

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Драган Д. Милковић

**УТИЦАЈ ПАРАМЕТАРА ДОДИРА
ТОЧАК-ШИНА НА ДИНАМИЧКО
ПОНАШАЊЕ ШИНСКИХ ВОЗИЛА**

докторска дисертација

Београд, 2012.

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Драган Д. Милковић

**УТИЦАЈ ПАРАМЕТАРА ДОДИРА
ТОЧАК-ШИНА НА ДИНАМИЧКО
ПОНАШАЊЕ ШИНСКИХ ВОЗИЛА**

докторска дисертација

Београд, 2012.

UNIVERSITY OF BELGRADE

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Dragan D. Milković

**THE INFLUENCE OF WHEEL-RAIL
CONTACT PARAMETERS ON RAILWAY
VEHICLE DYNAMIC BEHAVIOUR**

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2012.

Комисија за преглед и одбрану:

Ментор: Ванредни професор др Горан Симић
Универзитет у Београду, Машински факултет

Чланови комисије:

Редовни професор др Војкан Лучанин
Универзитет у Београду, Машински факултет

Ванредни професор др Зденка Поповић
Универзитет у Београду, Грађевински факултет

Редовни професор др Милосав Огњановић
Универзитет у Београду, Машински факултет

Научни сарадник др Александар Радосављевић
Саобраћајни институт ЦИП, Београд

Датум одбране:

Овај рад посвећујем
Елени, Давиду и Слађани

Предговор

Овај рад је настао на Катедри за железничко машинство на Машинском факултету у Београду. Овом приликом желим да изразим искрену захвалност свима који су ми при изради рада несебично помогли.

Највећу захвалност изражавам свом ментору проф. др Горану Симићу који ми је својим знањем и дугогодишњим искуством пружио свесрдну стручну и моралну подршку током 12 година рада и сталног усавршавања на Катедри за железничко машинство, па тако и током израде овог рада.

Захвалност изражавам проф. др Војкану Лучанину, као члану комисије на корисним сугестијама, а као дугогодишњем шефу Катедре, за сву логистичку подршку која је била неопходна током реализације експерименталног дела рада.

Захвалио бих се члановима комисије проф. др Зденки Поповић, проф. др Милосаву Огњановићу и др Александру Радосављевићу на корисним сугестијама, дискусијама и другој помоћи током израде рада.

Посебну захвалност желим да изразим својој колегиници др Живани Јаковљевић, доценту на Катедри за производно машинство на корисним идејама и помоћи при изради уређаја за мерење угла налетања точка на шину, као и током реализације самих мерења.

Колеги мр Бранку Кокотовићу дугујем захвалност за практичан и прагматичан приступ који је применио при изради уређаја за мерење угла налетања точка на шину.

Свом колеги др Јовану Танасковићу изражавам захвалност за помоћ током израде уређаја за калибрисање мерног система за мерење сила у додиру точак-шина и током реализације мерења.

Колеги Владици Ђирићу изражавам захвалност за несебичну помоћ у организацији и спровођењу мерења на прузи у Погону за одржавање ЕМВ Земун.

Захвалност дугујем и Фабрици шинских возила ГОША, која је израдила делове уређаја за калибрисање.

На крају се захваљујем својој супрузи Слађани, ћерки Елени и сину Давиду, што су стрпљиво пратили израду рада и показали разумевање за физичко и ментално одсуствовање из породице. И коначно, захвалност дугујем својим родитељима, који су ме током израде рада одмењивали у многим породичним обавезама.

Београд, април 2012.

Драган Милковић

Наслов докторске дисертације: Утицај параметара додира точак-шина на динамичко понашање шинских возила

Резиме: Ова докторска дисертација се бави истраживањем утицаја параметара додира точак-шина на динамичко понашање шинских возила. У раду су представљени параметри додира, као и њихов утицај на динамичке проблеме као што су: пролазак кроз кривину, квалитет трчања и стабилност кретања итд. Тежиште истраживања је стављено на идентификацију сила које настају у интеракцији точак-шина, па је осим нумеричке анализе у експерименталном делу рада развијен и систем за мерење вертикалних и бочних сила у додиру точак-шина. Експериментална истраживања су извршена при проласку воза кроз кривину релативно малог полупречника од 214 m, јер је то ситуација када настају бочне силе вођења већег интензитета. Осим сила, које су један од главних утицајних фактора динамичког понашања и главни узрочник хабања, од интереса је и одређивање угла налетања точка на шину и положаја тачке додира на шини, која се налази у контакту са точком са непознатим профилем котрљања. У складу са тим развијен је и систем за мерење ова два параметра. Угао налетања точка на шину показује способност осовинског склопа да се радијално постави приликом проласка кроз кривину и такође утиче на интензитет хабања контактеног пара. Анализа је спроведена са реалним профилима точкава и шина снимљеним на терену, а експериментална мерења су упоређена са нумеричком анализом применом специјализованог софтвера VAMPIRE.

Кључне речи: додир точак-шина, мерење сила, динамичко понашање

Научна област: Машинство

Ужа научна област: Железничко машинство

УДК број: 629.4.027.4:625.143(043.3)

Title of Doctoral Dissertation: The influence of wheel-rail contact parameters on railway vehicle dynamic behaviour

Summary: This Dissertation represents the research on influence of wheel-rail contact parameters on railway vehicle dynamic behaviour. In the Dissertation contact parameters, as well as their influence on vehicle dynamic problems such as: curving performance, ride quality and lateral stability are presented. In the focus of this research was the identification of forces generated at the wheel-rail contact. Therefore, in addition to numerical analysis, experimental research included the development of a special measurement system for wheel-rail vertical and lateral contact forces measurements. Experimental research was performed during train curve negotiation through a relatively sharp curve with radius of 214 m, since in such a situation high lateral forces usually appear. Besides the forces, which highly influence the dynamical behaviour of the vehicles and represent the main cause of wear, the wheel on the rail angle of attack is of the interest. Accordingly, a system for measurement of this parameter was developed also. Besides the angle of attack, this system enabled detection of the contact point position on the rail, which is in contact with a wheel with an unknown profile. Contact point position defines the ability of the wheelset radial steering during curve negotiation and also affects wear intensity of the contact pair. Analyses were performed using real wheel and rail profiles, measured on the test track and on the test train. Experimental results were compared with numerical simulations using specialized software VAMPIRE.

Key words: wheel-rail contact, forces measurements, dynamic behaviour

Research discipline: Mechanical Engineering

Research subdiscipline: Railway Vehicles Engineering

UDC number: 629.4.027.4:625.143(043.3)

САДРЖАЈ

1 УВОД	1
2 Проблеми динамике кретања шинских возила	4
2.1 Динамика на правцу	5
2.2 Динамика кроз кривину	9
2.3 Оптимизација вијугавог кретања и понашања при проласку кроз кривину	12
3 Додир точак-шина	15
3.1 Функције геометрије додира точак-шина	16
3.1.1 Еквивалентна коничност	18
3.2 Параметри геометрије додира точак-шина	20
3.2.1 Ширина колосека	20
3.2.2 Нагиб уградње шина у попречној равни колосека	21
3.2.3 Унутрашње растојање точкова	21
3.2.4 Спољашње растојање венаца точкова	22
3.2.5 Зазор осовинског склопа у колосеку	22
3.3 Развој теорије додира точак-шина	22
3.4 Интеракција возила и колосека	28
3.5 Силе у додиру и хабање	30
4 Методе мерења сила у додиру точак-шина	32
4.1 Силе у додиру точак шина	32
4.2 Преглед метода мерења сила у додиру точак-шина	34
4.2.1 Континуалне методе мерења сила у додиру точак-шина	35
4.2.2 Дискретне методе мерења сила у додиру точак-шина	39
4.3 Избор принципа мерења сила у додиру точак-шина у овој дисертацији	44
5 Мерење сила у додиру точак-шина применом методе слепог издвајања сигнала анализом независних компоненти	46

5.1 Основи ORE B55 методе	46
5.2 Предложени систем и метода мерења сила у додиру	
точак-шина	49
5.2.1 Напони у шини	49
5.2.2 Анализа МКЕ	53
5.2.3 Метода слепог издвајања сигнала анализом независних компоненти (СИС)	60
5.2.4 МКЕ модел и провера СИС	63
5.2.5 Крутост колосека	68
6 Експериментална истраживања сила у додиру точак-шина и угла налетања точка на шину	75
6.1 Припрема експерименталних мерења сила у додиру точак-шина	75
6.1.1 Избор места мерења	75
6.1.2 Постављање мерних трака и мерних мостова	78
6.2 Калибрисање система за мерење сила у додиру точак-шина	79
6.2.1 Постојећи уређаји за калибрисање система за мерење сила у додиру точак-шина	80
6.2.2 Уређај за калибрисање система за мерење сила у додиру точак-шина развијен у оквиру овог истраживања	81
6.3 Мерење бочног угиба главе шине под дејством бочних сила	85
6.4 Мерење угла налетања точка на шину	87
6.5 Снимање профила точкова и шина и одређивање функција геометрије додира точак-шина	98
6.6 Мерење сила у додиру точак-шина	105
7 Анализа експерименталних резултата	107
7.1 Увод	107
7.2 Мерења са маневарском локомотивом серије 621-301	108
7.3 Мерења са моторним колима електромоторног воза серије 412/416	116

7.4 Мерења са приколицом 416-077 електромоторног воза серије 412/416	122
7.5 Мерења са Eas-z вагоном	127
7.6 Показатељи хабања точка и шине	131
8 Одређивање сила у додиру точак-шина и угла налетања точка на шину симулационим прорачунима	134
9 ЗАКЉУЧАК И МОГУЋНОСТИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА	148
ЛИТЕРАТУРА	153
ПРИЛОГ А: Склопни цртеж уређаја за калибрисање	162
ПРИЛОГ Б: Снимљени профили точкова и шина профилографом ПГС	164
ПРИЛОГ В: Карактеристике возила са којима су вршена мерења	166

Номенклатура

Списак скраћеница по азбучном реду:

AAR	American Association of Railroad - Удружење америчких железница
BR	Британске железнице
ГЕД	геометрија додира - програм
ГИШ	горња ивица шине
ЕЕГ	електроенцефалограм
ЕКГ	електрокардиограм
ЕМВ	електромоторни воз
EN	European Standard - Европске норме
ЖС	Железнице Србије
ICA	Independent Component Analysis - Анализа независних компоненти
JADE	Joint Approximation Diagonalization of Eigen-matrices
MBS	Multibody system
МКЕ	метода коначних елемената
ÖBB	Die Österreichischen Bundesbahnen - Аустријске државне железнице
ORE	Office de Recherches et d'Essais - Канцеларија за истраживање и тестирање
САД	Сједињене америчке државе
СИС	слепо издвајање сигнала - Blind Signal Separation
SHE	Shen-Hedrick-Elkins
UIC	Union Internationale des Chemins de fer - Међународна железничка унија
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik
ЦИП	центар за истраживање и пројектовање

