

**TOSHKENT DAVLAT TRANSPORT UNIVERSITETI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI DSc.15/31.08.2022.T.73.03 RAQAMLI
ILMIY KENGASH**

TOSHKENT DAVLAT TRANSPORT UNIVERSITETI

TUXTAMISHOV SOBIT SOBIR O‘G‘LI

**AVTOMOBIL SHINALARI YEYILISHINI ANIQLASHNING HISOB
USLUBINI TAKOMILLASHTIRISH**

05.08.06 – G‘ildirakli va gusenitsali mashinalar va ularni ishlatish

**TEXNIKA FANLARI BO‘YICHA FALSAFA DOKTORI (PhD) DISSERTATSIYASI
AVTOREFERATI**

Toshkent-2026

**Texnika fanlari bo‘yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi avtoreferati
mundarijasi**

**Оглавление автореферата диссертации доктора философии (PhD) по
техническим наукам**

**Abstract contents of dissertation of doctor of philosophy (PhD)
in technical sciences**

Tuxtamishov Sobit Sobir o‘g‘li

Avtomobil shinalari yeyilishini aniqlashning hisob uslubini

takomillashtirish..... 3

Тухтамишов Собит Собир угли

Совершенствование расчетной методики определения износа

автомобильных шин..... 23

Tukhtamishov Sobit Sobir ugli

Improvement of the computational method for determining automobile

tire wear..... 45

E‘lon qilingan ishlar ro‘uxati

Список опубликованных работ

List of published works 52

**TOSHKENT DAVLAT TRANSPORT UNIVERSITETI HUZURIDAGI
ILMIY DARAJALAR BERUVCHI DSc.15/31.08.2022.T.73.03 RAQAMLI
ILMIY KENGASH**

TOSHKENT DAVLAT TRANSPORT UNIVERSITETI

TUXTAMISHOV SOBIT SOBIR O‘G‘LI

**AVTOMOBIL SHINALARI YEYILISHINI ANIQLASHNING HISOB
USLUBINI TAKOMILLASHTIRISH**

05.08.06 – G‘ildirakli va gusenitsali mashinalar va ularni ishlatish

**TEXNIKA FANLARI BO‘YICHA FALSAFA DOKTORI (PhD) DISSERTATSIYASI
AVTOREFERATI**

Toshkent-2026

Texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi mavzusi O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida B2025.2 PhD/T2654 raqam bilan ro'yxatga olingan.

Dissertatsiya Toshkent davlat transport universitetida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o'zbek, rus, ingliz (rezyume)) Ilmiy kengash veb-sahifasida (www.tstu.uz) ba «ZiyoNet» Axborot-ta'lim portalida (www.ziynet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy rahbar:

Muxitdinov Akmal Anvarovich
texnika fanlari doktori, professor

Rasmiy opponentlar:

Alimuxamedov Shavkat Pirmuxamedovich
texnika fanlari doktori, professor

Kalauov Saydulla Aymaxanovich
texnika fanlari nomzodi, professor

Yetakchi tashkilot:

Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti

Dissertatsiya himoyasi Toshkent davlat transport universiteti huzuridagi ilmiy darajalar beruvchi DSc.15/31.08.2022.T.73.03 raqamli Ilmiy kengashning 2026-yil «__» _____ soat_____dagi majlisida bo'lib o'tadi. (Manzil: 100208, Toshkent sh, Temirchi ko'chasi, 53-uy, Tel.: (99871) 299-00-01, faks: (99871) 293-57-54 e-mail: rectorat@tstu.uz, tashiit@exat.uz).

Dissertatsiya bilan Toshkent davlat transport universitetining Axborot-resurs markazida tanishish mumkin (№ ____ raqam bilan ro'yxatga olingan). Manzil: 100167, Toshkent sh., Temiryo'lchilar ko'chasi, 1-uy. Tel.: (99871) 299-00-01, faks: (99871) 293-57-54 e-mail: rectorat@tstu.uz, tashiit@exat.uz).

Dissertatsiya avtoreferati 2026-yil «__»_____ kuni tarqatildi.
(2025-yil «__»_____dagi_____ - raqamli reestr bayonnomasi).

A.A.Riskulov

Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy
kengash raisi, t.f.d., professor

K.Z.Ziyaev

Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy
kengash kotibi, (PhD), dotsent

S.K.Ro'zimov

Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy
kengash qoshidagi ilmiy seminar
raisi o'rinbosari, DSc., dotsent

KIRISH (falsafa doktori (PhD) dissertatsiyasi annotatsiyasi)

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda iqtisodiyotni izchil rivojlantirish, transport tizimlarining barqaror va xavfsiz ishlashini ta'minlash, energiya resurslaridan oqilona foydalanish, ekologik talablarga mos texnologiyalarni joriy etish, ishlab chiqarish samaradorligini oshirish va zamonaviy boshqaruv-innovatsion yechimlarni qo'llash imkoniyatlarini oshirishga katta ahamiyat berilmoqda. Hozirda rivojlangan xorijiy mamlakatlarda energiya tejamkor tizimlarni rivojlantirish, resurs sarfini kamaytiruvchi innovatsion texnologiyalarni qo'llash, ekologik xavfsizlik darajasini oshirish, ishlab chiqarish jarayonlarini raqamlashtirish va zamonaviy boshqaruv mexanizmlarini joriy etish orqali samaradorlik ko'rsatgichlarini oshirishga qaratilgan masalalar yetakchi o'rinni egallagan. Bu borada, jumladan, transport vositalari konstruksiyasida energiya yo'qotishlarini kamaytirish, ekspluatatsion yuklanishlar ostida materiallarning deformatsion xususiyatlarini yaxshilash, shinalar ish jarayonida yuzaga keladigan mexanik omillar tasirini minimallashtirishga va ularni samaradorligini oshirishga alohida e'tibor qaratilmoqda.

Jahonda transport vositalarida resurs tejamkorligini oshirish, shinalarning konstruksiyasini takomillashtirish orqali ekspluatatsion xususiyatlarini yaxshilash, energiya sarfini kamaytirish va ekologik xavfsizlikni ta'minlash bo'yicha ilmiy-tadqiqot ishlarini olib borish muhim ahamiyat kasb etadi. Ushbu yo'nalishda, jumladan, shina materiallarining fizik-mexanik xossalarini baholash, kontakt yuzalaridagi kuchlanish taqsimotining dinamik sharoitlarda o'zgarishini modellashtirish, issiqlik ta'sirida yuzaga keladigan elastik-deformatsion jarayonlarni tahlil qilish, yuklamalar intensivligining konstruktiv elementlarga ta'sirini matematik tavsiflash va energiya tejamkor texnik yechimlarni ishlab chiqish bo'yicha tadqiqotlar ustuvor hisoblanmoqda. Shu bilan birga, avtomobil shinalarining real ekspluatatsiya sharoitida yeyilish jarayonini aniqlashning hisob uslubini takomillashtirish orqali ularning xizmat muddatini bashorat qilish va ekspluatatsion samaradorlik ko'rsatkichlarini oshirish kabi masalalar dolzarb vazifalardan hisoblanmoqda.

Respublikamizdagi avtotransport vositalarining texnik holatini yaxshilash, energiya iste'molini kamaytirishga imkon beruvchi innovatsion texnologiyalarni yaratish va ularning amaliyotga joriy etilishini ta'minlashga qaratilgan keng qamrovli rejali chora-tadbirlar amalga oshirilmoqda. Buni, transport tizimining energiya samaradorligi, ekologik xavfsizligi va shinalar sifat ko'rsatkichlarini oshirishga xizmat qiluvchi ilmiy-tadqiqot va uslubiy ishlarni rag'batlantiruvchi qator me'yoriy-huquqiy hujjatlarning qabul qilinganligi yaqqol ko'rsatib turibdi. Jumladan, 2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasida "...Sanoat tarmoqlarida yo'qotishlarni va resurslardan foydalanish samaradorligini oshirish, ish unumdorligini va ishlab chiqarish jarayonlarida mahalliy lashtirish darajasini oshirish"¹ bo'yicha vazifalari alohida belgilab berilgan.

¹ O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi PF-60-son "2022-2026 yillarga mo'ljallangan Yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida"gi Farmoni.

Mazkur vazifalarni bajarishda texnik sohalarda transport vositalarining, xususan avtomobil transportining o'rnini hisobga olingan holda, ularning ekspluatatsiya jarayonida yuzaga keladigan energiya yo'qotishlarini kamaytirish va ekspluatatsion xarajatlarini optimallashtirish, detallar va ishchi elementlarning real sharoitdagi resursini aniqlash uslublarini ishlab chiqish bilan bog'liq tadqiqotlar olib borish dolzarb vazifadir.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2019-yil 22-avgustdagi "Iqtisodiyot tarmoqlari va ijtimoiy sohaning energiya samaradorligini oshirish, energiya tejovchi texnologiyalarni joriy etish va qayta tiklanuvchi energiya manbalarini rivojlantirishning tezkor chora-tadbirlar to'g'risida"² gi PQ-4422-sonli, 2022-yil 24-yanvardagi "Respublikada ishlab chiqarishni rivojlantirish va sanoat kooperatsiyasini kengaytirishning samarali tizimini yaratish chora-tadbirlari to'g'risida"³ gi PQ-90-sonli Qarorlari va O'zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasining 2024-yil 29-martdagi «Atmosfera havosiga transport vositalarining salbiy ta'sirini kamaytirish bo'yicha chora-tadbirlar to'g'risida»⁴ gi VMQ-166 – sonli Qarori ijrosini ta'minlashga hamda mazkur faoliyat sohasida qabul qilingan boshqa me'yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mosligi. Mazkur tadqiqot respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining III. «Energetika, energiya - resurstejamkorlik, transport, mashina va asbobsozlik» ustuvor yo'nalishi doirasida bajarilgan.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. Xorijiy olimlar tomonidan avtomobil shinalarining ekspluatatsiya jarayonida yuzaga keluvchi eyilish jarayonlarini tadqiq etish masalalari o'rganilgan, jumladan: J.F.Archard, S.K.Rhee, N.J.Persson, F.Liu, Z.Gao, G.Napolitano Dell'Annunziata, H.Nakanishi, F.Farroni, C.Fortunato, M.Ciaravola, A.Scaraggi, Z.El-Sayegh, M.El-Gindy, I.Johansson, F.Öijer, R.G.Longoria, H.Kong, L.Wang, J.Kwak, T.Lee, C.Ozerem, D.A.Morrey, J.Pacejka, J.Y.Wong, G.Genta, L.Morello, R.N.Jazar, X.Ma, Y.You, H.Suh, S.Taheri, M.Salehi, S.Siramdasu, K.Li, R.L.Wheeler va boshqalar shina-yo'l kontakti, elastik-deformatsion jarayonlar, yuklanish, tezlik va haroratning shina resursiga ta'siri, shuningdek shinalarning eyilish tezligini matematik, eksperimental va raqamli modellashirish orqali baholash usullari ustida tadqiqotlar olib borishgan.

MDH davlatlaridan N.S.Zakharov, A.I.Golovin, E.V.Safronov, S.A.Chernous, P.N.Kozhevnikov, K.V.Gerasimov, D.I.Romanov, A.N.Cheboksarov, S.P.Voronov, V.F.Evstratov va boshqalar shinalarning deformatsion xususiyatlari, g'ildirakning yo'l bilan tutashish zonasidagi kontakt bosimining shakllanishi, tormozlanish jarayonida harorat va tezlikning eyilishga ta'siri hamda shina resursiga ta'sir qiluvchi ekspluatatsion omillar bo'yicha tadqiqotlar olib borishgan.

Mamlakatimiz olimlaridan O.V.Lebedev, A.A.Shermuxamedov, V.A.Topalidi, A.M.Baboyev, U.B.Yusupov va boshqalar tomonidan ekspluatatsiya

² <https://lex.uz/docs/-4486125>.

³ <https://lex.uz/docs/-5362032>.

⁴ <https://lex.uz/pdfs/6858809>.

sharoitlarini hisobga olgan holda shina xizmat muddatini baholash usullarini takomillashtirish masalalari bo'yicha tadqiqotlar olib borishgan.

Shu bilan birga, yuqorida keltirilgan olimlarning ilmiy ishlarini tahlil qilish shuni ko'rsatdiki, avtomobil shinalarining ekspluatatsiya sharoitida yeyilish jarayoniga ta'sir etuvchi omillar kompleks baholanishi yetarli darajada ochib berilmaganligi, shuningdek, real harakat sharoitlari va yuklanishlarni bir vaqtda hisobga olingan holda shina yurish masofasini hisoblash usullari yoritilmaganligini ko'rsatdi.

Dissertatsiya tadqiqotining oliy ta'lim muassasasi ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog'liqligi. Dissertatsiya tadqiqoti Toshkent davlat transport universiteti ilmiy-tadqiqot ishlar rejasining № 28/2023-TR-sonli «Navoiy KMK AJ obyektlarida avtomobil shinalarini va katta o'lchamli shinalarni, hamda yo'l qurilish mashinalari va mexanizmlarining ekspluatatsion yurish masofalarini meyorlash» (2022-2023) mavzusidagi loyiha doirasida bajarilgan.

Tadqiqotning maqsadi avtomobil shinalari yeyilishini aniqlashning hisob uslubini takomillashtirishdan iborat.

Tadqiqotning vazifalari:

shina yeyilishi va xizmat muddatini aniqlash bo'yicha mavjud hisoblash, sinov, ishlab chiqarish va ekspluatatsiya sinovlari uslublarini tahlil qilish;

sinov tajribalari asosida haroratning shina materiali qattiqligiga ta'siri va shinning yeyilish koeffitsientini aniqlash;

ekspluatatsion yuklanish va burovchi moment ta'sirini hisobga olgan holda, shina kontakt yuzasining geometriyasi va bosim taqsimotini aniqlash;

shina kontakt yuzasidagi bosimning notekis taqsimlanishini hisobga olgan holda, protektor yeyilish hajmini aniqlashning matematik modeli takomillashtirish;

shinalarning yeyilishiga og'irlik, bosim, harorat va burovchi moment ta'sirini inobatga olgan holda yurish masofasini aniqlash hisob uslubini takomillashtirish.

Tadqiqotning obyekti sifatida asfalt qoplamali yo'l sharoitida ekspluatatsiya qilinayotgan yengil avtomobil shinalari olingan.

Tadqiqotning predmetini avtomobil shinalarini xaqiqiy yurish masofasi qiymati tashkil etadi.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida nazariy tadqiqot usullari, avtomobillarning ekspluatatsion xususiyatlari nazariyalari, kuzatuv, matematik statistika va modellashtirish, tizimli va nazariy tahlil, regression tahlil, interpolyatsiya usuli, sonli integrallash, texnik tizimlarning tahlili va sintezi, raqamli hisoblash usullari, laboratoriya va stend sinovlari qo'llanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagi jihatlardan iborat:

ekspluatatsion haroratning shina protektori materiali qattiqligiga ta'sirini aks ettiruvchi matematik bog'lanish orqali protektor yeyilish koeffitsienti eksperimental ma'lumotlar asosida ko'p omilli regression tahlil yordamida aniqlangan;

sonli integrallash usullari asosida ekspluatatsion yuklanish va burovchi moment ta'sirini hisobga oluvchi shina kontakt yuzasining geometriyasi va bosim taqsimotini aniqlash algoritmi ishlab chiqilgan;

Jazerning elastik-deformatsion kontakt nazariyasi va bosim taqsimoti tenglamalari asosida shina kontakt yuzasidagi bosimning notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi protektor yeyilish hajmini aniqlashning matematik modeli takomillashtirilgan;

og'irlik, bosim, harorat va burovchi momentning kompleks ta'sirini hisobga oluvchi shina yeyilish tezligi modellari asosida shinalarning haqiqiy yurish masofasini aniqlashning hisob uslubi takomillashtirilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

haroratning shina materiali qattiqligiga ta'siri va shina protektorining yeyilish koefitsientini aniqlash bo'yicha uslub takomillashtirildi;

shinaning ichki bosimi, unga tushadigan og'irlik, burovchi moment va bikirlikni hisobga olib, kontakt yuzaning sirpanish zonasini aniqlash usuli takomillashtirildi;

kontakt yuzasida bosimning notekis taqsimotini hisobiga sirpanish zonasidagi yeyilish hajmini hisoblash dasturi ishlab chiqildi;

yeyilishga ta'sir etuvchi omillarni kompleks hisobga oluvchi yurish masofasini aniqlash, texnik xizmat ko'rsatish davriyligini belgilandi.

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Olib borilgan tadqiqotlar zamonaviy usullar va samarali uslub hamda o'lchov vositalaridan foydalangan holda o'tkazilganligi, shina kontakt yuzasidagi bosim taqsimoti, deformatsion jarayonlar hamda ekspluatatsion yuklanish parametrlarining nazariy jihatdan asoslanganligi, nazariy va amaliy tadqiqotlar natijalarining o'zaro mosligi, ishlab chiqilgan takomillashtirilgan hisob uslubi sinovlarining ijobiy natijalari va amaliyotga joriy etilganligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Tadqiqot natijalarining ilmiy ahamiyati avtomobil shinalarining haqiqiy yurish masofasini hisoblash bo'yicha mavjud yondashuvlarni takomillashtirish imkonini beruvchi, shinalarning yeyilish jarayonida namoyon bo'ladigan asosiy omillarni hisobga oladigan va amaliy natijalar bilan tasdiqlangan hisoblash uslubining ishlab chiqilganligi bilan izohlanadi.

