	800	800	8,8/6,5	11,5/—	3,89	4,83
ЗИЛ-131	290	1100+0	865	1530	9,5/7,8	5,0/2,0	2,88	3,28

* — kravas automobiļiem, ievērojot pakaļējās balstiekārtas papildu atsperi

** — saucējā — balstiekārtas statiskā izliece automobiļim ar pilnu slodzi, skaitītājā — balstiekārtas statiskā izliece automobiļim bez slodzes

Balstiekārtas stingruma samazināšana dod iespēju samazināt automobiļa zemfrekvences svārstības, bet mazāks riepu stingrums samazina automobiļa augstfrekvences svārstības. Pēc tabulas datiem redzam, ka kravas automobiļu balstiekārtas un riepu stingrums ir samērā augsts un šādi automobiļi labāk var pielāgoties nelīdzieniem ceļiem, kur labāka gaitas laidenība ir automobiļiem ar stingrāku balstiekārtu.

Automobiļa gaitas laidenība ir labāka, ja ir mazāka neatsperotā masa un lielāka tās starpība ar atsperoto masu, ko var raksturot ar šo masu attiecību. Neatsperotās masas samazināšana neietekmē virsbūves un riteņu zemfrekvences svārstības un tāpēc labvēlīgi iespaido automobiļu stabilitāti.

Pēc tabulas datiem, vieglajiem automobiļiem priekšējās un pakalējās balstiekārtas stingrums ir aptuveni vienāds, un tas labvēlīgi ietekmē gaitas laidenību.

Neatsperotās masas attiecība pret atsperoto masu pie pilnas slodzes vieglajiem automobiļiem nepārsniedz 14%, un to panāk, lietojot neatkarīgo priekšējo riteņu atsperojumu, jo balstiekārtai ir mazāks svars. Bez tam neatkarīgā balstiekārta uzlabo automobiļa kopējo gaitas laidenību.

Dažu automobiļu atsperotās masas pašsvārstību frekvence dota 7.5. tabulā.

Pēc 7.5. tabulas datiem redzam, ka atsperotās masas pašsvārstību frekvence izraudzīta tāda, lai nodrošinātu apmierinošu gaitas laidenību.

7.5. tabula

Automobiļu atsperotās masas pašsvārstību frekvence

Parametri	Automobiļa marka				
	ГАЗ-21	ГАЗ-51	ГАЗ-53А	ЗИЛ-164	ЗИЛ-130
Atsperotās masas pašsvārstību frekvence, svārst./min, slogota automobiļa					
priekšējai balstiekārtai	66	93	92	98	96
pakalējai balstiekārtai	64	83	72	71	77
tukša automobiļa					
priekšējai balstiekārtai	74	108	108	105	106
pakalējai balstiekārtai	90	143	152	137	150

DEGVIELAS IZLIETOJUMA EKONOMISKUMS

8.1. JĒDZIENS UN NOZĪME

Transporta darba pašizmaksas samazināšanā ievērojama nozīme ir izdevumiem, kas saistīti ar degvielas patēriņu. Tiem proporcionāli ir arī izdevumi motora eļļām. Tāpēc ir svarīgi zināt un analizēt degvielas izlietojumu ietekmējošos faktoros un degvielas taupīšanas iespējas.

Automobiļa degvielas izlietojuma ekonomiskums ir automobiļa īpašība, kas raksturo degvielas taupīgu un racionālu izlietošanu. Sevišķu nozīmi šī automobiļa īpašība iegūst apstākļos, kad šķidrās degvielas resursi pasaulē samazinās, bet transportlīdzekļu skaits un degvielas cenas pieaug. Līdz ar to degvielas taupīšanai ir arī svarīga valstiska nozīme. Degvielas patēriņa samazināšana tikai par dažiem procentiem ļauj valstij ietaupīt tūkstošiem tonnu benzīna.

8.2. DEGVIELAS IZLIETOJUMA EKONOMISKUMA RĀDĪTĀJI

Degvielas izlietojuma ekonomiskuma raksturošanai lieto dažādus degvielas īpatpatēriņus.

Tā kā degvielas izlietojums vispirms atkarīgs no motora konstrukcijas, stāvokļa un darbības, to raksturo ar degvielas stundas patēriņu Q_t , kg/h (vai l/h), un īpatpatēriņu g_e jaudas vienībā, g/kW·h,

$$g_e = \frac{1000Q_t}{N_e} = \frac{3600}{Q_{z,s}\eta_e}, \quad N_e = \eta_e \cdot Q_{z,s} \cdot t \quad (8.1)$$

kur $Q_{z,s}$ — degvielas zemākā siltumspēja, MJ/kg;
 η_e — motora efektīvais lietderības koeficients.

Tā kā $Q_{z,s}$ praktiski nav atkarīga no benzīna markas un parasti benzīnam tā ir 44 MJ/kg (dīzeļdegvielai 42,5 MJ/kg) un η_e vidēji karburatormotoriem ir 0,22...0,31 (dīzeļiem 0,30...0,40), tad g_e vidēji iznāk 260...370 g/kW·h (dīzeļiem 210...280 g/kW·h), lai gan atsevišķos režīmos var mainīties arī plašākās robežās. Šis rādītājs raksturo motora ekonomiskumu.

Formula (8.1) ļauj izteikt Q_t , kg/h,

$$Q_t = \frac{g_e N_r}{1000} = \frac{3,6 N_e}{Q_{z,s} \eta_e} \quad (8.2)$$

Automobiļa degvielas izlietojuma ekonomiskumu visbiežāk raksturo ar degvielas patēriņu litros uz nobrauktā ceļa vienību (100 km):

$$Q_s = \frac{100 Q_t}{Q_d v} = \frac{g_e N_e}{10 Q_d v} = \frac{360 N_e}{Q_d v Q_{z,s} \eta_e}, \quad (8.3)$$

kur Q_d — degvielas blīvums, kg/l;

v — automobiļa kustības ātrums, km/h.

Ja ātrums izteikts m/s, tad izteiksme (8.3) jādala ar 3,6. Tādējādi iegūstam

$$Q_s = \frac{360 N_e}{Q_d 3,6 v Q_{z,s} \eta_e} = \frac{100 N_e}{Q_d v Q_{z,s} \eta_e} \quad (8.4)$$

Precīzāks rādītājs par l/100 km ir kg/100 km, ko aprēķina pēc formulām (8.3) vai (8.4), izslēdzot no tām Q_d . Taču piemērotu mērierīču trūkuma dēļ pagaidām degvielu mēra litros, nevis kilogramos.

Transporta darba aplēsēs dažkārt degvielas patēriņu attiecina uz padarīto transporta darbu, piemēram, kravas automobilim, l/t·km,

$$Q_p = \frac{Q_s}{100 m_q k_q k_l}, \quad (8.5)$$

kur m_q — automobiļa nominālā kravnesība, t;

k_q — kravnesības izmantošanas koeficients;

k_l — nobraukuma izmantošanas koeficients.

Pasažieru automobilim analoģu rādītāju veido, attiecinot degvielas patēriņu uz nobrauktajiem pasažierkilometriem.

8.3. DEGVIELAS PATĒRIŅU IETEKMĒJOŠIE FAKTORI

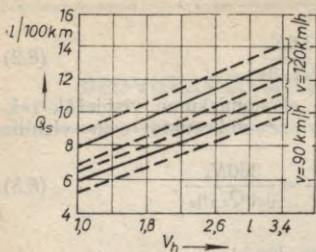
Pēc izteiksmēm (8.3) un (8.4) degvielas izlietojuma ekonomiskums ir atkarīgs no patērētās jaudas N_e (tiešā proporcionalitāte ir tikai šķietama, jo arī η_e ir N_e funkcija). Ievietojot izteiksmē (8.4) jaudas bilances vienādojumu (3.13), ja $N_{e,d} = 0$, iegūstam

$$Q_s = \frac{100}{Q_d v Q_{z,s} \eta_e \eta_{ht} \eta_{\tau} \eta_{\delta}} (\psi G_a v + 10^{-3} k F v^3 + m_a \delta j v + P_p v).$$

Pēc saīsināšanas atrodam izteiksmi, kas saista degvielas patēriņu ar to ietekmējošiem faktoriem:

$$Q_s = \frac{100 (\psi G_a + 10^{-3} k F v^2 + m_a \delta j + P_p)}{Q_d Q_{z,s} \eta_e \eta_{ht} \eta_{\tau} \eta_{\delta}} \quad (8.5)$$

Iekavās ietvertie spēki ir izteikti kiloņūtonos.

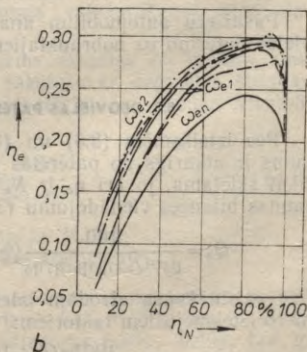
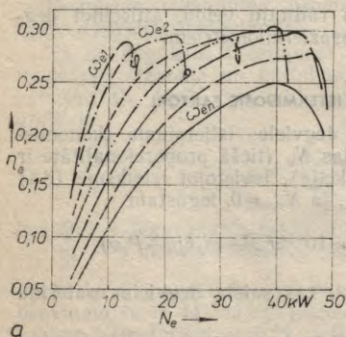


8.1. att. Vieglā automobiļa degvielas patēriņš Q_s atkarā no motora darba tilpuma V_h pie dažādiem kustības ātrumiem [19] (ar nepārtrauktu līniju atēlots vidējais statistiskais degvielas patēriņš, ar svītrlīniju — izkļedes lauka robežas).

No 8.2. iedalījumā dotajām η_e un g_e vidējām vērtībām varam secināt, ka dīzeļmotors strādā 20...33% ekonomiskāk nekā karburatormotors. Arī firmu *Peugeot*, *Robur*, *BMC* u. c. eksperimentālie dati liecina, ka dīzeļmotori patērē 24...33% mazāk degvielas (pie tam lētākas) nekā apmēram tādas pašas jaudas un tilpuma karburatormotori [14]. Tātad viens no degvielas izlietojuma ekonomiskumu būtiskī ietekmējošiem konstruktīviem faktoriem ir motora tips. Arī tā litrāža (8.1. att.), kompresijas pakāpe, sistēmu un me-

Izanalizēsim tos konstruktīvos un ekspluatatīvos faktoros, kas ietekmē degvielas patēriņu un līdz ar to nosaka automobiļa degvielas izlietojuma ekonomiskumu.

Ne degvielas blīvums Q_d , ne tās zemākā siltumspēja $Q_{z,s}$ konkrētos apstākļos Q_s būtiski neietekmē, jo tie ir praktiski nemainīgi lielumi, kuru niecīgās izmaiņas nevar regulēt degvielas taupīšanas nolūkā. Toties dažādu apstākļu ietekmē plašās robežās var mainīties motora efektīvais lietderības koeficients η_e un ar to saistītais degvielas īpatēriņš g_e . No izteiksmes (8.1) redzam, ka tie ir apgriezti proporcionāli lielumi.



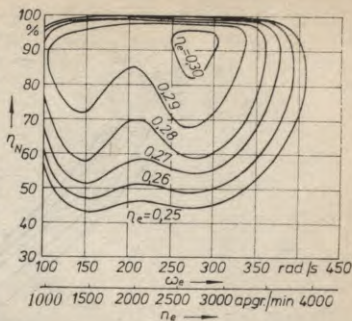
8.2. att. Cetrtaktu karburatormotora efektīvais lietderības koeficients η_e atkarā no ātruma režīma ($\omega_{e1} < \omega_{e2} < \omega_{en}$) un motora jaudas N_e (a); atkarā no ātruma režīma un motora noslodzes η_N (b).

hānismu konstrukcijas pilnība, piemēram, ieklūdes kolektora forma un apstrāde, karburatora konstrukcija, turbopūtes lietošana, ventilatora piedziņas atslēgšanas iespēja, gāzu sadales un aizdedzes sistēmu darba parametri jūtami ietekmē degvielas patēriņu. Tā, piemēram, termoregulējama ventilatora piedziņa samazina degvielas patēriņu par 3...5% [19]. Daļa šo faktoru un tādi kā barošanas un aizdedzes sistēmu un to mezglu regulējumi un uzturēšana kārtībā ir atkarīgi arī no automobiļa ekspluatācijas. Lai palielinātu motora efektīvo lietderības koeficientu η_e , līdz minimumam jāsamazina zudumi ieklūdē (to skaitā gaisa filtra radītie zudumi) un izplūdē, zudumi palīgiekārtas (ventilatora, ģenerators, kondicioniera u. c.) piedziņai, kā arī tie zudumi, kas saistīti ar pārtraucēm aizdedzē, darbmaisījuma pārtreknināšanu, eļļas kulstišanu eļļošanas sistēmā (pārāk augsts eļļas līmenis, pārāk stīga eļļa) u. tml.

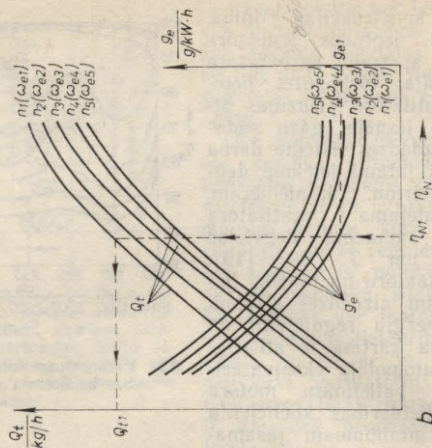
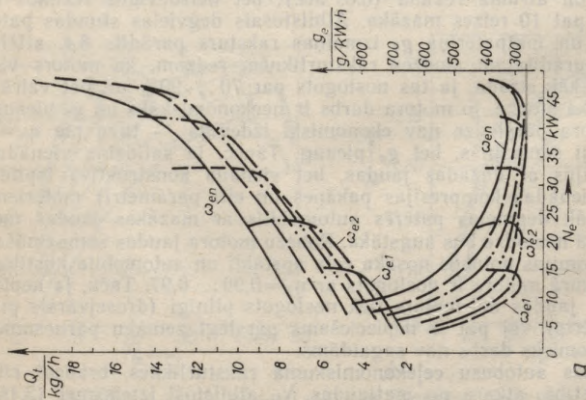
Konkrētām motoram ekspluatācijas laikā lietderības koeficienta η_e vērtību galvenokārt ietekmē slodzes un ātruma režīmi (8.2. att.). Koeficienta η_e maksimālā vērtība tiek sasniegta tikai kādā noteiktā slodzes un ātruma režīmā (8.3. att.), bet neizdevīgos režīmos tā var būt pat 10 reizes mazāka. Atbilstošais degvielas stundas patēriņš Q_t un īpatpatēriņš g_e izmaiņas raksturs parādīts 8.4. attēlā.

No parādītajām slodzes raksturliņņēm redzam, ka motors visekonomiskāk strādā, ja tas noslogots par 70...90% un pat vairāk. Jo mazāka slodze, jo motora darbs ir neekonomiskāks un g_e pieaug. Arī motora pārslodze nav ekonomiski izdevīga — tuvu pie $\eta_N=1$ η_e strauji samazinās, bet g_e pieaug. Tāpēc, ja salīdzina vienādas automobiļus ar dažādās jaudas, bet vienāda konstruktīvā izpildījuma (vienādas kompresijas pakāpes un citi parametri) motoriem, tad mazāk degvielas patērēs automobilis ar mazākas jaudas motoru, jo tā noslodze būs augstāka. Robežu motora jaudas samazināšanai ekonomijas nolūkos nosaka ceļa apstākļi un automobiļa kustības režīms, kurā motors ir noslogots ar $\eta_N=0,90...0,97$. Taču, ja nepietiekamas jaudas dēļ motors tiek noslogots pilnīgi (droselvarsts pilnīgi atvērts) vai pat ir nepieciešams pārslēgt zemāku pārnēsumu, tad ekonomisks darbs nav sagaidāms.

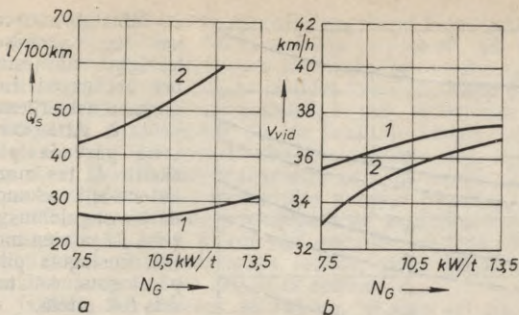
Pilsētas autobusu ceļekonomiskuma raksturliņņes, braucot cikliskā kustībā, atkarā no īpatjaudas N_G atbilstoši izteiksmei (3.16) redzamas 8.5. attēlā *a* [19]. Salīdzinājumam 8.5. attēlā *b* dotas to pašu autobusu vidējā ātruma izmaiņas raksturliņņes. Pēc tam



8.3. Karburatormotora efektīvā lietderības koeficienta η_e līmeņliķnes.



84. att. Karburatormotora degvielas stundas patēriņš Q_t un īpatnēriņš g_e atkarā no ātruma režīma ($\omega_{e1} < \omega_{e2} < \omega_{en}$) un motora jaudas N_e (a); atkarā no ātruma režīma un motora noslodzes η_N (b).



8.5. Pilsētas autobusu raksturlieknes cikliskā kustībā atkarā no īpatjaudas N_G : a — degvielas patēriņa Q_s raksturlieknes, b — kustības ātruma v_{vid} raksturlieknes; 1 — automobilim ar dīzeļmotoru, 2 — automobilim ar karburatormotoru.

redzam, ka, palielinot īpatjaudu N_G pusotrkārtīgi, pilsētas autobusu vidējais kustības ātrums (un līdz ar to darba ražīgums) pieaug tikai apmēram par 10%, bet autobusiem ar dīzeļmotoru — vēl mazāk. Taču degvielas patēriņš Q_s autobusam ar dīzeļmotoru pieaug apmēram par 20%, bet autobusam ar karburatormotoru — par 40%. Pētījumi [19] rāda, ka kravas automobiļiem un autobusiem optimālā īpatjaudas vērtība $N_G = 13 \dots 15$ kW/t, bet tās tālāka palielināšana vēlamo efektu nedod. Vieglo automobiļu īpatjauda var būt stipri augstāka — līdz $N_G = 45$ kW/t.

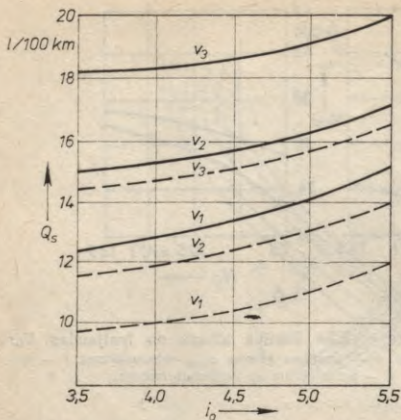
Vienādos apstākļos automobiļa darbs zemākos pārnēsumos (ar lielāku pārnēsuskaitli i_k) gandrīz vienmēr ir neekonomiskāks nekā augstākos pārnēsumos ar mazāku pārnēsuskaitli. Tas notiek tāpēc, ka kloķvārpstas griešanās ātrums ω_e pie viena un tā paša automobiļa kustības ātrumu v_{teor} ir proporcionāls transmisijas pārnēsuskaitlim i_T : jo lielāks i_T , jo lielāks ω_e . Izmantojot formulu (2.22), atrodam, ka pie vienāda

$$v_{teor} = \frac{\omega_{e1} r_k}{i_{T1}} = \frac{\omega_{e2} r_k}{i_{T2}} \quad (8.7)$$

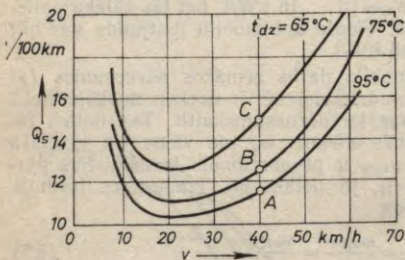
kloķvārpstas griešanās ātrumu attiecība ir šāda:

$$\frac{\omega_{e2}}{\omega_{e1}} = \frac{i_{T2}}{i_{T1}} \quad (8.8)$$

No 8.2. un 8.4. attēlu raksturlieknēm redzam, ka pie vienādas pātnētās jaudas motors strādā ekonomiskāk, ja ω_e ir mazāks, tātad, ja arī i_T ir mazāks. Taču tuvu motora pilnīgai slodzei degvielas patēriņš strauji aug (sk. 8.4. att. a), un tad šī proporcija var izmainīties, t. i., ekonomiskāks darbs var būt pie lielāka ω_e un tātad arī pie lielāka i_T .