Списак ознака по редоследу појављивања:

a – амплитуда бочног осциловања

y – бочно померања осовинског склопа у колосеку

s – пређени пут

ω – угаона брзина точка

V – брзина напредовања точка

r_0 – полупречник номиналног круга котрљања

$2 \cdot b_0$ – растојање кругова котрљања

R – полупречник кривине

λ – коничност точка, еквивалентна коничност

L – дужина таласа осциловања

Y – бочна сила на точку

Q – вертикална сила на точку

μ – коефицијент трења између точка и шине

β – нагиб венца точка

r_l, r_d – полупречници кругова котрљања левог и десног точка у тачкама додира

γ, γ_a – угао нагиба профила у додирним тачкама левог и десног точка

φ – угао нагиба осовинског склопа око уздужне осе X

Δr – функција разлика полупречника котрљања левог и десног точка у зависности од бочног померања осовинског склопа у колосеку

$\Delta \gamma$ – разлика угла нагиба профила левог и десног точка

$\text{tg} \gamma_e$ – ефективна коничност

$2b$ – мањи пречник елипсе додира

$2a$ – већи пречник елипсе додира

p_0 – максимални притисак у додиру према Херцу

F_t – тангенцијална сила

$\sigma(x)$ – расподела нормалних напона по X осе

$\tau(x)$ – тангенцијални напони по X осе

ξ_x – редуковано клизање у X правцу

α – угао налетања точка на шину
 T – уздужна сила у додиру точак-шина
 Q_{gp} – вертикална сила на газећој површини точка
 Y_{gp} – бочна сила на газећој површини точка
 Q_v – вертикална сила на венцу точка
 Y_v – бочна сила на венцу точка
 Q_s – вертикална сила на спољашњем точку
 Y_s – бочна сила на спољашњем точку
 Q_u – вертикална сила на унутрашњем точку
 Y_u – бочна сила на унутрашњем точку
 σ_{sg} – напон од савијања на глави шине
 σ_{ss} – напон од савијања на стопи шине
 $\Delta\sigma_{1g}$ – допунских затежући напон са доње стране главе шине
 M_t – момент увијања шине
 η – хоризонтална бочна оса шине
 ζ – вертикална оса шине
 $\Delta\sigma_{2g}$ – допунски напон на глави шине услед депланације попречног пресека
 $\Delta\sigma_{2s}$ – допунски напон на стопи шине услед депланације попречног пресека
 $\Delta\sigma_{3g}$ – допунски напон на глави шине услед депланације попречног пресека
 σ_{3s} – допунски напон на стопи шине услед депланације попречног пресека
 ϵ_o – релативна деформација на спољашњој страни стопе шине
 ϵ_i – релативна деформација на унутрашњој страни стопе шине
 M_y – момент савијања у равни управној на Y осу
 M_z – момент савијања у равни управној на Z осу
 B – бимомент
 θ – угао ротације координатног система у позитивном математичком смеру
 ϵ_x – релативна деформација у X правцу
 ϵ_z – релативна деформација у Z правцу
 ϵ_{xz} – релативна деформација у XZ равни
 $\epsilon_{x'}$ – релативна деформација у X' правцу
 $\epsilon_{z'}$ – релативна деформација у Z' правцу

$\varepsilon_{x'z'}$ – релативна деформација у $X'Z'$ равни
 σ – нормални напон
 τ – тангенцијални напон
 $\sum Y_{2m}$ – максимална бочна сила на 2 m дужине колосека
 k – фактор у Придомовом критеријуму
 ε_Q – релативна деформација "сензора" за мерење Q силе
 ε_Y – релативна деформација "сензора" за мерење Y силе
 a_{ij} – елементи квадратне матрице мешања
 A – квадратна матрице мешања $n \times n$
 $s(t)$ – матрица колона независних улазних сигнала
 $x(t)$ – матрица колона мешавина излазних сигнала
 $y(t)$ – матрица колона повраћених независних сигнала
 WB_1, WB_2, WB_3 – Витстонови мостови
 X_Q – сигнал који региструје "сензор" за мерење Q силе
 X_Y – сигнал који региструје "сензор" за мерење Y силе
 X_{M_t} – сигнал који региструје "сензор" за мерење момента M_t
 S – матрица колона "извора"
 W – квадратна матрица раздвајања
 X – матрица колона снимљених измешаних сигнала
 c_u – крутост еластичног уметка колосека са дрвеним праговима
 c_p – крутост подлоге колосека
 c_e – еквивалентна крутост испод прага
 L_t – дужина тетиве при мерењу полупречника кривине
 D – најкраће растојање средине тетиве до шине приликом мерења полупречника кривине
 ΔL_t – апсолутна грешка мерења дужине тетиве за мерење полупречника кривине
 ΔD – апсолутна грешка мерења најкраћег растојања средине тетиве до шине приликом мерења полупречника кривине
 ΔR – апсолутна грешка мерења полупречника кривине
 L_1, L_2 – вредности растојања до точка, измерене ласерима 1 и 2

D – растојање између два ласера

L' – "нетачно" L

μ – одступање зрака ласера од управности на шину

ΔL – промена растојања између точка и ласера у мерном интервалу Δt

ξ_y – редуковано клизање у бочном правцу

V_y – компонента брзине у бочном правцу

I_h – индекс хабања

УВОД

Веза између шинског возила и колосека се остварује додиром точка и шине по површини реда величине квадратног центиметра. На тој малој површини се у веома сложеним условима појављују врло велике силе везе, које суштински утичу на динамичко понашање шинских возила. Због тога је један од кључних задатака теоријски и експериментално истражити многобројне аспекте додира точак-шина, а пре свега што боље одредити силе у додиру. Више од једног века многобројни истраживачи раде на тим сложеним проблемима [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 и др.] и упркос томе је и данас у области шинских возила, то предмет најживљег научног истраживања.

Многобројни су параметри који утичу на динамичко понашање шинских возила. Најопштије те параметре можемо сврстати у параметре возила и параметре колосека. Они обухватају низ механичких и геометријских карактеристика возила и колосека, које утичу на динамичко понашање возила при кретању. Мада је, генерално, утицај свих тих параметара испреплетан, у досадашњим истраживањима је, због сложености, најчешће био примењиван упрошћени приступ: када се изучава возило – упрошћено се моделира колосек и обрнуто.

Параметри геометрије додира спадају у оне параметре, који се суштински не могу посматрати одвојено за возило и одвојено за колосек, јер само њихова комбинација представља један од кључних елемената везе точак-шина, односно возило-колосек.

У циљу изучавања утицаја параметара додира точак-шина, у раду је дат преглед значајних истраживања у области динамике шинских возила, као и преглед теорија додира точак-шина, које су током времена развијане и

унапређиване од стране више аутора, са циљем добијања решења вишег нивоа тачности. Могућност примене развијених алгоритама и теорија је углавном била условљена технолошким развојем рачунара, односно њиховом могућношћу решавања рачунских проблема у прихватљивим временским границама. Практични циљ је развој теоријских основа за постизање бољих карактеристика трчања возила, побољшање комфора путника у условима повећања експлоатационих брзина, повећање осовинских и саобраћајних оптерећења уз прихватљиво хабање система точак-шина итд.

Имајући у виду претходно речено, како би се створила основа за даља експериментална истраживања утицаја параметара додира точак-шина на динамичко понашање шинских возила, у овој дисертацији ће значајан обим истраживања бити спроведен у правцу развоја метода за мерење сила и других величина, које имају утицај на додир точак-шина.

Један од основних циљева дисертације је развој система за мерење сила у додиру точак-шина, које су један од најважнијих утицајних фактора динамичког понашања и главни узрочник хабања точка и шине. У овире развоја мерног система и методологије мерења и обраде сигнала, користиће се програмско окружење MATLAB®. Развијене методе ће бити верификоване нумеричким путем, применом методе коначних елемената, а затим и експериментално потврђене.

Угао налетања точка на шину битно утиче на интензитет сила у додиру и хабање точка и шине, па је мерење угла налетања точка на шину и одређивање тачке додира точак-шина, као и развој одговарајућег система за њихово мерење, један од циљева ове дисертације.

У експерименталном делу рада, за практичну реализацију оваквих система користиће се расположиви принципи мерења као што су тензометријска метода мерења помоћу мерних трака, примена ласера за мерење углова и релативног положаја точка и шине итд. Одређивање позиције тачке додира на точку и угла налетања точка на шину ће бити спроведено са стране колосека, односно преко шине. Као идеја за

реализацију ових мерења су послужили радови [8, 9], који се баве мерењем ових величина са стране возила.

Профили точка и шине су важни улазни параметри геометрије додира, па ће снимљени реални профили бити укључени у све анализе и мерења сила у додиру точак шина, а користиће се и за одређивање положаја тачке додира и угла налетања точка на шину.

Резултати испитивања ће бити упоређени са резултатима добијеним симулацијама, применом специјализованог софтвера VAMPIRE® [10]. Предмет анализе ће бити динамичко понашање шинских возила на бази модела система тела (Multibody system dynamics). Тежиште анализе ће бити случај квазистатичког проласка кроз кривину са нелинеарним моделом возила. Варирањем параметара модела, као што су: параметри додира остварени различитим профилима точкова и шина, коефицијент трења у додиру точак-шина, који у стварности има стохастички карактер, као и применом крутог, односно еластичног уздужног вођења осовинских склопова, извршиће се анализа утицаја ових параметара на вредности сила у додиру и угла налетања точка на шину.

Проблеми динамике кретања шинских возила

Кретање шинских возила по колосеку представља сложен динамички систем са великим бројем степени слободе. Решавање проблема динамичког понашања оваквог система допунски усложњавају интеракција точак-шина, која укључује комплексну геометрију точка и шине, неконзервативне силе које настају при њиховом додиру, као и многе друге нелинеарности у елементима система ослањања.

Динамика шинских возила је дисциплина која се бави анализом проблема као што су: пролазак кроз кривину, квалитет трчања и стабилност кретања, интеракција између шинског возила и колосека итд. Избором конструкције, карактеристика система ослањања и елемената везе, могуће је значајно утицати на динамичко понашање возила и као резултат постићи добре карактеристике трчања и висок комфор путника. Обимна истраживања у овој области су подржана развојем теорија додира точак-шина и развојем нумеричких метода и алгоритама за решавање проблема динамике шинских возила.

У принципу, проблеми динамике шинских возила се могу поделити на две групе: кретање на правцу и понашање при проласку кроз кривину. Резултати досадашњих истраживања нажалост показују да постоји супротност у карактеристикама које су пожељне за стабилност на правцу и за понашање при проласку кроз кривину [5, 11]. На пример, уздужно еластичније примарно ослањање возила ће дати боље перформансе у кривини дефинисано кроз смањење угла налетања точка на шину и спорије хабање, али ће смањити бочну стабилност на правцу и критичну брзину.

Велики број истраживача се бавио усклађивањем и оптимизацијом вијугавог кретања и проблема проласка кроз кривину [5, 11, 12, 13 и 14].

Матсудаира (Matsudaira) [11] је био први који је успео да реши сложене једначине кретања осовинског склопа и закључио да осовински склоп са одговарајућим системом ослањања може бити стабилан до било које потребне критичне брзине, што показује његов теоријски рад и експерименти на испитном столу. Користећи своју теорију, одредио је параметре ослањања обртних постоља првог Шинкансен воза за брзине преко 200 km/h, који је успешно уведен у експлоатацију 1964.