Olingan tadqiqot natijalarining amaliy ahamiyati aniqlangan yeyilish koefitsienti, protektor qattiqligining haroratga bog'liqligi, kontakt zona parametrlarining o'zgarish qonuniyatlari va takomillashtirilgan yurish masofasi aniqlash uslubining qo'llanishi shinalarning ekspluatatsion ishonchliligini baholash, resursni rejalashtirish va foydalanish jarayonidagi samaradorlikni oshirishi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining joriy qilinishi. Avtomobil shinalari yeyilishini aniqlashning hisob uslubini takomillashtirish ilmiy tadqiqoti bo'yicha olingan natijalar asosida;

shina protektorining yeyilish koefitsienti Navoiy kon-metallurgiya kombinati AJ tarkibidagi 3-avtokorxonasida tatbiq etilgan (Navoiy kon-metallurgiya kombinati AJning 29.10.2025 yildagi 02-05-01/01/309-sonli ma'lumotnomasi). Natijada, shinalarining almashtirish davri 2500 km ga uzaytirib, ekspluatatsiya xarajatlarini 4 % ga kamaytirish imkonini bergan;

shina kontakt yuzasining geometriyasi va bosim taqsimotini aniqlash algoritmi Navoiy kon-metallurgiya kombinati AJ tarkibidagi 3-avtokorxonasida tatbiq etilgan (Navoiy kon-metallurgiya kombinati AJning 29.10.2025 yildagi 02-05-01/01/309-sonli ma'lumotnomasi). Natijada, shina kontakt yuzasidagi bosimni aniqlashdagi hisob xatoligini 12 % dan 5 % gacha kamaytirgan holda kontakt geometriyasini baholash aniqligini 2.3 baravar oshirishga erishilgan;

shina kontakt yuzasidagi bosimning notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi shina protektori yeyilish hajmini aniqlashning matematik modeli Navoiy kon-metallurgiya kombinati AJ tarkibidagi 3-avtokorxonasida joriy etilgan (Navoiy kon-metallurgiya kombinati AJning 29.10.2025 yildagi 02-05-01/01/309-sonli ma'lumotnomasi). Natijada, protektor yeyilish hajmini prognozlash xatosini 15-17 % dan 6 % gacha kamaytirishga erishilgan;

avtomobil shinalarning haqiqiy yurish masofasini aniqlash hisob uslubi Navoiy kon-metallurgiya kombinati AJ tarkibidagi 3-avtokorxonasida joriy etilgan (Navoiy kon-metallurgiya kombinati AJning 29.10.2025 yildagi 02-05-01/01/309-sonli ma'lumotnomasi). Natijada, shinalarning haqiqiy yurish masofasini prognozlashdagi hisob-kitob xatoligi avvalgi usullardagi 17 % dan 4,8 % gacha kamaydi va shina resursini baholash aniqligi 95 % ga oshirishga erishilgan.

Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi. Dissertatsiyaning tadqiqot natijalari 3 ta xalqaro va 2 ta respublika ilmiy-amaliy anjumanlarida muhokamadan o'tgan.

Tadqiqot natijalarining e'lon qilinganligi. Dissertatsiya mavzusi bo'yicha jami 12 ta ilmiy ish chop etilgan, shulardan O'zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasining falsafa doktori (PhD) dissertatsiyalari asosiy ilmiy natijalarini chop etish tavsiya etilgan ilmiy nashrlarda 7 ta maqola, jumladan, 3 tasi respublika va 4 tasi xorijiy jurnallarda nashr etilgan. 4 ta dasturiy ishlanmaga mualliflik guvohnomasi olingan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya tarkibi kirish, to'rtta bob, xulosa, foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiyaning hajmi 91 betni tashkil etadi.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida avtomobil shinasining ekspluatatsiya jarayonida yeyilishini aniqlash bo'yicha ilmiy tadqiqot ishining dolzarbligi va zarurati asoslangan. Ishning asosiy maqsad va vazifalari, tadqiqot obyekt va predmeti, uning O'zbekiston Respublikasi fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mosligi ko'rsatilgan. Ishning ilmiy yangiligi va shina kontakt yuzasidagi yuklanayotgan kuchlar taqsimoti va yeyilish intensivligini baholash bo'yicha taklif etilgan hisoblash usullarining asosiy natijalari, ularning ilmiy va amaliy ahamiyati asoslangan. Shuningdek, dissertatsiya ishi natijalarining amaliyotga tadbiqu, mavzu bo'yicha nashr etilgan ishlar va uning tarkibiy tuzilishi bo'yicha umumiy ma'lumotlar yoritilgan.

Dissertatsiya ishining **“Avtomobil shinalarining yeyilishi va unga ta'sir etuvchi omillar tahlili”** nomli **birinchi bobida** avtomobil shinalari va ularning konstruksiyalarining tahlili, yeyilishning fizik-mexanik jarayonlari, yeyilishga

ta'sir etuvchi omillar hamda ularga bog'liq holda yeyilish darajasi, shuningdek, shinalarning yeyilishini hisoblash bo'yicha bajarilgan ilmiy ishlar tahlili asosida shina yurish masofasini aniqlash muammosining hozirgi holati va mavjud ilmiy tadqiqotlar sharhi keltirilgan.

Avtomobil shinalari protektor, karkas, breker, yon devor va bort qismlaridan iborat murakkab konstruksiyaga ega. Har bir element yukni qabul qilish, yo'l bilan ilashish va kontakt yuzaning barqarorligini saqlashda muhim ahamiyatga ega. Diagonal va radial shinalar o'rtasidagi asosiy farq karkas tolalarining joylashishi va qatlamlar soni bilan belgilanadi. Deformatsiyalanish jarayonida ichki ishqalanish hamda gisterezis natijasida energiya yo'qotilishi sodir bo'ladi, bu esa g'ildirash qarshiligini va haroratni oshiradi. Radial shinalarda deformatsiya darajasi past bo'lib, bu ularning xizmat muddatini uzaytiradi va chidamliligini oshiradi.

Shinalarning yeyilishi fizik va mexanik jarayonlar ta'sirida sodir bo'ladi. Protektor bilan yo'l orasidagi ishqalanish natijasida mikrosirpanishlar paydo bo'lib, material yuzasidan zarrachalar ajraladi va issiqlik hosil bo'ladi. Bosimning notekis taqsimlanishi markaziy, yon yoki nosimmetrik yeyilish turlariga olib keladi. Shina bosimi, osma tizimi va g'ildirak geometriyasining me'yorda bo'lishi yeyilishni tenglashtiradi. Shu bois, yeyilish jarayonini baholashda ishqalanish va deformatsiya omillarini birgalikda tahlil qilish zarur.

Avtomobil shinalarining yeyilish darajasi konstruktiv, ekspluatatsion, dinamik va tashqi muhit omillarining o'zaro ta'siri bilan belgilanadi. Konstruktiv omillarga protektor shakli, kauchuk aralashmasi va karkas qatlamlari kiradi. Statistik tahlillar protektor shaklining optimal tanlanmasligi yeyilishning 20–35 %, material tarkibi va qattiqligi 20–30 %, karkas hamda breker qatlamlarining joylashishi esa 15–25 % qismini belgilashini ko'rsatadi. Bu omillar shina qattiqligi, elastiklik darajasi va kontakt yuzasidagi bosim taqsimlanishiga bevosita ta'sir etadi.

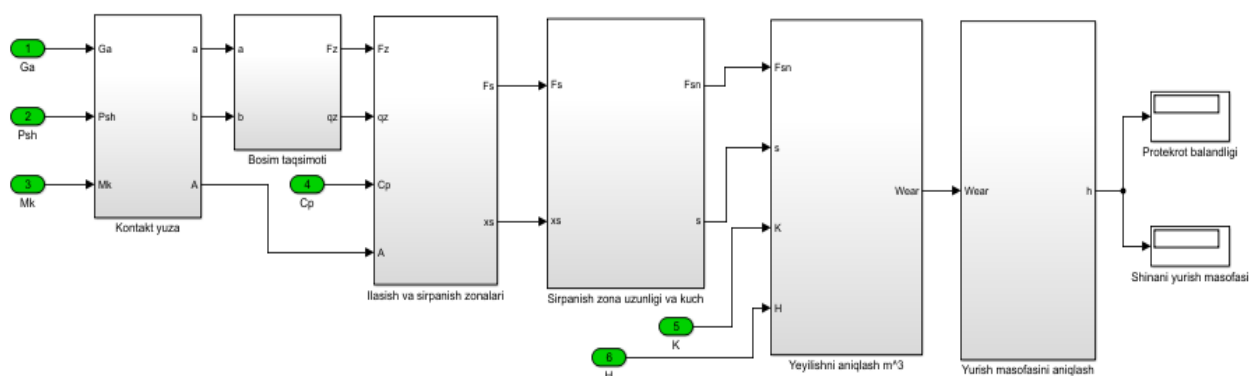
Ekspluatatsion va dinamik omillar yeyilish tezligini sezilarli oshiradi. Yuk ortishi, tormozlanish va yuqori tezlik bilan harakatlanish yeyilish darajasini 20–30 % gacha ko'paytiradi. Shina ichki bosimining me'yordan past yoki yuqori bo'lishi mos ravishda chetki va markaziy zonalarda yeyilishni tezlashtiradi (15–20 %). Yo'l holati, harorat va tashqi zarrachalar esa jarayonga 25–30 % qo'shimcha ta'sir ko'rsatadi. Shu bois, yuklanish, bosim va tezlikni me'yorda ushlash, ekspluatatsiya sharoitlarini ilmiy asosda boshqarish shina xizmat muddatini uzaytirishning muhim omilidir.

Avtomobil shinasining kontakt yuzasidagi bosim taqsimoti, ishqalanish energiyasi va materialning gisterezis xususiyatlarini hisobga olgan holda shina yeyilishini modellashtirish va baholash bilan xorijiy tadqiqotchilardan J.A. Williams, D. abor, K.L.Johnson, B.Archard, S.K.Rhee, N.Jazar, J.Svendenius, H.Pacejka, C.Persson, A.Gent va boshqalar shug'ullanganlar. Ularning ishlarida yeyilish jarayonini yuklanish, siljish masofasi, material qattiqligi va friksion energiya bilan bog'lovchi nazariy modellar taklif etilgan.

Avtomobil shinasining kontakt yuzasida bosimning bir teks taqsimlanmasligi, shina geometriyasi va material qatlamlarining deformatsiya holatidagi

o'zgarishlarini o'rganish bo'yicha mahalliy olimlardan O.V.Lebedev, A.A.Shermuxamedov, V.A.Topalidi, A.M.Baboyev, U.B.Yusupov va boshqalarning tadqiqot ishlari mavjud. Ushbu tadqiqotlarda shina konstruksiyasi va ekspluatatsiya omillarini hisobga olgan holda yeyilishni baholash usullari yoritilgan bo'lsa-da, yeyilishni aniqlashning hisoblash usulini takomillashtirish shina resursini yuqori aniqlikda bashorat qilish imkoniyatini oshiradi.

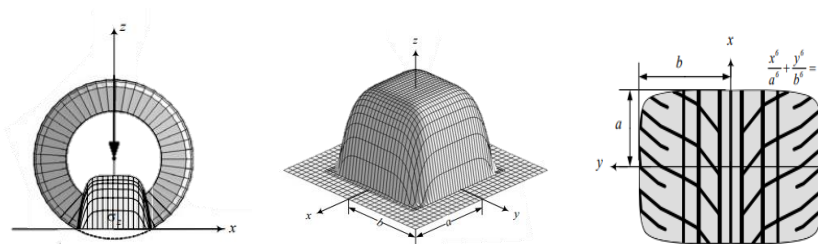
Dissertatsiyaning **“Shinalarning yeyilishini aniqlashning hisob uslubi”** nomli **ikkinchi bobida** shina bilan yo'l qoplamasi o'rtasidagi o'zaro ta'sirni hisobga olgan holda yeyilish jarayonini aniqlashga qaratilgan matematik model ishlab chiqilgan. Bobda shina geometrik parametrlari, normal og'irlik kuchi, shina ichki havo bosimi va shinaning bikrlilik va qattiqlik xususiyatlariga asoslangan holda kontakt yuzasidagi bosim taqsimoti va deformatsiyaning o'zgarishi bosqichma-bosqich hisoblash usuli orqali aniqlangan. Shu asosda shina protektorining yeyilish sur'ati va umumiy yurish masofasini baholash imkonini beradigan hisoblash algoritmi taklif etilgan.



1-rasm. Shina yeyilishini aniqlashning MatLab/Simulink dasturida hisoblash algoritmi

Modelda shina yeyilishini aniqlashning hisoblash algoritmi blokli tarzda shakllantirilgan. Avvalo, shina bilan yo'l o'rtasidagi kontakt yuza geometrik parametrlari, normal og'irlik kuchi va shinaning ichki havo bosimi ta'sirida aniqlanadi. Keyingi bloklarda kontakt yuzasidagi bosimning taqsimlanishi, kontakt yuzadagi ilashish va sirpanish zonalari hamda ulardagi kuchlar nisbati hisoblanadi. Sirpanish zonasi uchun shina materialining mexanik xossalari va yo'l qoplamasi parametrlari inobatga olingan holda yeyilish hajmi aniqlanadi. Oxirgi bosqichda esa protektorning qoldiq balandligi va shina yurish masofasi baholanib, yeyilishni prognoz qilish imkoni yaratilgan.

Stasionar holatda shinaning kontakt yuzasidagi normal bosim shinaning tuzilishi va yuklanish sharoitlariga bog'liq bo'lib, odatda markazda yuqori, chetlarda past bo'ladi. Yuk va deformatsiya ta'sirida bosim markazi oldinga yoki orqaga siljishi mumkin. Shu sababli, bosim taqsimotini modellashtrishda oddiy parabolik shakldan ko'ra murakkabroq funksiyalardan foydalanish talab etiladi.



2-rasm. Shina kontakt yuzasining geometrik modeli

Kontakt yuzada bosim taqsimoti modeli. Amalda bosim markazda yuqori, chetlarga esa kamayadi. Kontakt yuza ellipissimon shaklga yaqin deb qabul qilinsa, bosim taqsimotini oddiy matematik funksiya orqali yaqinlashtirish mumkin. Bu funksiya bosimning markazda maksimal qiymatga ega bo'lishini va chetlarga borgan sari kamayib nolga tenglashishini ta'minlaydi. Shu holatni ifodalash uchun quyidagi formula qo'llaniladi

$$q_z(x, y) = q_z \left(1 - \frac{x^{2n}}{a^{2n}} - \frac{y^{2n}}{b^{2n}} \right). \quad (1)$$

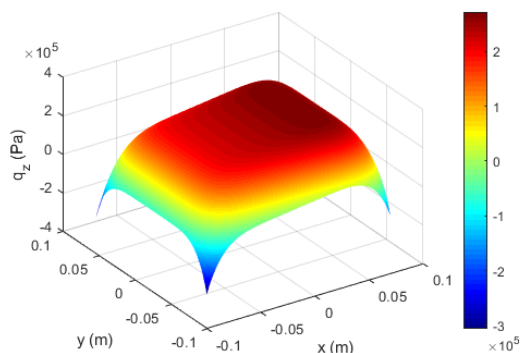
Bu yerda: $q_z(x, y)$ — normal bosim taqsimoti (Pa), q_z — normal bosim (Pa), a — kontakt uzunligining yarmi (ya'ni $x \in [-a, a]$), b — kontakt enining yarmi (ya'ni $x \in [-b, b]$). Radial shinalar uchun $n = 3$ qabul qilinadi.

Shinaga burovchi moment M_k uzatilganda, kontakt yuzasidagi bosim taqsimoti simmetrik holda bo'lmaydi. Shu asimmetriyani hisobga olish uchun klassik elliptik taqsimotga x yo'nalishida qo'shimcha had qo'shiladi:

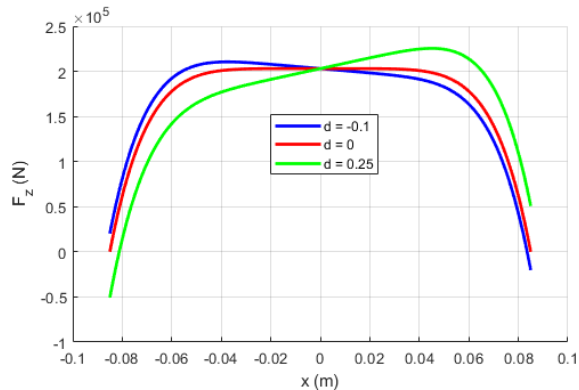
$$q_z(x, y) = q_z \left(1 - \frac{x^{2n}}{a^{2n}} - \frac{y^{2n}}{b^{2n}} + d \cdot \frac{x}{a} \right). \quad (2)$$

d — asimmetriya koeffitsiyenti, kontakt zonadagi bosim markazining siljishini ifodalaydi.

Shinaga burovchi moment uzatilganda, kontakt yuzasidagi bosim taqsimoti simmetrik holda emas balki, bosim markazi oldinga siljiydi va natijada kontakt izining old qismida bosim yuqori, orqa qismida esa pasaygan qiymatga ega bo'ladi. Bu siljish burovchi momentning ta'siri bilan yuzaga keladi va aynan shu holat shinada g'ildirashga qarshilik kuchining shakllanishiga olib keladi.



3-rasm. Burovchi moment ta'sirida shina kontakt yuzasida bosim taqsimoti



4-rasm. Turli momentlarda kontakt yuzasi bo'ylama normal kuch - F_z grafigi

Agar $d = 0$ bo'lsa, kuch taqsimlanishi simmetrik bo'lib, kontakt markazida maksimal bosim hosil bo'ladi. Ammo agar $d > 0$ bo'lsa, bosimning markazi kontakt uzunligi bo'yicha oldinga (ijobiy) tomonga siljiydi — bu odatda tortish holatiga mos keladi. Aksincha, $d < 0$ bo'lsa, bosim orqa (manfiy) tomonga siljiydi — bu esa tormozlanish holatini ifodalaydi.

Bu modelning muhim afzalliklaridan biri shundaki, d barcha qiymatida, normallashtirilgan shakl funksiyasi ishlatilishi natijasida umumiy bosim integrali doimo vertikal og'irlik kuchiga teng bo'ladi.

$$F_z = \int_{-a}^a \int_{-b}^b q_z(x, y) dA. \quad (3)$$

Asimmetrik bosim modeli nafaqat real holatlarga aniqroq natijalar beradi, balki moment va sirpanishning aniq tahlilini amalga oshirishga ham imkon yaratadi. Avtomobil shinasiga burovchi moment ta'sir etganda, bosim taqsimotidagi asimmetriya natijasida g'ildirakka ta'sir etuvchi qo'shimcha moment hosil bo'ladi. Masalan, bosim markazi siljishi natijasida hosil bo'lgan moment quyidagi tarzda ifodalanadi:

$$M = \int_{-a}^a \int_{-b}^b x \cdot q_z(x, y) dx dy. \quad (4)$$

Bu yerda, $q_z(x, y)$ esa bosim taqsimotini anglatadi. Shu tariqa, burovchi moment bosim kuchlarining geometrik markazdan og'ishi orqali belgilanadi.

$$M = \frac{F_z}{4ab} \cdot \int_{-a}^a \int_{-b}^b x \cdot \left(1 - \frac{x^{2n}}{a^{2n}} - \frac{y^{2n}}{b^{2n}} + d \cdot \frac{x}{a} \right) dx dy. \quad (5)$$

Shundan kelib chiqib, d ni teskari tarzda hisoblash mumkin:

$$M = \frac{F_z}{4ab} \cdot \frac{d}{a} \cdot \frac{4}{3} a^3 \cdot b = \frac{F_z \cdot d \cdot a}{3} \rightarrow d = \frac{3 \cdot M}{F_z \cdot a}. \quad (6)$$

G'ildirak aylanganda, shina va yo'l orasida tangensial kuchlar hosil qiladi, va ular kontakt zonada aylanish momenti hosil qiladi. Bu moment g'ildirak aylanayotganida, shina materialining deformatsiyasi hisobiga yo'lga "berayotgan" reaksiya momentidir.