8.6. att. Galvenā pārvada pārnesumskaitļa i_0 ietekme uz mikroautobusa degvielas patēriņu Q_s , ja $v_1=40$ km/h, $v_2=60$ km/h, $v_3=80$ km/h, bet $\psi_1=0,016$ (svītrlīnija) un $\psi_2=0,03$ (nepārtrokta līnija).



8.7. att. Motora dzeses šķidruma temperatūras t_{dz} ietekme uz automobiļa degvielas patēriņu.

nonāk neiztvaikojusi un tāpēc nepaspēj sadegt. Ja dzeses šķidrums ir sasilis tikai līdz 75°C temperatūrai, tad degvielas patēriņš ir 6...10% lielāks, bet 65°C temperatūrā pat 25% lielāks nekā pie 95°C temperatūras (sk., piemēram, punktus A-B-C).

Tāpat kā motora efektīvais lietderības koeficients η_e , degvielas patēriņu ietekmē arī hidrottransformatora η_{ht} , transmisijas η_T un buksēšanas η_0 lietderības koeficienti. Jo mazāki ir enerģijas zu-

Minētais attiecas ne tikai uz pārnesumkārbā ieslēgto pārnesumskaitli, bet arī uz visiem citiem pārnesumskaitļiem, kas veido i_T . Attiecībā uz galvenā pārvada pārnesumskaitli i_0 tas nozīmē, ka automobiļa ekonomiskāks darbs sagaidāms pie mazāka i_0 , ja vien motors netiek noslogots pilnīgi vai pārslogots, kā tas parādīts 8.6. attēlā.

Tā kā rotējošo masu koeficients δ ir atkarīgs no ieslēgtā pārnesuma un strauji palielinās līdz ar pārnesumskaitli (sk. 2.5. iedal.), tad arī tas zemākajos pārnesumos, braucot pātrināti, palielina degvielas patēriņu Q_s . Palielinātas kustības gadījumā tas degvielas patēriņu samazina.

Ekspluatācijas apstākļos degvielas izlietojuma ekonomiskumu ietekmē arī motora sistēmu un agregātu tehniskais stāvoklis un regulējums, temperatūras režīms un citi ekspluatatīvie faktori. Tā, piemēram, 8.7. attēlā redzamas automobiļa ceļekonomiskuma raksturlieknes, ja dzeses šķidruma temperatūra ir 65 , 75 un 95°C . Aukstam motoram ir palielināti siltuma zudumi, daļa degvielas cilindros

dumi hidrotransformatorā, transmisijā un riteņu buksēšanā, jo mazāks ir degvielas patēriņš. No šī viedokļa to ietekmē tādi konstruktīvi faktori kā hidrotransformatora konstrukcija, zobratu pāru skaits sazobē attiecīgajā pārnesumā, to izpildes kvalitāte, riepju protektora zīmējums, rādzes riepās, braucot ziemā, u. tml., kā arī tādi ekspluatīvi faktori kā eļļas līmenis un tās kvalitāte kārbās, kārbu tehniskais stāvoklis, riepju piemērotība konkrētajiem ceļa apstākļiem, nodilums u. c. Parasti hidromehāniskie pārvadi strādā ar mazāku lieferības koeficientu nekā mehāniskās pakāpju transmisijas, tāpēc pastāvīgā ātruma režīmā tie ir ekspluatācijā neekonomiskāki. Automašīna ieskriešanās laikā hidrotransformators var nodrošināt motora darbu ekonomiski izdevīgākā režīmā, tāpēc šādos apstākļos hidrotransformators var dot degvielas ekonomiju.

Daļa faktoru, kas attiecas uz riepām, ietekmē arī rītes pretestību un līdz ar to ceļa pretestības koeficientu ψ . Jo ψ ir augstāks, jo degvielas patēriņš ir lielāks, kā tas redzams arī 8.8. attēlā un 8.1. tabulā.

Raksturlieknes, kas dotas 8.8. attēlā, raksturo konkrēta automašīna degvielas izlietojuma ekonomiskumu noteiktos ceļa apstākļos, tāpēc tās sauc par *ceļekonomiskuma raksturlieknēm*. Tās rāda arī izdevīgākos un neizdevīgākos braukšanas apstākļus. Visneizdevīgākā no degvielas patēriņa viedokļa ir braukšana ar zemākiem pārnesumiem, sliktos ceļa apstākļos (ar lielu ψ) un ar lielu ātrumu.

Katros ceļa apstākļos katram automobilim ir tāds noteikts ātrums, ar kuru braucot ir minimālais degvielas patēriņš $Q_{s,min}$. To sauc par *ekonomisko ātrumu* v_{ek} , un parasti tas ir tuvu mazākajam ātrumam, ar kādu automobilis šajos apstākļos var braukt motoram izdevīgā režīmā. Braucot pa labu ceļu ar tiešo pārnesumu, tas mēdz būt 30...60 km/h. Ja ātrums ir mazāks par v_{ek} , tad motors strādā neizdevīgākā režīmā ar zemāku η_e un augstāku g_e , tāpēc arī degvielas patēriņš Q_s ir lielāks.

Braucot ar ātrumu, kas lielāks par v_{ek} , degvielas patēriņš pieaug galvenokārt gaisa pretestības dēļ, jo pēc izteiksmes (8.5) gaisa

8.1. tabula

Degvielas patēriņš dažādos ceļa apstākļos

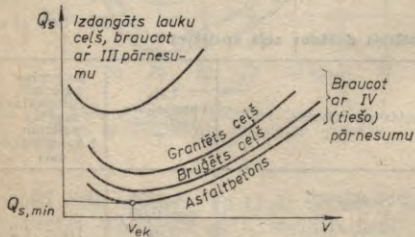
Ceļa kategorija	Ceļa seguma veids un stāvoklis	Ceļa pretestības koeficients ψ	Degvielas patēriņš, attiecināts pret tās patēriņu I kategorijas ceļā
I	Pilnveidotais segums labā stāvoklī	Mazāks par 0,02	1,0
II	Tas pats	0,02	1,1...1,2
III	Pārejas tipa segums apmierinošā stāvoklī, nodilis segums	0,03	1,4
	Tas pats	0,05	1,7
IV	Nodilis pārejas tipa segums	0,09	1,9
V	Zemesceļš	0,12	2,7
	Slapjš zemesceļš	—	3,2
	Dubļi, pārpurvotas vietas	0,25	12,4

pretestība pieaug proporcionāli ātruma kvadrātam. Jāatzīmē, ka visi pasākumi (gan konstruktīvie, gan ekspluatatīvie) gaisa pretestības samazināšanā (sk. 2.11) labvēlīgi ietekmē kā automobiļa dinamiskās īpašības, tā degvielas izlietojuma ekonomiskumu. Tā, piemēram, īpašu spoileru jeb aptecētāju novietošana virs kabīnes samazina autovilciena degvielas patēriņu par 4...12%.

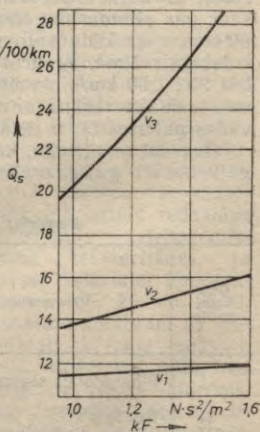
Degvielas patēriņa Q_s izmaiņa plūdinijas faktora kF ietekmē mikroautobusam parādīta 8.9. attēlā. Braucot ar mazu ātrumu, šī ietekme ir niecīga, bet, ja $v=30$ m/s (108 km/h), kF pieaugums par 40% rada degvielas pieaugumu par 30%.

Automobiļa masa (un svars) vienmērīgā kustībā degvielas patēriņu ietekmē tāpat kā ceļa pretestības koeficients. No ceļekonomiskās raksturliķnes (sk. 8.8. att), ņemot datus pie viena un tā paša ātruma un dažādām ψ vērtībām, var uzkonstruēt grafiku $Q_s = f(\psi)$ (8.10. att.).

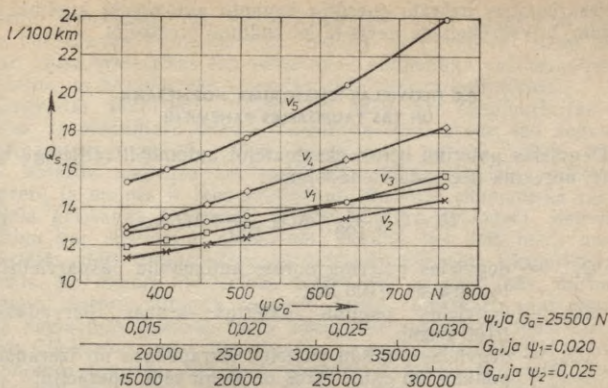
Ja automobiļa svars $G_a = \text{const}$, tad citā mērogā šis grafiks atbilst arī $Q_s = f(\psi G_a)$. Savukārt, pieņemot noteiktas ψ vērtības, piemēram, $\psi_1 = 0,020$ un $\psi_2 = 0,025$, uz abscisu ass var atlikt atbilstošo G_a mērogu, iegūstot $Q_s = f(G_a)$. Tātad tas pats grafiks izsaka gan ceļa pretestības koeficienta ψ un ceļa pretestības $P_\psi = \psi G_a$, gan arī svara G_a (masas m_a) ietekmi uz degvielas patēriņu. Šī ietekme pieaug, palielinoties kustības ātrumam. Katram automobilim ir savi dati. Mikroautobusa RAF-977D masas divkāršošanās palielina degvielas patēriņu 1,2...1,5 reizes, bet katrs lieks masas kilograms rada degvielas pārtēriņu vidēji 4 ml/100 km. Visā ekspluatācijas laikā tas sastāda vairāk nekā 10 kg degvielas pārtēriņu uz katru masas kilogramu. Tāpēc liekas masas vadāšana ne automobiļa konstrukcijā, ne kravā nav attaisnojama.



8.8. att. Degvielas patēriņš dažādos ceļa apstākļos (ceļekonomiskuma raksturliķnes).



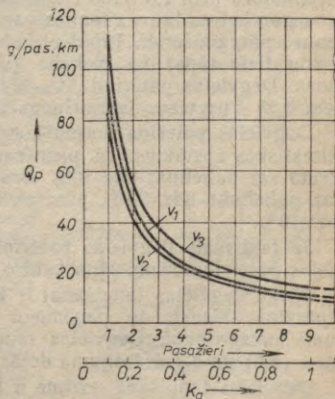
8.9. att. Plūdinijas faktora kF ietekme uz degvielas patēriņu Q_s mikroautobusam, ja $v_1 = 10$ m/s, $v_2 = 20$ m/s un $v_3 = 30$ m/s.



8.10. att. Autobiļa svara G_a un ceļa pretestības ψG_a ietekme uz degvielas patēriņu Q_s , ja $v_1 < v_2 < v_3 < v_4 < v_5$.

Teiktais neattiecas uz derīgās kravas (vai pasažieru) pārvadāšanu. Degvielas patēriņš Q_s , attiecināts uz pārvadājamās kravas masu vai pārvadājamo pasažieru skaitu, samazinās, pieaugot derīgās kravas masai vai pasažieru skaitam. Tā, piemēram, 8.11. attēlā parādīta kravnesības izmantošanas koeficienta k_q ietekme uz degvielas ipatpatēriņu Q_p , kas mikroautobusam attiecināts uz vienu pārvadājamo pasažieri. Tātad — jo vairāk kravas vai pasažieru pārvadā automobilis, jo lētāka ir katras kravas tonnas un katra pasažiera pārvadāšana. Parasti arī piekrautu piekabju pārvadāšana dod ievērojamu ekonomisko efektu, lai gan absolūtais degvielas patēriņš ar katru piekabi pieaug, jo pieaug P_p .

Tāpat degvielas patēriņu Q_s palielina paātrinājums j (sk. izteiksmi (8.6)). Taču, ja, izmantojot paātrinājumu, motoru var noslogot pilnīgāk, strādājot ekonomiskākā režīmā, tad iespējams panākt degvielas ekonomiju, bet tikai pie noteikuma,



8.11. att. Mikroautobusa pasažierietilpības izmantošanas koeficienta k_q ietekme uz degvielas izlietojuma ekonomiskumu, ja $v_1 < v_2 < v_3$.

ka ieskrienoties uzkrāto enerģiju izmanto automobiļa kustībai, piemēram, brīvskrējienam, nevis tā iet zudumā bremzējot.

8.4. DEGVIELAS IZLIETOJUMA NORMĒŠANA UN TĀS TAUPIŠANAS PAŅĒMIENI

Degvielas patēriņu litros, ekspluatējot automobili attiecīgā braucienā, aprēķina pēc šāda vienādojuma:

$$Q_E = Q_{s,n} \frac{s}{100} + \Delta Q_A \frac{A}{100} + \Delta Q_{kr} n_{kr}, \quad (8.9)$$

kur $Q_{s,n}$ — degvielas patēriņa norma automobiļa pašpārvietošanai bez kravas, l/100 km;

ΔQ_A — degvielas papildu patēriņš kravas pārvadāšanai, l/100 t·km;

ΔQ_{kr} — degvielas papildu patēriņš iekraušanas un izkraušanas punktos un citur, litros uz vienu šādu operāciju;

s — braukšanas attālums, km;

A — veiktais transporta darbs, t·km;

n_{kr} — iekraušanas, izkraušanas un tamlīdzīgu operāciju skaits.

Degvielas patēriņa normas $Q_{s,n}$, ΔQ_A un ΔQ_{kr} noteiktas ar instruktiem materiāliem, piemēram, ar Latvijas PSR autotransporta un šoseju ministra pavēli. Tā, piemēram, ΔQ_A aprēķinos automobiļiem ar karburatormotoru ņem 2 l/100 t·km un automobiļiem ar dīzeļmotoru ņem 1,3 l/100 t·km. So degvielas papildu patēriņu aprēķina gan katras kravas tonnas pārvadāšanai, gan arī katras piekabes tonnas pārvadāšanai. Tātad piekabes pašmasa ietekmē degvielas patēriņu tieši tāpat kā piekabē (vai automobili) iekrautās kravas masa. Degvielas patēriņu ΔQ_{kr} aprēķinos, piemēram, pašizgāzējam, ņem 0,25 l uz vienu iekraušanas vai izkraušanas operāciju.

Degvielas patēriņa normu koriģē, ņemot vērā konkrētos ceļa un klimatiskos apstākļus. Tā, piemēram, Latvijas PSR apstākļos normu ziemā var palielināt līdz 10%. Braukšanai pa sliktiem ceļiem normu var palielināt līdz 20%, pilsētas apstākļos ar biežām pieturām — līdz 10%.

Ja faktiskais degvielas patēriņš ir lielāks par normu, tad degvielas pārtēriņa cēloņi jānoskaidro un jānovērš.

Tā kā degvielas taupīšanai ir ievērojama ekonomiska nozīme, ir jāpārziņa līdzekļi un paņēmieni degvielas izlietojuma ekonomiskuma uzlabošanai. Degvielas taupīšanas iespējas izriet no izteiksmes (8.6) un 8.3. iedalījumā dotās analīzes.

Degvielas taupīšanā nozīme ir tādiem automobiļa konstruktīviem faktoriem kā izdevisgas konstrukcijas piemērota motora lietošanai; pasākumiem, kas saistīti ar motora lietderības koeficienta paaugstināšanu (sk. 8.3. iedal.); pareizai pārnēsamskaitļu, to skaitā pietiekoši zema galvenā pārvada pārnēsamskaitļa lietošanai; zudumu no-

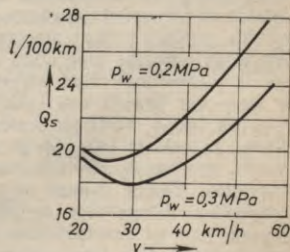
vēršanai transmisijā un riteņiem buksējot; rites pretestības un riteņu buksēšanas samazināšanas nolūkā — piemērotu riepu lietošanai; gaisa pretestības samazināšanai; automobiļa pašmasas samazināšanai un kravnesības (pasažierietilpības) palielināšanai.

Degvielas taupīšanā daudz var darīt arī ekspluatācijas apstākļos. Ja sešcilindru motoram nestrādā viena svece, tad degvielas patēriņš pieaug par 20...25%, ja divas, — par 50...60%. Nepareizi iestatīta aizdedze var radīt 60...80% degvielas pārtēriņu. Turpretī, ja motors ir labā kārtībā un darbojas ekonomiskā režīmā (neliela griešanās frekvence, relatīvi pilnīga noslodze), degvielas patēriņu var ievērojami samazināt. Turklāt tas lielā mērā novērš apkārtējās vides piesārņošanu ar kaitīgām atgāzēm. Eksperimentāli noteikts, ka motora lietderības koeficients η_e palielinās, darbmaisījumam motorā pilnīgāk sadegot, tāpēc vairākkārt (pat desmitkārt) samazinās toksisko vielu daudzums atgāzēs, it īpaši oglekļa oksīds CO karburatormotora atgāzēs, kā arī ogļūdeņraži CH un kvēpi dīzelmotora atgāzēs. Bez tam, sadedzinot mazāk degvielas, rodas arī kvantitatīvi mazāk atgāžu. Turpretī degvielas pārtēriņš, ja motors nav pareizi noregulēts, strādā pārtraukumaini un tiek darbināts neekonomiskā režīmā, piemēram, ar pilnu jaudu vai tukšgaitā, rada (gan kvantitatīvi, gan kvalitatīvi, jo degviela sadeg nepilnīgāk) atmosfēras intensīvu piesārņošanu ar veselībai kaitīgām vielām. Arī no šī viedokļa degvielas patēriņa normu neievērošana nav pieļaujama. Svarīga loma te ir motora barošanas un aizdedzes sistēmām. Dīzelmotoru atgāzēs ir ievērojami mazāk toksisko komponentu CO, CH (C_8H_6 u. c.), aldehīdu, nemaz nav kaitīgā svina, bet ir vairāk kvēpu nekā karburatormotora atgāzēs.

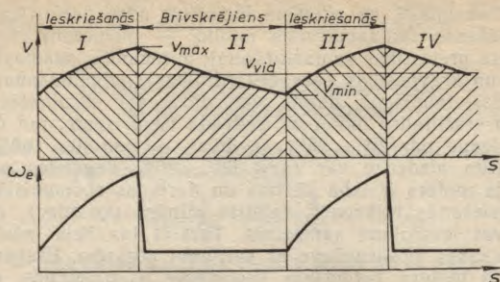
Arī pārējo motora, transmisijas un ritošās iekārtas sistēmu un mehānismu tehniskajam stāvoklim un temperatūras režīmam ir jābūt normālam. Tā, piemēram, bojāts karburatora ekonomizērs var palielināt degvielas patēriņu par 15%.

Ja riteņu savērsums un iestādīšanas leņķi ir nepareizi, ja ritenis gultni negriežas brīvi vai bremzes klucis skaras pie trumuļa, tad riteņa ritēšanai jāpatērē lielāka jauda un līdz ar to — vairāk degvielas. Ja gaisa spiediens rieplās samazinās, tad degvielas patēriņš tūdaļ pieaug (8.12. att.). Braukšana ar nodilušām rieplām pa slidenu ceļu saistīta ar riteņu buksēšanu, kas tāpat palielina degvielas patēriņu.

Degvielas taupīšanas nolūkā pēc iespējas jānovērš gaisa pretestības nepamatota palielināšana. Tas attiecas uz konteineru un citu gabalkravu pareizu novietošanu kravas kastē, dažādiem izvīrzījumiem (uzrakstu paneļiem u. tml.), atvērtiem logiem utt.