Након Матсудаириног рада [15], који је био награђен трећом наградом од стране ORE института, од средине педесетих година до средине шездесетих година прошлог века већина истраживања у области динамике железничких возила су била фокусирана на тему стабилности. Истраживања су ишла у смеру анализе утицаја нелинеарности профила точка и шине и значаја пригушења у систему ослањања на динамичку стабилност осовинских склопова.

Међутим, шира студија о динамици шинских возила је, према [5], дошла након Калкера (Kalker) (1967), који је проучавао додир при котрљању између два еластична тела, представљајући теорију која може да се користи за израчунавање сила које настају на додирној површини између точка и шине. Калкеров рад и развој нумеричких метода широко су отворили могућност анализе динамике возила кроз компјутерско моделирање са циљем добијања тачнијих резултата анализа. Након Калкера је објављен велики број истраживања у области динамике шинских возила. Ова истраживање обухватају студије стабилности понашања при проласку кроз кривину, као и динамичку интеракцију возило-колосек.

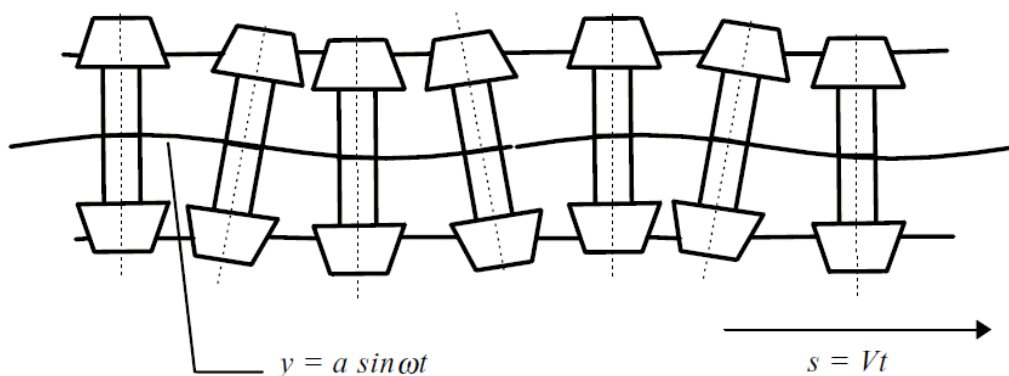
2.1 Динамика на правцу

Два су основна узрока поремећеног кретања шинских возила на правцу: одступања геометрије колосека и котрљајућих делова возила и вијугање осовинских склопова.

Неравнине колосека су основни извор побуде код кретања возила, пошто се одступања у геометрији котрљајућих делова возила лакше држе у прописаним толеранцијама. Изучавање поремећеног кретања на случајно деформисаном колосеку захтева свеобухватну примену статистичких поступака. Ти се поступци с једне стране користе за категоризацију стања колосека, а са друге стране су неопходни при оцењивању квалитета динамичког понашања возила изложеног стохастичкој побуди [16, 17].

С друге стране, кључна динамичка појава при кретању шинских возила на правцу је вијугање осовинских склопова. Кинематски аспект појаве вијугања је први анализирао Клингел (Klingel) (1883). Он је одредио једначине кинематског осциловања слободног осовинског склопа са коничним профилима точкова који се котрљају без клизања по шинама.

Ако се овакав осовински склоп при кретању дуж колосека побуди у попречном правцу, јавиће се осциловање које је последица котрљања истом угаоном брзином левог и десног точка спојених осовином, по круговима различитих полупречника. Као резултат ће се јавити периодични пролазак осовинског склопа кроз централни (равнотежни) положај, коме по природи тежи због коничних профила точкова, односно доћи ће до појаве вијугања.



Слика 2.1: Кинематско осциловање слободног осовинског склопа (према [5])

Клингел је успоставио везу између дужине таласа осциловања L , коничности точкова λ , номиналног полупречника котрљања r_0 и растојања кругова котрљања $2 \cdot b_0$ по формули:

$$L = 2 \cdot \pi \sqrt{\frac{r_0 b_0}{\lambda}} \quad (2.1)$$

Комплетно извођење израза (2.1), који представља основу за истраживање проблема вијугавог кретања осовинских склопова, приказано је у [3, 4, 5, 7 и 18]. С обзиром да у Клингеловим изразима нису узети у обзир клизања и силе које настају у додиру точак-шина, овај израз ни приближно није довољан за анализу динамичког понашања шинских возила, где је потребно користити знатно сложеније моделе.

Као што се види, вијугаво кретање је самопобудно кретање изазвано коничношћу точкова и јавља се и код савремених нелинеарних, али у основи квазиконичних профила точка.

Појава вијугања се избором одређених конструктивних параметара може спречити до одређене, тзв. критичне брзине. При порасту брзине кретања чак и на идеалном колосеку, без неравнина, до вијугања неће доћи до постизања тзв. горње критичне брзине. При прекорачењу те брзине вијугање изненада наступа и при занемарљиво малом поремећају. Због велике брзине и одговарајуће кинетичке енергије, праћено је алтернативним ударима венаца о бок шина и огромним силама, које могу оштетити колосек или елементе возила, а могу довести и до исклизнућа возила из колосека.

Смањењем брзине се вијугање, уз постепено смањење амплитуде, одржава све до тзв. доње критичне брзине, када престаје. Између горње и доње критичне брзине вијугање се може изазвати довољно великим побудним импулсом. Због тога се савремена возила морају конструисати тако да са одређеним степеном сигурности у целом опсегу брзина не дође до појаве вијугања, а то значи да максимална конструктивна брзина мора бити мања од доње критичне брзине.

Третирања вијугања линеарном теоријом обично даје резултате ближе горњој критичној брзини, што није примењиво за практично одређивање опасности од вијугања. Применом нелинеарних модела могу се одредити дијаграми амплитуда граничних циклуса вијугања, који се могу користити и у пракси за конструисање возила, која ни при максималној

конструктивној брзини са довољним степеном сигурности неће бити изложена опасности од вијугања.

У наставку је дат преглед значајних резултата рада појединих истраживача на решавању проблема стабилности шинских возила на правцу [1, 2 и 5].

Прве анализе стабилности (1960) са циљем приближног одређивања вијугавог кретања је реализовао де Патер (de Pater). Након њега следе радови Матсудаире [11] и Викенса (Wickens) [5], који су покренули шира истраживања овог проблема у целом свету.

Развој модела динамичког понашања који узимају у обзир нелинеарности, довео је до открића да наизглед једноставни модели са великим нелинеарностима могу на случајан начин одреаговати на поремећаје у зависности од почетних услова. Ове појаве у области динамике возила је анализирао Труе (True) [19].

Тутен (Tuten) и др. (1979) [20] су истраживали како различити профили точкова и несиметрично оптерећење утичу на стабилност шинског возила. Резултати на динамичким моделима су показали да стабилност возила веома зависи од положаја осовина са различитим вредностима ефективне коничности и угла налетања точка на шину. Утицај комбинације положаја различитих профила точкова у једном обртном постољу се показао много значајнији од позиције обртног постоља у возилу (водеће односно друго). Утврђено је, такође, да несиметрично оптерећење утиче на бочну стабилност кретања.

У новије време, са циљем надградње истраживања која су спровели Труе и др., Ахмадиан (Ahmadian) [21] је истраживао нелинеарне осцилације осовинских склопова са додиром на венцу. Бифуркациона теорија је примењена за анализу нестабилности услед вијугања. Анализиран је случај осциловања осовинског склопа и двоосовинског обртног постоља са нелинеарним уздужним амортизером закретног момента. Резултат ове студије је показао да умерено повећање пригушења закретног момента води ка смањењу критичне брзине, док веће пригушење води ка бољем понашању са аспекта појаве вијугања.

Јабуно (Yabuno) и др. [22] су анализирали контролу смиривања вијугавог кретања осовинских склопова. Они су предложили стратегију управљања са циљем ограничавања вијугавог кретања. Метода управљања је фокусирана на решавање несиметрије матрице крутости, која је главни узрок вијугања. Да би се смањио ефекат несиметричне компоненте матрице у модел су унете бочне силе сразмерне закретном моменту. Експериментална студија је спроведена за проверу теоријских резултата. Закључено је да се применом одговарајуће стратегије управљања може значајно повећати критична брзина.

2.2 Динамика кроз кривину

Два главна проблема који се појављују у кривинама су исклизнуће и импулсне прелазне појаве на прелазним кривинама између правца и дела кривине са константним радијусом.

Приликом кретања кроз кривину на возило делује непоништено бочно убрзање, које је резултанта утицаја центрифугалног убрзања и компоненте убрзања земљине теже, која потиче од надвишења спољашње шине у кривини. Одговарајућа бочна инерцијална сила делује у кривини стабилизујуће и резултати истраживања показују да је динамичка компонента бочних сила у кривинама због тога мање изражена него на правцу.

Пролазак кроз кривину карактеришу две фазе: претежно динамички део (улазак у кривину) и више-мање стационарни- квазистатички део (пролазак кроз кривину), када се силе, углови и други параметри стабилизију и практично врло мало мењају до самог изласка из кривине [1].

Квазистатичка компонента силе вођења је доминантна јер мора постојати све време проласка кроз кривину, како би скретала возило дуж закривљеног колосека. Таква компонента не постоји на правцу. На квазистатичку силу скретања, која најинтензивније делује на предњи спољашњи точак, се суперпонира динамичка компонента.

Резултат наведених чињеница је да је бочно динамичко понашање на правцу неповољније него у кривини. Од тога треба изузети прелазне појаве на прелазној кривини. Зависно од начина извођења прелазне кривине и од квалитета одржавања, у њој се могу појавити мање или више изражени прелазни импулсни динамички догађаји.

Исклизнуће подразумева пењање венца точка на шину, што због инерције захтева одређено време. Краткотрајне бочне динамичке силе, чак и када имају врло велике вршне вредности по правилу не делују довољно дуго да би дошло до пењања венца точка на шину. Показује се да су за исклизнуће меродавне бочне силе које делују на дужини пређеног пута од најмање два метра [16, 17], а такве силе начелно потичу од квазистатичке компоненте у кривини. Бочне силе већег интензитета указују на неадекватно вођење у кривини, које за последицу, осим угрожавања безбедности, има и појаву интензивног хабања у додиру точак-шина.

Имајући у виду најопаснију појаву у кривини- исклизнуће, у кривинама је од примарног значаја теоријско одређивање или мерење квазистатичких сила. Механизам исклизнућа је у ствари везан за однос бочних и вертикалних сила у додиру.

Велики број аутора се бавио анализама и решавањем проблема понашања шинских возила приликом проласка кроз кривину. Неки од резултата су представљени у овом поглављу.