Avtomobil shinalari yeyilish jarayoni asosan kontakt yuzasida kechadi. Shina va yo'l orasidagi o'zaro ta'sirda ikki holat kuzatiladi: ilashish va sirpanish. Ilashish zonasida shina yo'l bilan birga harakatlanadi va nisbiy siljish kuzatilmaydi. Sirpanish zonasida esa shina yuzasi yo'lga nisbatan sirpanadi va yeyilish aynan shu hududda sodir bo'ladi.

Ilashish va sirpanish zonalari orasidagi chegara shunday nuqtada hosil bo'ladiki, bu yerda shina materialining elastik tortilish kuchi kontakt yuzasidagi bosim kuchiga tenglashadi. Shu nuqtadan boshlab shina yuzasida nisbiy siljish paydo bo'ladi va sirpanish ortgan sari protektorning yeyilishi tezlashadi. Sirpanish va ilashish chegarasini aniqlash uchun kontakt zonasi bo'ylab tangensial va normal kuchlarning muvozanati baholanadi. Protektor bloklari deformatsiyalanganda ularda tangensial yo'nalishda elastik kuch hosil bo'ladi. Bu kuch ma'lum qiymatga yetganda, u shu nuqtadagi maksimal ilashish kuchiga tenglashadi. Shu holatdan

boshlab yopishish tugaydi va sirpanish boshlanadi. Demak, kontakt yuzasida sirpanish boshlanadigan nuqta x_s shunday shart bilan aniqlanadi:

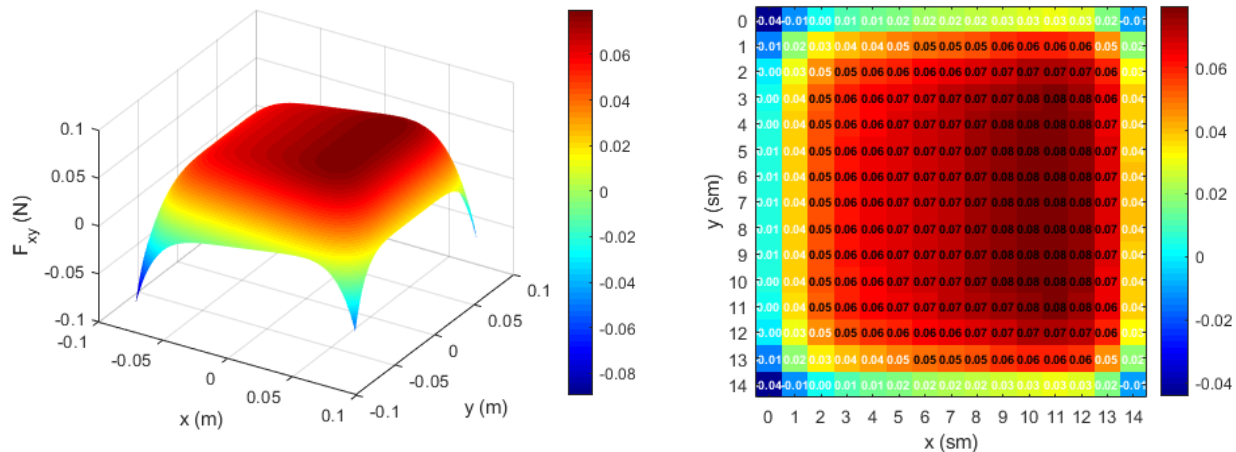
$$c_p \cdot \sigma_x \cdot (a + x_s) = \varphi \cdot F_z(x_s). \quad (7)$$

Formulaning chap qismi $c_p \cdot \sigma_x \cdot (a + x_s)$ protektor elementlarida yuzaga keladigan elastik deformatsiya kuchini ifodalaydi. Bu kuch shina kontakt yuzasiga ta'sir etganda, ilashish holati ma'lum masofagacha saqlanadi. Shu x_s nuqtadan keyin, ya'ni chap va o'ng tomon qiymatlari tenglashganda, elastik kuch ilashish kuchi $\varphi \cdot q_z(x_s)$ bilan muvozanatga keladi va natijada ilashish tugaydi, sirpanish jarayoni boshlanadi.

Kontakt yuzasida taqsimlangan normal bosim orqali shinaning yo'lga ta'sir qiluvchi umumiy normal kuchi aniqlanadi. Bu kuch kontakt zonasi bo'yicha ikki o'lchamli integrallash orqali quyidagicha ifodalanadi:

$$F_z = \int_{-a}^a \int_{-b}^b q_z \left(1 - \frac{x^{2n}}{a^{2n}} - \frac{y^{2n}}{b^{2n}} + d \cdot \frac{x}{a} \right) dx dy. \quad (8)$$

Shuningdek, kontakt zonadagi har bir nuqtada bosim orqali lokal kuchlar ifodalanadi, ularning integral yig'indisi esa shinaning umumiy kuch ta'sirini hosil qiladi.

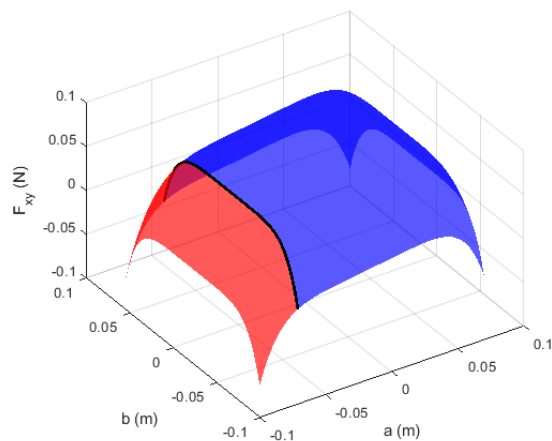


5-rasm. Shina kontakt yuzasidagi normal kuch taqsimotining grafigi

Sirpanish zonasida (ya'ni $x \in [-a, x_s]$) kontakt yuzasi bo'yicha hosil bo'ladigan kuch zichligi shina va yo'l o'rtasidagi nisbiy harakat natijasida yeyilishni ifodalaydi. Ushbu kuch zichligi bosim taqsimotiga va materiallar orasidagi ishqalanish xususiyatlariga bevosita bog'liq bo'lib, quyidagi ifoda bilan aniqlanadi:

$$\sum F_s = \frac{F_z}{4ab} \int_{-a}^{-x_s} \int_{-b}^b \left(1 - \frac{x_s^6}{a^6} - \frac{y^6}{ab^6} + d \cdot \frac{x_s}{a} \right) dx dy. \quad (9)$$

Quyidagi 3D grafikda kontakt yuzasidagi tangensial kuchlar taqsimoti ko'rsatilgan. Qora chiziq x_s nuqtadagi sirpanish zonasining chegarasini bildiradi. Bu chegara kontakt elastikasi va ishqalanish darajasi asosida aniqlangan.



6-rasm. Shina kontakt yuzasidagi kuch taqsimoti: ilashish va sirpanish zonalari

Shina va yo‘l orasidagi kontakt yuzasida yuzaga keladigan elastik va ishqalanish ta’sirlari natijasida materialning yeyilishi kuzatiladi. Ushbu fizik hodisani baholashda keng qo‘llaniladigan Archard modeli material yuzasining sirpanish davomida bosim ostida deformatsiyalanishi natijasida yo‘qotilgan hajmni tavsiflaydi. Archard modelining umumiy ko‘rinishi ifodasini quyidagicha moslashtiramiz:

$$W = k \cdot \frac{F_z \cdot s}{4 \cdot A_s \cdot H} \cdot \int_{-a}^{-x_s} \int_{-b}^b \left(1 - \frac{x_s^6}{a^6} - \frac{y^6}{b^6} + d \cdot \frac{x_s}{a} \right) dx dy. \quad (10)$$

Bu ifoda kontakt yuzasida bosimning ikki o‘lchamli taqsimotini hisobga olingan holda, shinaning sirpanayotgan soxasi bo‘yicha modda yo‘qotilishini ifodalaydi.

Shina kontakt yuzasidagi yuklanishning o‘zgarishi natijasida sirpanish hududining uzunligi x_s ham o‘zgarib, shina materialining yeyilish tezligiga ta’sir ko‘rsatadi.

Bu bandda sirpanish masofasi x_s ning dinamik omillarga bog‘liq empirik qonuniyatlari hisoblab chiqilgan va 2.2-bandda nazariy jihatdan asoslangan modelning amaldagi qo‘llanish natijalari taqdim etilgan.

Keltirilgan nazariy asoslardan foydalanib, kontakt yuzasidagi ilashish–elastiklik tengsizligiga asoslangan empirik hisoblash algoritmi tuzildi. Bu algoritmda har bir asosiy parametr (massa, bosim, burovchi moment) uchun sirpanish masofasi x_s quyidagi umumiy ko‘rinishda baholandi:

$$x_s = f(F_z, P_i, M). \quad (11)$$

bu yerda:

F_z — shinaga ta’sir etuvchi umumiy vertikal kuch;

P_i — shina ichki havo bosimi;

M — g‘ildirakdagi burovchi moment.

Hisoblashda tajribaviy yo‘l bilan kalibrovka qilingan koeffitsiyentlar qo‘llanilib, natijalar amaldagi kuzatuvlar bilan solishtirildi.

Shinaga tushayotgan massa ortganda, kontakt yuzasidagi deformatsiya va ishqalanish kuchlari proporsional ravishda oshadi. Bu holatda ilashishdan sirpanishga o‘tish nuqtasi ilgarilaydi, natijada x_s uzunligi ortib boradi.

Olib borilgan hisob natijalari asosida quyidagi empirik bog'lanish aniqlandi:

$$x_{sm} = k_m m + C_m. \quad (12)$$

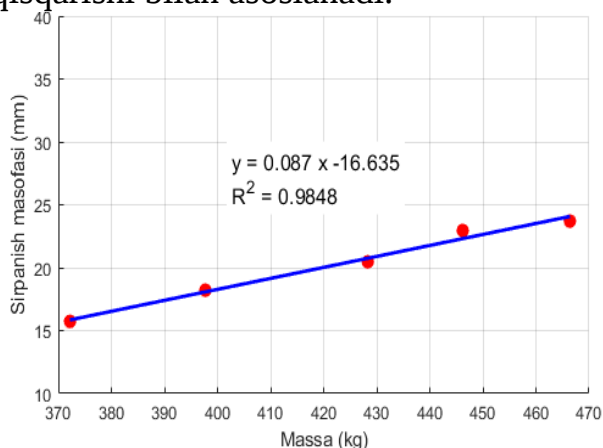
Bu bog'lanishdan ko'rinib turibdiki, massa 100 kg ga oshganda sirpanish masofasi o'rtacha 9 mm ga uzayadi. Bu fizik jihatdan kontaktdagi bosimning ko'payishi va deformatsiya energiyasining ortishi bilan izohlanadi.

Shina ichki bosimi ortishi natijasida shinning deformatsiya qobiliyati kamayadi, natijada kontakt yuzasi qisqaradi va shina markazidagi bosim zichligi ortadi. Bu holat sirpanish zonasini qisqartiradi va x_s ni pasaytiradi.

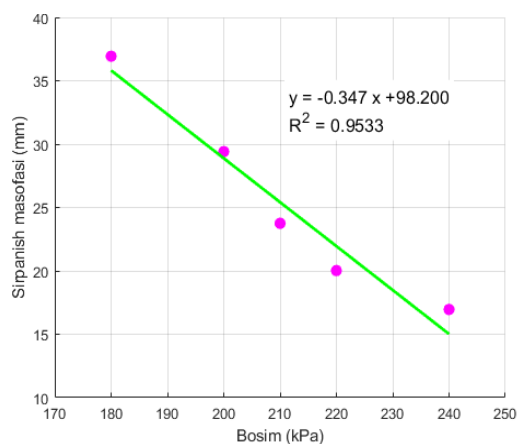
Hisob natijalari asosida quyidagi empirik tenglama aniqlandi:

$$x_{sP} = k_P P_i + C_P. \quad (13)$$

Bu tenglamadan kelib chiqadiki, ichki bosim har 10 kPa ga oshganda sirpanish masofasi taxminan 4 mm ga kamayadi. Bu natija shina bosimining oshishi natijasida bosim taqsimotining markazlashuvi va deformatsiya hududining qisqarishi bilan asoslanadi.



7-rasm. Massaning sirpanish masofasiga ta'siri



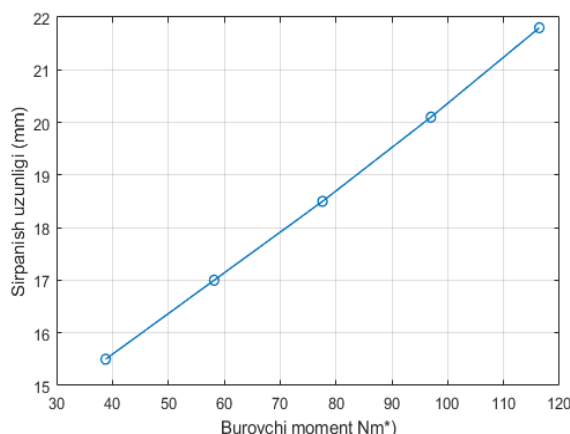
8-rasm. Ichki bosimning sirpanish masofasiga ta'siri

G'ildirakdagi burovchi momentning ortishi shina kontakt yuzasidagi tangensial kuchlarni oshiradi. Bu holat shina va yo'l orasidagi ilashish-sirpanish muvozanatini buzib, sirpanish hududini kengaytiradi. Natijada x_s ortib, shina yuzasida mexanik yeyilish tezlasha boshlaydi.

Olingan hisob natijalari bo'yicha sirpanish masofasi va burovchi moment orasidagi bog'lanish quyidagicha:

$$x_{sM} = k_M M + C_M. \quad (14)$$

Bu bog'lanish burovchi momentning shina kontakt geometriyasiga ta'sirini aniq tavsiflab beradi va yuklanish ortishi natijasida ilashish sohasi qisqarib, sirpanish hududi kengayadi.



9-rasm. Burovchi momentning sirpanish masofasiga ta'siri

Yakka omilli empirik regressiyalar asosida olingan natijalarni umumlashtirish va shinadagi sirpanish zonasining umumiy uzunligini aniqlash uchun quyidagi empirik chiziqli regressiya usuli taklif etildi:

$$x_s = \frac{R_m^2 \cdot x_{sm} + R_P^2 \cdot x_{sP} + R_M^2 \cdot x_{sM}}{R_m^2 + R_P^2 + R_M^2}. \quad (15)$$

Bu ifoda empirik chiziqli regressiya usuli bo'lib, har bir omilning shina sirpanish zonasiga ta'sir kuchini uning determinatsiya darajasi (R^2) orqali hisobga oladi. Shu bilan, mazkur tenglama shina kontakt yuzasidagi sirpanish zonasi uzunligini dinamik yuklanishlar ta'sirida baholashning ishonchli va statistik jihatdan asoslangan usulini ta'minlaydi.

Shina kontakt yuzasidagi deformatsiya va ishqalanish natijasida yuzaga kelgan yeyilish jarayoni takomillashgan model asosida tahlil qilindi. Bu model shina materialining fizik xususiyatlari va avtomobilning dinamik yuklanish holatini hisobga oladi. Natijada shina yuzasidagi mikrosirpanish hududida material yo'qotilishi va butun protektor qatlamining yeyilish jadalligi aniqlanadi.

Bu holda sirpanish hududining umumiy yuzasi:

$$A_{sir} = \int_{-a}^{x_s} \int_{-b}^b dx dy = x_s 2b. \quad (16)$$

Bu formula shina kontakt yuzasining qaysi qismida mikrosirpanish sodir bo'layotganini aniqlaydi. Sirpanish hududi katta bo'lsa, shinadagi yeyilish tezroq kechadi.

Shina yuzasining yeyilishini to'liq baholash uchun sirpanish hududidagi o'rtacha yeyilish chuqurligi Δh quyidagi bog'lanish orqali aniqlanadi:

$$\Delta h = \frac{W}{A_{sir}}. \quad (17)$$

bu yerda A_{sir} – sirpanish zonasining umumiy yuzasi (m^2).

Shina aylanish jarayonida sirpanish zonasida materialning ma'lum qismi ajralib chiqadi va bu o'rtacha yeyilish chuqurligi bilan ifodalanadi. Yeyilgan hajm W sirpanish yuzasi bo'yicha bir xil taqsimlangan deb qabul qilinsa, protektorning o'rtacha yeyilish chuqurligi Δh quyidagi ifoda orqali aniqlanadi.

$$\Delta h = \frac{k \cdot F_s \cdot x_s}{H \cdot A_{sir}}. \quad (18)$$

Shu bilan birga, avtomobil og'irligi yoki burovchi momenti ortsa, F_s qiymati ham o'sadi, natijada Δh kattalashib, shina tezroq yeyiladi.

Protektorning boshlang'ich balandligi ma'lum h_0 , shina har bir aylanishda Δh qadar yeyiladi. Demak, shina butun foydali qatlamni tugatish uchun kerak bo'ladigan aylanishlar soni N_{ay} quyidagi formula bilan aniqlanadi.