8.12. att. Riepu gaisa spiediena ietekme uz degvielas patēriņu.



8.13. att. Pulsējošās kustības metodes grafiks.

Jāņem vērā, ka tukšu piekabju pārvadāšana ir ekonomiski neizdevīga. Piekrautu piekabju lietošana atmaksājas tad, ja bez tām automobili pietiekami pilnīgi noslogot nevar.

Liela nozīme degvielas taupīšanā ir vadītāja prasmei. Prasmīgs vadītājs brauc ar ātrumu, kas tuvs ekonomiskajam, pēc iespējas izmanto augstākos pārneseņus un brīvskrējienus, bet izvairās no biežas, straujas un ilgstošas bremsēšanas, ar kuru uzkrāto kinētisko enerģiju nelietderīgi izlieto bremžu deldēšanai un atmosfēras silidēšanai.

Pastāv arī īpašas metodes degvielas taupīšanai, piemēram, *pulsējošās kustības metode*. Tās grafiks dots 8.13. attēlā. Ja kustība ir pulsējoša, ieskriešanās periodi (I, III) mijas ar brīvskrējieniem (II, IV). Ieskriešanās periodā drošēlvārsts ir pilnīgi vai gandrīz pilnīgi atvērts, tātad motors strādā izdevīgā režīmā. Kad automobilis sasniedz kādu pieļaujamo maksimālo ātrumu v_{max} , kas parasti par 20...25% pārsniedz vidējo kustības ātrumu v_{vid} , tad izslēdz pārneseņu. Absolūtais degvielas patēriņš šajā periodā ir lielāks, nekā braucot ar vienmērīgu ātrumu v_{vid} , taču automobilis iegūst ievērojamu enerģijas daudzumu. Brīvskrējiena periodā šī enerģija tiek izmantota transporta darbam, bet atslēgtais motors strādā brīvgaitas režīmā, patērējot tikai nēcīgu degvielas daudzumu. Tāpēc kopīgais degvielas patēriņš visā ciklā (abos periodos) ir mazāks, nekā braucot ar $v_{vid} = const$. Kad ātrums sasniedzis v_{min} — mazāko ātrumu, ar kuru var braukt augstākajā pārneseņā (parasti 20...25% mazāku par v_{vid}), vadītājs ieslēdz pārneseņu un atkal uzsāk ieskriešanos. Ja ceļš ir labs (ψ ir mazs) un automobilis nav pilnīgi piekrauts, tad pulsējošās kustības metode ļauj ietaupīt līdz 15...20% degvielas. Tomēr jāņem vērā, ka degvielas ietaupījumu sasniedz, pateicoties intensīvam ieskrējenam un tam sekojošam brīvskrējenam, kas ar automobiļiem pilnā ceļā rada zināmu kustības dezorganizāciju. Bez tam mainīgās slodzes un braukšana ar lielu ātrumu I perioda beigās un II perioda sākumā vadītāju vairāk nogurdina un automobili ātrāk nolieto. Taču šīs metodes elementus, it

īpaši pēc iespējas pilnīgāku brīvskrejiena izmantošanu, var lietot arī citos piemērotos apstākļos: pilsētu ielās ar regulējamiem krustojumiem, paugurainos apvidos ar mainīga kāpuma ceļu u. tml.

Jāatzīmē, ka, braucot ar vienu un to pašu automobili vienādos apstākļos, prasmīgs vadītājs salīdzinājumā ar neprasmīgu ietaupa līdz 20% degvielas. Pēc 8.1. tabulas, braucot pa sliktiem ceļiem, degvielas patēriņš ir 10 un pat vairāk reīžu lielāks nekā braucot pa labu ceļu.

8.5. DEGVIELAS IZLIETOJUMA EKONOMISKUMA RAKSTURLĪKŅU KONSTRUESANA

Ja ir zināmas motora slodzes raksturlieknes, automobiļa jaudas bilances un ātruma diagrammas, tad degvielas izlietojuma ekonomiskuma raksturlieknes var uzkonstruēt, piemēram, 8.14. attēlā parādītās ciklogrammas veidā.

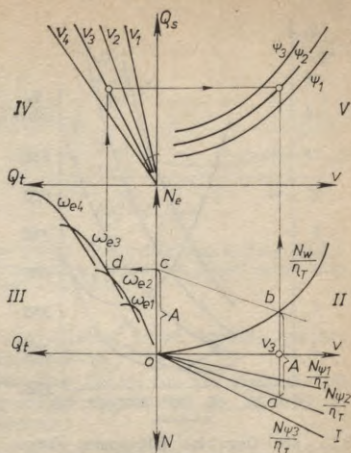
I un II kvadrantā iezīmē jaudas grafikus $\frac{N_w}{\eta_T \eta_\delta} = f(v)$ un $\frac{N_w}{\eta_T \eta_\delta} = f(v)$. Ja riteņu buksēšana ir ignorējama, tad $\eta_\delta = 1$ un to vērā neņem (8.14. att.). Nogrieznis $ab = A$ izsaka ātruma $v_3 = \text{const}$ sasniegšanai nepieciešamo motora jaudu N_e . Ar papildu taisni $bc \parallel aO$ šo jaudu pārnes uz III kvadrantu, kurā iezīmētas motora slodzes raksturlieknes $Q_t = f(N_e)$ pie noteiktām ω_e vērtībām. Ātrumu v_3 izvēlas atbilstošu kādai no dotajām ω_e vērtībām. Attiecīgā raksturliekne ļauj nolasīt degvielas stundas patēriņu Q_t .

Lieluma Q_s atrašanai IV kvadrantā iezīmē starus $Q_s = f(Q_t)$ pie dažādiem ātrumiem v . To slīpuma leņķi γ , izmantojot izteiksmi (8.3), var aprēķināt pēc šādas izteiksmes:

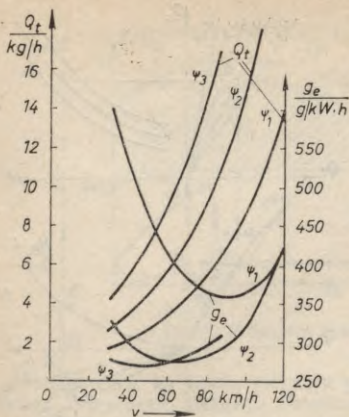
$$\gamma = \arctg \frac{Q_t m_{Q,t}}{Q_s m_{Q,s}} = \arctg \frac{Q v m_{Q,t}}{100 m_{Q,s}}, \quad (8.10)$$

kur $m_{Q,t}$ — Q_t mēroga koeficients, $\frac{\text{mm}}{\text{kg/h}}$;

$m_{Q,s}$ — Q_s mēroga koeficients, $\frac{\text{mm}}{l/100 \text{ km}}$.



8.14. att. Ciklogramma raksturliekņu $Q_s = f(v)$ konstruēšanai.



8.15. att. Degvielas izlietojuma ekonomiskuma raksturlieknes.

jām ω_e (n_e) vērtībām. Izmantojot vienādojumus (3.7) un (3.11), aprēķina attiecīgo motora jaudu. Ja $N_{e,d}=0$ un $N_p=0$, tad viennērīgā kustībā

$$N_e = \frac{N_k}{\eta_{ht}\eta_T\eta_\delta} = \frac{N_W + N_w}{\eta_{ht}\eta_T\eta_\delta} \quad (8.11)$$

Vajadzības gadījumā labās puses skaitītājā var pieskaitīt arī N_p , $N_{e,d}$ un N_j . No slodzes raksturlieknēm nolasa atbilstošos Q_t un g_e un atliek tos grafikos $Q_t=f(v)$ un $g_e=f(v)$ (8.15. att.). Pēc izteiksmes (8.3) aprēķina Q_s un zīmē grafiku $Q_s=f(v)$.

Papildu punktu katrā no šīm raksturlieknēm var iegūt, izmantojot motora ārējās ātruma raksturlieknes, pie nosacījuma, ka pēc izteiksmes (8.11) aprēķinātā jauda atbilst motora maksimālajai jaudai šajā ātrumā, t. i., dotajos ceļa apstākļos ir sasniegts maksimālais ātrums v_{max} jaudas ierobežojuma dēļ. Tad, izmantojot ātruma diagrammu (sk. 2.11. att.), nosaka v_{max} atbilstošo ω_e un no motora ārējās ātruma raksturlieknes (sk. 2.2. att.) nolasa Q_t un g_e pie šī ω_e . Iegūtās vērtības atliek grafikos $Q_t=f(v)$ un $g_e=f(v)$ pie v_{max} , kā arī izmanto tās Q_s aprēķināšanai.

Ja motora slodzes raksturlieknes dotas nevis 8.4. attēlā *a* dotajā formā, bet gan 8.4. attēlā *b* dotajā formā, tad rikojas šādi.

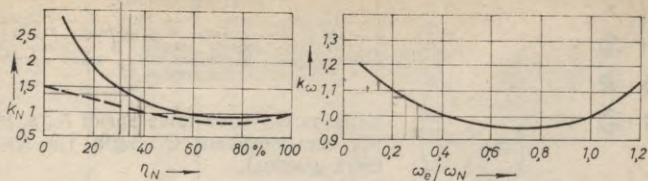
Izmantojot jaudas bilanci, atbilstoši izteiksmei (3.15) nosaka motora noslodzi, braucot ar kādu ātrumu v_1 (atbilstoši slodzes raksturlieknēs dotajam ω_e).

Pie šīs motora noslodzes un attiecīgā ω_e slodzes raksturlieknēm Q_t , $g_e=f(\eta_N)$ nosaka atbilstošos Q_t un g_e un ar tiem rikojas

Attēlotā ciklogramma ļauj atrast degvielas patēriņu, automobilim bez piekabes braucot viennērīgā kustībā.

Lieluma Q_s raksturlieknes pēc aprakstītā paņēmiena var atrast arī autovilciena un nevienmērīga ātruma gadījumā, *I*, *II* un *III* kvadrantā ņemot vērā šajā gadījumā patērēto motora jaudu.

Degvielas izlietojuma ekonomiskuma raksturlieknes var konstruēt arī, neizmantojot aprakstīto ciklogrammas metodi. No jaudas bilances (sk. 3.5. att.) nolasa konkrētajos ceļa apstākļos izlietojamo jaudu $N_W + N_w$ pie dažādiem ātrumiem v . Ātrumus izvēlas atbilstošus slodzes raksturlieknēs Q_t , $g_e = f(N_e)$ (sk. 8.4. att. *a*) dota-



8.16. att. Koeficienti k_N un k_ω degvielas īpatpatēriņa noteikšanai slodzes raksturliknēs (k_N noteikšanas grafikā uz karburatormotoriem attiecas nepārtrauktā līnija, uz dīzeļmotoriem — svītrlīnija).

iepriekš aprakstītajā secībā. Pie v_{max} tāpat atrod papildu punktu, izmantojot motora ārējo ātruma raksturliķni.

Ja motora slodzes raksturliķnes nav dotas, tās var uzkonstruēt, izmantojot zināmu minimālo degvielas īpatpatēriņu $g_{e,min}$, 8.16. attēlā dotos grafikus un J. Slipes formulu:

$$g_e = k_N k_\omega g_{e,min}, \quad (8.14)$$

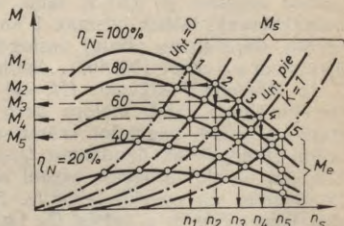
kur k_N un k_ω — koeficienti, kurus nosaka no 8.16. attēla grafikiem.

Katram kloķvārpstas griešanās ātrumam ω_e (attiecība pret ω_N pie $N_{e,max}$ dota grafikā) un noslodzei $\eta_N = \frac{N_e}{N_{e,max}} 100\%$ nosaka savus koeficientus un g_e , rezultātā iegūstot aptuvenu raksturliķņu kopu, kas ļauj uzkonstruēt 8.4. attēlā *b* redzamo grafiku.

Hidrodinamiskās transmisijas gadījumā ir jāzina arī hidrotransformatora slodzes raksturliķnes (sk. 8.17. att.). Ņemot vērā, ka pie viena noteikta ω_e jaudu attiecība η_N ir vienāda ar momentu attiecību, katrā ātruma un slodzes režīmā, ko atrod no jaudas bilances ar iepriekš minētajiem paņēmieniem, var atrast atbilstošo hidrotransformatora pārnēsumatteicību u_{ht} . To izmantojot, atrod $\omega_e = \omega_s = \frac{\omega_T}{u_{ht}}$ un tālāk rīkojas kā mehāniskās transmisijas gadījumā.

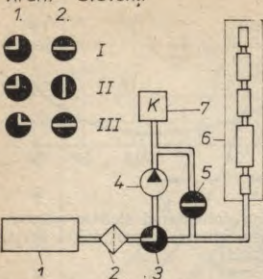
8.6. DEGVIELAS IZLIETOJUMA EKONOMISKUMA NOTEIKŠANAS EKSPERIMENTĀLĀS METODES

Laboratorijas apstākļos degvielas izlietojuma ekonomiskuma noteikšanai, tāpat kā dinamisko īpašību noteikšanai, automobili izmēģina stendā; ar svarisko ($Q_{st,s}$) vai tilpumisko ($Q_{st,t}$) metodi mēra degvielas



8.17. att. Sistēmas «motors—hidrotransformators» slodzes raksturliķnes.

Krāni Stāvokļi



8.18. att. Degvielas patēriņa mērīšanas iekārta ar diviem krāniem:

1 — degvielas tvertne, 2 — filtrs, 3 — I. krāns, 4 — sūkņis, 5 — 2. krāns, 6 — mērtrauks, 7 — karburators; I — atslēgtā stāvoklī, II — krānu stāvoklī mērtrauka uzpildīšanā, III — krānu stāvoklī eksperimentā.

patēriņu Q_{st} kādā laika sprīdī t_Q , s, un pēc tam aprēķina Q_t , kg/h (ja $Q_{st,s}$ mēra gramos),

$$Q_t = \frac{3,6Q_{st,s}}{t_Q} \quad (8.15)$$

Pēc tam pie standā noteikta N_e aprēķina g_e un pie zināma v un Q_d nosaka Q_s .

Ceļa apstākļos rikojas līdzīgi, ar tilpumisko metodi mērot $Q_{st,t}$ un t_Q katru reizi pie kāda noteikta ātruma v . Parasti eksperimentus veic pie kāda iepriekš noteikta t_Q (piemēram, $t_Q=1$ min) vai tilpuma $Q_{st,t}$ (piemēram, $Q_{st,t}=200$ cm³). Pēdējā gadījumā ir ērti lietot mērtrauku, kas ir dažāda, bet precīzi noteikta tilpuma tvertnišu kombinācija (sk., piemēram, 8.18. att.). Tvertnītes savienotas ar caurspidīgām (stikla) caurulītēm, kas apgādātas ar precīza tilpuma iezīmēm. Kombinējot izmantojamās tvertnītes, var iegūt jebkuru mērījumiem vajadzīgo $Q_{st,t}$. Tā, piemēram, ja tvertnišu tilpums ir 100+200+200+500+100 cm³, tad var iegūt ik pa 100 cm³ jebkuru tilpumu 100...1100 cm³ robežās.

Degvielas un ātruma mērītāju kļūda nedrīkst pārsniegt 1%, laika un ceļa mērītāju kļūda — 0,5%. Pirms izmēģinājumiem iekārtai jābūt notarētai.

Ar minēto mērtrauku var noteikt tikai vidējo Q_s kādā ceļa posmā, braucot ar $v=\text{const}$. Lai noteiktu Q_s izmaiņu dažādu apstākļu ietekmē pie mainīga ātruma, lieto pašrakstošu aparātūru, kas nepārtraukti mēra momentāno degvielas patēriņu. Šim nolūkam lieto dažādus plūsmas mērītājus.

Lai uzņemtu vienu punktu ceļekonomiskā raksturliknē ar 8.18. attēlā redzamo mērtrauku, rikojas šādi. Uz līdzena (50 m ceļā pieļaujamais slīpums ir 0,5%), laba, cieta seguma (cementbetona vai asfaltbetona), taisna, vismaz 1 km gara, horizontāla ceļa ar sagatavotu, iesildītu un pilnīgi noslogotu automobili brauc ar dažādiem ātrumiem $v=\text{const}$ (30, 40, ... km/h). Pēc komandas pagriež 1. krānu 3 no stāvokļa I stāvoklī III, šai brīdī ieslēdzot hronometru. Tad izmēģinājuma laikā motoru baro no mērtrauka 6. Iepriekš mērtrauku uzpilda, pagriežot krānus stāvoklī II. Kad motors patērējis noteiktu degvielas daudzumu $Q_{st,t}$ (300, 400 cm³), tad, degvielas līmeim pārejot attiecīgo atzīmi uz caurspidīgās caurulītes, izslēdz hronometru un nosaka laiku t_Q . No izteiksmes (8.15), ņemot vērā degvielas blīvumu Q_d , atrod Q_t , kg/h,

$$Q_t = \frac{3,6Q_{st,t}Q_d}{t_Q} \quad (8.16)$$

Dažu automobiļu degvielas izlietojuma ekonomiskuma rādītāji

Automobiļa marka	Nominālā kravnesība, t, ar pieņemamā tehniskie pasākumi	Degvielas patēriņš, Q_s , l/100 km		Degvielas marka	Q_p , ja $K_p = K_s = 1$, l/100 t·km vai l/100 pas.km
		kontrolpatēriņš	eksploatācijas normas*		
Vieglie automobiļi					
Moskvič-408	4	6,5	10,0	A-76	2,50
Moskvič-2140	4	8,8	10,0	API-93	2,50
BA3-2105	4	7,5	8,5	API-93	2,13
BA3-2121	3	9,9	12,0	API-93	4,00
ГАЗ-21	4	9,0	13,0	A-72	3,25
ГАЗ-24	4	8,0	13,0	API-93	3,25
Autobusi					
RAF-977DM	10	12,0	15,0	A-72	1,50
RAF-2203	11	12,0	15,0	API-93	1,36
ЛАЗ-695H	64	35,0	41,0	A-76	0,64
Ikarus-260 (ar dīzeļmotoru)	75	18,8	36,5	Dīzeļdegviela	0,49
Kravas automobiļi					
ГАЗ-51A	2,5	20,0	26,5	A-66	10,60
ГАЗ-53A	4,0	24,0	33,0	A-76	8,25
ЗИЛ-164A	4,0	27,0	39,0	A-66	9,75
ЗИЛ-130	5,0	28,0	41,0	A-76	8,20
МАЗ-5335 (ar dīzeļmotoru)	8,0	22,0	33,4	Dīzeļdegviela	4,18
КамАЗ-5320 (ar dīzeļmotoru)	8,0	24,0	35,4	—, —	4,43

Izmantojot 8.2. iedalījuma izteiksmes, var noteikt pārējos degvielas izlietojuma ekonomiskuma rādītājus.

Izmēģinājumus veic, ja gaisa temperatūra ir $-5 \dots +25^{\circ}\text{C}$, spiediens — $730 \dots 770$ mm Hg, relatīvais mitrums $\leq 90\%$, nokrišņu nav un vēja ātrums nepārsniedz 3 m/s. Pārnesumkārbā jābūt ieslēgtam augstākajam pārnesumam. Programmā var būt paredzēti izmēģinājumi arī citos pārnesumos.

Lai izslēgtu nejaušu faktoru ietekmi, eksperimentus atkārti, braucot pretējos virzienos. Ja iegūtie rezultāti atšķiras vairāk par 5%, mēģinājumus atkārti. Iegūtos datus ieraksta protokolā un atliek grafikā, piemēram, 8.8. attēla grafikā.

Līdzīgi nosaka degvielas *kontrolpatēriņu* pie ātruma $v = 40$ km/h, ja automobiļa maksimālais ātrums $v_{\max} \leq 60$ km/h; pie $v = 50$ km/h, ja $v_{\max} = 60 \dots 80$ km/h; pie $v = 60$ km/h, ja $v_{\max} = 80 \dots 100$ km/h; pie $v = 80$ km/h, ja $v_{\max} = 100 \dots 150$ km/h un pie $v = 100$ km/h, ja $v_{\max} > 150$ km/h.