Надал (Nadal) (1908) је за потребе Француских железница представио критеријум дефинисан на бази граничног односа бочне и вертикалне силе при коме може доћи до пењања точка на шину и појаве исклизнућа. Након сређивања пројекција сила (слика 2.2), које настају у додиру точак-шина у два нормална правца, бочном и вертикалном, добија се израз познат као Надалова формула:

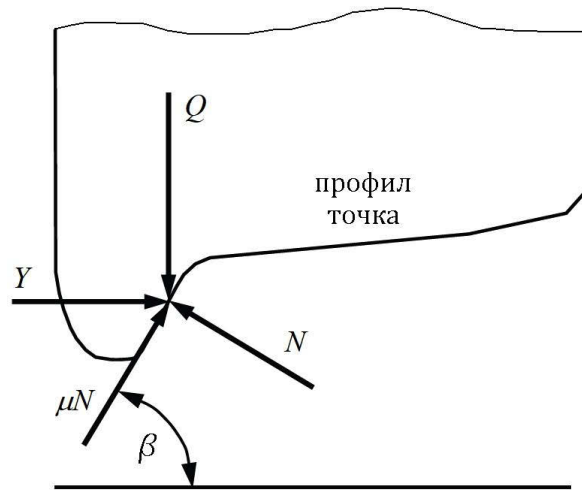
$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{\text{lim}} = \frac{\text{tg } \beta - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg } \beta} \quad (2.2)$$

где су:

Y - бочна сила,

Q - вертикална сила,

μ - коефицијент трења између точка и шине,
 β - нагиб венца точка.



Слика 2.2: Силе на венцу точка

Према критеријуму који је он дефинисао, ризик од појаве исклинућа се повећава са смањењем угла нагиба венца точка и са повећањем коефицијента трења. Каснија истраживања [12, 13, 23 и др.] су показала да овај критеријум не може сам да дефинише ризик од појаве исклизнућа, јер не узима у обзир утицај другог (унутрашњег) точка класичног осовинског склопа, затим зависи од коефицијента трења који има стохастички карактер, итд.

Гилкрисст (Gilchrist) и Брикл (Brickle) [12] су применили Калкерову контактну теорију за преиспитивање Надалове формуле. Показали су да овај критеријум важи у најнеповољнијим граничним условима, када је угао налетања точка на шину велики, а уздужно редуковано клизање мало.

Свит (Sweet) и др. [13] су анализирали сигурност од исклизнућа услед пењања точка на шину. Студија је ангажовала аналитичко моделирање и експерименте. Резултати су показали да осим односа Y/Q , за оцену сигурности од исклизнућа у динамичким условима, значајан утицај има време трајања дејства тих сила, тј. у току врло кратког времена могу се појавити знатно веће вредности односа сила, а да не изазову исклизнуће.

Други резултати експерименталних истраживања овог и других аутора [12, 13 и 23] потврђују искуства из праксе, према којима већина исклизнућа настаје у условима истовременог повећања бочних сила, нпр. при вијугању и вертикалног растерећења точка, услед преласка преко извитопереног колосека.

Ефекте геометрије додира точак-шина на силе вођења су анализирали Мејс (Масе) и др. [24]. Студија је обухватила оба поља, експерименте и теоријску анализу. Показало се да олучасто истрошење точка утиче на стварање негативног момента вођења приликом проласка кроз кривину. Овај негативни момент вођења изазива велики број нежељених ефеката као што су проширење колосека, превртање шине, интензивно хабање точка и шине и појаву повећаних отпора котрљања воза.

Нагасе (Nagase) и др. [23] су представили експерименталне резултате анализе појаве исклизнућа услед пењања точка на шину. Експеримент је изведен коришћењем модела двоосовинског обртног постоља и колосека у размери 1:5. Сигурност од исклизнуће је оцењена користећи Надалову формулу (однос бочне и вертикалне силе у додиру), као и мерењем вертикалног померања (дизања) точка, коришћењем веома прецизног ласерског давача померања. Као резултат, утврђено је да коефицијент адхезије има велики утицај на појаву исклизнућа.

2.3 Оптимизација вијугавог кретања и понашања при проласку кроз кривину

Резултати досадашњих истраживања показују да се повећање критичне брзине и смањење сила вођења у кривини углавном, на контрадикторан начин, везују за исте параметре возила. То значи да мере за повећање стабилности кретања на правцу по правилу погоршавају способност радијалног постављања осовина у кривинама, што резултује повећањем сила вођења и већим ризиком исклизнућа. Због тога се у истраживањима

посвећује значајна пажња могућности оптимизације динамичког понашања на правцу и у кривини.

Оптимизација се може постићи различитим приступима као што су: спрезање осовинских склопова, смањење уздужне крутости вођења осовинских склопова или неким другим начином [1]. У овом поглављу су поред претходно наведених истраживања, чији је циљ оптимизација динамичког понашања шинских возила, кратко представљени још неки приступи и резултати истраживања у овој области.

Викенс [5] је дао детаљан преглед поступка оптимизације вијугавог кретања и понашања приликом проласка кроз кривину избором система ослањања и применом савремених математичких модела. Савремени системи ослањања пружају могућност за развој иновативних обртних постоља са оптималним перформансама и при кретању на правцу као и при проласку кроз кривину.

Матсумото (Matsumoto) и др. [14] су предложили методе за оптимизацију понашања при кретању кроз кривину без смањења критичне брзине шинског возила. Ове методе укључују оптимизовани похабани профил точка, независне тачкове задње осовине и асиметрични распоред елемената примарног ослањања.

Побољшање компатибилности бочне стабилности и перформанси при проласку кроз кривину обртних постоља путничких вагона су представили Дукипати (Dukkipati) и Нарајана Свами (Narayana Swamy) [25]. Аутори су предложили да карактеристике примарног ослањања водећих осовина буду различите, што је познато као обртно постоље са несиметричним ослањањем.

Активним системима ослањања је могуће регулисати карактеристике ослањања и на тај начин оптимизовати динамичко понашање шинских возила [26, 27 и 28]. Основни принцип активног ослањања се заснива на додавању сензора, контролера и актуатора на постојеће механичке системе. Осим за примарно и секундарно ослањање, где се регулише њихова еластичност и пригушење, поље примене активних система ослањања обухвата и системе са нагињањем сандука. Системи са активним нагињањем

колског сандука омогућавају повећање брзина кретања кроз кривине. Одговарајућим нагињањем сандука при повећању брзине, компензује се непоништено бочно убрзање у равни пода. На тај начин се одржава прихватљив ниво убрзања које осећају путници. Колосек међутим, услед повећања инерцијалних сила, трпи већа оптерећења у бочном правцу. Данас, осим "Пендолина" који се у Италији користи од 1988, ове системе развија већи број произвођача у више земаља.

Додир точак-шина

Додир точак-шина представља најкомплекснији сегмент динамике шинских возила. Главни задатак у тој област јесте одређивање сила у додиру, које суштински утичу на кретање возила али и на хабање система точак-шина. При томе је чисто механички аспект проблема битно везан са геометријским аспектом додира. С обзиром на тему дисертације, у овом поглављу ће бити дат преглед и приказ главних елемената додира точак-шина у обиму који је неопходан, са нагласком на аспекту геометрије додира.

Додир точка и шине, се при кретању шинског возила премешта дуж колосека и представља основу за остваривање кретања шинског возила по колосеку. Због тога је веома важно познавати параметре додира који утичу на квалитет трчања и безбедност кретања. Параметри геометрије додира као што су профили точка и шине, ширина колосека, спољашње растојање венаца точкова и нагиб уградње шина, битно утичу на силе у додиру, трење и хабање као и на динамичко понашање возила. Поред ових параметара на динамичко понашање битно утичу и параметри возила (осовинско оптерећење, систем ослањања, растојање осовина у обртном постољу, масе и моменти инерције, пречник точка, итд.), параметри колосека (геометрија трасе, геометрија колосека, конструкција колосека и колосечна подлога итд.), као и параметри експлоатације шинских возила (брзина, непоништена бочна убрзања, временски услови итд.).

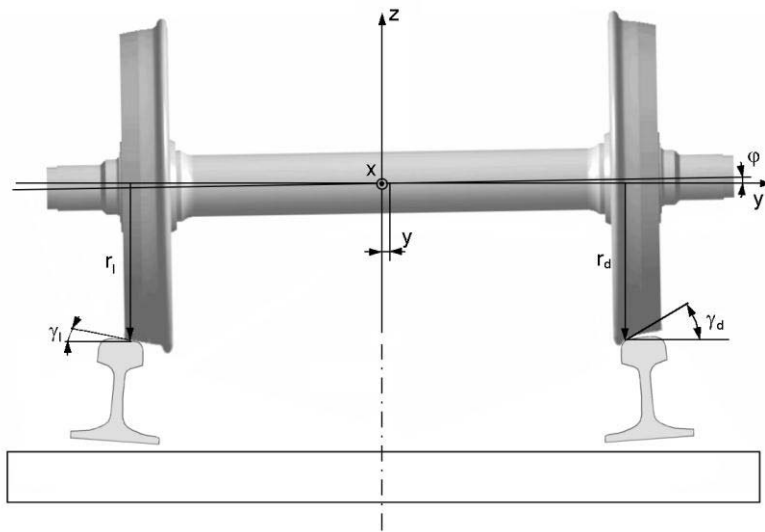
3.1 Функције геометрије додира точак-шина

Функције геометрије додира представљају карактеристичне геометријске величине, које се појављују у диференцијалним једначинама кретања, а које се непрестано мењају у функцији тренутног положаја осовинског склопа у колосеку. Положај осовинског склопа се за ове потребе најчешће може представити само једном независном величином- бочним одступањем центра осовинског склопа од осне равни колосека. Само у ретким случајевима кретања точка под великим нападним угловима, функције геометрије додира нису довољно тачно представљене као функција само једне променљиве, већ их је потребно посматрати и као функције угаоног отклона осовинског склопа око вертикалне осе α .

Следеће величине спадају у функције геометрије додира:

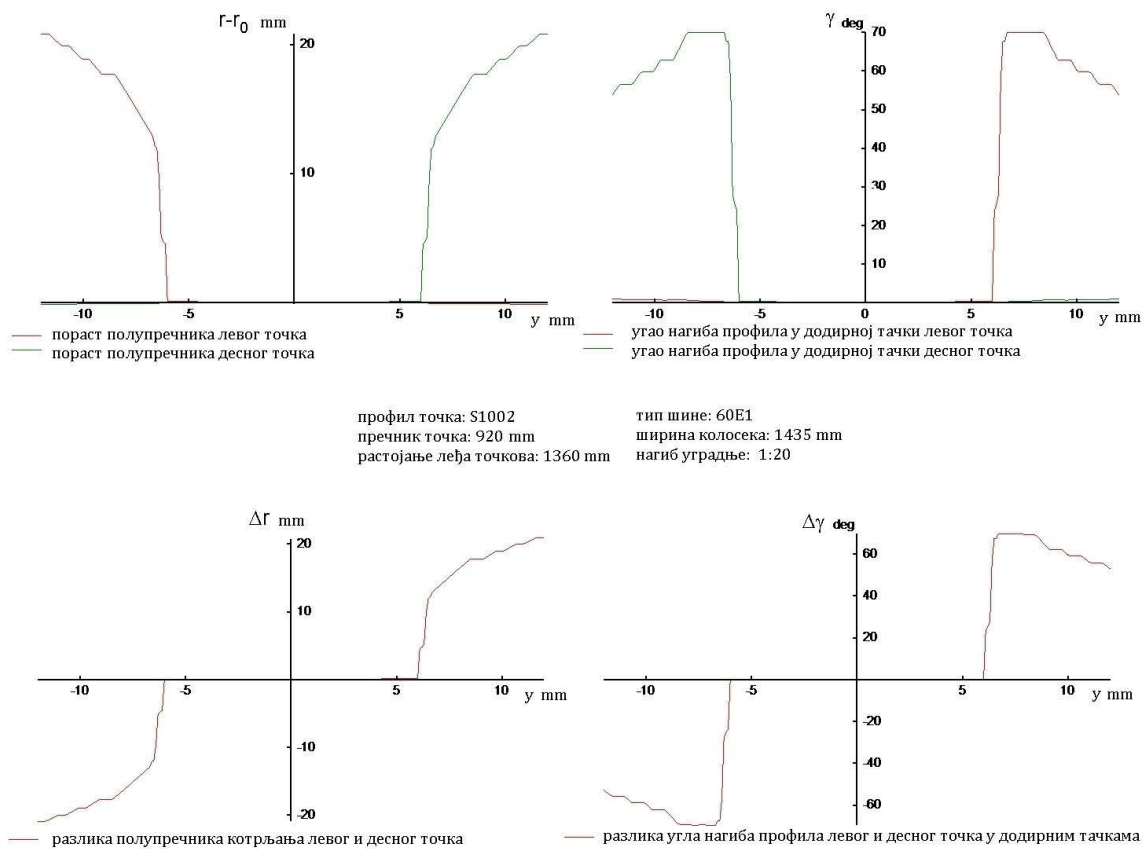
- положај тачака додира на точковима и на шинама,
- полупречници кругова котрљања левог и десног точка у тачкама додира r_l и r_d ,
- угао нагиба профила у додирним тачкама γ_l и γ_d ,
- угао нагиба осовинског склопа око уздужне осе φ ,
- главни полупречници површина точкова и шина у тачкама додира, који се користе као податак за одређивање површине додира, а затим за теорије додира којима се одређују силе у додиру.

Из ових базних величина се, за различите анализе или за примену у упрошћеним линеарним моделима, изводе даље величине као што су: разлика полупречника котрљања левог и десног точка Δr , еквивалентна коничност λ , разлика угла нагиба профила левог и десног точка $\Delta \gamma$ итд. Све ове величине су, као што је речено, пре свега функција бочног отклона осовинског склопа у колосеку- у (слика 3.1), а у ретким случајевима се као друга независна променљива мора узети у обзир и угао ротације осовинског склопа око вертикалне осе α .



Слика 3.1: Величине које су функције геометрије додира

Осим од једне или две независно променљиве, функције геометрије додира зависе од параметара геометрије додира, о којима ће бити реч у следећем поглављу.



Слика 3.2: Примери функција геометрије додира

За различите комбинације параметара додира точак-шина, функције геометрије додира се израчунају унапред и користе се као улазни подаци за решавање динамичких проблема система састављених од више тела, применом различитих теорија додира.

На слици 3.2 су као пример приказане неке функције геометрије додира за нови точак S1002 и шину 60E1 (UIC60).

3.1.1 Еквивалентна коничност

Изворно, профили точкова су били конични профили са нагибом 1:20, коришћени у комбинацији са шином нагиба уградње у попречној равни колосека 1:20, што је обезбеђивало да се додир оствари тачно на средини профила шине [4]. Похабани профили и нови профили точкова, који су данас у употреби, имају нелинеаран облик. Појмови еквивалентна коничност и ефективна коничност који се овде описују, настали су са циљем описивања коничности таквих профила.

Предуслов за пролазак слободног осовинског склопа кроз кривину са што мање клизања је да се постави радијално и да се његови спољашњи и унутрашњи точкови обрћу по различитим полупречницима котрљања, тако да се врх кинематског конуса дефинисаног тренутним круговима котрљања поклопи са центром кривине. Функција која у оквиру зазора у колосеку описује ову могућност, је функција додира Δr (функција разлика полупречника котрљања левог и десног точка у зависности од бочног померања осовинског склопа у колосеку). Смањивање клизања је значајно са аспекта смањења хабања точка и шине. У случају профила са нелинеарним обликом контуре, при померању осовинског склопа у страну за вредност u , тачка додира се помера и по профилу шине, а функција Δr није линеарна. Функција $\Delta r(u)$ је нелинеарна функција бочног померања осовинског склопа, која се геометријски може описати следећим изразом:

$$\Delta r = 2 \cdot u \cdot \gamma(u) \quad (3.1)$$

где је γ коничност точка.

По аналогји са коничним профилима, тзв. ефективна коничност успоставља везу између Δr и y , и дефинише се као:

$$\lambda = \frac{\Delta r}{2 \cdot y} \quad (3.2)$$

Ова величина има исти смисао као нагиб γ код коничног профила и користи се као линеаризовани параметар, за посматрану амплитуду $\pm y$, у линеарним и квазилинеарним анализама, али и као веома индикативна величина и при нелинеарним анализама или испитивању динамичког понашања шинских возила.

Еквивалентна коничност нелинеарног профила са аспекта кинематског осциловања, дефинише се углом конуса коничног профила, који ће за исто бочно померање изазвати кинематско осциловање једнаке дужине таласа, као посматрани нелинеарни профил. Према [29] еквивалентна коничност се одређује полазећи од познате Клингелове једначине вијугања, као:

$$\lambda = \operatorname{tg} \gamma_e = r_0 \cdot b_0 \cdot \left(\frac{2\pi}{L} \right)^2 \quad (3.3)$$

Како би вредности еквивалентне коничности различитих профила могле да се упоређују и анализирају, начин њиховог одређивања је дефинисан у стандардима [30, 31]. Дозвољава се и примена других поступака за одређивање, који нису описани у стандардима, али чији резултати морају бити у сагласности са резултатима датим у прилозима EN 15302 [31], за неке специфичне облике профила. Са аспекта безбедности у [16] су дефинисане граничне вредности еквивалентне коничности у зависности од максималне брзине кретања. Тако на пример, за брзине кретања мање од 140 km/h дозвољава се максимална вредност еквивалентне коничности од 0,5, а за велике брзине, преко 280 km/h, вредност се ограничава на максималних 0,15.

3.2 Параметри геометрије додира точак-шина

Функције геометрије додира зависе од параметара геометрије додира. Параметри геометрије додира су облици профила точкова и шина, и све величине које одређују њихов узајамни положај.

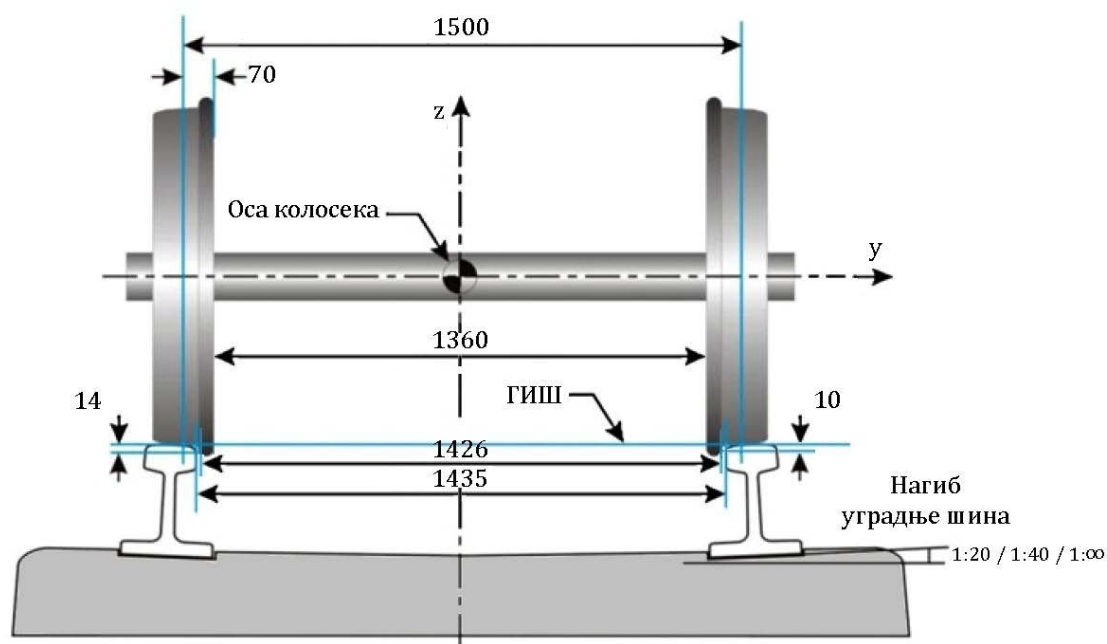
Профили точкова и шина могу бити нови или похабани. За анализе и одређивање функција геометрије додира, нови профили се задају аналитички, док је похабане профиле претходно потребно снимити неким од постојећих "профилометара" а затим превести у нумерички или апроксимативни аналитички облик.

Параметри који одређују узајамни положај профила точкова и шина су:

- ширина колосека,
- нагиб уградње шина у попречној равни колосека,
- унутрашње растојање точкова,
- спољашње растојање венаца точкова,
- зазор осовинског склопа у колосеку.

3.2.1 Ширина колосека

Ширина колосека се посматра као најмање попречно растојање унутрашњих површина шина, мерено између 0 и 14 mm испод горњих ивица шина (ГИШ). Позиција мерења до 14 mm испод ГИШ-а је изабрана тако да се избегне мерење у зони радијуса заобљења главе шине, који износи 13 mm, и да се смањи утицај промене облика главе шине, услед течења и/или хабања на мерење. Ширина нормалног колосека са новим шинама је 1435 mm (слика 3.3). Код похабаних профила, за даље анализе је неопходно измерити ширину колосека.



Слика 3.3: Карактеристичне димензије колосека и осовинског склопа за нормални колосек

3.2.2 Нагиб уградње шина у попречној равни колосека

Нагиб уградње шине је угао постављања шине у односу на вертикалу у попречној равни колосека, који утиче на релативни положај профила точка и шине. У различитим државама у пракси се изводи, најчешће, или као 1:20 или 1:40, ретко 1:30 (слика 3.3).

Нагиб уградње шине је меродаван параметар само у случају нових профила шина. Када су у питању похабани профили, који се снимају, потребно је забележити у односу на који референтни систем су снимљени. Тада је податак о попречном нагибу уградње шина непотребан, тј. замењен је нумеричким подацима снимљених профила у односу на референтни систем [32].

3.2.3 Унутрашње растојање точкава

Унутрашње растојање точкава у осовинском склопу или растојање "леђа" точкава одређује бочни положај профила точкава у односу на шину. За

осовинске склопове који се користе за нормални колосек, ово растојање номинално износи 1360 mm (слика 3.3), уз дозвољене толеранције, па се ово растојање мора у сваком конкретном осовинском склопу измерити.

3.2.4 Спољашње растојање венаца точкова

Спољашње растојање венаца точкова је растојање мерено на 10 mm испод кругова котрљања, када се осовински склоп налази у централном положају на колосеку. За нормални колосек и нове профиле, ово растојање номинално износи 1426 mm (слика 3.3). За конкретне похабане профиле овај податак следи из снимљених профила.