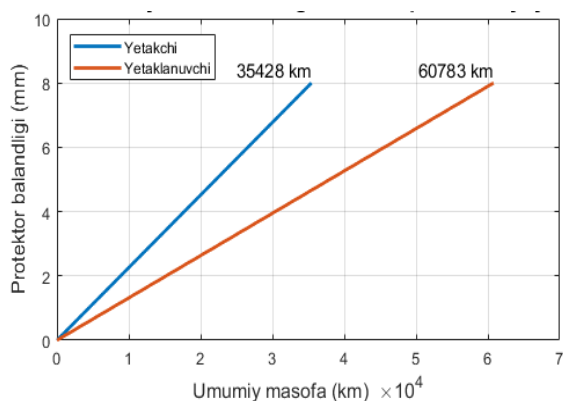
$$N_{ay} = \frac{h_0}{\Delta h} = \frac{h_0 H A_{sir}}{k F_s x_s}. \quad (19)$$

Shinaning aylana uzunligi l (m) bo'lsa, unda shina protektori tugaguncha bosib o'tadigan umumiy yo'l uzunligi quyidagi bog'lanish bilan aniqlanadi:

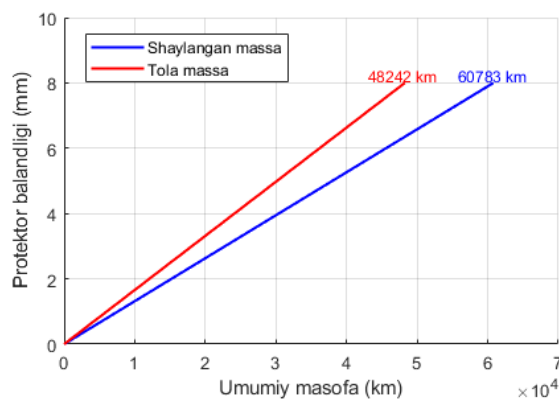
$$L = N_{ay} \cdot l = \frac{h_0 H A_{sir}}{k F_s x_s} \cdot l. \quad (20)$$

Shinaning yurish masofasi L avtomobilning dinamik parametrlari va shina fizik xususiyatlariga bog'liq holda sezilarli o'zgarishni namoyon etadi. Taklif etilgan model asosida yurish masofasi yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklar holati, avtomobil massasi, ichki bosim darajasi va rezina qattiqligi bo'yicha tahlil qilindi.

Grafik natijalar shuni ko'rsatadiki, yetakchi g'ildirak shinalarining protektori to'liq yeyilishi 35428 km, yetaklanuvchi g'ildirak shinalarida esa 60783 km masofadan so'ng sodir bo'ladi. Ya'ni, yeyilish sur'ati yetakchi g'ildiraklarda 40–45 % yuqoridir. Sababi, yetakchi g'ildiraklarda harakatni uzatuvchi burovchi moment ta'sirida kontakt yuzasida sirpanish zonasining kengayishi va ishqalanish energiyasining ortishi yuz beradi. Yetaklanuvchi g'ildiraklarda esa bunday moment mavjud emas, shuning uchun sirpanish kichik, yeyilish esa sekin kechadi.

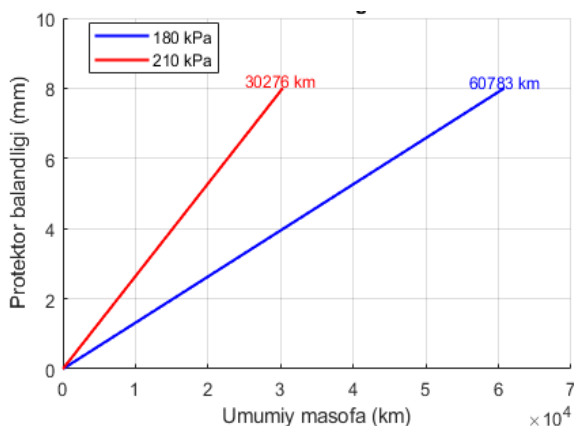


10-rasm. Yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarida shina protektori yeyilishining umumiy masofaga bog'liqlik grafigi

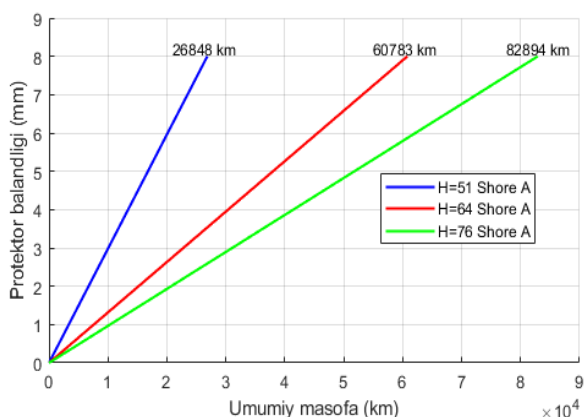


11-rasm. Avtomobil massasining shina yurish masofasiga bog'liqlik grafigi

Grafik ma'lumotlardan ko'rinib turibdiki, to'la massadagi holatda shina yurish masofasi 48 242 km, shaylangan massada esa 60 783 km ni tashkil etgan. Demak, yuk ortishi natijasida shina resursining taxminan 20 % ga kamayishi kuzatiladi. Bu holat shina kontakt yuzasidagi normal bosimning ortishi va natijada ishqalanish kuchlari hamda deformatsiya energiyasining ko'payishi bilan izohlanadi. Massa ortgan sari shina yuzasidagi kontakt yuzaning shakli o'zgaradi va sirpanish zonasi kengayadi, bu esa mikrodarajadagi yeyilishni tezlashtiradi.



12-rasm. Ichki bosimning shina yurish masofasiga ta'siri grafigi



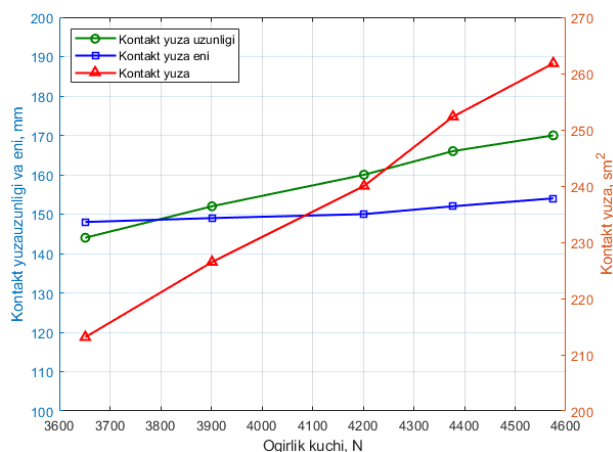
13-rasm. Protaktor qattiqligining shina yurish masofasiga ta'siri grafigi

Shina ichki bosimining o'zgarishi yurish masofasiga sezilarli ta'sir ko'rsatadi. Model natijalariga ko'ra, bosim $P = 180$ kPa bo'lganda yurish masofasi 30 276 km, $P = 210$ kPa da esa 60 783 km ni tashkil etadi. Bosimni 17 % ga oshirish shina resursini deyarli ikki barobarga ko'paytiradi. Bu kontakt yuzasidagi bosimning barqarorlashuvi va deformatsiyaning kamayishi bilan izohlanadi. Bosim past bo'lganda yon qism ortiqcha deformatsiyalanadi, ishqalanish kuchlari ortadi va yeyilish tezlashadi; optimal bosim esa kuchlanish hamda energiya yo'qotilishini kamaytirib, shina xizmat muddatini uzaytiradi.

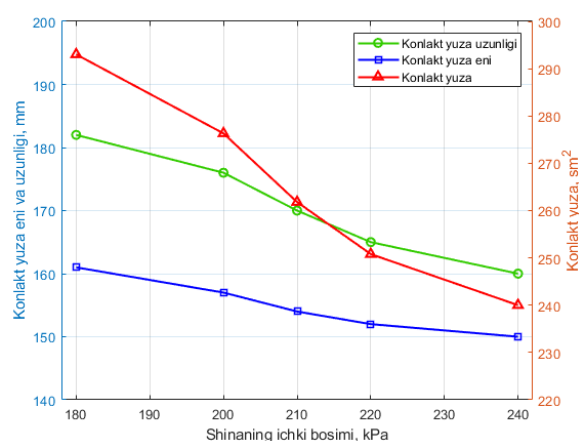
Shina materiali qattiqligi ham yurish masofasini belgilovchi muhim omildir. Hisob natijalariga ko'ra, qattiqlik 51 Shore A da yurish masofasi 26 848 km, 64 Shore A da 60 783 km, 76 Shore A da esa 82 894 km ni tashkil etadi. Qattiqlik oshishi deformatsiyani kamaytirib, protektor sirpanishini cheklaydi va yeyilishni sekinlashtiradi. Shu bilan birga, qattiqlik harorat bilan o'zgaradi: $+23$ °C da 64 Shore A, $+70$ °C da 51 Shore A gacha pasayadi, -20 °C da 76 Shore A gacha ortadi. Yuqori haroratda shina yumshaydi va yeyilish tezlashadi, past haroratda esa qattiqlik ortib, ilashish qobiliyati kamayadi. Shuning uchun shina resursini baholashda material qattiqligining haroratga bog'liqligini ham hisobga olish zarur.

Dissertatsiyaning "**Eksperimental tadqiqotlar va tajriba natijalari**" nomli **uchinchi bobida** shina yeyilishini aniqlash bo'yicha taklif etilgan hisob usulining ishonchliligi laboratoriya va real ekspluatatsion sharoitlarda o'tkazilgan tajribalar asosida baholangan.

Shina kontakt yuzasining geometrik xususiyatlarini aniqlash bo'yicha sinov tadqiqotlarida shina va yo'l orasidagi kontakt yuzasining uzunligi va eni umumiy yuzaning o'g'irlik va ichki havo bosimi ta'siridagi o'zgarish qonuniyatlarini aniqlandi. Tadqiqot Chevrolet Lacetti avtomobilida o'rnatilgan 195/65R15 o'lchamli BARS MZ-777 shinada amalga oshirildi. Avtomobil bosqichma-bosqich yuk bilan yuklanib, har bir yuk qiymatida shina kontakt maydonining geometrik o'lchamlari o'lchandi. Shuningdek, shina ichki bosimi turli qiymatlarda o'zgartirilib, kontakt yuzasining shakliga ta'siri kuzatildi.



14-rasm. Og'irlik kuchi ta'sirida shina kontakt yuzasining geometrik parametrlarining o'zgarishi



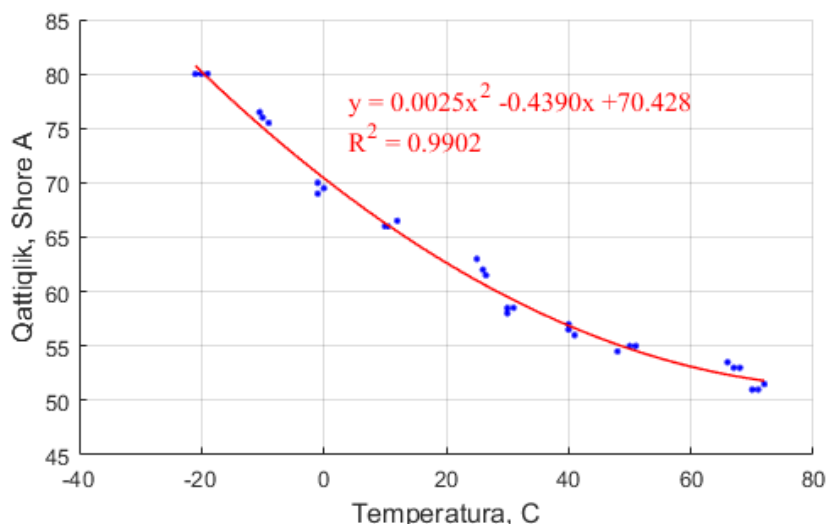
15-rasm. Shinaning ichki havo bosimi ta'sirida kontakt yuzasi parametrlarining o'zgarishi

Tadqiqot natijalari yuk ortganda shina kontakt yuzasining uzunligi va eni ortishini, ichki havo bosimi oshirilganda esa kamayishini ko'rsatdi. Bunda yuk ortishi yo'l bilan ilashish maydonini kengaytiradi, bosim oshishi esa shinaning bikrligini kuchaytirib, deformatsiyani kamaytiradi. Ushbu o'zgarishlar kontakt yuzasidagi bosim taqsimoti va sirpanish zonasining shakllanishiga bevosita ta'sir etadi. Shunday qilib, olingan ma'lumotlar shina kontakt yuzasi parametrlarining yuklanish va ichki bosimga bog'liqligini tasdiqladi hamda yeyilish jarayonini modellashtirish uchun boshlang'ich asos sifatida qabul qilindi.

Shinalarning yeyilishga chidamliligini baholash maqsadida laboratoriya sharoitida protektorning yeyilish ko'effitsienti va qattiqlik ko'rsatkichlari aniqlangan. Sinovlar "Birinchi rezinotexnika zavodi"ning sertifikatlangan laboratoriyasida Akron Abrasion Tester (GT-7012) uskunasida o'tkazildi. Tadqiqotda rezina namunalarining massasi kamayishi orqali material ajralish miqdori baholandi. Boshlang'ich va yakuniy massalar analitik tarozi yordamida o'lchanib, zichlik qiymati asosida hajmiy yo'qotish hisoblab chiqildi.

Shina protektorining qattiqligi Shore A shkalasi bo'yicha Tverdomer GS-709N uskunasida o'lchandi. Har bir namuna yuzasining 6 ta nuqtalarida o'lchovlar amalga oshirilib, o'rtacha qiymat qattiqlik ko'rsatkichi sifatida qabul qilindi. Olingan qattiqlik qiymatlari bo'yicha rezinaning Young moduli va indentatsiya qattiqligi hisoblab chiqildi. Laboratoriya sinovlari natijasida rezina namunasining o'rtacha hajmiy yeyilish miqdori $0,863 \text{ sm}^3$, Shore A bo'yicha qattiqligi 64 birlik, indentatsiya qattiqligi esa $1,55 \cdot 10^6 \text{ Pa}$ ga teng bo'ldi. Ushbu qiymatlar Archard modeli asosida yeyilish ko'effitsiyentini aniqlashda qo'llanildi. Hisob-kitoblarga ko'ra, shina protektori materialining yeyilish ko'effitsiyenti $K \approx 0,8 \cdot 10^{-6}$ qiymatini tashkil etdi.

Shina protektori materialining qattiqligi haroratga bog'liq ekani laboratoriya tadqiqotlari davomida tasdiqlandi. O'lchovlar natijalariga ko'ra, harorat oshishi rezina molekulalarining harakatchanligini orttiradi, material yumshaydi va uning qattiqligi pasayadi. Aksincha, past haroratlarda rezina qattiqlashadi va elastiklik kamayadi.



16-rasm. Rezina qattqligining temperaturaga bog'liqligi

Natijalarga ko'ra, -20°C haroratda rezina qattqligi 80 Shore A bo'lsa, $+70^{\circ}\text{C}$ haroratga kelganda u 51 Shore A gacha pasaydi. Bu esa harorat oshishi bilan shina materialining elastik deformatsiyaga moyilligi ortishini, kontakt yuzasida mikro-sirpanish jarayonlari kuchayishini va natijada yeyilish tezlashishini anglatadi.

Shinalarning yurish masofasini ekspluatatsiya sharoitlarida turli omillar ta'sirida shakllanadi. Shu sababli, model natijalarini amaliy ma'lumotlar bilan solishtirish uchun NKMK AJ Avtobaza №3 tarkibida foydalanilgan va 2025 yil 2-sentyabr holatiga ko'ra ekspluatatsiyadan chiqarilgan yengil avtomobillardagi 32 ta shinalar ma'lumotlari tahlil qilindi. Tadqiqot obyekti sifatida Chevrolet Lacetti va Nexia-3 avtomobillarida qo'llanilgan 195/65R15 o'lchamli BARS MZ-777 modeli shinalari tanlandi.

Tahlil natijalariga ko'ra, shinalarning real yurish masofasi 50 862 km dan 64 671 km gacha bo'lib, o'rtacha qiymat 60 000 km ni tashkil etdi. Shinalarning yurish masofasi orasidagi farq quyidagi omillar bilan bog'liq ekani qayd etildi.

Shina yurish masofasini aniqlash bo'yicha ishlab chiqilgan hisoblash modeli real ekspluatatsiya ma'lumotlari bilan taqqoslandi. Olingan natijalar asosida modelning ishonchliligi va aniqlik darajasi to'liq baholandi. Amalga oshirilgan hisoblar natijasida quyidagi asosiy statistik ko'rsatkichlar aniqlandi:

- o'rtacha mutlaq og'ish (MAE) = 2 757 km;
- o'rtacha nisbiy xato (MAPE) = 4,84 %;
- o'rtacha kvadratik xato (RMSE) = 4 124 km.

Bu ko'rsatkichlar shina yurish masofasi modelining prognoz natijalari real ma'lumotlar bilan yaqin mos kelishini, hamda modelda qo'llangan asosiy fizik va ekspluatasion parametrlar to'g'ri tanlanganini ko'rsatdi. Modeldagi o'rtacha nisbiy xato 5 % dan kam bo'lganligi sababli, uning prognoz aniqligi amaliyot talablariga to'liq javob beradi.

XULOSALAR

“Avtomobil shinalari yeyilishini aniqlashning hisob uslubini takomillashtirish” dissertatsiya mavzusi bo'yicha olib borilgan ilmiy tadqiqotlar asosida quyidagi umumiy xulosalar shakllantirildi:

1. Shina yeyilishini baholashning mavjud usullari o'rganilib, ular asosan, laboratoriya sharoitidagi ma'lumotlarga tayanib, yo'l notekisligi, harorat o'zgarishi, yuk taqsimoti va burovchi moment ta'sirini to'liq hisobga olmaganligi aniqlandi. Shu sababli, shina va yo'l o'zaro ta'sirini, ishqalanish, bosim va deformatsiya jarayonlarini birlashtiruvchi yangi hisoblash modeli ishlab chiqish talab qiladi.

2. Ekspluatatsion haroratning protektor qattiqligiga ta'siri ko'p omilli regressiya orqali aniqlanib, harorat oshishi qattiqlikning 20–25 % ga kamayishiga, past harorat esa 18 % gacha ortishiga sabab bo'lishi kuzatildi. Qattiqlikdagi bunday o'zgarish yuqori haroratlarda protektor yeyilish hajmining o'rtacha 40 % gacha oshishiga, past haroratlarda esa 25 % gacha kamayishiga olib kelishi aniqlandi.

3. Shinalarning yeyilishini aniqlash uchun takomillashtirilgan matematik model kontakt yuzasidagi bosim taqsimoti, ishqalanish jarayoni va deformatsiya xususiyatlarini, shuningdek yuklanish, bosim va burovchi momentning mikrosirpanish maydonlariga ta'sirini birgalikda hisobga olib, shina haqiqiy yurish masofasini 95 % ishonchlilik bilan aniqlash imkonini beradi.

4. Matematik model natijalari shina yurish masofasi bo'yicha eksperimental ma'lumotlar bilan tekshirildi. 8 ta avtomobil bo'yicha olingan real ekspluatatsiya natijalari model qiymatlari bilan solishtirildi. Shinalarning haqiqiy yurish masofasi 50 862–64 671 km oralig'ida bo'lib, o'rtacha qiymat 60–61 ming kmni tashkil etdi. Taqqoslash natijalarida o'rtacha mutlaq og'ish 2757 km, o'rtacha nisbiy xatolik 4,84 % va o'rtacha kvadratik xatolik 4124 km tashkil etdi.