Programmā var būt paredzēti arī citi izmēģinājumi.

Jāņem vērā, ka kontrolpatēriņu nosaka samērā ekonomiskiem braukšanas apstākļiem, tāpēc vidējais reālais ekspluatācijas patēriņš parasti ir lielāks. Kontrolpatēriņa un ekspluatācijas patēriņa normas dažiem automobiļiem dotas 8.2. tabulā. Pasažieru automobiļu pasažierietilpībā nav ieskaitīts vadītājs un konduktrs, ja tāds paredzēts.

9.1. APRĒĶINA UZDEVUMI UN PIRMDATI

Trešajā nodaļā tika analizētas tādu eksistējošu automobiļu vilces īpašības, kuru konstruktīvie parametri (masa, motora jauda, transmisijas pārnēsuskaitļi u. c.) ir zināmi. Autobiļa projektēšanā ir jārisina pretējs uzdevums — jāatrod tādi motora un transmisijas parametri, kas automobilim nodrošina uzdotās vilces īpašības: maksimālo ātrumu, dinamisko faktoru, ieskriešanās parametrus. Tas ir vilces aprēķina uzdevums.

Projekta uzdevumā parasti ir noteikti šādi parametri: autobiļa tips; tā kravnesība vai pasažierietilpība; maksimālais ātrums v_{\max} noteiktos ceļa apstākļos, ko raksturo f un φ ; maksimālā pārvaramā ceļa pretestība ψ_{\max} vai kāpums a_{\max} , i_{\max} . Var būt dots arī motora tips; tā jauda N_e noteiktā griešanās frekvencē n_e ; transmisijas tips (pakāpju, bezpakāpju, hidromehāniskā utt.) un lietderības koeficients η_T ; riteņa rādiuss r_k ; autobiļa masa m_a un tās sadalījums; velkamās piekabes masa m_p ; pieres laukums F vai garbaritizmēri; gaisa pretestības koeficients k . Ja šie pirmdati projekta uzdevumā nav doti, tad tie ir jāizvēlas pēc normatīviem vai analogiem statistikas datiem vai pēc skices projekta aprēķina un analīzes datiem, ievērojot noteikto perspektīvo autobiļu tipāžu un autobiļu tehnikas attīstības tendences.

Aprēķinot nosaka (ja šie dati nav doti projekta uzdevumā) motora jaudu N_e dažādos griešanās režīmos, transmisijas pārnēsumu skaitu un pārnēsuskaitļus (pa agregātiem).

9.2. MOTORA JAUDAS IZVĒLE

Ja ir zināmi autobiļa konstruktīvie parametri, motora jaudu noteikta paātrinājuma sasniegšanai noteiktā (normētā) ātrumā var aprēķināt, izmantojot jaudas bilances vienādojumu (3.13).

Ja ir dots maksimālais ātrums v_{\max} , kad $j=0$ un $N_{e,d}=0$, tad nepieciešamo motora ekspluatatīvo jaudu šī ātruma sasniegšanai aprēķina pēc šādas formulas:

$$N_{e,\max} = \frac{v_{\max}}{\eta_{ht}\eta_T\eta_\delta} (\psi G_a + 10^{-3} k F v_{\max}^2 + P_p). \quad (9.1)$$

Parasti maksimālo ātrumu sasniedz labos ceļa apstākļos, kad $\psi = 0,025 \dots 0,040$.

Ja automobiļa pilnsvars G_a , kN, nav dots projekta uzdevumā, tad to aprēķina:

$$G_a = 10^{-3}(m_o + m_q + (m_{cv} + m_b) n_{cv}) g, \quad (9.2)$$

kur m_{cv} — viena cilvēka standartizētā masa (parasti $m_{cv} = 70$ kg), kg;

m_b — viena cilvēka bagāžas masa, kg (piemēram, autobusiem $m_b = 10$ kg);

n_{cv} — paredzētais cilvēku skaits automobiļi.

Automobiļa pašmasu aprēķina, summējot visu agregātu un detaļu, kā arī ekspluatācijas materiālu (eļļu, degvielas u. c.) masas. Masas sadalījuma aprēķināšanai jāzina katra šī objekta smaguma centra koordinātas un jāsastāda momentvienādojumi attiecībā pret automobiļa asi.

Hidrotransformatora lietderības koeficienta η_{ht} vērtību nolasa no bezdimensiju raksturliņņēm (sk. 2.5. att.) pie u_n , kas atrodams no sistēmas «motors—hidrotransformators» kopīgā darba raksturojuma (sk. 2.13. att. a), ja sasniegta maksimālā jauda.

Pēc izteiksmes (9.1) aprēķinātā jauda nodrošina visekonomiskāko automobiļa darbu. Mazāka jauda nenodrošina uzdoto maksimālo ātrumu, lielāka jauda gan uzlabo automobiļa dinamiskās īpašības, bet vienlaikus pasliktinās degvielas izlietojuma ekonomiskums. Tomēr, ņemot vērā, ka ekspluatācijas apstākļos dažādu iemeslu dēļ izmantojamā jauda var mazliet samazināties, aprēķināto jaudu $N_{e,max}$ mēdz palielināt par 10...15% (karburatormotoram bez ātruma ierobežotāja — arī vairāk).

Kad jauda $N_{e,max}$ ir aprēķināta, izmantojot izteiksmi (2.4), var uzkonstruēt motora ārējo ātruma raksturliņņi. Šim nolūkam jāzina motora griešanās ātrums ω_e vai griešanās frekvence n_e . Ja tā nav dota projekta uzdevumā, tad izmanto t. s. *apgriezienu koeficientu*. Ja v mēra km/h un n_e — apgr./min,

$$\eta_n = \frac{n_e}{v} \quad (9.3)$$

vai, v mērot m/s un ω_e — rad/s,

$$\eta_\omega = \frac{\omega_e}{v}, \quad (9.4)$$

kas parasti mēdz būt šāds:

viegļajiem automobiļiem	$\eta_n = 26 \dots 48$;	$\eta_\omega = 10 \dots 18$;
autobusiem	$\eta_n = 30 \dots 50$;	$\eta_\omega = 11 \dots 19$;
kravas automobiļiem un autovilcieniem		
ar karburatormotoriem	$\eta_n = 35 \dots 52$;	$\eta_\omega = 13 \dots 20$;
ar dīzeļmotoriem	$\eta_n = 25 \dots 48$;	$\eta_\omega = 9 \dots 18$.

Lielākās η_n un η_ω vērtības attiecas uz lēngaitas automobiļiem (mazs v_{max}) ar ātrrites motoriem (liels $\omega_{e,max}$), mazākās — uz ātr-

gaitas automobiļiem ar lēnrites motoriem (par motoru izvēli sk. 2.1. iedal.).

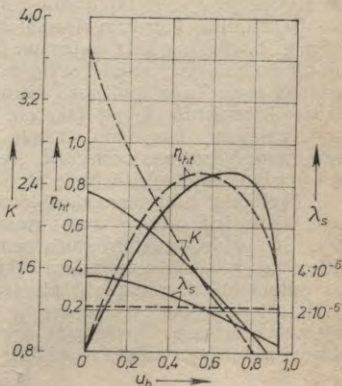
Izmantojot apgriezīgu koeficientu, nosaka maksimālajam ātrumam v_{max} atbilstošo motora griešanās frekvenci $n_{e,N}$ vai griešanās ātrumu $\omega_{e,N}$.

9.3. HIDROTRANSFORMATORA PARAMETRU IZVĒLE

Dinamisko īpašību un komfortabilitātes uzlabošanai daļā automobiļu iebūvē hidrotransformatorus. Tādā gadījumā jāņem vērā to transformācijas koeficients K atbilstoši izteiksmei (2.7), pārnese attiecība u_h atbilstoši vienādojumam (2.8) un lietderības koeficients η_{ht} atbilstoši izteiksmei (2.6). Tā kā šo parametru vērtības un izmaiņas raksturs dažādiem hidrotransformatoriem ir stipri atšķirīgi, isumā aplūkosim to izvēles galvenos principus.

Atkarā no lāpstiņu formas un novietojuma, kā arī no ratu skaita mainās hidrotransformatora svarīga īpašība, ko sauc par caurlaidību. *Caurleadība* ir spēja laist cauri hidrotransformatoram no turbīnas rata vārpstas uz sūkņa rata vārpstu slodzes (pretestību) izmaiņas. Caurleadīgs hidrotransformators, tāpat kā parastā mehāniskā transmisija, visas ceļa pretestības izmaiņas, kas nāk no dzinējo riteņu puses, laiž sev cauri uz motoru, un motors uz tām reaģē ar ātruma režīma izmaiņu. Ja degvielas padeve nemainās, tad, pretestībai pieaugot, motora griešanās frekvence samazinās. Necaurleadīgs hidrotransformators šīs pretestību izmaiņas sev cauri nelaiž, motors tās neizjūt un tāpēc uz tām reaģēt nevar. Ja degvielas padeve nemainās, tad, pretestībai pieaugot, samazinās automobiļa kustības ātrums, bet motora darba režīms nemainās. Tādējādi, ceļa pretestībai pieaugot, automobilis var pat pilnīgi apstāties, motoram strādājot normālā režīmā un hidrotransformatoram izslīdot. Motors zaudē stabila darba zonas priekšrocības, kas saistītas ar motora automātisku piemērošanos slodzei un aprakstītas 2.1. iedalījumā.

Minētais attiecas uz absolūti caurlaidīgiem un absolūti necaurleadīgiem hidrotransformatoriem, kādu praksē nav. Katrs hidrotransformators ir daļēji caurlaidīgs un daļēji necaurleadīgs, tāpēc nosaka to



9.1. att. Hidrotransformatoru bezdimensiju raksturliķnes.

caurlaidības pakāpi un pēc tās hidrotransformatorus nosacīti iedala caurlaidīgos un necaurlaidīgos.

Caurlaidīga (nepārtrauktas līnijas) un necaurlaidīga (svītrlīnijas) hidrotransformatora bezdimensiju raksturliķņu salīdzinājums dots 9.1. attēlā.

Necaurlaidīgajiem hidrotransformatoriem ir ievērojami lielākas transformācijas koeficienta K maksimālās vērtības nekā caurlaidīgajiem, tāpēc tos lieto smagos automobiļos ar nelielas jaudas motoriem.

Ja motors savienots ar caurlaidīgu hidrotransformatoru, tad, automobilim uzsākot kustību, tas strādā lielu griezes momentu darbības zonā, tāpēc uzlabojas ieskriešanās intensitāte. Kustības ātrumam palielinoties, motors pakāpeniski palielina attīstāmo jaudu, līdz ar to uzlabojas automobiļa dinamiskās īpašības. Tāpēc caurlaidīgos hidrotransformatorus plaši lieto visu tipu automobiļos, ja vien to motoru jauda ir pietiekami liela.

Tā kā caurlaidīgo hidrotransformatoru transformācijas koeficienta vērtības ir mazas ($K_{\max} = 2 \dots 4$), tad, tos lietojot, jāmeklē iespējas vilces spēka palielināšanai. To panāk, apvienojot divus vai pat trīs hidrotransformatorus vienā, t. i., izveidojot divpakāpju vai trīspakāpju hidrotransformatorus, vai ar mehānisku reduktoru, ko ieslēdz virknē aiz hidrotransformatora, veidojot hidromehānisko transmisiju. Pēdējo paņēmieni vilces spēka palielināšanai lieto arī necaurlaidīgo hidrotransformatoru gadījumā. Tas uzlabo arī ekonomiskās īpašības, jo ļauj hidrotransformatoram mazāk strādāt režīmos ar mazu lietderības koeficientu.

Vairākpakāpju hidrotransformatoru shēmas parādītas 9.1. tabulā.


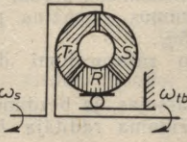
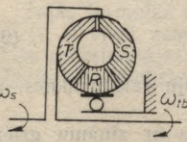
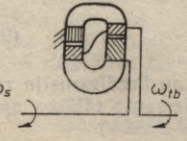
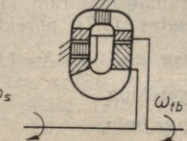
Automobilim ieskrienoties, u_{ht} palielinās, bet K samazinās (sk. 2.5. att.), līdz kādā brīdī kļūst $K=1$. Tas notiek tad, ja pārnesumu attiecība ir u_M . Tālāk palielinot u_h , hidrotransformatora darbs kļūst neizdevīgs, jo $K < 1$, tātad $M_{tb} < M_s$, un lietderības koeficients η_{ht} strauji krit. Lai hidrotransformatora darbu šajā zonā uzlabotu, to bloķē, t. i., cieši saslēdz izejas un ieejas vārpstas vai pārved hidrosajūga režīmā, atbrīvojot reaktoru un ļaujot tam griezties kopā ar turbīnas ratu. Tādā gadījumā lielu apgriezīenu zonā $K=1$ un lietderības koeficients pieaug (sk. 2.5. att. η_{hs} svītrlīniju). Tādu hidrotransformatoru, kas var strādāt hidrosajūga režīmā, sauc par *komplekso hidrotransformatoru*. Reāla kompleksā hidrotransformatora bezdimensiju raksturliķne parādīta 2.5. attēlā.

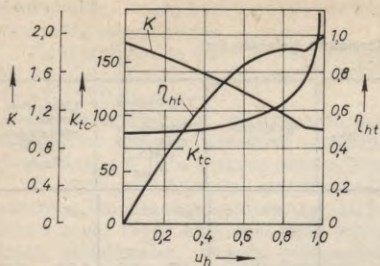
Bloķējamus hidrotransformatorus visbiežāk lieto pilsētas autobusu transmisijās, kuru transformācijas koeficienta vērtības ir augstas. Šeit hidrotransformatoru izmanto galvenokārt tikai ieskrienoties, kas pilsētas autobusiem atkārtojas bieži. Viegļajiem un kravas automobiļiem visizplatītākie ir kompleksie hidrotransformatori.

Hidrotransformatora izmēri ir proporcionāli tā ratu vislielākajam diametram, kuru sauc par *aktīvo diametru*. To aprēķina metros, izmantojot izteiksmi (2.32):

$$D_{ht} = \sqrt[5]{\frac{M_{e,\max}}{\lambda_s Q n_s^2}} \quad (9.5)$$

Hidrotransformatoru galvenie tipi

Shēma	Caurlaidība	Raksturojums	Transformācijas koeficienta maksimālā vērtība K_{max}	Lietderības koeficienta maksimālā vērtība η_{max}
	Necaurlaidīgi	Vienpakāpes	4,5 ... 6,5	0,80 ... 0,85
		Vienpakāpes, kompleksais	2,5 ... 4	0,85 ... 0,90
	Caurlaidīgi	Vienpakāpes, kompleksais	2 ... 3	0,85 ... 0,92
		Divpakāpju	3 ... 5	0,85 ... 0,86
		Trīspakāpju	4 ... 6	0,80 ... 0,83



9.2. att. Kompleksa hidrotransformatora darba raksturliktnes [7].

Samazināta aktivā diametra D_{ht} gadījumā sistēmas «motors—hidrotransformators» ārējā raksturliktne $M_{tb} = f(\omega_{tb})$ (sk. 2.13. att. b) mainās tā, ka pie lielākiem ātrumiem tiek attīstīts lielāks vilces spēks, bet pie mazākiem — mazāks.

Lai automobiliem piešķirtu optimālās vilces un ātruma īpašības, hidrotransformatora aktīvais diametrs un caurlaidība jāizvēlas tā, lai motors strādātu ātruma režīmā no $\omega_{e,M}$ līdz $\omega_{e,N}$. Lai panāktu ekonomisku darbu, šos robežātrumus samazina par 10...15%.

Galvenie hidrotransformatoru tipi un to raksturojumi doti 9.1. tabulā.

Hidrotransformatora izvēles aprēķins vienkāršojas, ja bezdimensiju raksturliktnēs iezīmē arī t. s. ieejas ražīguma rādītāja K_{tc} . $\frac{\text{apgr./min}}{(\text{N}\cdot\text{m})^{1/2}}$, izmaiņas likni [7]:

$$K_{tc} = \frac{n_s}{\sqrt{M_s}} = \sqrt{\frac{1}{\lambda_s Q D^5}}. \quad (9.6)$$

Kompleksā hidrotransformatora bezdimensiju raksturliktnes, kas papildinātas ar K_{tc} likni, dotas 9.2. attēlā.

Lai iegūtu hidrotransformatora un motora ar zināmu griezes momentu M_e noteiktā griešanās frekvencē n_e kopīgā darba raksturojumu, aprēķina K_{tc} analogu motora ārējā ražīguma rādītāju:

$$K_e = \frac{n_e}{\sqrt{M_e}}. \quad (9.7)$$

Salīdzinot lielumus K_e un K_{tc} , ja $K_e = K_{tc}$, no bezdimensiju raksturliktnēm nolasa attiecīgos u_h , K un η_{ht} , ko izmanto tālākos aprēķinos.

Tā, piemēram, ja jānosaka kopīgā darba parametri motoram ar $M_e = 393 \text{ N}\cdot\text{m}$ pie $n_e = 2450 \text{ apgr./min}$ un hidrotransformatoram, kura raksturliktnes dotas 9.2. attēlā, tad pēc formulas (9.7) aprēķina $K_e = 123 \frac{\text{apgr./min}}{(\text{N}\cdot\text{m})^{1/2}}$ un no raksturliktnēm nolasa $u_h = 0,9$; $K = 1,02$; $\eta_{ht} = 0,92$. Izmantojot formulas (2.8) un (2.7), aprēķina

$$n_{tb} = n_s u_h = n_e u_h = 2450 \cdot 0,9 = 2205 \text{ apgr./min},$$

$$M_{tb} = M_s K = 393 \cdot 1,02 = 401 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

Izmantojot formulu (2.6), var pārbaudīt

$$\eta_{ht} = K u_h = 1,02 \cdot 0,9 = 0,918.$$

9.4. GALVENĀ PĀRVADA PĀRNEŠUMSKAITLIS

Galvenā pārvada pārnesumskaitli i_o aprēķina, vadoties no nosacījuma, ka augstākajā (vai tiešajā) pārnesumā noteiktā motora ātruma režīmā ir jāsasniedz projektētais maksimālais ātrums v_{max} . Parasti to sasniedz ar maksimālo jaudu $N_{e,max}$, tātad ātruma režīmā $\omega_{e,N}$, $n_{e,N}$. Kā izriet no 3.8. iedalījumā minētā un 3.14. attēla analīzes, šajos apstākļos automobiļa darbs ir pietiekami ekonomisks un dinamisks.

Izmantojot formulu (2.21), nosakām galvenā pārvada pārnesumskaitli i_o , ja ātruma vienība ir m/s,

$$i_o = \frac{r_k u_h \omega_e}{i_k i_p v}; \quad (9.8)$$

ja ātruma vienība ir km/h, izmantojot formulas (2.22) un (2.20),

$$i_o = 0,377 \frac{r_k u_h n_e}{i_k i_p v}. \quad (9.9)$$

Sajās formulās i_p un i_k izvēlas konstruktīvi (tiešajā pārnesumā $i_k = 1$), v vietā ņem v_{max} un $\omega_e = \omega_{e,N}$; $n_e = n_{e,N}$, bet u_h ņem atbilstošu maksimālajai jaudai. Ja $\omega_{e,N}$ un $n_{e,N}$ nav zināmi, tad izmanto apgriezīgu koeficientu η_n vai η_ω pēc formulām (9.3) un (9.4):

$$i_o = \frac{r_k u_h \eta_\omega}{i_k i_p} = 0,377 \eta_n \frac{r_k u_h}{i_k i_p}. \quad (9.10)$$

Izmantojot 3.8. iedalījumā minētos apsvērumus, aprēķināto i_o palielina līdz 15%, ja jāiegūst labāka automobiļa ieskriešanās dinamika uz ekonomikas rēķina, vai samazina līdz 10%, ja jāiegūst labāka degvielas izlietojuma ekonomija uz dinamikas rēķina.