3.2.5 Зазор осовинског склопа у колосеку

Ширина колосека и спољашње растојање венаца точкова одређују номинални бочни зазор осовинског склопа у колосеку. Код нових профила ова величина је дефинисана номиналним мерама и толеранцијама, док се код похабаних профила точкова и шина добија индиректно, мерењем профила точкова и шина. На слици 3.3 котирано је и растојање номиналних кругова котрљања, које за нормални колосек и нове профиле точкова и шина номинално износи 1500 mm.

3.3 Развој теорије додира точак-шина

Теорија додира при котрљању точка по шини објашњава однос и везу између сила клизања и редукованог клизања.

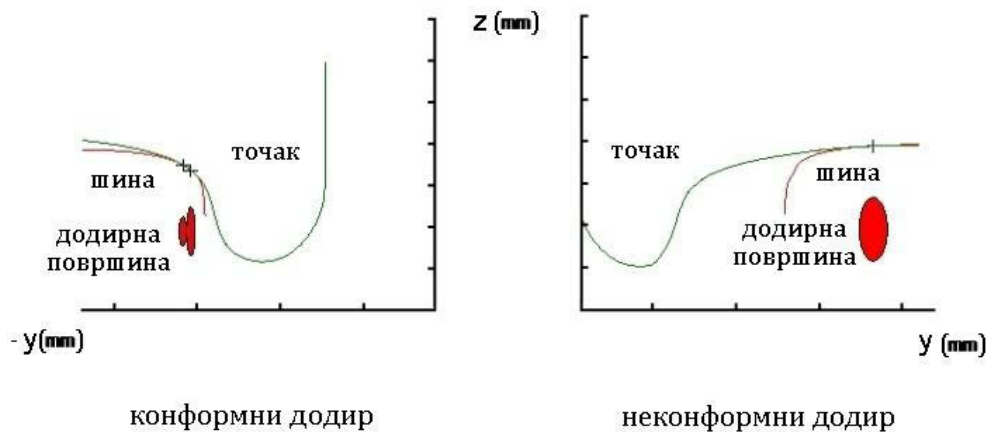
Историјски гледано револуција у анализи динамике шинских возила је почела када је Картер (Carter) (1926) први пут увео теорију клизања. Применом ове теорије могуће је одредити силе у додиру точак-шина, као и извести једначине кретања које описују динамику осовинских склопова.

При посматрању додира у првој апроксимацији се точак и шина могу посматрати као крута тела. При кретању на правцу типичан је додир на

површини котрљања точка, у једној тачки. У кривинама, зависно од односа профила точка и шине, могућ је додир или у једној тачки у зони преласка са површине котрљања ка венцу или у две тачке: једне на површини котрљања и друге између венца точка и бока шине.

С обзиром да су и точкак и шина деформабилни, стварни додир се обавља по малој површини у околини тачке додира која би одговарала крутим телима. У зависности од облика точка и шине у зони додира, то јест од односа главних полупречника кривине њихових површина у тачки додира, разликују се конформни и неконформни додир.

Ако су тела таква да су у зони додира њихове површине сличног облика (слажу се - конформне су), то јест ако је бар један пар главних полупречника кривина површина у додиру близак, њихов додир се дефинише као конформан. Што су одговарајући полупречници кривине ближи, површина додира је већа. Код точка и шине је ово случај у прелазној зони ка венцу и израженије је када су профили похабани (леви точкак на слици 3.4).

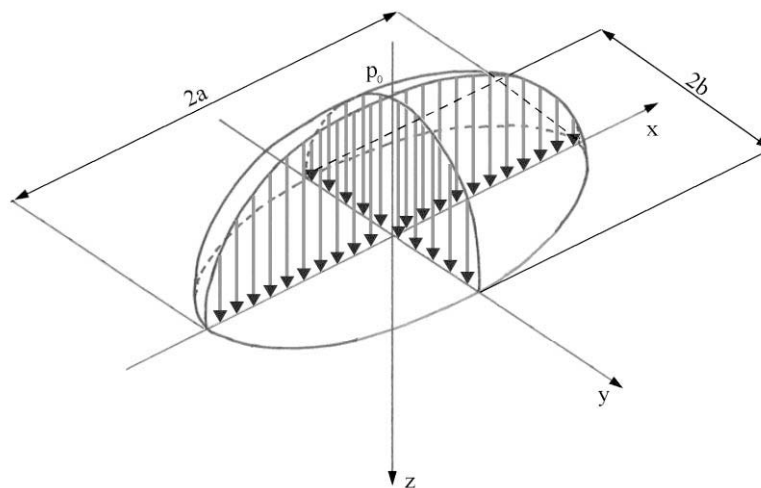


Слика 3.4 Типични конформни и типичан неконформни додир точкак-шина

Супротно, ако се површине не слажу, то јест оба пара главних полупречника кривине површина додира се знатно разликују, додир се дефинише као неконформан, а додирне површине су мале у односу на главне полупречнике кривине у тачки додира. Код точка и шине је овај случај

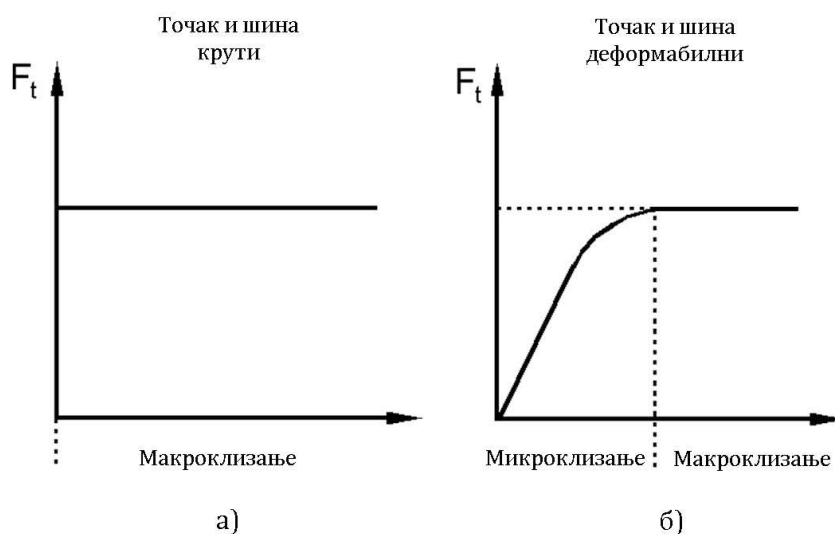
типичан при додиру на површини котрљања и израженије је када су профили нови (десни точак на слици 3.4).

Први део историје изучавања додира точак-шина је био базиран искључиво на неконформном додиру. Проблем неконформног додира између два хомогена еластична тела је анализирао Херц (Hertz) (1882). Он је доказао да је додирна површина у случају неконформног додира елиптична, а нормални притисак по површини додира је расподељен као полуелипсоид (слика 3.5). Димензије елипсе као и распоред нормалних сила по површини додира могу се одредити аналитички, како је описано у [2].



Слика 3.5 Облик додира и распоред притиска по Херцовој контактної теорији

У случају конформног додира, додирна површина је сложеног облика и не зависи само од главних полупречника кривине већ и од њихове промене у близини додира и од интензитета силе узајамног притиска. Одређивање расподеле нормалних сила по површини додира се решава применом нелинеарних теорија додира, за које су неопходни сложени нумерички алгоритми.



Слика 3.6: Тангенцијалне силе у додиру крутих и деформабилних тела

Одређивање тангенцијалних сила у додиру точак-шина, такође зависи од тога, да ли се тела у додиру посматрају као крута или као деформабилна. Ако се упрошћено сматра, да су точак и шина крути, онда при одређивању тангенцијалних сила у додиру важи Кулонов (Coulomb) закон трења, а то значи да у тачки додира нема клизања док год се не достигне Кулонова сила трења. Од тог тренутка постоји само комплетно клизање (слика 3.6 а).

Картерова теорија је значајна због тога што је он пошао од експериментално утврђене чињенице да при котрљању точка по шини постоји перманентно микроклизање, тј. разлика обимне брзине точка полупречника R услед ротације угаоном брзином ω у односу на брзину напредовања V :

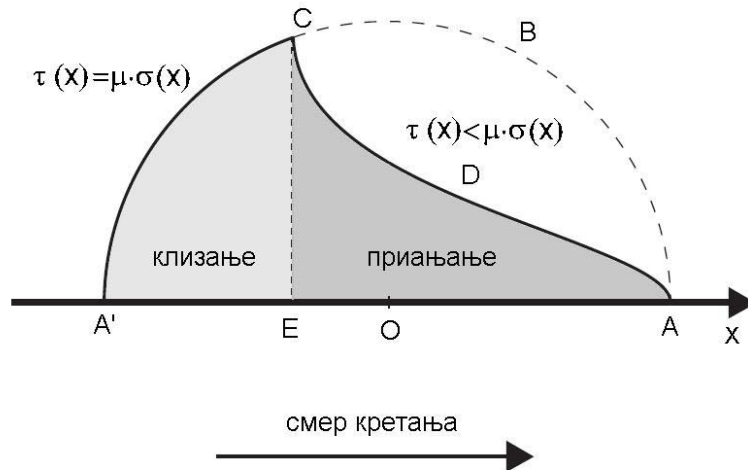
$$\Delta V = R \cdot \omega - V \quad (3.4)$$

Картер је уочио да је за силе у додиру меродавно редуковано клизање које се добија када се клизање ΔV сведе (редукује) на брзину напредовања V :

$$\xi_x = \frac{\Delta V}{V} \quad (3.5)$$

Постојање микроклизања и одговарајућег редукованог клизања није се могло објаснити претпоставком да су тела у додиру крута. Картер је уочио да се код деформабилних тела, додир обавља по површини и у свакој тачки

те површине може постојати или приањање, или клизање, зависно од тога да ли је локално достигнута гранична сила приањања. Због тога се површина додира дели на зону приањања и зону клизања (слика 3.7).



Слика 3.7: Расподела тангенцијалних напона по пресеку додира

Према Картеру, облик додирне површине је апроксимиран траком, која се налази између две праве чије су пројекције тачке А и А'. Ако претпоставимо да се додир прво јавља у тачки А, а да престаје у тачки А'. Линија АВСА' одређује расподелу граничне вредности тангенцијалних напона по пресеку додира. Линија АДСА' представља стварну расподелу тангенцијалних напона у зони приањања и зони клизања. У зони приањања (слика 3.7) делићи тачка и шине се узајамно не померају, па се не достиже гранична вредност тангенцијалне силе, а као резултат су тангенцијални напони мањи од граничне вредности $\mu \cdot \sigma$.

Зависно од спољашњих сила, зона клизања је променљиве величине. Макроскопски резултат је да између тачка и шине све време постоји веће или мање микроклизање, које је последица деформабилности материјала тела у додиру. Када се зона клизања прошири на целу површину додира, наступа макроклизање (слика 3.6 б), са расподелом тангенцијалних напона по линији АВСА' (слика 3.7).

Формулација коју је дао Картер је била заснована на решавању диференцијалне (интегралне) једначине дводимензионалне анализе за

случај котрљање цилиндра по површини, који узима у обзир само силу у правцу котрљања. То је очигледно недовољно за потребе симулације кретања шинских возила због сложене геометрије точка и главе шине. Све касније теорије су базиране на Картеровој идеји, али су временом узимале у обзир на све реалнији начин облике точка и шине, клизање у попречном правцу, ротационо редуковано клизање, све до данашњих теорија конформног додира.