5. Ekspluatatsiya sharoitida shina resursining o'zgarishini baholash uslubi ishlab chiqildi. Model asosida ichki bosim, yuklanish va harakat rejimining shina xizmat muddatiga ta'siri aniqlangan. Optimal bosimni saqlash shina resursini 10–15 % ga oshirishi, ortiqcha yuklanish va burovchi moment ta'sirining esa resursni 20–25 % ga qisqartirishi aniqlandi.

6. Tadqiqot natijalari asosida texnik-iqtisodiy baholash uslubi ishlab chiqilib, ekspluatatsiya xarajatlarini kamaytirish imkonini beradi. Hisob-kitoblarga ko'ra, sinov va kuzatuv xarajatlari 35 % ga qisqardi, mehnat unumdorligi 25 % ga oshdi, shuningdek bitta avtomobil misolida yillik iqtisodiy samara o'rtacha 250 ming so'mni tashkil etdi.

**НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПО ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ
DSc.15/31.08.2022.T.73.03 ПРИ ТАШКЕНТСКОМ
ГОСУДАРСТВЕННОМ ТРАНСПОРТНОМ УНИВЕРСИТЕТЕ**

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТРАНСПОРТНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ТУХТАМИШОВ СОБИТ СОБИР УГЛИ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МЕТОДИКИ
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИЗНОСА АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН**

05.08.06 – Колесные и гусеничные машины и их эксплуатация

**АВТОРЕФЕРАТ
диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам**

Ташкент – 2026

Тема диссертации доктора философии (PhD) по техническим наукам зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Министерстве высшего образования, науки и инноваций Республики Узбекистан под номером B2025.2 PhD/T2654.

Диссертация выполнена в Ташкентском государственном транспортном университете.

Автореферат диссертации на трех языках (узбекский, русский, английский (резюме)) размещен на веб-странице (www.tstu.uz) и на Информационно-образовательном портале «Ziyonet» (www.ziyonet.uz).

Научный руководитель:

Мухитдинов Акмал Анварович
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Алимухамедов Шавкат Пирмухамедович
доктор технических наук, профессор

Калауов Сайдулла Аймаханович
кандидат технических наук, профессор

Ведущая организация:

Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова

Защита диссертации состоится « ____ » _____ 2026 года в ____ часов на заседании Научного совета DSc.15/31.08.2022.T.73.03 при Ташкентском государственном транспортном университете (Адрес: 100167, г. Ташкент, ул. Темирчи, 53. Тел.:(99871) 299-00-01, факс: (99871) 293-57-54 e-mail: rectorat@tstu.uz, tashiit@exat.uz).

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Ташкентского государственного транспортного университета (зарегистрирована под номером № ____). Адрес: 100167, г. Ташкент, ул. Темирйулчилар, 1. Тел.: (99871) 299-00-01, факс: (99871) 293-57-54 e-mail: rectorat@tstu.uz, tashiit@exat.uz).

Автореферат диссертации разослан « ____ » _____ 2026 года.
(реестр протокола рассылки № ____ от « ____ » _____ 2025 года).

А.А.Рискулов

Председатель научного совета по
присуждению учёных степеней,
д.т.н., профессор

К.З.Зияев

Ученый секретарь научного
совета по присуждению ученых
степеней, PhD, доцент

С.К.Рузимов

Заместитель председателя научного
семинара при научном совете по
присуждению степеней, д.т.н., доцент

ВВЕДЕНИЕ (аннотация диссертации доктора философии (PhD))

Актуальность и востребованность темы диссертации. В мире большое внимание уделяется устойчивому развитию экономики, повышению надёжности и безопасности транспортных систем, рациональному использованию энергетических ресурсов, внедрению экологически безопасных технологий и повышению производственной эффективности на основе современных управленческих и инновационных решений. В развитых странах приоритет отдается развитию энергосберегающих систем, применению инноваций, снижающих ресурсопотребление, повышению экологической безопасности, цифровизации производственных процессов и внедрению современных механизмов управления для улучшения ключевых показателей эффективности. В этом направлении, в частности, уделяется особое внимание снижению энергетических потерь в конструкции транспортных средств, улучшению деформационных свойств материалов при эксплуатационных нагрузках, минимизации воздействия механических факторов, возникающих в процессе работы шин, и повышению их эффективности.

В мире большое внимание уделяется исследованиям, направленным на повышение ресурсосбережения в транспортных средствах, улучшение эксплуатационных свойств шин посредством совершенствования их конструкции, снижение энергопотребления и обеспечение экологической безопасности. Приоритетными остаются работы по оценке физико-механических свойств шинных материалов, моделированию напряжений в контактной зоне в динамических условиях, анализу температурно-обусловленных упруго-деформационных процессов, математическому описанию влияния нагрузок на конструктивные элементы и разработке энергосберегающих технических решений. Вместе с тем актуальными задачами являются совершенствование расчётной методики определения процесса износа автомобильных шин в реальных эксплуатационных условиях, прогнозирование их срока службы и повышение показателей эксплуатационной эффективности.

В республике реализуются масштабные меры по улучшению технического состояния автотранспорта, созданию и внедрению энергоэффективных инновационных технологий. Это подтверждается принятием нормативно-правовых документов, стимулирующих развитие научных и методических работ, направленных на повышение энергоэффективности транспортной системы, экологической безопасности и качества шин. В частности, в Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022–2026 годы отдельно определены задачи по “...повышению эффективности использования ресурсов и снижению потерь в отраслевых производствах, повышению производительности труда и уровня локализации в производственных процессах”¹.

¹ Указ Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года № УП-60 “О Стратегии развития Нового Узбекистана на 2022–2026 годы

При выполнении данных задач, с учётом роли транспортных средств, в частности автомобильного транспорта, в технических отраслях, актуальной проблемой является проведение исследований, направленных на снижение энергетических потерь, возникающих в процессе их эксплуатации, оптимизацию эксплуатационных расходов, а также разработку методик определения ресурса деталей и рабочих элементов в реальных условиях работы.

Решению задач, предусмотренных в Указе Президента Республики Узбекистан от 22 августа 2019 года № УП-4422 “О неотложных мерах по повышению энергоэффективности отраслей экономики и социальной сферы, внедрению энергосберегающих технологий и развитию возобновляемых источников энергии”² Постановлении Президента Республики Узбекистан от 24 января 2022 года № ПП-90 “О мерах по созданию эффективной системы развития производства и расширения промышленной кооперации в республике”³ а также Постановлении Кабинета Министров Республики Узбекистан от 29 марта 2024 года № ПКМ-166 « О мерах по снижению негативного воздействия транспортных средств на атмосферный воздух»⁴ и в других нормативно-правовых документах, принятых в данной сфере деятельности, в определённой степени способствует настоящее диссертационное исследование.

Соответствие исследования приоритетным направлениям развития науки и технологий республики. Данное исследование выполнено в рамках приоритетного направления науки и технологий Республики Узбекистан III. «Энергетика, энерго- и ресурсосбережение, транспорт, машино- и приборостроение».

Степень изученности проблемы. Вопросы исследования процессов износа автомобильных шин в условиях эксплуатации изучены рядом зарубежных учёных. В частности J. F. Archard, S. K. Rhee, N. J. Persson, F.Liu, Z. Gao, G. Napolitano Dell’Annunziata, H.Nakanishi, F.Farroni, C.Fortunato, M.Ciaravola, A.Scaraggi, Z.El-Sayegh, M.El-Gindy, I.Johansson, F.Öijer, R.G.Longoria, H.Kong, L.Wang, J.Kwak, T.Lee, C.Ozerem, D.A.Morrey, J.Pacejka, J.Y.Wong, G.Genta, L.Morello, R.N.Jazar, X.Ma, Y.You, H.Suh, S.Taheri, M.Salehi, S.Siramdasu, K.Li, R.L.Wheeler и другие проводили исследования, направленные на анализ контакта «шина–дорога», упруго-деформационных процессов, влияния нагрузки, скорости и температуры на ресурс шины, а также на оценку скорости износа шин методами математического, экспериментального и численного моделирования.

В странах СНГ Н.С.Захаров, А.И. Головин, Е.В.Сафронов, С.А.Черноус, П.Н.Кожевников, К.В.Герасимов, Д.И.Романов, А.Н.Чебоксаров, С.П.Воронов, В.Ф.Евстратов и другие проводили исследования, посвящённые деформационным свойствам шин, формированию контактного давления в зоне соприкосновения колеса с дорогой, влиянию температуры и

² <https://lex.uz/docs/-4486125>.

³ <https://lex.uz/docs/-5362032>.

⁴ <https://lex.uz/pdfs/6858809>.

скорости при торможении на износ, а также эксплуатационным факторам, воздействующим на ресурс шин.

Из отечественных исследователей О.В.Лебедев, А.А.Шермухамедов, В.А.Топалиди, А.М.Бабоев, У.Б.Юсупов и другие занимались совершенствованием методов оценки срока службы шин с учётом условий эксплуатации.

Вместе с тем анализ научных работ вышеупомянутых учёных показал, что комплексная оценка факторов, влияющих на процесс износа автомобильных шин в условиях эксплуатации, раскрыта недостаточно полно, а также не освещены методы расчёта пробега шин при одновременном учёте реальных условий движения и нагрузок.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательских работ высшего образовательного учреждения. Диссертационное исследование выполнено в рамках проекта № 28/2023-TR «Нормирование эксплуатационного пробега автомобильных шин, крупногабаритных шин, а также дорожно-строительных машин и механизмов на объектах Навоий ГМК АО» (2022–2023), включённого в план научно-исследовательских работ Ташкентского государственного транспортного университета.

Цель исследования заключается в совершенствовании расчётной методики определения износа автомобильных шин.

Задачи исследования:

анализ существующих расчётных, испытательных, производственных и эксплуатационных методов определения износа и срока службы автомобильных шин;

определение влияния температуры на жёсткость материала шины и коэффициент износа шины на основе экспериментальных испытаний;

определение геометрии контактной поверхности и распределения давления с учётом эксплуатационной нагрузки и крутящего момента;

совершенствование математической модели определения объёма износа протектора с учётом неравномерного распределения давления в зоне контакта;

совершенствование расчётной методики определения пробега шин с учётом влияния веса, давления, температуры и крутящего момента на процесс износа.

Объектом исследования выбраны автомобильные шины легковых автомобилей, эксплуатируемые в условиях асфальтового дорожного покрытия.

Предмет исследования составляет величина фактического пробега автомобильных шин.

Методы исследования. В процессе исследования применялись теоретические методы, теории эксплуатационных свойств автомобилей, наблюдение, методы математической статистики и моделирования, системный и теоретический анализ, регрессионный анализ, методы интерполяции, численного интегрирования, анализа и синтеза технических

систем, цифровые методы расчётов, а также лабораторные и стендовые испытания.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

коэффициент износа протектора определён с помощью многопараметрического регрессионного анализа на основе экспериментальных данных через математическую зависимость, отражающую влияние эксплуатационной температуры на жёсткость материала протектор;

на основе методов численного интегрирования разработан алгоритм определения геометрии контактной поверхности и распределения давления с учётом эксплуатационной нагрузки и крутящего момента;

на основе теории упруго-деформационного контакта Джэзера и уравнений распределения давления усовершенствована математическая модель определения объёма износа протектора с учётом неравномерного распределения давления в зоне контакта;

усовершенствована расчётная методика определения фактического пробега шин на основе моделей скорости износа, учитывающих комплексное влияние веса, давления, температуры и крутящего момента.

Практические результаты исследования заключаются в следующем:

усовершенствована методика определения влияния температуры на жёсткость материала шины и коэффициент износа протектора;

усовершенствован метод определения зоны скольжения контактной поверхности с учётом внутреннего давления шины, действующей нагрузки, крутящего момента и жёсткости;

разработана программа расчёта объёма износа в зоне скольжения с учётом неравномерного распределения давления на контактной поверхности;

определён пробег шины и периодичность технического обслуживания на основе комплексного учёта факторов, влияющих на износ.

Достоверность результатов исследования. Проведённые исследования объясняются тем, что они выполнены с использованием современных методов, эффективных методик и средств измерений, теоретически обоснованы распределение давления на контактной поверхности шины, деформационные процессы и параметры эксплуатационных нагрузок; результаты теоретических и практических исследований взаимно согласуются, усовершенствованная расчётная методика показала положительные результаты испытаний и внедрена в практику.

Научная и практическая значимость результатов исследования. Научная значимость полученных результатов заключается в разработке расчётной методики, учитывающей основные факторы, проявляющиеся в процессе износа автомобильных шин, что позволяет совершенствовать существующие подходы к вычислению их фактического пробега и подтверждается практическими результатами.

Практическая значимость полученных результатов определяется тем, что использование установленного коэффициента износа, зависимости жёсткости протектора от температуры, закономерностей изменения

параметров контактной зоны и усовершенствованной методики определения пробега шин обеспечивает повышение эксплуатационной надёжности, планирование ресурса и повышение эффективности процесса их использования.

Внедрение результатов исследования. По результатам научного исследования по совершенствованию расчётного метода определения износа автомобильных шин:

коэффициент износа протектора шины внедрён в 3-й автоколонне АО «Навоийский горно-металлургический комбинат» (справка АО НГМК № 02-05-01/01/309 от 29.10.2025 г.). В результате срок замены шин был увеличен на 2500 км, что позволило снизить эксплуатационные расходы на 4 %;

алгоритм определения геометрии контактной поверхности шины и распределения давления внедрён в 3-й автоколонне АО «НГМК» (справка АО НГМК № 02-05-01/01/309 от 29.10.2025 г.). В результате погрешность определения давления в зоне контакта снижена с 12 % до 5 %, а точность оценки геометрии контактной поверхности увеличена в 2,3 раза;

математическая модель определения объёма износа протектора с учётом неравномерного распределения давления в контактной зоне внедрена в 3-й автоколонне АО «НГМК» (справка АО НГМК № 02-05-01/01/309 от 29.10.2025 г.). В результате погрешность прогнозирования объёма износа протектора снижена с 15–17 % до 6 %;

расчётная методика определения фактического пробега автомобильных шин внедрена в 3-й автоколонне АО «НГМК» (справка АО НГМК № 02-05-01/01/309 от 29.10.2025 г.). В результате погрешность прогнозирования пробега снижена с 17 % до 4,8 %, а точность оценки ресурса шины повышена до 95 %.

Апробация результатов исследования. Результаты диссертационного исследования были обсуждены на 3 международных и 2 республиканских научно-практических конференциях.

Опубликованность результатов исследования. По теме диссертации опубликовано всего 12 научных работ, из них 7 статей — в рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан научных изданиях для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание степени PhD, включая 3 статьи в республиканских и 4 — в зарубежных журналах. Получены 4 свидетельства об авторстве на программные разработки.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения, списка использованной литературы и приложения. Общий объём диссертации составляет 91 страницы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

В разделе «Введение» обоснованы актуальность и востребованность темы диссертации. Указаны основная цель и задачи исследования, объект и предмет исследования, а также соответствие работы приоритетным

направлениям развития науки и технологий Республики Узбекистан. Обоснованы научная новизна и основные результаты предлагаемых расчётных методов по оценке распределения нагружающих сил и интенсивности износа в зоне контакта шины, их научное и практическое значение. Приведены, сведения о применении результатов диссертационной работы на практике, опубликованных по теме исследований работах и её структурном составе.

В первой главе диссертации под названием «Анализ износа автомобильных шин и факторов, влияющих на него» представлены анализ конструкций автомобильных шин, рассмотрены физико-механические процессы износа и факторы, влияющие на интенсивность изнашивания, а также зависимость степени износа от эксплуатационных условий. На основе анализа выполненных ранее научных работ по расчёту износа шин дан обзор современного состояния решения задачи определения пробега шин.

Автомобильные шины имеют сложную конструкцию, состоящую из протектора, каркаса, брекера, боковой части и бортовой зоны. Каждый элемент играет важную роль в восприятии нагрузки, обеспечении сцепления с дорогой и поддержании устойчивости контактной поверхности. Основное различие между диагональными и радиальными шинами определяется расположением нитей каркаса и количеством слоёв. В процессе деформирования происходят внутреннее трение и потери энергии вследствие гистерезиса, что приводит к увеличению сопротивления качению и повышению температуры. В радиальных шинах степень деформации ниже, что способствует увеличению срока их службы и повышению долговечности.

Износ шин происходит под воздействием физических и механических процессов. В результате трения между протектором и дорогой возникают микроскольжения, при которых с поверхности материала отделяются частицы и выделяется тепло. Неравномерное распределение давления приводит к центральному, боковому или асимметричному типам износа. Нормальное состояние давления в шине, подвески и геометрии колеса обеспечивает равномерность изнашивания. Поэтому при оценке процесса износа необходимо совместно анализировать факторы трения и деформации.

Эксплуатационные и динамические факторы значительно повышают скорость износа. Увеличение нагрузки, торможение и движение на высокой скорости повышают степень изнашивания до 20–30 %. Пониженное или повышенное внутреннее давление в шине соответственно ускоряет износ в крайних и центральных зонах (на 15–20 %). Состояние дороги, температура и внешние частицы оказывают дополнительное воздействие на процесс износа на 25–30 %. Поэтому поддержание нагрузки, давления и скорости в нормативных пределах, а также научно обоснованное управление условиями эксплуатации являются важными факторами продления срока службы шины.

Моделированием и оценкой износа автомобильной шины с учётом распределения давления на контакте, энергии трения и гистерезисных свойств материала занимались зарубежные исследователи: J.A.Williams, D.Tabor, K.L.Johnson, B.Archard, S.K.Rhee, N.Jazar, J.Svendenius, H.Pacejka,

C.Persson, A.Gent и другие. В их работах предложены теоретические модели, связывающие процесс изнашивания с нагрузкой путём скольжения, жёсткостью материала и фрикционной энергией.

Среди отечественных учёных, изучавших неравномерность распределения давления в контактной зоне автомобильной шины, изменения состояния деформации геометрии шины и её материалов, можно отметить О.В.Лебедева, А.А.Шермухамедова, В.А.Топалиди, А.М.Бабоева, У.Б.Юсупова и др. В исследованиях этих ученых освещены методы оценки износа с учётом конструкции шины и эксплуатационных факторов, однако, совершенствование расчётного метода определения износа повышает возможности по высокоточной оценке ресурса шины.