9.5. PĀRNEŠUMKĀRBAS PIRMĀ PĀRNEŠUMA PĀRNEŠUMSKAITLIS

Pirmā pārnesuma pārnesumskaitli i_{k1} aprēķina, vadoties no nosacījuma, ka šajā gadījumā, braucot ar mazu ātrumu, ir jāpārvar projektētā maksimālā ceļa pretestība ψ_{max} . Tātad jābūt $P_{k1} \geq P_{\psi,max}$. Jāņem arī vērā, ka riteņu buksēšanas dēļ var izmantot tikai tādu vilces spēku $P_{k,max}$, kas nav lielāks par saķeres spēku P_φ dotajos apstākļos, tātad $P_{k1} \leq P_\varphi$. No šiem apsvērumiem vadoties, var rakstīt, ka

$$P_{\psi,max} \leq P_{k1} \leq P_\varphi. \quad (9.11)$$

Atšifrēsim šos spēkus, izmantojot formulas (2.33), (2.48) un (2.68)

$$\psi_{\max} G_a \leq \frac{(M_{e,\max} K - M_{e,d}) i_T \eta_T}{r_k} \leq \varphi Q_{dz}, \quad (9.12)$$

kur Q_{dz} — normāslodze uz dzenošajiem riteņiem.

Šī formula derīga arī autovilcienam, aizvietojojot G_a ar $G_{\Sigma} = G_a + G_p$.

Atšifrējojot i_T pēc formulas (2.20), pirmajam pārnesejumam varam rakstīt, ka

$$\psi_{\max} G_a \leq \frac{(M_{e,\max} K - M_{e,d}) i_{k1} i_p i_o \eta_T}{r_k u_h} \leq \varphi Q_{dz}. \quad (9.13)$$

No šejienes

$$\frac{\psi_{\max} G_a r_k u_h}{(M_{e,\max} K - M_{e,d}) i_p i_o \eta_T} \leq i_{k1} \leq \frac{\varphi Q_{dz} r_k u_h}{(M_{e,\max} K - M_{e,d}) i_p i_o \eta_T}. \quad (9.14)$$

Ja hidrotransformatora nav un $M_{e,d} = 0$, tad

$$\frac{\psi_{\max} G_a r_k}{M_{e,\max} i_p i_o \eta_T} \leq i_{k1} \leq \frac{\varphi Q_{dz} r_k}{M_{e,\max} i_p i_o \eta_T}. \quad (9.15)$$

Šīs nevienādības kreiso pusi izmanto i_{k1} aprēķināšanai, bet labo — buksēšanas pārbaudei.

Ja transmisijā nekāda papildu reduktora nav, tad $i_p = 1$ un to neņem vērā. Ja tāds papildu reduktors ir, tad tā pārneseumskaitli i_p izvēlas konstruktīvi, un tam jābūt zināmam līdz šī aprēķina veikšanai. Tāpat jābūt zināmiem $M_{e,\max}$, G_a , Q_{dz} , r_k , η_T , i_o , kā arī ψ_{\max} un φ . Ja projekta uzdevumā ir dots nevis ψ_{\max} , bet α_{\max} vai i_{\max} , un noteikti ceļa apstākļi, tātad f , tad ψ_{\max} aprēķina pēc formulām (2.62) vai (2.63). Ja projekta uzdevumā ψ_{\max} un φ vērtības nav dotas, tad no 3.1. tabulas izvēlas ψ_{\max} atbilstoši D_{\max} zemākajam pārnesejumam, bet saķeres koeficientu ņem $\varphi = 0,5$.

Ja ar šādiem datiem aprēķinātais i_{k1} neatbilst nevienādībām (9.15) un (9.14) (kreisā puse iznāk lielāka par labo), tad tas norāda uz izraudzīto ψ_{\max} un φ vērtību savstarpējo neatbilstību attiecīgajam automobilim, jo no izteiksmes (9.12) izriet, ka jābūt

$$\frac{\psi_{\max}}{\varphi} \leq \frac{Q_{dz}}{G_a}. \quad (9.16)$$

Tas nozīmē, ka ar attiecīgo automobili nav iespējams pārvarēt doto ceļa pretestību (ψ_{\max}) riteņu buksēšanas dēļ. Tāpēc vai nu jāsamazina ψ_{\max} , kas nozīmē, ka automobilis nevarēs pārvarēt tik lielu ceļa pretestību kā sākotnējā uzdevumā iecerēts, vai arī jāpalielina φ , kas nozīmē, ka iecerēto ceļa pretestību varēs pārvarēt tikai tad, ja nodrošināta pietiekami laba saķere atbilstoši palielinātajam φ .

9.6. PĀRNESUMKĀRBAS PĀRĒJIE PĀRNESUMSKAITĻI UN PĀRNESUMU SKAITS

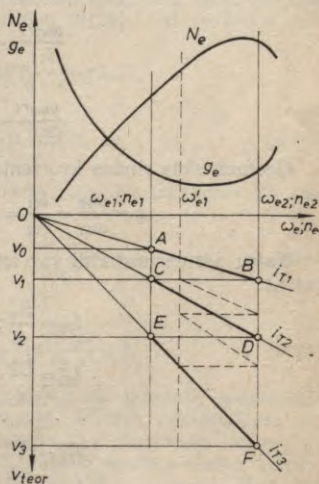
Pārnesumkārbas augstākā pārnesuma pārnesumskaitli i_{kn} izvēlas konstruktīvi. Visbiežāk mūsdienu automobiļos lieto tiešā pārnesuma pārnesumkārbas, kurās primāro vārpstu var cieši saslēgt ar sekundāro. Tad $i_{kn}=1$. Dažās pārnesumkārbās tiešais pārnesums ir priekšpēdējais, t. i., $i_{k(n-1)}=1$. Tad augstākā (pēdējā) pārnesuma pārnesumskaitļi parasti pieņem robežās $i_{kn}=0,7 \dots 0,85$. Pārējās pārnesumkārbās (tādu ir maz) i_{kn} izvēli nosaka konkrēti konstruktīvi apsvērumi.

Kad pirmā un augstākā pārnesuma pārnesumskaitļi ir noteikti, vilces aprēķinam ir jādod atbilde uz vēl diviem jautājumiem: cik pārnesumi, t. i., cik pakāpes jāizvēlas un kā jāveido attiecība starp pārnesumskaitļiem. Iztirzājumu sāksim ar pēdējo jautājumu, apskatot mehānisko pakāpju transmisiju.

Lai noskaidrotu, kā jāveido pārnesumskaitļu attiecība, izveidosim grafiku divos kvadrantos (9.3. att.). Augšējā kvadrantā atliksim motora ārējās ātruma raksturlīknes, bet apakšējā — apvērstu teorētiskā ātruma diagrammu. Lai šādu diagrammu izveidotu, izmantosim formulu (2.21), aprēķināsim v pirmajā pārnesumā (visi pirmdati zināmi!) un atliksim apakšējā kvadrantā $\omega_e - v$ koordinātās taisni i_{T1} (līdzīgi kā 2.11. att.).

Motors strādā pietiekami dinamiskā un ekonomiskā režīmā, t. i., ar pietiekami lielu jaudu N_e un mazu degvielas īpatņatēriņu g_e tikai noteiktā griešanās ātruma zonā $\omega_{e1} \dots \omega_{e2}$ ($n_{e1} \dots n_{e2}$). Pieņemsim, ka motora darbs šajos un tikai šajos apstākļos mūs apmierina. Šajā zonā pirmajā pārnesumā automobiļa ātrums mainās no v_0 punktā A līdz v_1 punktā B .

Ātrumu v_0 punktā A sasniedz nevis pa i_{T1} taisni grafikā, sākot no $v=0$, bet gan izslīdinot sajūgu un tādējādi veidojot sajūga pārnesumskaitli $i_{saj} > 1$. Motora ātruma režīms šai laikā var būt dažāds, bet parasti vadītājs rikojas ar sajūgu un akceleratora pedāļiem tā, lai motora griešanās ātrums, sajūgam izslīdot, visu laiku ir tuvs ω_{e1} . Pieņemsim, ka punktā A sajūgs ir pilnīgi saslēdzies un tālāko ātruma pieaugumu raksturo taisnes posms $A-B$, mai-



9.3. att. Pārnesumskaitļu attiecību «tīras» ģeometriskās progresijas rindas veidošanās.

noties ātrūmam $v_0 \dots v_1$. Ar lielāku ātrumu braukt pirmajā pārnesumā nedrīkst, jo tad motora griešanās ātrums pārsniegtu ω_{e2} , kas neapmierina uzdevuma nosacījumus. Tātad punktā B ir jāpārslēdz pārnesumi.

Ja neņemam vērā nelielo ātruma kritumu pārnesumu pārslēgšanas laikā, tad varam pieņemt, ka ar to pašu ātrumu v_1 nākošajā (otrajā) pārnesumā jāsāk braukt, ja motora griešanās ātrums ir ω_{e1} , t. i., punktā C . Konstruējam ātruma diagrammu otrajam pārnesumam, t. i., taisni i_{T2} no koordinātu sākuma caur punktu C . Analogi spriežot, otrajā pārnesumā ātrumu var palielināt līdz punktam D , kad jāpārslēdz trešais pārnesums, kurā ātruma izmaiņu raksturo nogrieznis EF .

Ja ātrums v_3 punktā F sakrīt ar sasniedzamo maksimālo ātrumu, tad esam uzkonstruējuši grafiku automobilim, kas ar trīspakāpju pārnesumkārbu apmierina uzdevuma nosacījumus.

Kā redzam no grafika, pārnesumskaitļi veido ģeometrisku progresiju.

Punktos B (i_{T1} ; ω_{e2}) un C (i_{T2} ; ω_{e1}) ir viens un tas pats ātrums v_1 . Izteiksim to ar šo punktu koordinātām pēc formulas (2.21):

$$\frac{\omega_{e2} r_k}{i_{T1}} = \frac{\omega_{e1} r_k}{i_{T2}}$$

Analogi ātrumu izsaka punktu pārim D (i_{T2} ; ω_{e2}) un E (i_{T3} ; ω_{e1}) utt.:

$$\frac{\omega_{e2} r_k}{i_{T2}} = \frac{\omega_{e1} r_k}{i_{T3}};$$

$$\frac{\omega_{e2} r_k}{i_{T(n-1)}} = \frac{\omega_{e1} r_k}{i_{Tn}}.$$

Ģeometriskās rindas kvocients

$$q = \frac{\omega_{e2}}{\omega_{e1}} = \frac{i_{T1}}{i_{T2}} = \frac{i_{T2}}{i_{T3}} = \dots = \frac{i_{T(n-1)}}{i_{Tn}}. \quad (9.17)$$

Katru pārnesumskaitli var izteikt no iepriekšējā pārnesumskaitļa vai i_{T1} :

$$i_{T2} = \frac{i_{T1}}{q};$$

$$i_{T3} = \frac{i_{T2}}{q} = \frac{i_{T1}}{q^2};$$

$$i_{Tn} = \frac{i_{T(n-1)}}{q} = \frac{i_{T1}}{q^{n-1}}.$$

Mehāniskajā transmisijā atbilstoši formulai (2.19), ja ir noteikti i_p un i_o , i_T ir proporcionāls i_k , un i_T attiecības ir tādas pašas kā i_k attiecības.

Ja ir zināmas i_{k1} un i_{kn} vērtības, no izteiksmes (9.18) varam atrast ģeometriskās rindas kvocientu: ja $i_{kn}=1$, tad

$$q = \sqrt[n-1]{i_{k1}}. \quad (9.19)$$

Ja tiešais pārneseums ir priekšpēdējais, t. i., $i_{k(n-1)}=1$, tad

$$q' = \sqrt[n-2]{i_{k1}}. \quad (9.20)$$

«Tīrās» ģeometriskās progresijas gadījumā jebkuru m -to pārneseumkārbas pārneseumskaitli var atrast arī neapņēķinot q :

ja $i_{kn}=1$, tad

$$i_{km} = \sqrt[n-1]{i_{k1}^{n-m}}; \quad (9.21)$$

ja $i_{k(n-1)}=1$, tad

$$i'_{km} = \sqrt[n-2]{i_{k1}^{n-m-1}}. \quad (9.22)$$

Formulas (9.19) un (9.20) ļauj atrast optimālo pārneseumu pakāpju skaitu, ja ir zināmi i_{k1} un i_{kn} un ir uzdots ģeometriskās rindas kvocients q , kas atbilstoši izteiksmei (9.17) ir motora ātruma režīmu pieļaujamās attiecības raksturotājs ω_{e2}/ω_{e1} . Ja šī attiecība noteikta ar motora darbības īpatnībām noteiktu dinamisko un ekonomisko īpašību nodrošināšanai vai izraudzīta pēc statistikas datiem, ņemot vērā, ka mūsdienu automobiļu motoriem mēdz būt $q = 1,4 \dots 2,2$ (lielākās vērtības — arvien retāk), tad optimālo pārneseumu skaitu n_p atrod šādi:

$$(n-1) \log q = \log i_{k1} - \log i_{kn}$$

un

$$n_p = \frac{\log i_{k1} - \log i_{kn}}{\log q} + 1. \quad (9.23)$$

Ja $i_{kn}=1$, un ņemot vērā, ka logaritmu attiecība nemainās pie jebkuras bāzes, var rakstīt, ka

$$n_p = \frac{\lg i_{k1}}{\lg q} + 1 = \frac{\ln i_{k1}}{\ln q} + 1. \quad (9.24)$$

Ja $i_{k(n-1)}=1$, tad analogi

$$n'_p = \frac{\lg i_{k1}}{\lg q} + 2 = \frac{\ln i_{k1}}{\ln q} + 2. \quad (9.25)$$

Pieņemsim, ka, mainot pārneseumkārbu, ir jāuzlabo automobiļa ekspluatācijas īpašības, ja motora ārējās ātruma raksturliknes paliek nemainīgas. Tādā gadījumā automobiļa dinamisko un ekonomisko īpašību uzlabošanu panāk, sašaurinot motora darba ātrumu zonu $\omega_{e1} \dots \omega_{e2}$, piemēram, 9.3. attēlā pārbīdot $\omega_{e1} \rightarrow \omega'_{e1}$. Tad motoram vairs nebūs jāstrādā zonā $\omega_{e1} \dots \omega'_{e1}$, kur jauda ir salīdzinoši maza un degvielas īpatpatēriņš — salīdzinoši liels, bet tas

strādās ātrumu zonā $\omega_{e1} \dots \omega_{e2}$, kur jauda ir lielāka un degvielas īpatņēriņš mazs. Sašaurinātajā zonā ir lielāka lietojamā vidējā jauda, tāpēc uzlabojas automobiļa ieskriešanās dinamika un vidējais kustības ātrums. Ātrumu zonu varētu sašaurināt arī no otras puses, mazliet samazinot ω_{e2} un līdz ar to vēl vairāk uzlabojot automobiļa vilces dinamiskumu un degvielas izlietojuma ekonomiskumu. So izmaiņu rezultātā samazinās $q = \omega_{e2}/\omega_{e1}$, un ātrumu diagramma mainās tā, kā parādīts ar svītrlinijām. Jaunajā variantā to pašu ātrumu $v_{max} (=v_3)$ var sasniegt tikai ar četrpakāpju pārnesumkārbu. Ja ātrumu zonu $\omega_{e1} \dots \omega_{e2}$ vēl vairāk sašaurinātu, pārnesumu skaits būtu vēl lielāks. Var secināt, ka kvocienta q vērtības samazināšana un pārnesumu skaita n_p palielināšana dod iespēju uzlabot automobiļa ekspluatācijas īpašības. Tāda tendence arī vērojama mūsdienu automobiļos. Tomēr jāņem vērā, ka līdz ar to pārnesumkārbas konstrukcija kļūst sarežģītāka un automobiļa vadītāja darbs tiek apgrūtināts ar pārnesumu biežāku pārslēgšanu.

Lai izvairītos no šiem sarežģījumiem, praksē tiek meklēts kompromisa variants, kas dotu automobiļa ekspluatācijas īpašību uzlabojumu, nemainot pārnesumu skaitu. Tas iespējams tādēļ, ka visus pārnesumus neizmanto vienādu laiku. Visvairāk izmanto augstākos pārnesumus, bet pirmos pārnesumus — reti. Pēc B. Golda datiem, pilsētas apstākļos vieglie automobiļi ar pirmo pārnesumu brauc vidēji 3%, ar otro — 10% no visa laika, kravas automobiļi un autobusi ar pirmo pārnesumu brauc 0,5%, ar otro — 4,5...6,5% no visa kustības laika. Turpretī ar tiešo vai augstāko pārnesumu vieglie automobiļi brauc 40...50% un kravas automobiļi — līdz 50% no visa laika. Brīvā ārpuspilsētas ceļā augstāko pārnesumu lietošana ir noteicošā (50...80% no visa braukšanas laika).

Nemot vērā, ka q samazināšana uzlabo ekspluatācijas īpašības un to, ka augstākos pārnesumus izmanto daudz vairāk nekā pirmos pārnesumus, dažādos kompromisa variantos motora darba ātrumu zonu un q samazina augstākajos un palielina zemākajos pārnesumos. Tā panāk automobiļa ekspluatācijas īpašību uzlabošanu vairāk lietojamās augstākajos pārnesumos uz šo īpašību pasliktināšanās rēķina mazāk lietojamās zemākajos pārnesumos. Gala rezultātā var atrast tādu kompromisa variantu, kas ar pietiekami vienkāršas un lētas konstrukcijas pārnesumkārbu dod iespēju panākt vislabāko iespējamo ekspluatācijas īpašību kombināciju.

Sastopami dažādi aprakstīti kompromisa variantu ieteikumi. Vienkāršākais ir q samazināšana tikai augstākajā pārnesumā. To lieto, piemēram, pārnesumkārbām, kurām tiešais pārnesums ir priekšpēdējais. Izvēloties augstāko pārnesumu pēc ģeometriskās progresijas, tā pārnesumskaitlim vajadzētu būt $i_{kn} = 1/q = 0,45 \dots 0,7$. Taču, kā jau iepriekš minēts, faktiski tiek pieņemts $i_{kn} = 0,7 \dots 0,85$, kas atbilst samazinātam $q = 1,2 \dots 1,4$.

M. Petrovs un N. Kuļikovs iesaka katru nākošo pārnesumskaitli pēc i_{kl} samazināt par 10...15% salīdzinājumā ar «tīro» ģeometriskās progresijas rindu, tādējādi izveidojot «uzlaboto» ģeometriskās progresijas rindu. Šādu pārnesumskaitļu attiecību lieto

3% mūsdienu automobiļu («tīro» ģeometriskās progresijas rindu lieto 7%, citus neaplūkotos variantus kopā — 6% automobiļu, bet 2% automobiļu pārnesumkārbās neviens no zināmajiem pārnesumskaitļu attiecību likumiem netiek izmantots).

Visvairāk mūsdienu automobiļos — 82%, bet autobusus — pat 87% lieto t. s. «sašaurināto» ģeometriskās progresijas rindu. To veido, katra nākošā pārnesuma q samazinot par kādu lielumu k_q atbilstoši šādai sakarībai:

$$\frac{q_m}{q_{m-1}} = k_q, \quad (9.26)$$

kur $k_q < 1$ parasti ir nemainīgs lielums. Tas var būt arī mainīgs lielums, bet šādu gadījumu vienkāršības dēļ neapskatīsim.

Tāpat vienkāršības dēļ pieņemsim, ka rindas sašaurināšanās notiek tikai uz mazākā pieļaujamā griešanās ātruma ω_{e1} rēķina atbilstoši 9.4. attēlam.