Фермелен (Vermeulen) и Џонсон (Johnson) (1964) су предложили закон који успоставља везу између сила и редукованог клизања, који укључује уздужно и бочно клизање, али не укључује ротационо клизање (спин). За израчунавање облика и величина додирне површине коришћена је Херцова теорија, која дефинише додирну површину као елиптичну, а однос полуоса елипсе као функцију закривљености точка и главе шине.

Најуспешнији начин израчунавања тангенцијалних сила у функцији клизања је представио Калкер (1967), који је тада написао компјутерски програм CONTACT. Универзални програм за све контактне проблеме, који се могу описати помоћу полупростора. Он је такође написао програм који се зове DUVOROL, који ефикасно решава све могуће проблеме додира два тела при котрљању са идентичним константама еластичности, која се додирују по Херцовој теорији. DUVOROL је коришћен од стране Британске железнице (BR) за израду књиге таблица, као подршка симулацијама кретања шинских возила.

Рачунарско време оба програма CONTACT и DUVOROL, који се заснивају на Калкеровој егзактној теорији, је дуго и стога они нису погодни за примену у реалном времену у симулацији кретања возила (ово је разлог зашто су Британске железнице формирале књигу таблица).

Због тога је 1973 Калкер представио поједностављену теорију додира при котрљању, а затим је искористио за писање брзог алгоритма и компјутерског програма FASTSIM (1982).

Shen (Шен) и др. (1983) су унапредили Фермеленов и Џонсонов закон, укључивањем и ефекта спина коришћењем Калкерове егзактне линеарне

теорије. Модел који користи Шен и др. се зове хеуристички модел, а познат је и као Shen-Hedrick-Elkins или SHE теорија.

Калкер је дао преглед теорија додира при котрљању и предложио који аспекти контактне механике точка и шине се могу решавати којим методама:

Вожња/кочење	Shen-Hedrick-Elkins (SHE)
Додир на газећој површини	BR књига таблица, линеарна теорија, SHE, FASTSIM
Додир на венцу	BR књига таблица, FASTSIM
Додир у две тачке	BR књига таблица, FASTSIM
Хабање (профили)	FASTSIM, CONTACT

Један од скоријих доприноса развоју теорија котрљања точка по шини и методама за одређивање сила клизања је дао Полак (Polach) (1999) [33]. Предложена метода је заснована на Калкеровом раду уз поједностављење расподеле нормалних и тангенцијалних напона у контактної зони. Увођењем фактора смањења Калкерових коефицијената, како би јасно разликовао области адхезије и клизања, Полак је проширио могућност примене свог модела клизања за случајеве великог клизања, па се сматра да његова метода боље рачуна случајеве са великим клизањем, уз значајно смањење рачунарског времена.

3.4 Интеракција возила и колосека

Интеракција колосека и возила зависи од динамичких карактеристика колосека и возила, које укључују и параметре додира точак-шина, и њихово одржавање у прописаним границама. У случају деградације ових параметара, може доћи до угрожавања безбедности кретања, али и до оштећења било колосека [1], било возила [34] или у неким случајевима и оба.

Сва горе представљена истраживања се фокусирају на анализи динамике возила или обртног постоља, без обраћања много пажње на

колосек претпостављајући да је колосек или крут или једноставно еластично ослоњен. У раној фази развоја железнице, сматрало се да је кретање по шинским системима такво, да колосек не представља извор побуде осциловања и да чак нема потребе за увођењем система ослањања возила. Међутим, врло брзо се показало да услед различите крутости дуж колосека, витоперења и других геометријских одступања, ово никако не може бити тачно. Још је Винклер (Winkler) (1867) дефинисао модел ослања колосека, у коме је шина представљена бесконачном гредом ослоњеном на континуалну еластичну подлогу. Прве експерименталне резултате истраживања интеракције колосека и возила је дао Џенкинс (Jenkins) (1974), а затим следе и друга истраживања, која се фокусирају на динамику колосека поједностављењем утицаја побуде добијене мерењем или на основу претходно прорачунатих динамичких карактеристика возила [35, 36, 37]. Неке друге студије динамике колосека разматрају колосек и возило као систем више тела (MBS), при чему се у анализи узима у обзир само вертикална интеракција између возила и колосека [38, 39, 40].

Међутим, понекад је неопходно да се у потпуности опише како возило тако и конструкција колосека у 3D, како би се истражила њихова интеракција у свим правцима. То је зато што конструкција колосека значајно утиче на силе у додиру точак-шина, које играју важну улогу у одређивању динамичког понашања возила. С друге стране систем ослањања возила, такође, може утицати на силе које се преносе на колосек.

Сун (Sun) и Данасекар (Dhanasekar) (2003) су у свом раду [41] представили детаљан тродимензионални динамички модел возило-колосек, који омогућује анализу динамичког понашање возила и колосека при кретању возила константном брзином на правцу. Модел се може користи за испитивање утицаја параметара конструкције колосека на динамику возила и колосека или обрнуто, да се испита утицај параметара ослањања и на динамику возила и колосека.

У случају динамике возила у условима вуче/кочења, анализа вертикалних и бочних сила не представља проблем. Међутим, када на точак делују вучне/кочне силе јавља се велико уздужно клизање у зони додира

точак-шина. Ове силе се преко шине преносе и на шинску подлогу, коју чине прагови, туцаник и елементи конструкције доњег строја. Ако је уздужна сила довољно велика, може довести до путовања шина по праговима. Ако воз кочи или убрзава на колосеку на мосту, уздужна сила која настаје ће се пренети на конструкцију моста. Због тога, током пројектовања колосека и железничких мостова треба узети у обзир и утицај уздужних сила, које настају при кретању.

3.5 Силе у додиру и хабање

На додирним површинама између точка и шине се увек јавља котрљање са клизањем, па је потребно анализирати хабање и промену геометрије додира која настаје као резултат хабања.

Хабање је губитак или премештање материјала на додирним површинама два тела која се налазе у релативном кретању [1]. Губитак материјала може бити у облику одвојених делића - опиљака. Премештање материјала може бити последица лепљења материјала с једне на другу површину или резултат пластичног деформисања. Постоји много различитих механизма хабања у додиру два тела, који изазивају различите режиме хабања. Основна подела на основу степена хабања је на: благо и тешко (јак) хабање. Резултат благог хабања је површина мање храпавости од почетне, а последица јаког хабања је настајање површине грубље од почетне. Хабање услед оксидације производи глатку површину скидањем оксидационог слоја. Овај тип хабања није опасан за површине, чак када оксидациони слој није предебео он смањује коефицијент трења и повећава тврдоћу додирних површина [42]. Абразивно хабање карактерише појава трећег тела насталог откидањем материјала или уношењем са стране, које може бити слободно или се утиснути у површину неког од тела у додиру. Абразивно хабање изазива значајно хабање и скраћује радни век тела у додиру (триболошког пара). Хабање услед замора материјала настаје у случајевима учесталог клизања и котрљања по истим површинама као последица цикличног променљивог оптерећења на додирним површинама. Може се јавити на самој

додирној површини или у материјалу на некој дубини, најчешће као последица неке грешке у материјалу.

Показатељи степена хабања у додиру точак-шина, који се најчешће називају индекси хабања, се уводе са циљем свођења губитка материјала на јединицу пређеног пута и/или јединицу додирне површине, како би се могли анализирати и упоређивати поједини утицаји на саму појаву [3]. Једна група индекса хабања је везана за производ бочне силе на точку Y и угла налетања точка на шину α , а у новије време се углавном користе индекси хабања, који су дати као функција производа тангенцијалних сила и одговарајућих редукованих клизања, што одговара раду тангенцијалних сила на јединици пређеног пута [3, 7 и 43].

Методe мерења сила у додиру точак-шина

4.1 Силе у додиру точак шина

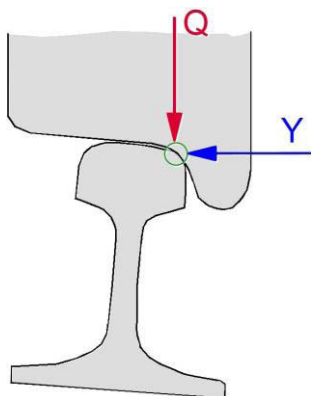
Различите компоненте сила у додиру точак-шина се могу свести на три резултујуће коомпоненте:

- вертикална сила Q ,
- бочна сила Y ,
- уздужна сила T .

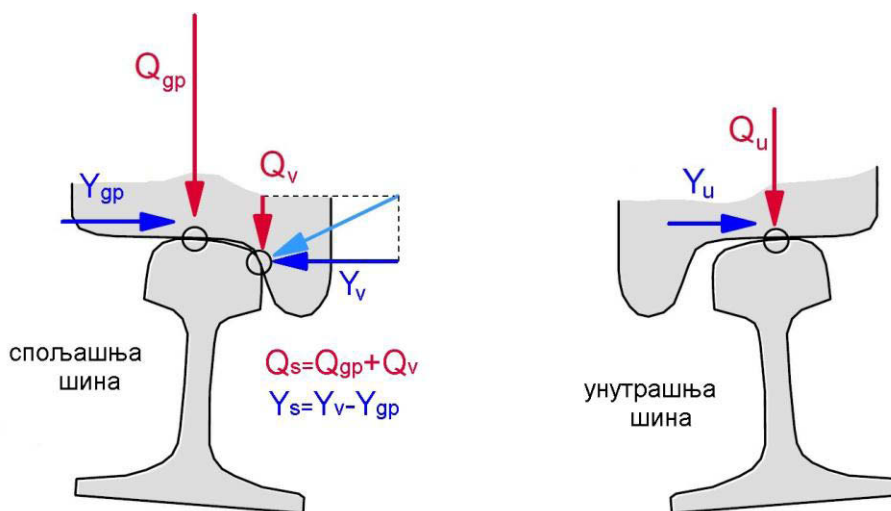
У случају додира у две тачке, појављују се и три компоненте момента. Међутим, због малог растојања између тачки додира, интензитети момената су реалтивно мали. У зависности од динамичког проблема који се анализира, поједине од ових компоненти имају мањи или већи утицај на њих. С обзиром на истраживање које је реализовано у овој дисертацији, у наставку су детаљније представљене вертикална сила Q и бочна сила Y , као и њихов утицај на динамичко понашање шинских возила.

Као што је речено, додир између точка и шине може бити у једној тачки или у две тачке. У оба случаја због еластичности тела у додиру и постојања сила између њих, додир се у стварности остварује преко малих површина.

У случају додира у једној тачки, према слици 4.1 вертикално оптерећење точка и бочна сила делују у истој тачки. У случају додира у две тачке, приказано на слици 4.2, тачке дејства сила се не поклапају.