Во второй главе диссертации под названием «Расчётный метод определения износа шин» разработана математическая модель, направленная на определение процесса изнашивания с учётом взаимодействия между шиной и дорожным покрытием. В главе на основе геометрических параметров шины, нормальной нагрузки, внутреннего давления воздуха и характеристик жёсткости и упругости шины посредством поэтапного расчётного метода определены распределение давления и изменение деформации в зоне контакта. На этой основе предложен расчётный алгоритм, позволяющий оценить скорость износа протектора шины и её общий пробег.

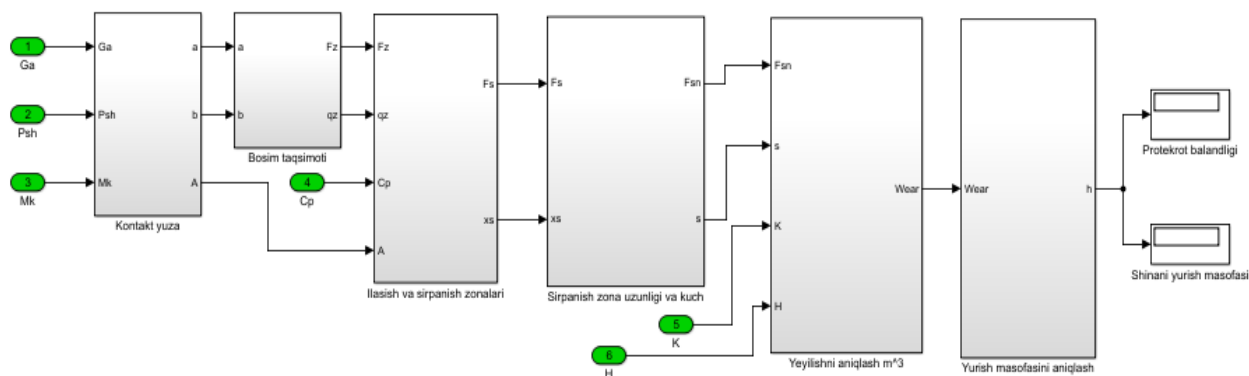


Рис.1. Алгоритм расчёта определения износа шины в среде MatLab/Simulink.

В модели расчётный алгоритм определения износа шины сформирован в блочном виде. Прежде всего определяются геометрические параметры контактной поверхности между шиной и дорогой под воздействием нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине. В последующих блоках рассчитываются распределение давления в зоне контакта, зоны сцепления и скольжения на контактной поверхности, а также соотношение сил в этих зонах. Для зоны скольжения определяются объёмы износа с учётом механических свойств материала шины и параметров дорожного покрытия. На заключительном этапе оцениваются остаточная высота протектора и пробег шины, что создает возможность прогнозирования износа.

В стационарном состоянии нормальное давление на контактной поверхности шины зависит от её конструкции и условий нагружения, при этом обычно в центральной части оно выше, а по краям ниже. Под воздействием нагрузки и деформации центр давления может смещаться вперёд или назад. Поэтому при моделировании распределения давления требуется использование более сложных функций, чем простая параболическая форма.

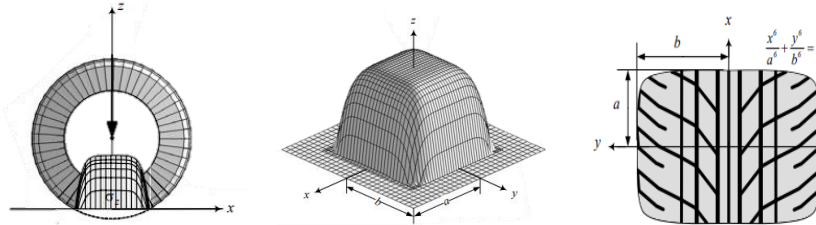


Рис.2. Геометрическая модель контактной поверхности шины.

Модель распределения давления на контактной поверхности приведена на рис.2. На практике давление в центре выше, а к краям уменьшается. Если принять, что контактная поверхность близка к эллиптической форме, распределение давления можно аппроксимировать простой математической функцией. Эта функция обеспечивает достижение максимального значения давления в центре и его постепенное уменьшение к краям вплоть до нуля. Для описания указанного состояния используется следующая формула:

$$q_z(x, y) = q_z \left(1 - \frac{x^{2n}}{a^{2n}} - \frac{y^{2n}}{b^{2n}} \right). \quad (1)$$

Здесь $q_z(x, y)$ — распределение нормального давления, Па, q_z — нормальное давление, Па, a — половина длины контакта, $x \in [-a, a]$, b — половина ширины контакта $y \in [-b, b]$. Для радиальных шин принимается $n = 3$.

При передаче крутящего момента M_k на шину распределение давления на контактной поверхности становится несимметричным. Для учёта данной асимметрии к классическому эллиптическому распределению добавляется дополнительный член по направлению x :

$$q_z(x, y) = q_z \left(1 - \frac{x^{2n}}{a^{2n}} - \frac{y^{2n}}{b^{2n}} + d \cdot \frac{x}{a} \right). \quad (2)$$

где d — коэффициент асимметрии, характеризующий смещение центра давления в зоне контакта.

При передаче на шину крутящего момента распределение давления на контактной поверхности становится несимметричным: центр давления смещается вперёд, в результате чего в передней части контактного пятна давление выше, а в задней — ниже (рис.3). Это смещение возникает под действием крутящего момента и именно оно приводит к формированию силы сопротивления качению шины.

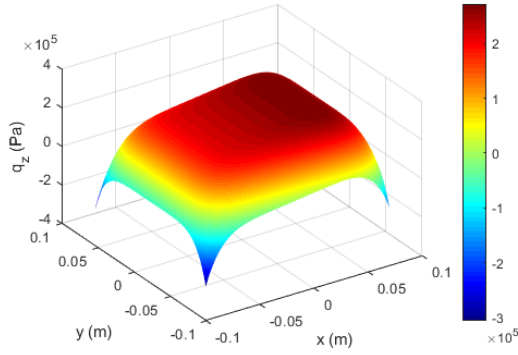


Рис.3. Распределение давления в зоне контакта шины под воздействием крутящего момента

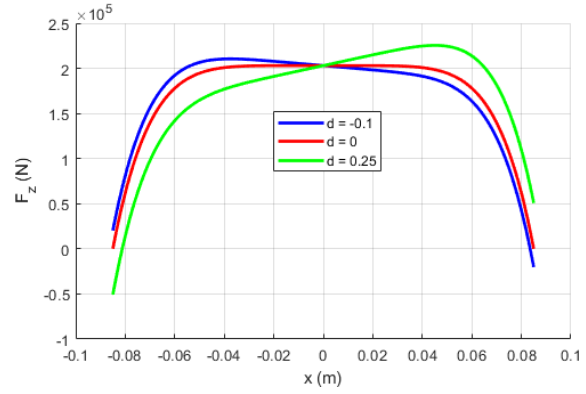


Рис.4. График продольной нормальной силы F_z по контактной поверхности при различных моментах

Если $d = 0$, распределение силы является симметричным, и максимальное давление формируется в центре контакта (рис.4). Однако при $d > 0$ центр давления смещается вперёд (в положительном направлении) вдоль длины контакта, что обычно соответствует режиму тяги. Напротив, при $d < 0$ давление смещается назад (в отрицательном направлении), что отражает состояние торможения.

Одним из важных преимуществ данной модели является то, что при любых значениях d , благодаря использованию нормализованной формы функции, интеграл общего давления всегда равен вертикальной нагрузке.

$$F_z = \int_{-a}^a \int_{-b}^b q_z(x, y) dA. \quad (3)$$

Модель асимметричного давления не только обеспечивает более точные результаты для реальных условий, но и позволяет выполнять детальный анализ момента и скольжения. При воздействии крутящего момента на автомобильную шину вследствие асимметрии распределения давления возникает дополнительный момент, действующий на колесо. Например, момент, возникающий из-за смещения центра давления, выражается следующим образом:

$$M = \int_{-a}^a \int_{-b}^b x \cdot q_z(x, y) dx dy. \quad (4)$$

Здесь $q_z(x, y)$ обозначает распределение давления. Таким образом, крутящий момент определяется смещением сил давления относительно геометрического центра.

$$M = \frac{F_z}{4ab} \cdot \int_{-a}^a \int_{-b}^b x \cdot \left(1 - \frac{x^{2n}}{a^{2n}} - \frac{y^{2n}}{b^{2n}} + d \cdot \frac{x}{a} \right) dx dy \quad (5)$$

Исходя из этого, d можно вычислить обратным образом:

$$M = \frac{F_z}{4ab} \cdot \frac{d}{a} \cdot \frac{4}{3} a^3 \cdot b = \frac{F_z \cdot d \cdot a}{3} \rightarrow d = \frac{3 \cdot M}{F_z \cdot a} \quad (6)$$

При вращении колеса между шиной и дорогой возникают касательные силы, которые создают вращающий момент в зоне контакта. Этот момент является реакционным моментом, возникающим вследствие деформации материала шины при её вращении и «передающимся» на дорогу. Процесс износа автомобильных шин главным образом происходит в зоне контакта. Во взаимодействии между шиной и дорогой наблюдаются два состояния: сцепление и скольжение. В зоне сцепления шина движется вместе с дорогой, и относительное смещение отсутствует. В зоне скольжения поверхность шины скользит относительно дороги, и изнашивание происходит именно в этой области.

Граница между зонами сцепления и скольжения возникает в той точке, где эластическая сила растяжения материала шины становится равной силе давления на контактной поверхности. Начиная с этой точки на поверхности шины появляется относительное смещение, и с увеличением скольжения износ протектора ускоряется. Для определения границы сцепления и скольжения оценивается равновесие касательных и нормальных сил вдоль контактной зоны. При деформации протекторных блоков в них возникает эластическая сила в касательном направлении. Когда эта сила достигает определённого значения, она становится равной максимальной силе сцепления в данной точке. С этого момента сцепление прекращается и начинается скольжение. Таким образом, точка начала скольжения x_s на контактной поверхности определяется по формуле:

$$c_p \cdot \sigma_x \cdot (a + x_s) = \varphi \cdot F_z(x_s). \quad (7)$$

Левая часть формулы (7) $c_p \cdot \sigma_x \cdot (a + x_s)$ выражает упругую деформационную силу, возникающую в элементах протектора. При воздействии этой силы на контактную поверхность шины состояние сцепления сохраняется до определённого расстояния. После точки x_s , то есть когда левая и правая части выражения становятся равными, упругая сила уравнивается силой сцепления $\varphi \cdot q_z(x_s)$, и в результате сцепление прекращается, начинается процесс скольжения.

Общая нормальная сила, действующая шиной на дорожное покрытие, определяется через распределённое нормальное давление на контактной поверхности. Эта сила выражается путём двухмерного интегрирования по зоне контакта следующим образом:

$$F_z = \int_{-a}^a \int_{-b}^b q_z \left(1 - \frac{x^{2n}}{a^{2n}} - \frac{y^{2n}}{b^{2n}} + d \cdot \frac{x}{a} \right) dx dy. \quad (8)$$

В каждой точке контактной зоны через давление также выражаются локальные силы, интегральная сумма которых образует общее силовое воздействие шины.

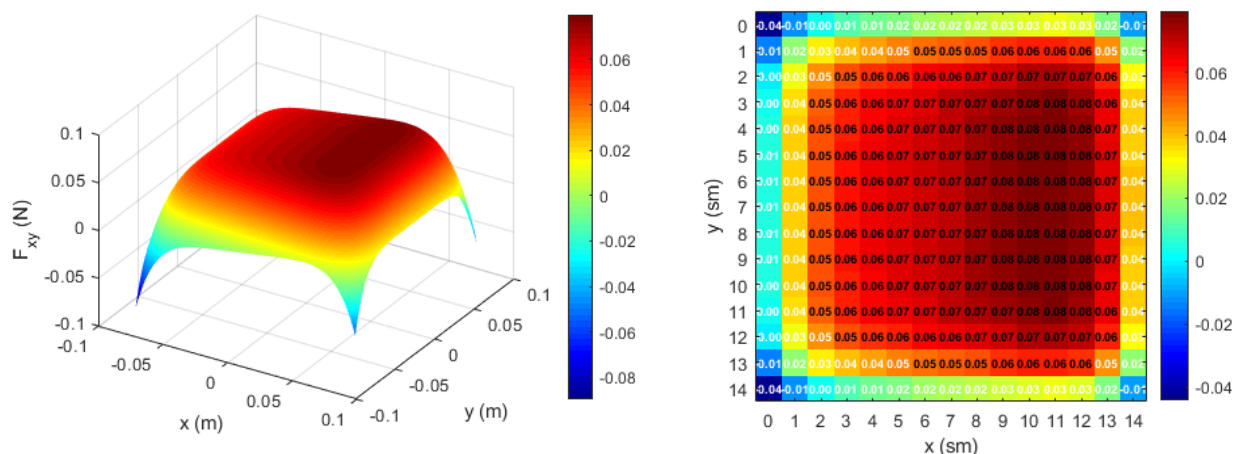


Рис.5. График распределения нормальной силы на контактной поверхности шины

В зоне скольжения (т.е. $x \in [-a, x_s]$) плотность силы, возникающая по контактной поверхности, характеризует износ, возникающий в результате относительного движения между шиной и дорожным покрытием. Эта плотность силы напрямую зависит от распределения давления и характеристик трения между материалами и определяется следующей формулой:

$$F_s = \frac{F_z}{4ab} \int_{-a}^{-x_s} \int_{-b}^b \left(1 - \frac{x_s^6}{a^6} - \frac{y^6}{ab^6} + d \cdot \frac{x_s}{a} \right) dx dy. \quad (9)$$

На приведённом на рис.6 3D-графике показано распределение тангенциальных сил на контактной поверхности. Чёрная линия обозначает границу зоны скольжения в точке x_s . Данная граница определена на основе контактной упругости и уровня трения.

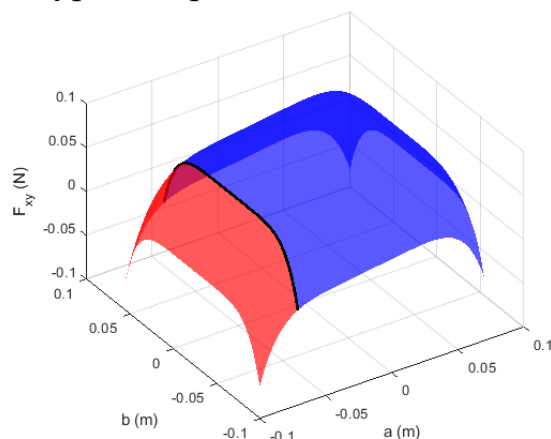


Рис.6. Распределение сил на контактной поверхности шины: зоны сцепления и скольжения

Из-за упругих и фрикционных воздействий, возникающих на контактной поверхности между шиной и дорогой, наблюдается износ материала. Для оценки данного физического явления широко применяется модель Арчарда, которая описывает объём материала, потерянный в результате деформации

поверхности под давлением во время скольжения (рис.6). Общий вид модели Арчарда адаптируется следующим образом:

$$W = k \cdot \frac{F_z \cdot s}{4 \cdot A_s \cdot H} \cdot \int_{-a}^{-x_s} \int_{-b}^b \left(1 - \frac{x_s^6}{a^6} - \frac{y^6}{b^6} + d \cdot \frac{x_s}{a} \right) dx dy. \quad (10)$$

Данное выражение описывает потерю материала в зоне скольжения шины с учётом двумерного распределения давления на контактной поверхности.

В результате изменения нагрузки на контактной поверхности длина зоны скольжения x_s также изменяется и оказывает влияние на скорость износа материала шины.

В данной главе вычислены эмпирические закономерности зависимости величины x_s от динамических факторов, а в также представлены результаты практического применения теоретически обоснованной модели.

На основе приведённых теоретических положений составлен эмпирический расчётный алгоритм, основанный на неравенстве сцепления–упругости на контактной поверхности. В этом алгоритме для каждого основного параметра (масса, давление, крутящий момент) величина зоны скольжения x_s была оценена в следующем общем виде:

$$x_s = f(F_z, P_i, M). \quad (11)$$

Здесь F_z — общая вертикальная сила, действующая на шину;

P_i — внутреннее давление воздуха в шине;

M — крутящий момент на колесе.

При расчёте использованы калиброванные экспериментальным путём коэффициенты и полученные результаты сопоставлены с данными практических наблюдений. Установлено что при увеличении массы, приходящейся на шину, деформация контактной поверхности и силы трения возрастают пропорционально. В этом случае точка перехода от сцепления к скольжению смещается вперёд, в результате чего величина x_s увеличивается.

На основе выполненных расчётов установлена следующая эмпирическая зависимость:

$$x_{sm} = k_m m + C_m. \quad (12)$$

Согласно данной зависимости, при увеличении массы на 100 кг длина зоны скольжения увеличивается в среднем на 9 мм. Физически это объясняется повышением давления в контакте и возрастанием энергии деформации.

В результате увеличения внутреннего давления шины её деформационная способность снижается, в следствие чего контактная поверхность сокращается и плотность давления в центральной части шины возрастает. Такая ситуация приводит к уменьшению зоны скольжения и снижению значения x_s .

На основе расчётных результатов была получена следующая эмпирическая зависимость:

$$x_{sP} = k_P P_i + C_P. \quad (13)$$

Из уравнения (13) следует, что при повышении внутреннего давления шины на каждые 10 кПа длина зоны скольжения уменьшается примерно на 4 мм. Этот результат объясняется централизацией распределения давления и сокращением области деформации при повышении давления в шине.