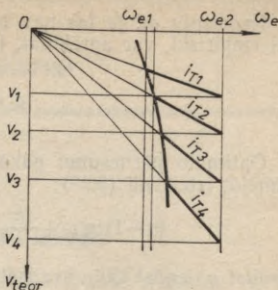
Pieņemot, ka motora darba ātrumu zona $\omega_{e1} \dots \omega_{e2}$ un q_1 pirmajā pārnesumā ir tādi paši kā «tīrās» ģeometriskās progresijas gadījumā, varam izteikt «sašaurinātās» rindas pārnesumskaitļu attiecību šādi:

$$\begin{aligned} \frac{i_{k1}}{i_{k2}} &= q_1 k_q^0, & i_{k2} &= \frac{i_{k1}}{q_1 k_q^0}; \\ \frac{i_{k2}}{i_{k3}} &= q_1 k_q^1, & i_{k3} &= \frac{i_{k2}}{q_1 k_q^1} = \frac{i_{k1}}{q_1^2 k_q^1}; \\ \frac{i_{k3}}{i_{k4}} &= q_1 k_q^2, & i_{k4} &= \frac{i_{k3}}{q_1 k_q^2} = \frac{i_{k1}}{q_1^3 k_q^3}; \\ &\dots & & \\ \frac{i_{k(n-1)}}{i_{kn}} &= q_1 k_q^{n-2}, & i_{kn} &= \frac{i_{k(n-1)}}{q_1 k_q^{n-2}} = \frac{i_{k1}}{q_1^{n-1} k_q^{\frac{(n-1)(n-2)}{2}}}. \end{aligned} \quad (9.27)$$

Ja i_{k1} , i_{kn} , q un n ir zināmi, tad var atrast k_q optimālo vērtību:

$$k_q = \sqrt{\frac{(n-1)(n-2)}{2} \frac{i_{k1}}{q_1^{n-1} i_{kn}}}. \quad (9.28)$$

Mūsdienu automobiļiem k_q mēdz būt robežās $k_q = 0,85 \dots 0,97$.



9.4. att. «Sašaurinātā» ģeometriskās progresijas rinda.

Kvocientu q_1 , ja tas nav noteikts ar motora darbības īpatnībām vai empiriski, var aprēķināt, ja ir zināmi i_{k1} , i_{kn} , n un k_q :

$$q_1 = \sqrt[n-1]{\frac{i_{k1}}{i_{kn} k_q \frac{(n-1)(n-2)}{2}}}. \quad (9.29)$$

Optimālo pārnesumu pakāpju skaitu, ja $i_{kn} = 1$, atrodam, logaritmējot izteiksmi (9.29):

$$(n-1) \lg q_1 + \frac{(n-2)(n-1)}{2} \lg k_q - \lg i_{k1} = 0.$$

Izsakot n , iegūst šādu kvadrātvienādojumu:

$$0,5 \lg k_q n^2 + (\lg q_1 - 1,5 \lg k_q) n - \lg q_1 + \lg k_q - \lg i_{k1} = 0,$$

kuru atrisinot atrod $n_p = n_1$ (otro sakni n_2 atmetam kā nepiemērotu, jo $n_2 > n_1$). Tātad pārnesumu pakāpju skaits

$$n_p = \frac{3}{2} - \frac{\lg q_1}{\lg k_q} - \sqrt{\left(\frac{\lg q_1}{\lg k_q} - \frac{3}{2}\right)^2 - 2\left(1 - \frac{\lg q_1}{\lg k_q} - \frac{\lg i_{k1}}{\lg k_q}\right)}. \quad (9.30)$$

Aprēķinu vienkāršošanai apzīmējam ar

$$A = \frac{\lg q_1}{\lg k_q} \quad \text{un} \quad B = \frac{\lg i_{k1}}{\lg k_q}.$$

Tātad

$$n_p = 1,5 - A - \sqrt{(A - 1,5)^2 - 2(1 - A - B)}. \quad (9.31)$$

Analogi, ja $i_{k(n-1)} = 1$, tad

$$n'_p = 2,5 - A - \sqrt{(A - 1,5)^2 - 2(1 - A - B)}. \quad (9.32)$$

10.1. KUSTĪBAS APRĒĶINA METODES

Automobiļu ekspluatācijas īpašību uzlabošanas galvenais uzdevums ir *paaugstināt automobiļa ražīgumu*. Lai šo uzdevumu izpildītu, jālieto metodes, kuras dod iespēju noteikt automobiļa kustības galvenos parametrus: vidējo kustības ātrumu un degvielas patēriņu noteiktā maršrutā.

Automobiļa kustības parametru aprēķina metodes noteiktā maršrutā ir izstrādājuši N. Jakovļevs, G. Zimeļevs, N. Govoruščenko, O. Novikovs u. c.; tā rezultātā radītas šo parametru noteikšanas analītiskās, grafoanalītiskās un grafiskās metodes. Katrai metodei ir sava aprēķina shēma un loģiski nosacījumi, kas savā starpā atšķiras pēc tuvināšanās pakāpes reālam kustības procesam, un tas atkarīgs no pieņēmumiem, kurus ņem vērā aprēķina shēmā. Visas kustības aprēķina metodes var sadalīt divās grupās: metodēs, kas neievērtē nevienmērīgu kustības režīmu un metodēs, kuras to ievērtē.

Pirmās grupas metodes balstās uz pieņēmumu, ka automobilis dotajā ceļa posmā pārvietojas ar nemainīgu ātrumu un motors strādā ar pastāvīgu droselēvārsta atvērumu. Šīs grupas metodes dod iespēju aprēķinos izmantot samērā vienkāršas algebriskās izteiksmes. Pēc šīm metodēm maršrutu sadala ceļa posmos ar vienādu kustības pretestību un ātrumu epīrai līdz ar to ir lēcienveida raksturs, jo ātrums starp posmiem mainās momentāni. Šajos aprēķinos var ņemt vērā tikai nelielu skaitu ātrumu ietekmējošos faktorus, piemēram, motora jaudu, automobiļa svaru, pārnēsūmkārības un galvenā pārvada pārnēsūmskaitļus, transmisijas lietderības koeficientu, riteņa rādiusu un kustības pretestību.

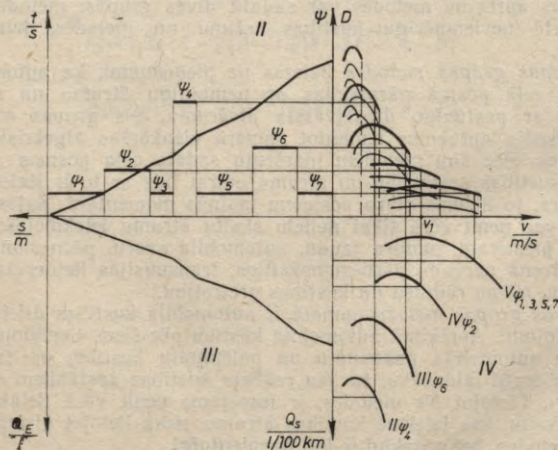
Otrās grupas metožu pamatā ir automobiļa kustības diferenciālvienādojumi. Aprēķinot automobiļa kustību pēc šiem vienādojumiem, ievērtē automobiļa paātrinātu un palēninātu kustību, un tas dod iespēju iegūt laidenāku, tuvāku reāliem kustības apstākļiem ātruma grafīku. Lietojot šīs metodes, ir iespējams ņemt vērā lielāku faktoru skaitu, kas ietekmē kustības ātrumu, nekā lietojot pirmās grupas metodes, bet aprēķini ir ļoti darbietilpīgi.

Vispārīgā gadījumā automobiļa kustības parametru aprēķini ir diezgan sarežģīti, jo aprēķinos jāievērtē ļoti daudz faktoru, kuri nav tieši saistīti ar automobiļa konstrukciju, bet ietekmē automobiļa

kustību. Šos faktoros var iedalīt trīs grupās. Pie *pirmās grupas* attiecinā *faktoros*, kas nosaka kustības pretestību un pie tiem attiecinā reljefu, ceļa seguma tipu un tā stāvokli. *Otrās grupas faktori* ir tie faktori, kas tieši neietekmē kustības pretestību, bet liek auto vadītājam mainīt kustības ātrumu, piemēram, ceļa seguma stāvoklis, meteoroloģiskie apstākļi, ceļa parametri plānā, ceļu šķērsojumi un kustības organizācija. Pie *trešās grupas* attiecas tie *faktori*, kas raksturo sistēmu «automobilis—vadītājs», piemēram, automobiļa tehniskais stāvoklis, autovadītāja profesionālās iemaņas un psihofizioloģiskais stāvoklis.

Viena no grafiskajām metodēm, lai noteiktu automobiļa kustības parametrus pēc automobiļa dinamiskā faktora un degvielas ekonomiskuma raksturlielņiem, dota 10.1. attēlā. Minētās raksturlielnes attēlotas *I* un *IV* kvadrantā. *II* kvadrantā zīmē grafiku, kurā noteiktā mērogā atliek katra ceļa posma garumu un tā kustības summāro pretestību. Lai noteiktu kustības ātrumu katrā ceļa posmā, tad uz ātruma asi projicē punktu, kas atbilst $D = \psi$ dotajam ceļa posmam, piemēram, ψ_2 . Zinot kāda *i*-tā posma garumu s_i un kustības ātrumu v_i , secīgi visiem posmiem konstruē grafiku $t-s$ (attēlots *II* kvadrantā), pēc kura atrod summāro kustības laiku visā maršrutā. Vidējo kustības ātrumu aprēķina, dalot maršruta garumu ar kopējo kustības laiku:

$$v_{\text{vid}} = \frac{S_{\text{kop}}}{t_{\text{kop}}}$$



10.1. att. Automobiļa kustības laika un degvielas patēriņa noteikšanas grafiskā metode maršrutā ar pastāvīgā ātruma metodi.

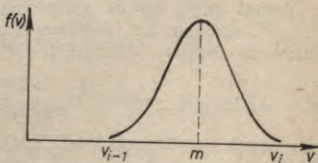
Lai noteiktu degvielas patēriņu, tad no punkta v_1 velk vertikāli, līdz tā krusto degvielas ekonomiskuma raksturlielni, kas konstruēta attiecīgai ceļa pretestības koeficienta vērtībai. Krustojuma punktu projicējot uz degvielas patēriņa—ceļa asi, atrodam degvielas patēriņu uz ceļa vienību. Pēc tam varam atrast degvielas patēriņu visā ceļa posmā un arī maršrutā (grafiks III kvadrantā).

Sastādot grafiku pēc šīs metodes, var salīdzināt viena automobiļa eksploataācijas īpašības atkarā no ceļa apstākļiem. Noteikto lielumu absolūtās vērtības jāuzskata par aptuvenām, jo ātrums katrā ceļa posmā tika aprēķināts kā maksimāli iespējamais (noteikts pēc motora ārējām raksturliedēm), kustību uzskata par vienmērīgu, neievērtē pārnesumu pārlēgšanu, automobiļa ieskriešanos, brīvskrejieni un bremzēšanu. Maksimālo ātrumu ne vienmēr var izmantot. Ja ir zināmi ātruma ierobežojumi, piemēram, ceļa zīmes, tad kustības ātrumu attiecīgā ceļa posmā nosaka pēc tām. Lai veiktu aprēķinus pēc šīs metodes, ir jāzina automobiļa kustības maršrutu atsevišķu ceļa posmu summārā ceļa pretestība.

10.2. AUTOMOBILĀ VIDEJĀ KUSTĪBAS ĀTRUMA NOTEIKŠANA

Automobiļa kustība reālos ceļa apstākļos liecina, ka tā kustības ātrums var ievērojami atšķirties no tā ātruma, kas noteikts pēc dinamiskajām raksturliedēm, jo ātrumu katrā maršruta posmā ietekmē gadījumrakstura faktori.

Vispārīgā gadījumā aplūkojot automobiļa dinamiskā faktora raksturlielni (sk. 3.16. att.), redzam, ka i -tā pārnesuma iespējas, lai pārvarētu kustības pretestības spēkus, ir robežās starp maksimālo dinamisko faktoru šim pārnesumam D_i un maksimālo dinamisko faktoru nākošajam, augstākam pārnesumam D_{i+1} . Tas nozīmē, ka kustība ar i -to pārnesumu ir vēlama tad, ja tiek ievērots noteikums $D_{i+1} \leq \psi < D_i$. Ja summārā pretestība ir lielāka par maksimālo dinamisko faktoru D_i , tad jāieslēdz zemāks pārnesums ($i-1$) un, otrādi, ja atļauj automobiļa iespējas, tad autovadītājs vienmēr centīsies ieslēgt augstāko pārnesumu ($D_{i+1} > \psi$). Ja zināma automobiļa kustības pretestība atsevišķos maršruta posmos, tad varam izdalīt posmus, kurus var pārvarēt ar i -to pārnesumu. Automobiļa ātrums šādā ceļa posmā s_i var mainīties robežās no v_{i-1} , kas ir maksimālais ātrums iepriekšējam, zemākajam pārnesumam, līdz i -tā pārnesuma maksimālām ātrumam v_i . Galvenokārt to nosaka ātrumu ietekmējošie otrās un trešās grupas faktori, un ātrums var pieņemt jebkuru vērtību šajā dotajā intervālā. Tādējādi nepieciešams automobiļa ātrumu dotajā intervālā aplūkot kā gadījumlielumu, ko var aprakstīt ar kādu noteiktu sadalījuma likumu.



10.2. Automobiļa kustības ātruma ar i -to pārnesumu normālais sadalījums.

Eksperimentālie pētījumi liecina, ka automobiļa kustības ātrums noteiktā ceļa posmā ar noteiktu pārneseumu atbilst vai ir ļoti tuvs normālam sadalījumam (10.2. att.). Tad i -tajā ceļa posmā, kurā automobilis pārvietojas ar i -to pārneseumu, automobiļa vidējā kustības ātruma sadalījuma blīvumu apraksta ar šādu sakarību:

$$f_i(v) = \begin{cases} \frac{1}{\sigma_v \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(v-m)^2}{2\sigma_v^2}} & \text{pie } v_{i-1} < v \leq v_i; \\ 0 & \text{pie } v > v_i \text{ un } v < v_{i-1}, \end{cases} \quad (10.1)$$

kur v — ātruma momentānā vērtība;

m_v — matemātiskā sagaidāmība;

σ_v — ātruma vērtības vidējā kvadrātiskā novirze.

Nemot vērā visas reālas kustības apstākļu ievērošanas grūtības, aprēķinu gaitā pieņem šādus nosacījumus:

1) ceļa posmu, kur spēkā ir nosacījums $D_{i+1} \leq \psi < D_i$, pārvar tikai ar i -to pārneseumu (D_i — dinamiskais faktors ar i -to pārneseumu);

2) ņemot vērā iepriekš minēto nosacījumu, kustības ātrums ar i -to pārneseumu mainās šādās robežās:

$$v_{i-1} < v \leq v_i, \quad (10.2)$$

kur v_{i-1} un v_i — maksimālais ātrums ar $i-1$ un i -to pārneseumu;

3) pārneseumu pārslēgšanu no i -tā pārneseuma uz augstāku vai zemāku pārneseumu nosaka summārais ceļa pretestības koeficients ψ , pie tam pārslēgšana uz augstāko pārneseumu notiek ceļa posma vietā, kur $D_{i+1} = \psi$ un nākošajā posmā $D_{i+1} > \psi$, pāreja uz zemāku pārneseumu notiek pie $D_i = \psi$, ja nākošajā posmā $\psi > D_i$;

4) pārneseumu pārslēgšanas laiku neņem vērā.

Kustības pretestību konkrētā ceļa posmā var aprēķināt pēc attiecīgiem datiem par šo ceļa posmu, ievērojot summāro ceļa pretestības koeficientu (sk. izteiksmi (2.62)). Ja automobilis pārvietojas pa ceļa posmu ar nemainīgu rites pretestības koeficientu, tad izteiksmi (2.62) varam pārrakstīt šādi:

$$\psi = c \cos \alpha + \sin \alpha, \quad (10.3)$$

kur $f = c$, ja $f = \text{const}$.

Nemot vērā, ka uz autoceļiem sastopamie slipumi nepārsniedz $8^\circ \dots 9^\circ$, šādiem un lielākiem leņķiem $\sin \alpha$ un $\cos \alpha$ funkcijas ar pietiekami augstu precizitāti var aizstāt ar lineārām izteiksmēm:

$$\begin{aligned} \sin \alpha &= a\alpha, \\ \cos \alpha &= 1 - b\alpha, \end{aligned} \quad (10.4)$$

kur a un b — attiecīgi koeficienti.

Nemot vērā izteiksmi (10.4), izteiksmi (10.3) var pārrakstīt šādi:

$$\psi = c(1 - b\alpha) + a\alpha. \quad (10.5)$$

Ja ir zināms argumenta α sadalījuma likums, tad var noteikt arī funkcijas ψ sadalījuma likumu.

Ceļa slīpumu sadalījumu aptuveni var aprakstīt ar normālā sadalījuma likumu, un slīpuma sadalījuma blīvums atbilst šādai sakaībai

$$f(\alpha) = \frac{1}{\sigma_\alpha \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\alpha - m_\alpha)^2}{2\sigma_\alpha^2}}, \quad (10.6)$$

kur m_α — slīpuma matemātiskā sagaidāmība dotajā ceļa posmā;
 σ_α — slīpuma vidējā kvadrātiskā novirze no matemātiskās sagaidāmības.

Ievērtējot izteiksmi (10.6), funkcijas ψ sadalījuma likums būs šāds:

$$f(\psi) = \frac{1}{\sigma_\psi \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\psi - m_\psi)^2}{2\sigma_\psi^2}}, \quad (10.7)$$

kur m_ψ — ceļa pretestības matemātiskā sagaidāmība dotajā ceļa posmā ($m_\psi = m_\alpha(a - cb) + c$);

σ_ψ — ceļa pretestības vidējā kvadrātiskā novirze no matemātiskās sagaidāmības ($\sigma_\psi = \sigma_\alpha(a - cb)$).

Pēc izteiksmes (10.7) var aprēķināt ceļa posmus, kurus dotais automobilis var pārvarēt ar i -to pārneseumu. Ar k_i apzīmēsim ceļa posma garumu s_i , kuru automobilis pārvar ar i -to pārneseumu, attiecību pret visa maršruta garumu s :

$$k_i = \frac{s_i}{s}. \quad (10.8)$$

Ceļa posma garums, kuru automobilis var pārvarēt ar i -to pārneseumu, ir atkarīgs no summārā ceļa pretestības koeficienta ψ iekļaušanās varbūtību intervālā, kuru ierobežo i -tā pārneseuma iespējas. Šo ceļa posmu garumu var noteikt pēc šādas izteiksmes:

$$s_i = sP(D_{i+1} \leq \psi < D_i),$$

kur $P(D_{i+1} \leq \psi < D_i)$ — lieluma ψ varbūtība atrasties intervālā no D_{i+1} līdz D_i .

Lielumu k_i var aprēķināt pēc izteiksmes

$$k_i = \int_{D_{i+1}}^{D_i} f(\psi) d\psi. \quad (10.9)$$

Lietojot normālā sadalījuma funkciju, izteiksmi (10.9) var pārakstīt šādi:

$$k_i = F^*\left(\frac{D_i - m_\psi}{\sigma_\psi}\right) - F^*\left(\frac{D_{i+1} - m_\psi}{\sigma_\psi}\right), \quad (10.10)$$

kur F^* — normālā sadalījuma funkcija.

Pēc izteiksmes (10.7) redzam, ka lielumi m_V un σ_V ir atkarīgi no rites pretestības koeficienta f , tātad izteiksme (10.10) arī satur lielumu f kā parametru.

Ja zināms ceļa posma s_i garums, nevar noteikt automobiļa kustības ātrumu, jo tas var pieņemt jebkuru vērtību robežās no v_{i-1} līdz v_i , pie tam jebkura ātruma vērtība ir gadījumrakstura lielums.

Nepārtraukta lieluma matemātisko sagaidāmību varbūtības blīvumu var izteikt šādi:

$$M(v) = \int_{-\infty}^{+\infty} v f(v) dv, \quad (10.11)$$

kur v — iespējamā automobiļa ātruma vērtība maršrutā.

Kā jebkurš varbūtējs lielums, kas pakļaujas kādam sadalījumam, ātrumu var raksturot ar vidējo lielumu, ņemot vērā izteiksmi (10.11). Tātad automobiļa vidējo kustības ātrumu v_{vidi} ar i -to pārneseņu, aprēķina pēc šādas izteiksmes:

$$v_{vidi} = \int_{v_{i-1}}^{v_i} v f_i(v) dv. \quad (10.12)$$

Pamatojoties uz izteiksmi (10.1), vidējo kustības ātrumu ar i -to pārneseņu, kas ir vidējais svērtais, var aprēķināt šādi:

$$v_{vidi} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{q_i} \right) v_i, \quad (10.13)$$

kur

$$q_i = \frac{v_i}{v_{i-1}},$$

kur q_i — i -to ātrumu attiecība.

Apzīmēsim izteiksmes (10.13) labās puses daļu, kas atrodas pirms v_i , ar a_i .

Visu automobiļa kustības maršrutu var sadalīt posmos, kurus var pārvarēt attiecīgi ar 1., 2., ..., n -to pārneseņu. Ja automobiļa vidējo kustības ātrumu katrā šajā posmā apzīmēsim ar v_{vid1} , v_{vid2} , ..., v_{vidi} , ..., v_{vidn} un šo posmu izbraukšanas laiku ar t_1 , t_2 , ..., t_i , ..., t_n , tad kā nosacījumu varam uzrakstīt, ka

$$\sum_{i=1}^n t_i = t_m \quad \text{un} \quad \sum_{i=1}^n s_i = s_m,$$

kur t_m — visa maršruta izbraukšanas laiks,

s_m — visa maršruta garums.

Attiecībā uz visu maršrutu varam uzrakstīt, ka

$$s_m = \sum_{i=1}^n v_{vidi} t_i. \quad (10.14)$$

Automobiļa vidējo kustības ātrumu $v_{\text{vid},m}$ maršrutā nosaka, ja visa maršruta garumu s_m (izteiksme (10.14)) dalām ar tā izbraukšanas laiku:

$$v_{\text{vid},m} = \sum_{i=1}^n v_{\text{vid}i} \frac{t_i}{t_m}. \quad (10.15)$$

Apzīmēsim ar γ_i i -tā posma izbraukšanas laika attiecību pret visa maršruta veikšanas laiku t_m , tad tas būs attiecinātais laiks, kurā automobilis brauc ar ieslēgtu i -to pārnese. Ņemot vērā šo apzīmējumu un izteiksmes (10.13) un (10.15),

$$v_{\text{vid},m} = \sum_{i=1}^n a_i v_i \gamma_i. \quad (10.16)$$

Automobiļa maksimālo kustības ātrumu, ņemot vērā tā motora un transmisijas parametrus, teorētiski var noteikt pēc izteiksmēm (2.22), (2.34). Ja īpatnējo vilces spēku apzīmējam ar P_G ($P_G = \frac{P_k}{m_a}$), tad

$$v_i = 0,036 \frac{N_{e,\max} \eta_{Ti}}{P_{Gi} m_a}, \quad (10.17)$$

kur $N_{e,\max}$ — motora maksimālā jauda, kW;

m_a — automobiļa masa, kG;

P_{Gi} — īpatnējais vilces spēks i -tā pārnese, ja motors strādā maksimālās jaudas režīmā;

η_{Ti} — transmisijas lietderības koeficients, ja ieslēgts i -tais pārnese.

Ja apzīmējam īpatnjaudu ar N_G (sk. 3.3. iedal.), tad izteiksme (10.16), ņemot vērā izteiksmi (10.17), būs šāda:

$$v_{\text{vid},m} = 0,036 N_G \sum_{i=1}^n \frac{a_i \gamma_i \eta_{Ti}}{P_{Gi}}. \quad (10.18)$$

Ja automobilim pārnesekārbas pārnesekaitļi ir izraudzīti pēc ģeometriskās progresijas un ātruma sadalījuma likums visiem pārneseiem ir vienāds, tad varam uzrakstīt (ja η_{Ti} pie dažādiem pārneseiem mainās nedaudz):

$$v_{\text{vid},m} = 0,036 N_G \eta_{Ti} \sum_{i=1}^n \frac{\gamma_i}{P_G}. \quad (10.19)$$

Lai noteiktu attiecināto kustības laiku ar i -to pārnese, tad izmantosim šādas sakarības:

$$t_i = \frac{k_i s}{a_i v_i};$$

apzīmējot ātrumu attiecību v_{\max}/v_i ar d_i ,

$$\sum_{i=1}^n t_i = \frac{s}{v_{\max}} \sum_{i=1}^n \frac{k_i d_i}{a_i}, \quad (10.20)$$

kur v_{\max} — automobiļa maksimālais kustības ātrums ar augstāko pārneseņu, m/s.

Ņemot vērā izteiksmi (10.20), var izteikt attiecināto kustības laiku ar i -to pārneseņu atkarā no attiecinātā ceļa, kuru veic ar šo pārneseņu:

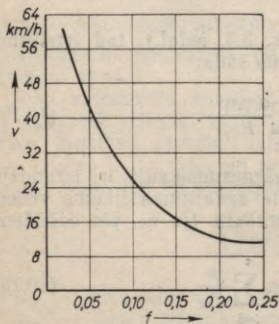
$$\gamma_i = \frac{k_i d_i}{a_i \sum_{i=1}^n \frac{k_i d_i}{a_i}}. \quad (10.21)$$

Ja izteiksmē (10.19) ievietojam aprēķināto γ_i vērtību, tad iegūsim izteiksmi, pēc kuras var aprēķināt vidējo automobiļa kustības ātrumu, m/s, visā maršrutā:

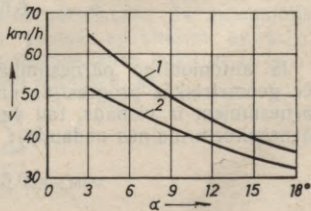
$$v_{\text{vid,m}} = 0,036 N_G \sum_{i=1}^n \frac{k_i d_i \eta_T}{P_G \sum_{i=1}^n \frac{k_i d_i}{a_i}}. \quad (10.22)$$

Automobiļa vidējā kustības ātruma aprēķināšanas algoritms dotos ceļa apstākļos ir šāds:

1) konstruē automobiļa dinamisko raksturojumu un nosaka maksimālo dinamisko faktoru katram pārneseņam (sk. izteiksmes (2.34), (2.76), (3.19));

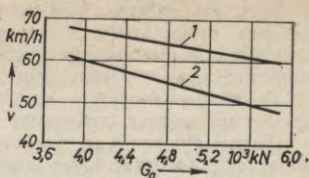


10.3. att. Kravas automobiļa vidējais kustības ātrums atkarā no rītes pretestības koeficienta izmaiņām.



10.4. att. Kravas automobiļa vidējā kustības ātruma izmaiņa atkarā no ceļa kāpuma lieluma (1. likne — ja $f=0,02$, 2. likne — ja $f=0,04$).

10.5. att. Kravas automobiļa vidējā kustības ātruma izmaiņa atkarā no tā pilna svara (1. likne — $f=0,02$, 2. likne — $f=0,04$).



2) aprēķina vērtību d_i , ipatnējo vilces spēku P_{Gi} un maksimālo kustības ātrumu ar katru pārneseņu v_i ;

3) pēc izteiksmes (10.10) aprēķina attiecināto ceļu k_i visiem maršruta ceļu tipiem;

4) koeficientu a_i vērtības aprēķina, balstoties uz ātruma sadalījuma likumu katram pārneseņam;

5) aprēķina attiecināto kustības laiku pēc izteiksmes (10.21) katram pārneseņam;

6) atkarā no transmisijas shēmas izvēlas η_T un pēc izteiksmēm (10.19) un (10.22) aprēķina vidējo automobiļa kustības ātrumu $v_{vid,m}$ dažādām rītes pretestības koeficienta f vērtībām un konstruē grafiku, kurā attēlo vidējo kustības ātrumu maršrutā atkarā no f .

So ātruma aprēķina metodi var lietot arī dažādu faktoru ietekmes analīzei uz automobiļa kustības ātrumu. Tā, piemēram, kravas automobiļa vidējā kustības ātruma izmaiņas atkarā no rītes pretestības koeficienta dota 10.3. attēlā. Pēc izteiksmes (10.22) aprēķinātais kustības ātrums kravas automobilim atkarā no ceļa kāpuma dots 10.4. attēlā, bet atkarā no automobiļa pilna svara — 10.5. attēlā.

Automobiļa vidējo kustības ātrumu, ko aprēķina pēc izteiksmes (10.22), nosaka ceļu raksturojošs parametrs ψ , kā arī automobiļa noslodze un motora parametri. Bet automobiļa kustības ātrumu konkrētos ceļa apstākļos var ierobežot arī citi parametri. Tā, piemēram, uz nelīdzena ceļa ātrumu ierobežos ceļa nelīdzenums no kravas saglabāšanas vai pasažieru komfortabluma viedokļa. Pieļaujamo automobiļa kustības ātrumu, m/s, atkarā no ceļa nelīdzenuma var aprēķināt pēc šādas izteiksmes:

$$v_s = \frac{163 \cdot 10^3 m_{a,a}}{k_{am} S_n} \sqrt{\sigma_z^2 - 10^{-6} \omega_0 S_n^2 I_n^2}, \quad (10.23)$$

kur $m_{a,a}$ — automobiļa atsperotā masa, kG;

k_{am} — amortizatoru pretestības koeficients, kG · cm⁻¹ · s;

S_n — ceļa seguma nelīdzenums, cm/km;

σ_z^2 — pieļaujama vidējais kvadrātiskais vertikālais paātrinājums noteiktai kravai vai pasažieriem, cm/s²;

ω_0 — automobiļa atsperotās masas parciālā svārstību frekvence (nekustīgas neatsperotās masas gadījumā), rad/s;

I_n — ceļa nelīdzenumu garums, cm.

Savukārt saķeres koeficients var ierobežot automobiļa vilces īpašības, drošu kustības ātrumu pa plāna liknēm bez automobiļa sānslīdes un pieļaujamo kustības ātrumu atkarā no automobiļa nobremzēšanas iespējām, ņemot vērā ceļa pārredzamības attālumu.

Maksimāli iespējamo kustības ātrumu atkarā no plāna liknes rādiusa un saķeres koeficienta var aprēķināt pēc izteiksmes (6.44).

Pieļaujamo kustības ātrumu, m/s, atkarā no pārredzamības attāluma var noteikt pēc šādas izteiksmes:

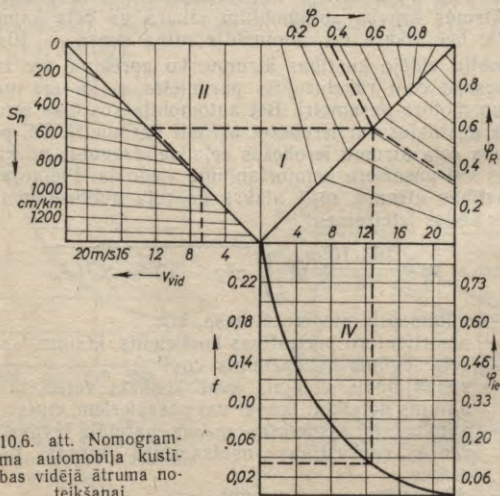
$$v_1 = \frac{\left(\sqrt{1 + \frac{2k_e(l_g - l_d)}{g\varphi}} - 1 \right) g\varphi}{k_e}, \quad (10.24)$$

kur l_g — ceļa pārredzamības attālums, m;

l_d — drošības attālums (pieņem 5 m).

Automobiļa iekustināšanas iespējas uz ceļa ar zemu saķeres koeficientu nosaka dinamiskais faktors pēc saķeres. Lai automobilis varētu uzsākt kustību, jābūt izpildītam nosacījumam $D_1 > D_1 \geq \varphi$ (D_1 — dinamiskais faktors ar I pārnese) un saķeres koeficientam pie iekustināšanas (φ_{ie}) ir jābūt pietiekošam, lai pārvarētu kustības uzsākšanas pretestību. Pārbaudot automobiļa iekustināšanas iespējas, jāņem vērā, ka uz deformējama seguma ceļiem (piemēram, grunts segums) rītes pretestības koeficients pie automobiļa iekustināšanas var būt 2...2,5 reizes lielāks nekā kustībā.

Ņemot vērā iepriekš minēto automobiļa vidējā kustības ātruma aprēķina metodi maršrutā un aplūkotos ierobežojumus, varam kon-



10.6. att. Nomogramma automobiļa kustības vidējā ātruma noteikšanai.

struēt nomogrammu, kura nosaka noteikta automobiļa vidējo kustības ātrumu jebkurā ceļa posmā.

Šāda nomogramma, kura konstruēta kravas automobilim, dota 10.6. attēlā. Lai konstruētu nomogrammu, tad *IV* kvadrantā atliek vidējo kustības ātrumu, kas aprēķināts pēc izteiksmes (10.22). *I* kvadrantā attiecīgajam kustības ātrumam novelk taisnes, kuras nosaka minimālo saķeres koeficientu pēc sānslīdes (φ_R) un pēc ceļa pārredzamības un automobiļa nobremzēšanas iespējām (φ_0). *II* kvadrantā attiecīgajam kustības ātrumam atliek pieļaujamo ceļa nelīdzenumu pēc noteiktas kategorijas kravas saglabājamības vai pasažieru komfortabluma, lai vidējais kvadrātiskais vertikālais paātrinājums nepārsniegtu pieļaujamo vērtību.

Tā, piemēram, uz ceļa, kam $f=0,035$, $\varphi=0,35$, $S_n=900$ cm/km, kravas automobiļa vidējais kustības ātrums būs 6,64 m/s un to ierobežos ceļa seguma nelīdzenums, bet neierobežos φ , jo $\varphi > \varphi_{ie} > \varphi_0 > \varphi_R$. Automobiļa tehniskais raksturojums un summārais ceļa pretestības koeficients pa šo ceļu dod iespēju attīstīt ātrumu līdz 13 m/s.

Šādu nomogrammu var izmantot ne tikai, lai noteiktu vidējo automobiļa kustības ātrumu ceļa posmos ar zināmu f , φ un S_n , bet arī lai ierobežotu kustības ātrumu tādos ceļa posmos, kuros tas no kustības drošības viedokļa var būt lielāks.

LITERATŪRA

1. *Liberts G.* Laboratorija ceļu ekspluatācijas īpašību noteikšanai. — Latvijas autotransports un ceļi. Sēr. «Autoceļi», 1971, Nr. 4.
2. *Pommers J., Ribovskis A.* Autovadītājs—automobilis—ceļš. — R.: Liesma, 1977. — 172 lpp.
3. *Pommers J.* Automobiļa jaudas un vilkmes bilances — LLA raksti. — R.: Zvaigzne, 1965. — 17. sēj., 67.—74. lpp.
4. *Pommers J.* Mikroautobusu ieskriešanās dinamikas rādītāju noteikšana un normēšana — LLA raksti. — Jelgava: LLA izd. 1972. — 50. sēj., 18.—23. lpp.
5. Автомобильные транспортные средства / Под ред. *Д. П. Великанова.* — М.: Транспорт, 1977. — 326 с.
6. *Бухарин Н. А., Прозоров Б. С., Шукин М. М.* Автомобили. — М.; Л.: Машиностроение, 1965. — 504 с.
7. *Вонг Дж.* Теория наземных транспортных средств. — М.: Машиностроение, 1982. — 284 с.
8. *Зимелев Г. В.* Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1959. — 312 с.
9. *Иларионов В. А.* Эксплуатационные свойства автомобиля. — М.: Машиностроение, 1966. — 280 с.
10. Краткий автомобильный справочник. — М.: Транспорт, 1979. — 464 с.
11. *Лурье М. И., Токарев А. А.* Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. — М.: Машиностроение, 1967. — 164 с.
12. *Михайловский Е. В.* Аэродинамика автомобиля. — М.: Машиностроение, 1973. — 224 с.
13. *Нефедов А. Ф.* Расчет режимов движения автомобилей на вычислительных машинах. — Киев: Техника, 1970. — 172 с.
14. *Поммер Ю. А.* Исследование топливной экономичности и эксплуатационных режимов микроавтобусов РАФ в условиях Латвийской ССР: Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. — Елгава, 1968. — 261 с.
15. *Поммер Ю. А.* К определению подъема дороги по дорожному сопротивлению. — Труды ЛСХА. — Елгава: Изд-во ЛСХА, 1972, вып. 62, с. 52—55.
16. *Ротенберг Р. В.* Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972. — 362 с.

17. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. — М.: Машиностроение, 1981. — 271 с.
18. Теория и конструкция автомобиля / Иларионов В. А., Морин М. М., Сергеев Н. М. и др. — М.: Машиностроение, 1979. — 304 с.
19. Токарев А. А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. — М.: Машиностроение, 1982. — 222 с.
20. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. — М.: Машгиз, 1963. — 239 с.
21. Чудаков Е. А. Избранные труды. — М.: Изд. АН СССР, 1961, — Т. 1, 464 с.; — Т. 2, 344 с.

ALFABĒTISKAIS RĀDĪTĀJS

- aerodinamiskā caurule 53, 54
akvaplanēšana 39
ātrums, ekonomiskais 201
— kritiskais 68, 127
— — gāšanās 154
— — sānoturības 153
— — slīdes 156
— — vadāmības 142
— kustības 22—24, 79, 87
— maksimālais 61, 63, 66, 70, 87
— motora griešanās, leņķiskais 12
— robežātrums 70
— vidējais tehniskais 9
— vienmērīgs 58
- balstiekārtas reducētais stingrums 179
balance, jaudas 62—64
— vilces 59—62
bremzēšana 57, 58, 91
brīvskrējiens 57, 77—80
buktēšana, riteņu 17, 18
- caurlaidība, hidrotransformatora 215
ceļš, bremzēšanas 91
— — pilnais 95, 98
— ieskriešanās 74, 75
— izskrejas 79
— riteņa 17, 18
centrs, elastības 185
— momentānais pagrieziena 128
— sasveres 156
ciklogramma, degvielas patēriņa noteikšanai 207
Čudakovs J. 3, 65
- darba ražīgums 7
dabarīki, pasīvie 56
darbīgās daļas, aktivās 56
diagramma, ātruma 23, 24
— bremzēšanas 96
— potenciālā ātruma 67, 68
diametrs, hidrotransformatora, aktīvais 27, 216
diferenciālvienādojums, automobiļa kustības 24, 26
dinamiskā pase 67
disbalanss, riteņa 144
- ekonomiskums, degvielas izlietojuma 194
ekspluatācijas īpašības 5
enerģija, kinētiskā 24
- faktors, dinamiskais 65—68
— dinamiskais pēc saķeres 67
— pārgājības 114
— plūdlīnijas 50—52
frekvence, leņķiskā svārstību 175
— tehniskā svārstību 176
- gāzelēšanās 179
grafiks, ieskriešanās intensitātes 75
- hidrotransformators, kompleksais 216
histerēzes zudumi 32
- ieskriešanās 57, 69—75
ietilpība 8