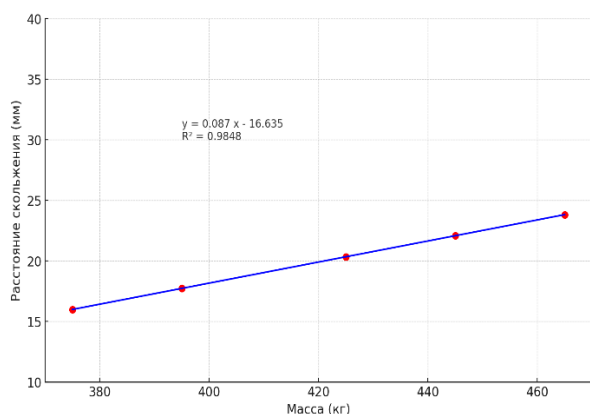


Рис.7. Влияние массы на длину зоны скольжения

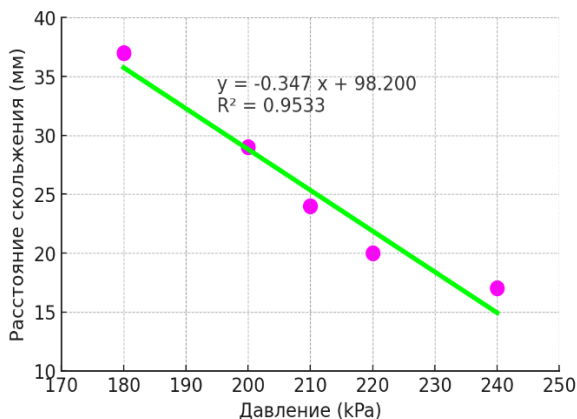


Рис.8. Влияние внутреннего давления на длину зоны скольжения

Увеличение крутящего момента на колесе повышает касательные силы на контактной поверхности шины. Это нарушает баланс между сцеплением и скольжением, расширяя область скольжения. В результате значение x_s увеличивается и механический износ поверхности шины начинает ускоряться.

Согласно полученным расчётным данным, взаимосвязь между длиной зоны скольжения и крутящим моментом выражается следующим образом:

$$x_{sM} = k_M M + C_M \quad (14)$$

Эта зависимость чётко характеризует влияние крутящего момента на геометрию контактной зоны шины: при увеличении нагрузки область сцепления сокращается, а зона скольжения расширяется.

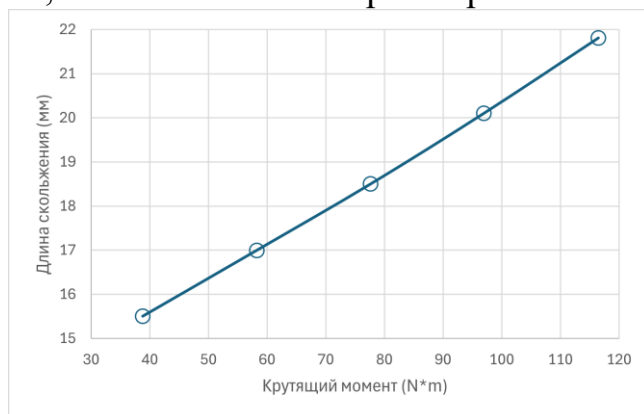


Рис.9. Влияние крутящего момента на длину зоны скольжения

Для обобщения результатов, полученных на основе однофакторных эмпирических регрессий, и определения общей длины зоны скольжения в шине была предложена следующая эмпирическая линейная регрессионная зависимость:

$$x_s = \frac{R_m^2 \cdot x_{sm} + R_p^2 \cdot x_{sp} + R_M^2 \cdot x_{sM}}{R_m^2 + R_p^2 + R_M^2}. \quad (15)$$

Данное выражение представляет собой эмпирическую линейную регрессионную модель, в которой влияние каждого фактора на длину зоны скольжения учитывается через его коэффициент детерминации (R^2). Тем самым уравнение обеспечивает надёжный и статистически обоснованный метод оценки длины зоны скольжения на контактной поверхности шины под воздействием динамических нагрузок.

Процесс износа, возникающий вследствие деформации и трения на контактной поверхности шины, был проанализирован на основе усовершенствованной модели. Эта модель учитывает физические свойства материала шины и состояние динамических нагрузок автомобиля. В результате были определены потери материала в зоне микроскольжения и интенсивность изнашивания всего протекторного слоя.

В этом случае общая площадь зоны скольжения определяется по формуле:

$$A_{sir} = \int_{-a}^{x_s} \int_{-b}^b dx dy = x_s 2b. \quad (16)$$

Посредством формулы определено, в какой части контактной поверхности шины происходит микроскольжение. При этом чем больше область скольжения, тем интенсивнее происходит износ шины.

Для полной оценки износа поверхности шины средняя глубина изнашивания в зоне скольжения Δh определяется из следующего соотношения:

$$\Delta h = \frac{W}{A_{sir}}. \quad (17)$$

где A_{sir} – общая площадь зоны скольжения, m^2 .

В процессе вращения шины в зоне скольжения часть материала отделяется, что характеризуется средней глубиной износа. Если принять, что изношенный объём W равномерно распределён по поверхности скольжения, то средняя глубина износа протектора Δh будет определяться следующим выражением:

$$\Delta h = \frac{k \cdot F_s \cdot x_s}{H \cdot A_{sir}}. \quad (18)$$

При увеличении массы автомобиля или крутящего момента значение F_s также возрастает, в результате чего величина Δh увеличивается и шина изнашивается быстрее.

Если начальная высота протектора равна h_0 , то при каждом обороте шины происходит износ на величину Δh . Следовательно, количество оборотов N_{ay} , необходимое для полного износа рабочего слоя шины, определяется следующей формулой:

$$N_{ay} = \frac{h_0}{\Delta h} = \frac{h_0 H A_{sir}}{k F_s x_s}. \quad (19)$$

Если длина окружности шины равна l (м), то общая длина пути, которую шина проходит до полного износа протектора, определяется следующим соотношением:

$$L = N_{ay} \cdot l = \frac{h_0 H A_{sir}}{k F_s x_s} \cdot l. \quad (20)$$

Пробег шины L значительно изменяется в зависимости от динамических параметров автомобиля и физических свойств шины. На основе предложенной модели пробег был проанализирован с учётом состояния ведущих и ведомых колёс, массы автомобиля, уровня внутреннего давления и жёсткости резины.

Графические результаты показывают, что полное изнашивание протектора ведущих колёс наступает после 35 428 км, тогда как на ведомых колёсах — после 60 783 км. Таким образом скорость изнашивания на ведущих колёсах выше на 40–45 %. Причина заключается в том, что на ведущих колёсах под действием передающего движение крутящего момента расширяется зона скольжения и увеличивается энергия трения. На ведомых колёсах такой момент отсутствует, поэтому скольжение невелико, а износ происходит медленнее.

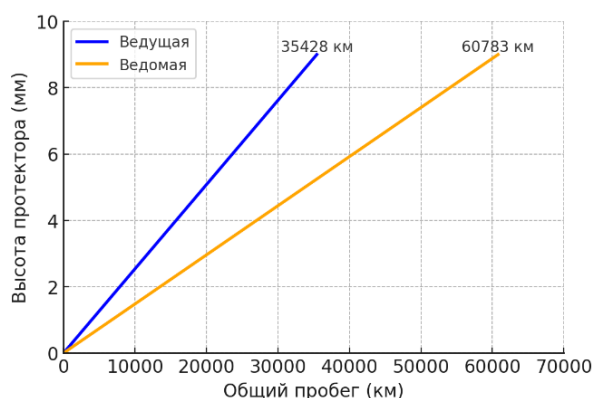


Рис.10. График зависимости износа протектора шины ведущих и ведомых колёс автомобиля от общего пробега

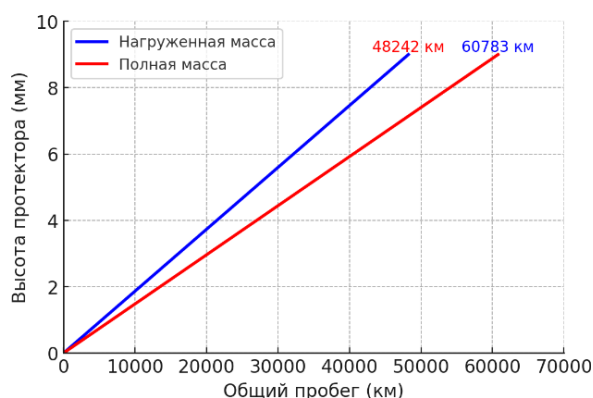


Рис.11. График зависимости пробега шины от массы автомобиля

Согласно графическим данным, при полной массе автомобиля пробег шины составляет 48 242 км, тогда как при снаряжённой массе — 60 783 км. Следовательно, увеличение нагрузки приводит к сокращению ресурса шины примерно на 20 %. Это объясняется повышением давления в зоне контакта шины, что вызывает рост сил трения и энергии деформации. По мере увеличения массы меняется форма контактной поверхности, расширяется зона скольжения, что ускоряет износ на микроскопическом уровне.

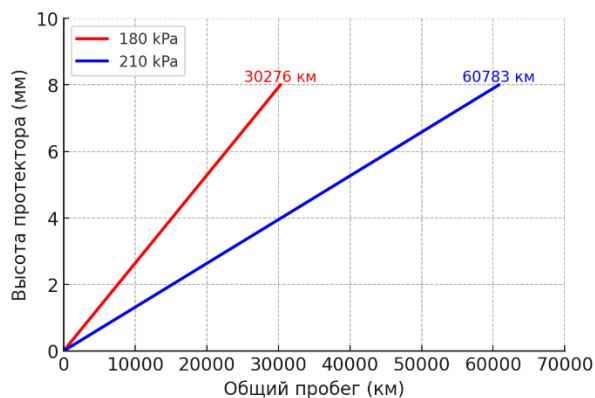


Рис.12. График влияния внутреннего давления на пробег шины

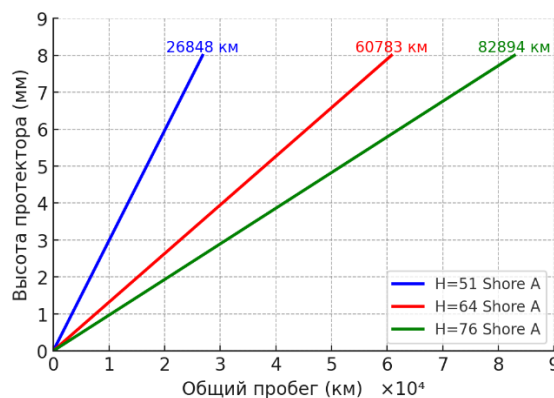


Рис.13. График влияния жёсткости протектора на пробег шины

На графике показана зависимость пробега шины от жёсткости материала (по шкале Shore A). Согласно расчётным результатам, при жёсткости 51 Shore A пробег составляет 26 848 км, при 64 Shore A — 60 783 км, а при 76 Shore A — 82 894 км. Следовательно, увеличение жёсткости повышает сопротивление деформации и уменьшает микроскольжения на поверхности протектора, что замедляет износ и увеличивает ресурс шины.

Однако жёсткость резины не является постоянной — она изменяется с температурой. Например, при +23°C жёсткость составляет 64 Shore A, при +70°C уменьшается до 51 Shore A, а при –20 °C увеличивается до 76 Shore A. При высокой температуре шина размягчается и износ ускоряется, при низкой температуре жёсткость увеличивается и деформация уменьшается, но при этом ухудшается сцепление. Поэтому при оценке пробега шины необходимо учитывать температурную зависимость изменения жёсткости материала.

В третьей главе диссертации под названием «**Экспериментальные исследования и результаты испытаний**» оценена надёжность предложенного расчётного метода определения износа шины на основе экспериментальных исследований, проведённых в лабораторных и реальных эксплуатационных условиях.

В испытаниях по определению геометрических характеристик контактной поверхности шины были установлены закономерности изменения длины и ширины контактной зоны под воздействием нагрузки и внутреннего давления воздуха. Исследование проводилось на шине BARS MZ-777 размерности 195/65R15, установленной на автомобиль Chevrolet Lacetti. Автомобиль нагружался поэтапно, и при каждом значении нагрузки измерялись геометрические характеристики контактной площадки шины. Кроме того, наблюдать изменения внутреннего давления в шине под различными значениями, и его влияние на форму контактной поверхности.

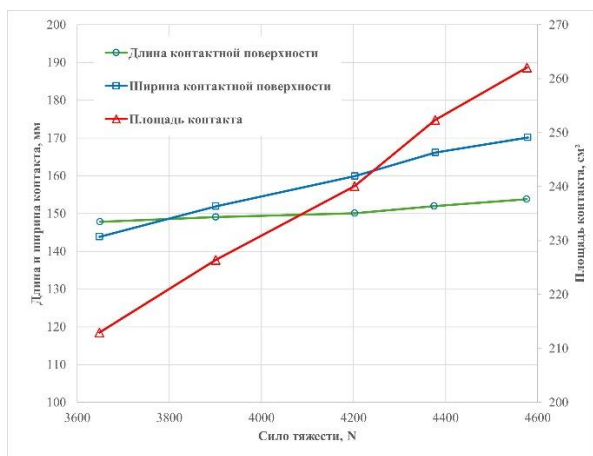


Рис.14. Изменение геометрических параметров контактной поверхности шины под воздействием силы тяжести

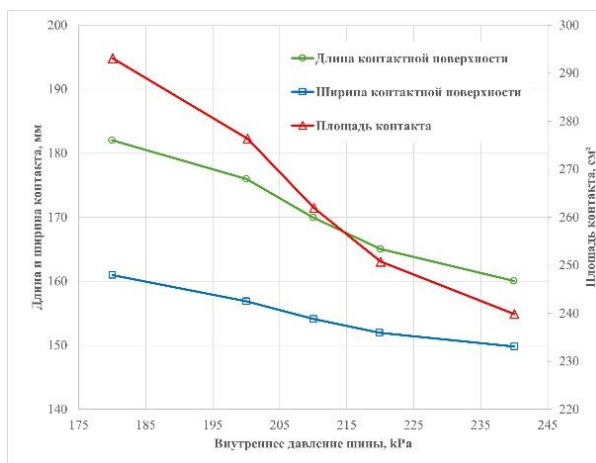


Рис.15. Изменение параметров контактной поверхности под воздействием давления воздуха в шине

Полученные результаты показали, что при увеличении нагрузки длина и ширина контактной поверхности увеличиваются, т.е. площадь сцепления шины с дорогой расширяется. При повышении внутреннего давления воздуха контактная поверхность, наоборот, уменьшается, что связано с увеличением жёсткости шины и снижением степени её деформации. Данные закономерности напрямую влияют на распределение давления в зоне контакта и формирование области скольжения. В результате экспериментальные исследования подтвердили зависимость параметров контактной поверхности шины от нагрузки и внутреннего давления, и они были приняты в качестве исходных данных при разработке модели расчёта процесса износа шины.

С целью оценки износостойкости шин в лабораторных условиях определены коэффициент износа протектора и показатели жёсткости. Испытания проводились в сертифицированной испытательной лаборатории «Первого резинотехнического завода». Исследования выполнялись на оборудовании Akron Abrasion Tester (GT-7012), при этом количество отделяющегося с поверхности резиновых образцов материала оценивалось по уменьшению массы. Начальная и конечная массы образцов измерялись с помощью высокоточных аналитических весов, после чего объёмная потеря рассчитывалась по значению плотности.

Жёсткость протектора шины по шкале Shore A измерялась на приборе Tverdomer GS-709N. Измерения проводились в 6 точках поверхности каждого образца, и среднее значение принималось в качестве показателя жёсткости. По полученным значениям жёсткости были рассчитаны модуль Юнга и индентационная жёсткость резины.

По результатам лабораторных испытаний средний объёмный износ резинового образца составил $0,863 \text{ см}^3$, жёсткость по Shore A — 64 единицы, а индентационная жёсткость — $1,55 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Эти значения были использованы для определения коэффициента износа на основе модели

Арчарда. Согласно расчётам, коэффициент износа материала протектора шины составил $K \approx 0,8 \cdot 10^{-6}$. Было подтверждено, что жёсткость материала протектора шины зависит от температуры в ходе лабораторных исследований. Согласно результатам измерений, повышение температуры увеличивает подвижность молекул резины, материал становится мягче и его жёсткость снижается. При низких температурах резина, наоборот, становится более жёсткой и её эластичность снижается.

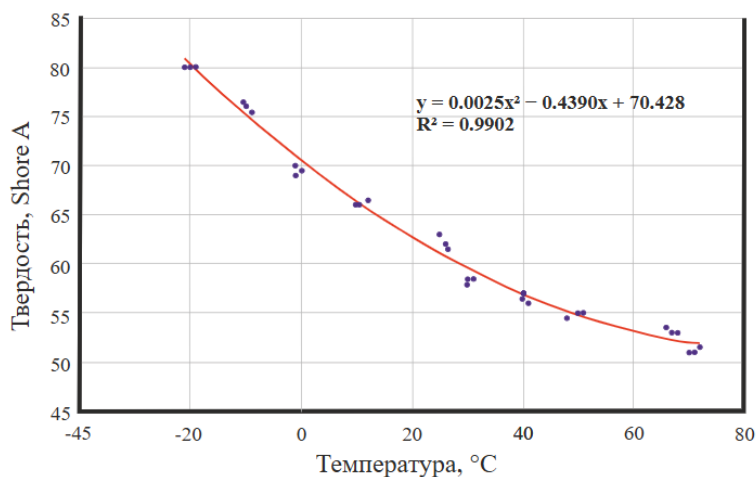


Рис.16. Зависимость жёсткости резины от температуры

Согласно результатам, при температуре $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ жёсткость резины составляет 80 Shore A, тогда как при температуре $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ она снижается до 51 Shore A. Это означает, что с повышением температуры возрастает склонность материала шины к упругой деформации, усиливаются процессы микроскольжения на контактной поверхности и, как следствие, ускоряется износ (рис.16).

Пробег шин в условиях эксплуатации формируется под воздействием различных факторов. С учетом этого для сопоставления результатов модели с практическими данными были проанализированы сведения по 32 шинам легковых автомобилей, использованных в составе Автобазы №3 АО «НГМК» и списанных по состоянию на 2 сентября 2025 года. В качестве объекта исследования выбраны шины модели BARS MZ-777 размерности 195/65R15, применяемые на автомобилях Chevrolet Lacetti и Nexia-3.

По результатам анализа реальный пробег шин составил от 50862 до 64671 км, при этом среднее значение — 60000 км. Установлено, что различие в пробеге шин связано со следующими факторами.

Разработанная расчётная модель определения пробега шины была сопоставлена с данными реальной эксплуатации. На основе полученных результатов были полностью оценены надёжность и точность модели. На основе проведённых расчётов были определены следующие основные статистические показатели:

- среднее абсолютное отклонение (MAE) = 2 757 км;
- средняя относительная ошибка (MAPE) = 4,84 %;
- среднеквадратическая ошибка (RMSE) = 4 124 км.

Данные показатели свидетельствуют о том, что прогнозные результаты модели пробега шины близки к фактическим данным, а также подтверждают правильность выбора основных физических и эксплуатационных параметров в модели. Поскольку средняя относительная ошибка модели составляет менее 5 %, её прогностическая точность полностью соответствует требованиям практики.