- izmēģinājumi 18, 19, 21, 22, 24, 29,
30, 46 53, 54, 83—90, 209, 210,
212
- jauda 63
— brīvā 64
— motora 12, 63, 213, 214
— pretestību 63
— vilces uz riteņiem 15, 62, 63
— zudumu 15
- kāpumu dinamiskā pārvarēšana 76,
77
- klīrens 111
- koeficients, apgriezīgu 214
— bremzēšanas efektivitātes 94
— ceļa pretestības 44
— gaisa pretestības 49, 50
— garenaķeres 39
— garenstabilitātes 162
— hidrotransformatora transformā-
cijas 15, 216—218
— kravnesības izmantošanas 7, 8
— lietderības 15—19
— masas izmantošanas 7
— nobraukuma izmantošanas 7, 8
— normālreakciju izmaiņas 99
— pasažierietilpības izmantošanas 7,
8
— plūdinijas 47, 48
— protektora raksta biezības 120
— — — pilnības 120
— rites pretestības 33
— rotējošo masu 25, 26, 55
— saķeres 38
— saķeres masas 113
— sānnovirzes pretestības 138
— šķērssaķeres 40
— šķērsstabilitātes 1155
— sūkņa griezes momenta 16
— uzrāves 64
- kontrolpatēriņš, degvielas 212
- laiks, atbremzēšanas 97
— bremzēšanas 91
— bremžu piedava iedarbes 96
— ieskriešanās 70—74, 87
— intensīvās bremzēšanas 97
— palēninājuma pieauguma 97
— reakcijas 95
leņķis, pagriezes 128
— pārkāres 112
— pulkas garengāzuma 150
— sāngāzuma 148
— sānnovirzes 137
- masa, atspertā 178
— neatspertā 178
— reducētā 25
manevrējamība 112
metacentrs, gaisa pretestības 47
metode, grafoanalitiskās integrēšanas
71
— izskrejas 79, 80
— pulsējošās kustības 206
moments, motora griezes 12
— hidrotransformatora sūkņa griezes
27
motors 11, 81
- noslodze, motora 65, 197
noturība 127
- paātrinājums 26, 69
pagriežamība 139, 141
pagriežamības nosacījums 133
pārgājība 110
pārgājības kritērijs 113
pārgājības saķeres parametri 113
palēkšanās 179
palēninājums 78—80
— bremzēšanas 91
pārnesumskaitlis, galvenā pārvada 22,
82, 219
— pārnesumkārbas 22, 219—225
— transmisijas 22, 23, 199, 200
pārnesumu attiecība, hidrodinamiskā
pārvada 15
— pārslēgšana 72
— skaits 82, 223, 226
pašizmaksas, pārvadājumu 10
piekabe 56
«piektais ritenis» 24, 84, 85
pretestība, ceļa 44—46
— gaisa 46—54
— inerces 55
— kāpuma 44

- piekabes 56, 57
 - rites 32, 33, 42, 43
 - transmisijas 78
- rādītāji, degvielas izlietojuma ekonomiskuma 194, 195
- dinamisko īpašību 59, 88—90
 - ekonomiskie 6
 - tehniskie 6
- rādiuss, garenpārgājības 112
- pagrieziens 130
 - riteņa 19—22
 - šķērspārgājības 111
- raksturliktnes, ārējās ātruma 12
- bezdimensiju 15, 215—218
 - ceļekonomiskuma 200, 201, 210
- degvielas izlietojuma ekonomiskuma 200
- jaudas 12
 - motora griezes momenta 11
 - motora parciālās ātruma 14
 - slodzes 196—198
- raksturojums, ātruma, ātrumraksturojums 87, 90
- automobiļa vilces 28
 - dinamiskais 66
 - sistēmas «motors—hidrotransformators» potenciālais izejas 28
 - — — — —, slodzes 209
- raksturotāji, pārgājības ģeometriskie 111
- raustišanās 179
- reakcija, ceļa 30
- tangenciālā 30
 - normālā, normālreakcija 30
- režīmi, kustības 57, 58
- riepas, ipatspiediens 114

- riteņa griezes plecs 149
- riteņu formula 110
- riteņu stabilizācija 148
- garenstabilitātes 163
- garenstabilitātes 162
- kāpuma dinamiskās pārvarēšanas 77
- šķērsnoturības 154
- šķērsstabilitāte 155

- sānnovirze 137
- sasveres ass 156
- šimmi 144
- šķērsnoturība 152
- šķērsnoturības nosacījums 154
- šķērsreakcija 30
- šķērsstabilitāte 152
- spēks, brīvais 62
- saķeres 38
 - vilces 24, 28—30
- stabilitāte 127
- stendi, lietderības koeficienta noteikšanai 18, 19
- vilces spēka noteikšanai 29
- svārstību periods 175

teorija, automobiļa 3

uzrāve 59, 64, 75

vadāmība 127

vēsture, automobiļa teorijas 3

vilces dinamika 59

zona, stabila darba 13

S A T U R S

Ievads	3
1. Automaģija ekspluatācijas īpaģības	5
1.1. Jēdziens, nozīme un klasifikāģija	5
1.2. Transporta darba galvenie raksturotāģi	7
2. Automaģija kustība un spēģi, kas darbojas uz automobili	11
2.1. Motors — kustības enerģijas avots	11
2.2. Automaģija enerģijas zudumi, lietderības koeficienti	14
2.3. Riteņa rāģiusi	19
2.4. Kustības āģtrums	22
2.5. Automaģija kustības diferenciāģvienāģojums	24
2.6. Vilces spēģs uz dzenoģajiem riteņiem	27
2.7. Riteņa ritēģšana un rites pretestība	30
2.8. Saģeres koeficients	37
2.9. Kustības iespēģjamības nosacģjums	41
2.10. Automaģija un autovilģiena ceģa pretestģba	42
2.11. Gaisa pretestģba	46
2.12. Inerģes pretestģba	55
2.13. Piekabģes pretestģba. Autovilģieni	56
2.14. Automaģija tipiskie kustģbas reģģģi	57
3. Automaģija vilces dinamģka	59
3.1. Vilces dinamģku raksturoģoģie parametri	59
3.2. Vilģes bilance	59
3.3. Jaudas bilance	62
3.4. Automaģija dinamģskais raksturoģjums	65
3.5. Automaģija ieskrieģšanās dinamģka	69
3.6. Kāģpumu pāģvarēģģana	76
3.7. Automaģija brģvģskrēģģiens	77
3.8. Motora un transmisģjas paramģtru ietekme uz automobiģa dinamģskajām īpaģģģģm	80
3.9. Automaģija dinamģsko īpaģģģģ eksperimentāģa noteģģģģana	83
3.10. Padomģu automobiģu dinamģskās īpaģģģģģ	90

4. Automašīna bremzēšana	91
4.1. Bremzēšanas īpašību raksturojošie parametri	91
4.2. Riteņu normāreakciju izmaiņa bremzēšanas procesā	98
4.3. Konstruktīvas un ekspluatācijas parametru ietekme uz bremzēšanas īpašībām	103
4.4. Bremzēšanas parametru normēšana un noteikšana	105
4.5. Padomju automobiļu bremzēšanas īpašības	109
5. Automašīna pārgājība	110
5.1. Pārgājību raksturojošie parametri	110
5.2. Pārgājības ģeometriskie raksturotāji	111
5.3. Pārgājības saķeres parametri	113
5.4. Automašīna konstruktīvas un ekspluatatīvo faktoru ietekme uz pārgājību	116
5.5. Pārgājības noteikšanas eksperimentālās metodes	122
5.6. Padomju automobiļu pārgājības parametri	124
6. Automašīna vadāmība un stabilitāte	127
6.1. Automašīna vadāmību un stabilitāti raksturojošie parametri	127
6.2. Automašīna kustības kinematika pagriezienā	127
6.3. Uz automobili pagriezienā darbojošies spēki	132
6.4. Sānnoirze	137
6.5. Automašīna pagriežamība	139
6.6. Automašīna vadāmo riteņu svārstības	144
6.7. Vadāmo riteņu stabilizācija	148
6.8. Automašīna šķērsstabilitāte un šķērsnoturība	152
6.9. Automašīna un autovielciena garenstabilitāte un garennoturība	161
6.10. Ekspluatācijas un konstruktīvo faktoru ietekme uz automašīna vadāmību un stabilitāti	163
6.11. Vadāmības un stabilitātes noteikšanas eksperimentālās metodes	167
6.12. Padomju automobiļu vadāmības un stabilitātes īpašības	170
7. Automašīna gaitas laidenība	175
7.1. Gaitas laidenību raksturojošie parametri	175
7.2. Automašīna svārstību sistēma un balstiekārtas reducētā stingrība	178
7.3. Automašīna svārstības kā sistēmas ar divām kustības brīvības pakāpēm	185
7.4. Ekspluatācijas un konstruktīvas faktoru ietekme uz gaitas laidenību	188
7.5. Gaitas laidenības noteikšanas eksperimentālās metodes	190
7.6. Padomju automobiļu gaitas laidenības parametri	191
8. Degvielas izlietojuma ekonomiskums	194
8.1. Jēdziens un nozīme	194
8.2. Degvielas izlietojuma ekonomiskuma rādītāji	194
8.3. Degvielas patēriņu ietekmējošie faktori	195
8.4. Degvielas izlietojuma normēšana un tās taupīšanas pasākumi	204
8.5. Degvielas izlietojuma ekonomiskuma raksturlielņu konstruēšana	207
8.6. Degvielas izlietojuma ekonomiskuma noteikšanas eksperimentālās metodes	209

9. Vilces aprēķins	213
9.1. Aprēķina uzdevumi un pirmdati	213
9.2. Motora jaudas izvēle	213
9.3. Hidrotransformatora parametru izvēle	215
9.4. Galvenā pārvada pānesumskaitlis	219
9.5. Pānesumkārbas pirmā pānesuma pānesumskaitlis	219
9.6. Pānesumkārbas pārējie pānesumskaitļi un pānesumu skaits	221
10. Kustības grafiki	227
10.1. Kustības aprēķina metodes	227
10.2. Automašīna vidējā kustības ātruma noteikšana	229
Literatūra	238
Alfabētiskais rādītājs	240

Юрис Поммерс, Гундарс Либертс

ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования Латвийской ССР в качестве учебника для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»

Рига «Звайгзне» 1985

На латышском языке

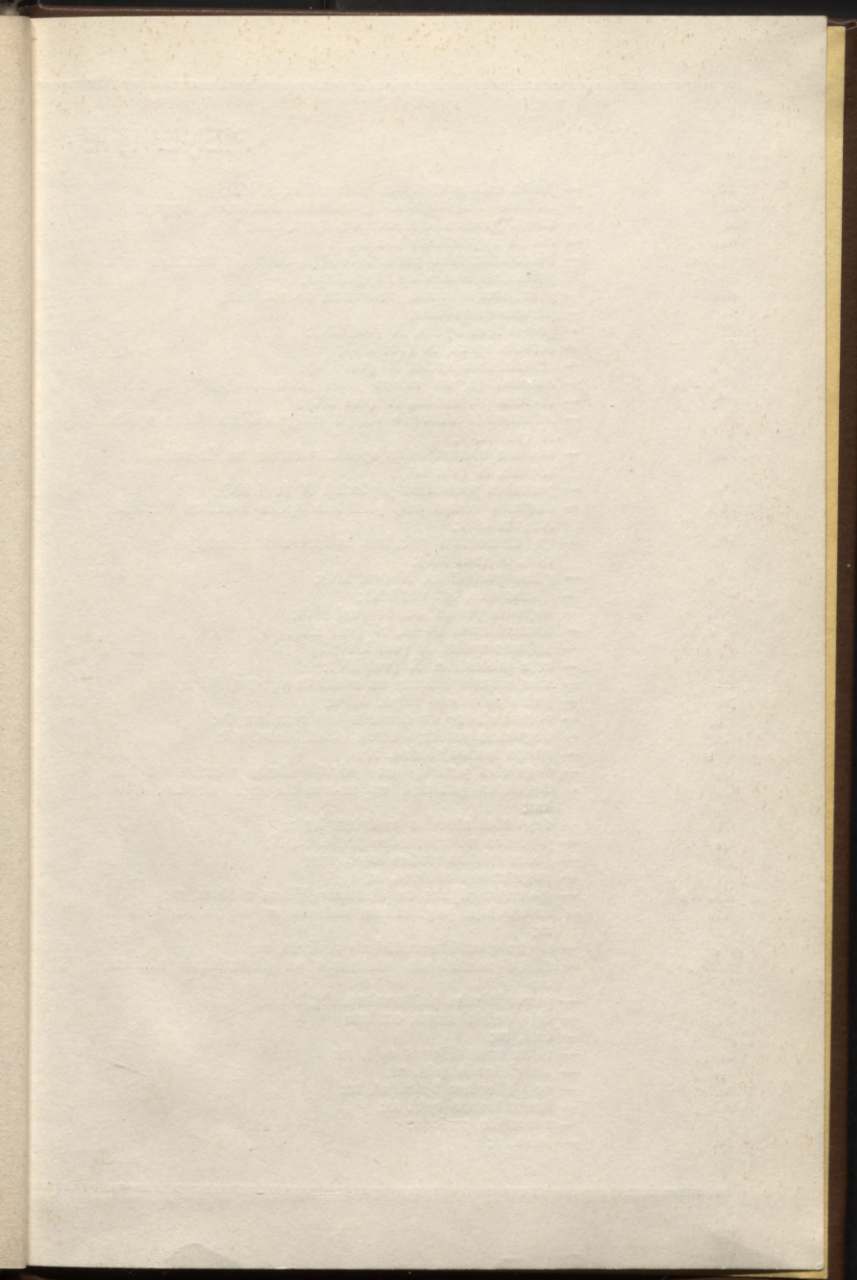
Juris Pommers, Gundars Liberts
AUTOMOBĪLA TEORIJA

Vāku zīm. S. Māliņa. Redaktore L. Ziemele.
Māksl. redaktors U. Gulbis. Tehn. redaktore
Dz. Skvarnaviča. Korektore I. Tarvida.
ИБ № 3054

Nodota salikšanai 19.03.85. Parakstīta iespiešanai
17.12.85. JT 01592. Formāts 60×90/16. Tipogr. pa-
pīrs Nr. 1. Literatūras garnitūra. Augstspiedums.
15,5+0,25 uzsk. iespied., 16,19 uzsk. krāsu novilk.,
15,92+0,42 izdevn. l. Metiens 4000 eks. Pasūt.
Nr. 344-1. Cena 85 kap. Izdevniecība «Zvaigzne»,
226013, Rīgā, Gorkija ielā 105. Izdevn. Nr.
6633/T-132. Iespiesta Latvijas PSR Valsts izdev-
niecību, poligrāfijas un grāmatu tirdzniecības
lietu komitejas tipogrāfijā «Cīņa», 226011, Rīgā,
Blaumaņa ielā 38/40.

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

THE UNIVERSITY OF CHICAGO
LIBRARY

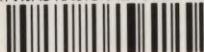


PIEŅEMTIE

N^*_{ψ}	— jauda ceļa pretestības pārvarēšanai, kW;
n_o	— motora kloķvārpstas griešanās frekvence, apgr./min;
n_k	— riteņa griešanās frekvence, apgr./min;
n_{ko}	— riteņa apgrieziumu skaits;
n_s, n_{tb}	— hidrodinamiskā pārvada sūkņa rata un turbīnas rata griešanās frekvence, apgr./min;
n_{sv}	— svārstību tehniskā frekvence, svārst./min;
n_p	— pārnese skaits;
P	— pretestības spēks, N (vai kN);
P_b	— brīvais spēks, N (vai kN);
P^*_{c}	— centrālās spēks, N (vai kN);
$P^*_{i}, P_{r,k}$	— automobiļa un riteņa rites pretestība, N (vai kN);
P^*_{j}	— inerces pretestība, N (vai kN);
P_k	— automobiļa dzenošo riteņu tangenciālais vilces spēks, N (vai kN);
P_m	— motora bremzēšanas spēks, reducēts uz dzenošiem riteņiem, N (vai kN);
P_p	— piekabes pretestība jūgierīcē, N (vai kN);
$P_{r,a}$	— dzenošā riteņa asij pieliktais spēks kustības virzienā, N (vai kN);
P^*_{z}	— uz dzenošiem riteņiem reducēta transmisijas pretestība, N (vai kN);
P^*_{w}	— gaisa pretestība, N (vai kN);
P^*_{y}	— šķērspēks, N (vai kN);
P^*_{α}	— kāpuma pretestība, N (vai kN);
P^*_{τ}	— bremzēšanas spēks, N (vai kN);
P_{φ}	— saķeres spēks, N (vai kN);
P_{ψ}	— ceļa pretestība, N (vai kN);
p_i	— riteņa īpatspiediens uz atbalsta virsmu, MPa;
p_w	— gaisa spiedienu riepā, MPa;
Q_{iz}	— normālslodze uz dzenošajiem riteņiem, N;
Q_E	— degvielas patēriņš litros vienā braucienā;
Q^*_{k}	— riteņa normālslodze, N;
Q_D	— degvielas patēriņš uz padarītā darba vienību, l/t · km;
Q_a	— degvielas patēriņš uz nobrauktā ceļa vienību, l/100 km;
Q_t	— degvielas stundas patēriņš, kg/h;
Q_z	— piekabes normālslodze jūgierīcē, N;
q	— ģeometriskās rindas kvocients;
R	— pagrieziena rādiuss, m;
R_E, R_{δ}	— garenpārgājības un šķērspārgājības rādiuss, m;
R^*_{ϕ}	— automobiļa pagrieziena rādiuss ar riteņu sānnovirzi, m;
r^*_{k}	— riteņa rites kinemātiskais rādiuss, m;
r_o, r_s, r_d	— riteņa nominālais, statiskais un dinamiskais rādiuss, m;
S	— pārvadājuma pašizmaksa, rb./t · km;
S_n	— ceļa nelīdzenums, cm/km;
s	— ceļš, m;
s_a	— pilns bremzēšanas ceļš, m;
s_{ie}	— ieskriešanās ceļš, m;
s_{δ}	— ceļš riteņiem buksējot, m;
s_{τ}	— bremzēšanas ceļš, m;
T	— svārstību periods;
t	— laiks, s;

APZĪMĒJUMI

LATVIJAS NACIŅĀLĀ BIBLIOTĒKA



0308033397

t_{10}	— ieskriešanās laiks, s;
$t_{p,p}$	— pārnesešanas pārslēgšanās laiks, s;
t_{τ}	— bremzēšanas laiks, s;
U	— spēku rezultante;
u_h (u_{ht} , u_{hs})	— hidrodinamiskā pārvada (hidrotransformatora, hidrosajūga) pārnesešanas attiecība;
V_h	— motora darba tilpums, l;
v	— kustības ātrums, m/s (vai km/h);
v_{kr}	— kritiskais ātrums, m/s (vai km/h);
v_y	— ātrums šķērsvirzienā, m/s;
v_z	— ātrums, riteņiem buksējot, m/s (km/h);
W	— darba ražīgums, t·km/h;
Z^* , Z_k	— automobiļa un riteņa normāltreakcija kontaktlaukumā, kN;
Z_{dz}	— dzenošo riteņu normāltreakcija, kN;
z	— svārstību amplitūda, m;
X	— tangenciālā reakcija kontaktlaukumā, kN;
Y	— šķērsreakcija kontaktlaukumā, kN;
α	— ceļa kāpuma leņķis, grādi vai rad;
β	— ceļa šķērslīpuma leņķis, grādi vai rad;
β_p	— pulkas sāngāzuma leņķis, grādi vai rad;
γ	— pārkares leņķis, grādi vai rad;
γ_p	— pulkas garengāzuma leņķis, grādi vai rad;
δ^*	— rotējošo masu koeficients;
δ'	— rotējošo masu koeficients, ja motors atvienots no transmisijas;
δ_y	— sānnovirzes leņķis;
ϵ_m	— masu sadales koeficients;
η_0	— motora efektīvais lietderības koeficients;
η_G	— masas izmantošanas koeficients;
η_{ht} ; η_{hs}	— hidrotransformatora un hidrosajūga lietderības koeficients;
η_j	— uzrāves koeficients;
η_k , η_0 , η_T	— pārnesešanas galvenā pārvada un mehāniskās transmisijas lietderības koeficients;
η_{kp} , η_p , η_{sa}	— kardānpārvada, papildu reduktora un sajūga lietderības koeficients;
η_N	— motora noslodze;
η_{δ}	— buksēšanas lietderības koeficients;
Θ	— riteņu vidējais pagriezes leņķis, rad;
λ_s	— sūkņa griezes momenta koeficients;
ρ	— blīvums, kg/l (vai t/m ³);
Q_i	— inerce rādiuss pret z asi, m;
φ	— saķeres koeficients;
φ_x , φ_y	— garenaķeres un šķērssaķeres koeficients;
ψ	— ceļa pretestības koeficients;
ψ_y	— virsbūves sasveres leņķis, rad;
ω	— automobiļa pagriešanās leņķiskais ātrums, rad/s;
ω_e , ω_{sp}	— motora un spararata griešanās leņķiskais ātrums, rad/s;
ω_k	— riteņa griešanās leņķiskais ātrums, rad/s;
ω_s , ω_{tb}	— hidrodinamiskā pārvada sūkņa rata un turbīnas rata griešanās leņķiskais ātrums, rad/s;
ω_{sv}	— svārstību leņķiskā frekvence, rad/s.

005