ВЫВОДЫ

На основе выполненных научных исследований по теме диссертации «Совершенствование расчетной методики определения износа автомобильных шин» сформулированы следующие общие выводы:

1. Изучены существующие методы оценки износа шин, и выявлено, что они, в основном, опираются на лабораторные данные и не в полной мере учитывают неровности дороги, изменения температуры, распределение нагрузки и воздействие крутящего момента. В связи с этим требуется разработка новой расчётной модели, объединяющей взаимодействие шины и дороги, процессы трения, давления и деформации.

2. Определено влияние эксплуатационной температуры на жёсткость протектора с помощью многопараметрического регрессионного анализа, и установлено, что повышение температуры вызывает снижение жёсткости на 20–25 %, тогда как понижение температуры приводит к её увеличению до 18%. Такие изменения жёсткости обуславливают увеличение объёма износа протектора при высоких температурах до 40 % и снижение до 25 % — при низких температурах.

3. Обосновано, что усовершенствованная математическая модель определения износа шин учитывает распределение давления на контактной поверхности, процессы трения и деформации, а также влияние нагрузки, давления и крутящего момента на микроскольжение, что позволяет определять фактический пробег шины с доверительной вероятностью 95 %.

4. Проверены результаты математического моделирования на основе эксплуатационных данных. Реальные показатели пробега 8 автомобилей сопоставлены с модельными значениями. Фактический пробег шин составил 50 862–64 671 км, среднее значение — 60–61 тыс. км. По результатам сравнения среднее абсолютное отклонение составило 2757 км, средняя относительная ошибка — 4,84 %, а среднеквадратическая ошибка — 4124 км.

5. Разработана методика оценки изменения ресурса шины в условиях эксплуатации. На основе модели определено влияние внутреннего давления, нагрузки и режима движения на срок службы шины. Установлено, что поддержание оптимального давления увеличивает ресурс на 10–15 %, тогда как воздействие перегрузки и крутящего момента снижает его на 20–25 %.

6. На основе результатов исследования разработана методика технико-экономической оценки, позволяющая снизить эксплуатационные расходы. Согласно расчётам, затраты на испытания и наблюдения снизились на 35 %, производительность труда повысилась на 25 %, а годовой экономический эффект для одного автомобиля составил в среднем 250 тыс. сумов.

**SCIENTIFIC COUNCIL AWARDING OF THE SCIENTIFIC DEGREES
DSc. 15/31.08.2022.T.73.03 AT THE TASHKENT STATE TRANSPORT
UNIVERSITY**

TASHKENT STATE TRANSPORT UNIVERSITY

TUKHTAMISHOV SOBIT SOBIR OGLI

**IMPROVEMENT OF THE COMPUTATIONAL METHOD FOR
DETERMINING AUTOMOBILE TIRE WEAR**

05.08.06 – Wheeled and tracked vehicles and their operation

**DISSERTATION ABSTRACT OF THE DOCTOR OF PHILOSOPHY (PhD) ON
TECHNICAL SCIENCES**

Tashkent-2026

The theme of the doctor of philosophy (PhD) in technical sciences is registered in the Higher Attestation Commission under the Ministry of Higher Education, Science and Innovation of the Republic of Uzbekistan under number B2025.2 PhD/T2654.

The dissertation has been prepared at Tashkent State Transport University.

The abstract of the dissertation is posted in three languages (uzbek, russian, english (resume)) on the website www.tstu.uz and on the website of "Ziyonet" Information and Educational Portal www.ziyonet.uz.

Scientific advisor:	Mukhitdinov Akmal Anvarovich doctor of technical sciences, professor
Official opponents:	Alimuxamedov Shavkat Pirmuxamedovich doctor of technical sciences, professor
Kalauov Saydulla Aymaxanovich	candidate of technical sciences, professor
Leading organization:	Tashkent State Technical University named after Islam Karimov

The defense of the dissertation will take place « ____ » _____ 2026 at _____ at the meeting of Scientific council № DSc.15/31.08.2022.T.73.03 at the at Tashkent State Transport University (Address:100167, Tashkent city, Temirchi str, 53. Phone: (+99871)2990001, fax: (99871)293-57-54, e-mail: rectorat@tsu.uz, tashiit@exat.uz).

The dissertation registered in Information Resource Centre of the Tashkent State Transport University (is registered number № ____). Address:100167, Tashkent city, Temiryulchilar str, 1. Phone: (+99871)2990001, fax: (99871)293-57-54, e-mail: rectorat@tsu.uz, tashiit@exat.uz).

The abstract of the dissertation was distributed on « ____ » _____ 2026 y.
(Protocol at the register № ____ on « ____ » _____ 2025 y.)

A.A. Riskulov
Chairman of the scientific council
awarding scientific degrees,
doctor of technical sciences, professor

K.Z. Ziyaev
Scientific secretary of scientific council
awarding scientific degrees,
PhD in technical sciences, docent

S.K.Ruzimov
Deputy Chair of the academic seminar under
The scientific council awarding scientific degrees,
doctor of technical sciences, docent

DISSERTATION ABSTRACT OF THE DOCTOR OF PHILOSOPHY (PhD) ON THE TECHNICAL SCIENCES

Content of dissertation abstract of doctor of philosophy (PhD)

INTRODUCTION (abstract of PhD thesis)

Research compliance with the priorities of the republic's science and technology development. This research is part III of republican science and technology development. It was carried out within the priority direction "Energy, energy - resource efficiency, transport, machinery and equipment construction".

The purpose of the research is to improve the computational method for determining automobile tire wear.

Tasks of the research:

- analysis of existing computational, testing, production, and operational methods for determining tire wear and service life;

- determination of the influence of temperature on the stiffness of the tire material and the tire wear coefficient based on experimental tests;

- determination of the geometry of the contact surface and the pressure distribution under operating load and torque;

- improvement of the mathematical model for determining the volume of tread wear, taking into account the non-uniform pressure distribution in the contact zone;

- improvement of the computational methodology for determining tire mileage considering the influence of weight, pressure, temperature, and torque on the wear process.

The object of research is passenger car tires operated under asphalt road conditions.

The subject of research is the actual mileage of automobile tires.

Research methods. In the course of the study, theoretical methods, the theory of vehicle operational properties, observation, mathematical statistics and modeling methods, system and theoretical analysis, regression analysis, interpolation methods, numerical integration, analysis and synthesis of technical systems, digital calculation methods, as well as laboratory and bench tests were applied.

The scientific novelty of the research is as follows:

- the tread wear coefficient was determined using multi-parameter regression analysis based on experimental data through a mathematical relationship reflecting the influence of operating temperature on the stiffness of the tread material;

- an algorithm for determining the geometry of the contact surface and the pressure distribution under operating load and torque was developed using numerical integration methods;

- based on Jazar's theory of elastic-deformation contact and pressure distribution equations, a mathematical model for determining the volume of tread wear was improved, taking into account the non-uniform pressure distribution in the contact zone;

the computational method for determining the actual tire mileage was improved on the basis of wear-rate models that consider the combined effects of weight, pressure, temperature, and torque.

The practical results of the research are as follows:

the method for determining the influence of temperature on the stiffness of the tire material and the tread wear coefficient has been improved;

the method for determining the sliding zone of the contact surface has been improved, taking into account the internal tire pressure, applied load, torque, and stiffness;

a calculation program has been developed for determining the wear volume in the sliding zone, considering the non-uniform pressure distribution on the contact surface;

the tire mileage and the maintenance interval have been determined based on a comprehensive assessment of the factors affecting wear.

Reliability of research results. The conducted studies are justified by the fact that they were carried out using modern methods, effective techniques and measuring instruments; the pressure distribution on the tire contact surface, deformation processes, and parameters of operational loads are theoretically substantiated; the results of theoretical and practical investigations are mutually consistent; the improved computational method demonstrated positive test results and has been implemented in practice.

Scientific and practical significance of research results. The scientific significance of the obtained results lies in the development of a computational methodology that takes into account the main factors occurring in the process of automobile tire wear, which makes it possible to improve existing approaches to calculating their actual mileage and is confirmed by practical results.

The practical significance of the obtained results is determined by the fact that the use of the established wear coefficient, the temperature–stiffness dependence of the tread, the regularities of changes in the contact zone parameters, and the improved tire-mileage determination methodology ensures increased operational reliability, resource planning, and improved efficiency of tire usage.

Implementation of research results. Based on the results obtained in the scientific research on improving the computational method for determining automobile tire wear:

the tire tread wear coefficient has been implemented in the 3rd motor convoy of JSC “Navoi Mining and Metallurgical Combine” (certificate of JSC NMMC No. 02-05-01/01/309 dated 29.10.2025). As a result, the tire replacement interval increased by 2,500 km, which reduced operating costs by 4%;

the algorithm for determining the geometry of the tire contact surface and the pressure distribution has been implemented in the 3rd motor convoy of JSC “NMMC” (certificate of JSC NMMC No. 02-05-01/01/309 dated 29.10.2025). As a result, the error in determining contact-zone pressure decreased from 12% to 5%, and the accuracy of evaluating the contact-surface geometry increased by 2.3 times;

the mathematical model for determining the tread-wear volume, taking into account the non-uniform pressure distribution in the contact zone, has been implemented in the 3rd motor convoy of JSC “NMMC” (certificate of JSC NMMC No. 02-05-01/01/309 dated 29.10.2025). As a result, the error in predicting the tread-wear volume decreased from 15–17% to 6%;

the computational method for determining the actual mileage of automobile tires has been implemented in the 3rd motor convoy of JSC “NMMC” (certificate of JSC NMMC No. 02-05-01/01/309 dated 29.10.2025). As a result, the prediction error of tire mileage decreased from 17% to 4.8%, and the accuracy of tire resource estimation increased to 95%.

Approval of research results. The results of the dissertation research were presented at 3 international and 2 national scientific and practical conferences.

Publication of research results.

A total of 12 scientific works have been published on the topic of the dissertation, including 7 articles in scientific journals recommended by the Higher Attestation Commission of the Republic of Uzbekistan for publishing the main scientific results of PhD dissertations — 3 articles in national and 4 in international journals. In addition, 4 certificates of authorship for software developments have been obtained.

The structure and scope of the dissertation. The dissertation consists of an introduction, four chapters, a conclusion, a list of references, and appendices. The total volume of the dissertation is 91 pages.

THE MAIN CONTENT OF THE DISSERTATION

In the introduction, the relevance and necessity of the research on determining tire wear during vehicle operation are substantiated. The main objectives and tasks of the study, the object and subject of the research, and its alignment with the priority areas of the development of science and technology in the Republic of Uzbekistan are presented. The scientific novelty of the work and the key results of the proposed computational methods for evaluating load distribution and wear intensity on the tire contact surface, as well as their scientific and practical significance, are justified. Furthermore, the practical implementation of the dissertation results, the list of publications related to the research topic, and the structural composition of the dissertation are described.

In the **first chapter** of the dissertation, titled “**Analysis of tire wear and influencing factors**” the structural composition of automobile tires, the physical and mechanical fundamentals of the wear process, and the factors affecting wear are analyzed. Tire wear is explained as a combined result of friction between the tread and the road surface and the non-uniform distribution of pressure in the contact area. It is determined that structural characteristics, loading, internal pressure, vehicle speed, and environmental conditions have a significant impact on the degree of tire wear. Low internal pressure increases wear in the shoulder regions, while high pressure accelerates wear in the central area; increased load expands the slip zone and intensifies wear. Furthermore, the review of international

and national research shows that existing models do not fully consider real operating conditions. Therefore, the need to develop an improved computational method that comprehensively evaluates pressure, friction, and deformation processes in the tire–road contact zone is scientifically substantiated.

In the **second chapter** of the dissertation, titled “**Computational method for determining tire wear**” a calculation method for mathematically modeling the tire wear process is developed, taking into account the pressure distribution, friction behavior, and deformation characteristics in the tire–road contact area. The elliptical distribution of normal load on the contact surface, the boundaries of adhesion and slip zones, and their influence on wear development are determined. The shift of the pressure center under operational load and driving torque is modeled, and its effect on wear intensity is evaluated. Based on the mathematical model, a computational algorithm is formulated that allows determining the tread wear depth, the length of the slip zone, and the total service mileage of the tire.

In the third chapter of the dissertation, titled “**Experimental research and test results**,” the practical reliability of the developed mathematical model is evaluated based on laboratory and real operating condition tests. During the experiments, the geometric parameters of the tire–road contact area were measured under varying load and internal pressure, while the tread material hardness and wear coefficient were determined using certified laboratory equipment. Field observations were carried out on 195/65R15 tires used on Chevrolet Lacetti and Nexia-3 vehicles in the NMMC motor fleet, and the obtained service mileage data were compared with model predictions. The results confirmed the high accuracy of the model ($\text{MAPE} \approx 5\%$), demonstrating that the proposed method is suitable for practical application under real operating conditions.

CONCLUSIONS

Based on the research conducted within the framework of the dissertation topic “Improving the Calculation Method for Determining Automobile Tire Wear,” the following general conclusions have been drawn:

1. The existing methods for assessing tire wear have been studied, and it has been established that they mainly rely on laboratory data and do not fully account for road irregularities, temperature variations, load distribution, and the effects of torque. Therefore, a new computational model is required that integrates tire–road interaction, friction processes, pressure, and deformation.
2. The influence of operating temperature on tread stiffness was determined using multi-parameter regression analysis, and it was found that an increase in temperature reduces stiffness by 20–25%, while a decrease in temperature increases it by up to 18%. Such changes in stiffness lead to an increase in tread-wear volume by up to 40% at high temperatures and a decrease of up to 25% at low temperatures.
3. The improved mathematical model for determining tire wear accounts for the pressure distribution on the contact surface, friction and deformation processes,

as well as the influence of load, pressure, and torque on microslip, which allows determining the actual tire mileage with a confidence level of 95%.

4. The results of mathematical modeling were verified using operational data. The actual mileage of 8 vehicles was compared with the modeled values. The actual tire mileage ranged from 50,862 to 64,671 km, with an average value of 60–61 thousand km. Based on the comparison, the mean absolute deviation was 2,757 km, the mean relative error was 4.84%, and the root-mean-square error was 4,124 km.

5. A methodology for evaluating changes in tire resource under operating conditions has been developed. Based on the model, the influence of internal pressure, load, and driving mode on tire service life was determined. It was established that maintaining optimal pressure increases the resource by 10–15%, while overload and torque reduce it by 20–25%.

6. Based on the research results, a method of techno-economic evaluation has been developed, allowing a reduction in operating costs. According to the calculations, testing and monitoring costs decreased by 35%, labor productivity increased by 25%, and the annual economic effect for one vehicle averaged 250 thousand soums.

E'LON QILINGAN ISHLAR RO'YXATI
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I-bo'lim (I часть; I part)

1. Yusupov U., Mukhitdinov A., Tuxtamishov S., Urinbayev Q. Influence of ambient temperature on the intensity of tread wear of large tires // Eurasian Journal of Engineering and Technology (EJET). ISSN: 2795-7640. Vol. 13. December, 2022-p. 100–105. (IF: 7,995).

2. Юсупов У., Мухитдинов А., Тухтамишов С. Влияние температуры окружающей среды на интенсивность износа шин // Miasto Przyszłości, Poland. Vol.31.(2023), p. 293–299. (IF: 9,2).

3. Muxitdinov A., Tuxtamishov S., Dvigatel validagi burovchi momentni purkalayotgan yonilg'i miqdori bo'yicha aniqlash // Journal of Transport. – 2024. – T.1, №2. – Б. 155–158. – ISSN 2181-2438. (05.00.00; OAK Rayosatining 2024-yil 6-apreldagi 353/3-son qarori).

4. A. Muxitdinov, U. Yusupov, S. Tuxtamishov, Q. Urinbayev. Results of the study of the influence of an average longitudinal slope of routes on the life of tires in the quarry // AIP Conference Proceedings. – 2024. – Vol. 3045. – P. 040041. – DOI: 10.1063/5.0197301. (05.00.00; SCOPUS).

5. A.A. Muxitdinov, S.S. Tuxtamishov. Calculation Method for Determining the Dependence of the Torque on the Engine Shaft on the Amount of Injected Fuel // Proceedings of the Fifteen International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications. – Tashkent, Uzbekistan, 28 May – 1 June 2024. – P. 1–5. (05.00.00; SCOPUS).

6. Muxitdinov A.A., Tursunov Sh.R., Xikmatov R.S., Tuxtamishov S.S. Analysis of energy consumption of an electrical mining truck // *Journal of Transport*. – 2024. – T.1, №2. – Б. 150–154. – ISSN 2181-2438. (05.00.00; OAK Rayosatining 2024-yil 6-apreldagi 353/3-son qarori).

7. Tuxtamishov S.S., Muxitdinov A.A., Ulashov J.Z. Avtomobil shinalarining yeyilishga chidamliligini tadqiq qilish // Agricultural Engineering Solutions. – 2025. – T. 3, № 11. – Б. 55–59. (05.00.00; OAK Rayosatining 2024-yil 03-iyuldagi 357/4-sonli qarori).

II-bo'lim (II часть; II part)

8. To'xtamishov S.S., Nosirjonov Sh.I. Avtomobillar bo'ylama oraliq'ida xavfsiz masofani me'yorlash uslubi // Academic Research in Educational Sciences. – 2021. – T. 2. – № 11. – Б. 1179–1183.

9. To'xtamishov S.S. Calculation method of the engine indicators of an automatic diesel car in the matlab program // The Scientific Journal of Vehicles and Roads. – 2021. – №2. – Б. 1–12.

10. Tukhtamishov S., Kasimov O., Otomurodov M. Analysis of electric car braking methods // Ресурсосберегающие технологии на транспорте. – 2022. – Т. 2022. – № 2022. – С. 536–539.
11. Tukhtamishov S.S., Kasimov O.K. Method for regulation of permissible irregularity of braking forces on the front axle // Economics and Society. – 2023. – Т. 3. – P. 360–367.
12. Tuxtamishov S.S., Kasimov O.K., Mathematical model of braking process of car // E3S Web of Conferences. – 2023. – Vol. 401. – P. 02034. – DOI: 10.1051/e3sconf/202340102034.

Avtoreferat TDTrU tahririyat-nashriyot bo'limida tahrirdan o'tkazilib, o'zbek, rus va ingliz tillaridagi matnlar o'zaro muvofiqlashtirildi.



.....

Nusxa ko'paytiruvchi: YaTT « **Rizayev M.X.**».
Bosishga ruxsat etildi: 23.12.2025y.
Bichimi: 21x30¹/₂. Adadi:60 nusxa.
Toshkent, Farovon 4-tor ko'cha, 35.
Tel: (+998) 97 737 23 01