Слика 4.1: Додир у једној тачки [4]



Слика 4.2: Додир у две тачке – силе у случају бочног клизања [4]

Оваква ситуација настаје првенствено због облика профила точкова и шина и при проласку кроз кривини, у којој осовински склоп нема могућност потпуно радијалног постављања. Водећи осовински склоп који улази у кривину, има угао налетања точка на шину различит од нуле, а као резултат, на венцу спољашњег точка се јавља додир и сила реакције. Ова сила присиљава оба точка осовинског склопа да склизну ка центру кривине, изазивајући у бочном правцу силе трења на додирним површинама [4], како је приказано на слици 4.2. Одређивање интензитета сила у овом случају је сложеније, јер се силе расподељују на додир на површини котрљања и додир на венцу. А осим повећања броја непознатих у систему диференцијалних

једначина које описују кретање, додир на венцу се помера и у уздужном правцу шине.

Напони и расподела напона, који настају у овом случају, ће бити дискутовани у одељку 5.2.1.

4.2 Преглед метода мерења сила у додиру точак-шина

Мерење сила у додиру точак-шина је веома значајно у процесу експерименталне верификације динамике шинских возила, јер су поједини критеријуми за оцену динамичког понашања и безбедности кретања засновани на вредностима ових сила [16, 17]. Такође, механизам појаве исклизнућа се базира на анализи односа Y и Q сила, а теорије додира точак шина су функција сила у додиру.

С обзиром да се додир точак-шина при кретању премешта дуж колосека, веома је тешко успоставити мерни уређај или систем који би омогућио поуздано мерење сила које при том додиру настају. До сада развијене методе и принципи мерења се могу поделити на:

1. континуалне – омогућавају континуално мерење сила током кретања, посредством специјално прилагођеног точка, односно осовинског склопа,
2. дискретне – омогућавају мерење сила у додиру посредством уређаја на колосеку у једној тачки, односно на коначно краткој дужини колосека посредством мерења на телу шине и/или испод прагова.

Предност прве групе метода је што омогућује мерење сила на целој мрежи по којој се креће возило, а недостаци се односе на везаност за једно возило, јер се осовински склопови за различите типове и врсте, чак и серије возила исте намене, међусобом разликују, па се један мерни осовински склоп не може уградити на више возила, а сама њихова израда је доста скупа.

Предност друге групе метода и мерних принципа је што се мерење може извршити за све осовинске склопове једног воза и све возове који пређу преко мерног места, а недостатак је што се мерењем покрива кратка

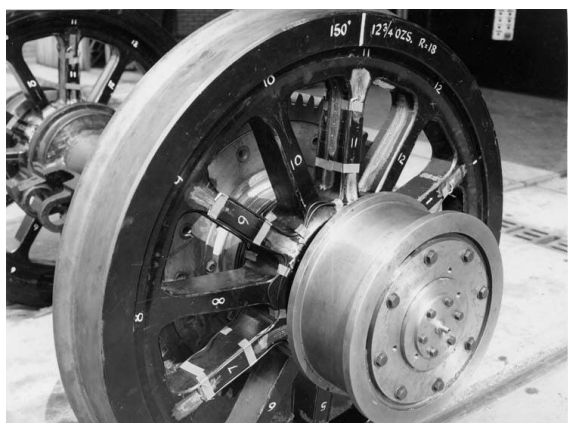
деоница, која не мора бити критична или меродавна за доношење оцене о понашању шинских возила. Због тога, на железничкој мрежи потенцијално место за постављање оваквих уређаја, налази се пре наиласка на мостове, подвожњаке, скретнице, тунеле и на деоницама са оштрим кривинама и извитопереним колосеком. Уколико је реч о пријемним испитивањима нових возила, онда испитне деонице морају задовољити геометријске и друге карактеристике дефинисане у важећим стандардима по којима се врши испитивање возила [16, 17].

4.2.1 Континуалне методе мерења сила у додиру точак шина

Постоји низ метода за мерење сила у додиру точак-шина које су засноване на различитим принципима мерења. Најраспрострањенија и најпоузданија метода која је ушла у међународни пропис UIC 518 [16] и друге важеће прописе који су проистекли и/или унапредили захтеве из овог прописа [17], који се бави динамиком и испитивањима динамичког понашања, је мерење посредством специјалног мерно-осовинског склопа. Принцип мерења је заснован на коришћењу точка као давача, односно као сензора за континуално регистровање сила у додиру. Силе у додиру точак-шина су по природи нестационарне, а напрезање које настаје у појединим тачкама тела точка чак и под дејством константне силе се мења због премештања тачке додира током обртања точка. То овај поступак мерења чини сложеним и захтевним. Постоји више типова мерних осовинских склопова, али скоро сви су базирани на мерењима помоћу мерних трака повезаним у мерне мостове, тако да се на бази измерених релативних деформација (напона) и обрадом сигнала може успоставити веза са силама које настају при кретању у додиру точак-шина.

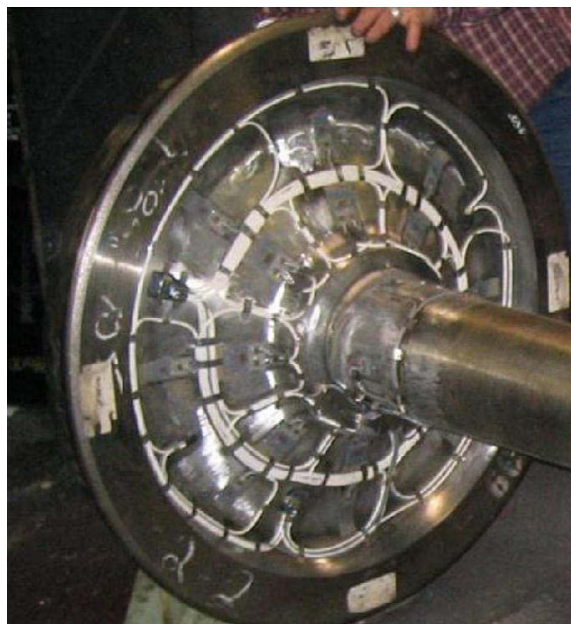
Развој и усавршавање мерних осовинских склопова је ишао у правцу оптимизације распореда и броја мерних трака, са циљем раздвајања утицаја бочних и вертикалних сила на показивање мерних трака у мерним мостовима. Пренос сигнала са мерних трака постављених на точак који се обрће, до аквизиционог уређаја се у ранијим фазама развоја мерно-осовинских

склопова обављао помоћу клизних прстенова [44], а данас се решава телеметријским, бесконтактним принципом преноса сигнала. На слици 4.3 је приказан мерно-осовински склоп са клизним прстеновима за пренос мерног сигнала, који је 70-тих година прошлог века коришћен за мерење сила у додиру точак-шина на локомотиви серије AL6 у Великој Британији [44]. Ова електрична локомотива је имала ослањање мотора "на нос", па је због велике неогибљене масе имала јаке вертикалне ударе приликом преласка преко заварених спојева дугог шинског трака. Због ових и других проблема, ради испитивања, на овој локомотиви је инсталиран мерно-осовински склоп са точковима са паоцима. Израда точка са паоцима машинском обрадом из пуног точка је скуп поступак, али је због расположивих аналитичких метода и степена развоја мерне технике, у то време био једини начин за израду мерно-осовинског склопа.



Слика 4.3: Мерно-осовински склоп локомотиве AL6 [44]

Заједничко за сва данашња решења мерних осовинских склопова је да захтевају фину машинску обраду точка са уским толеранцијама, а нека од решења захтевају и прилагођавање тела точка, нпр. бушењем допунских отвора или слично. На слици 4.4 је дат приказ једног решења мерно-осовинског склопа које користе AAR у Канади [45].



Слика 4.4: Мерно-осовински склоп [45]

Пре мерења мерни осовински склоп је потребно калибрисати како би се успоставила веза између вредности измерених релативних деформација и сила у додиру. На слици 4.5 је приказан уређај за калибрисање мерно-осовинског склопа са погонском групом развијен у Пуеблу, Колорадо [46].

Поступак калибрисања је сложен, као и сама инсталација за спровођење поступка калибрисања. Уређај мора да задовољи низ захтева, како би се постигли услови који максимално одговарају реалним у вожњи. Због тога једна оваква инсталација треба да омогући обртање осовинског склопа, како би се симулирало кретање осовинског склопа дуж колосека. Облик обода ваљака на којима се врши обртање осовинског склопа треба да одговара облику главе шине. Преко кућишта осовинског склопа помоћу хидрауличких цилиндара треба унети одговарајуће вертикално оптерећење, које одговара тежини возила. Бочно оптерећење се може унети одговарајућим бочним померањем ваљака по којима се врши котрљање или уношењем сила директно преко кућишта осовинског склопа помоћу хидраулике. Уређај треба да омогући и закретање ваљака и/или осовинског склопа, како би се симулирали различити углови налетања точка на шину и пролазак кроз кривину. Сва оптерећења, брзину, положај осовинског склопа

и релативне деформације треба регистровати одговарајућим давачима и снимати аквизиционим уређајем.



Слика 4.5: Уређај за калибрисање мерно-осовинских склопова са погонском групом [46]

На слици 4.6 је приказан сличан, али једноставнији уређај за калибрисање мерних осовинских склопова који се користи у Немачкој [47].

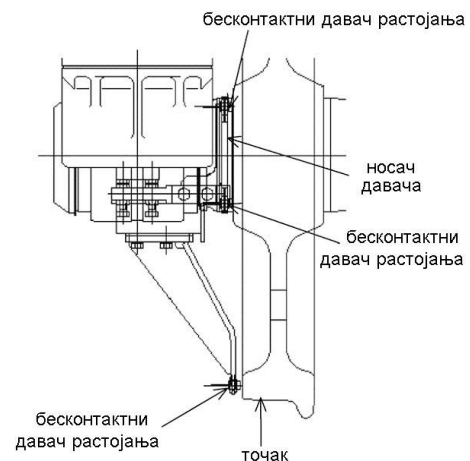
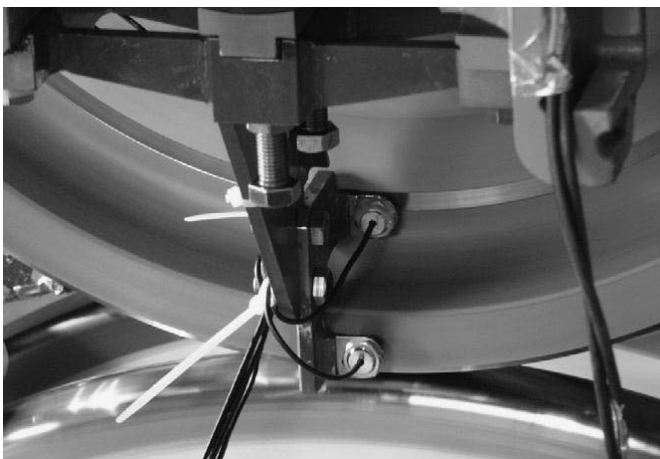


Слика 4.6: Уређај за калибрисање мерно-осовинских склопова [47]

Уређај нема могућност континуалног обртања осовинског склопа током калибрисање, већ се калибрационе функције добијају из више мерења у више положаја, променом тачака ослањања обртањем осовинског склопа. Приказан мерно-осовински склоп је експерименталног типа. За мерење деформација се користе оптичке мерне траке, а њихови резултати се

упоређују и контролишу мерењима помоћу отпорничких мерних трака, као принципом који је дуже у употреби.

Групи континуалних метода припадају и методе засноване на мерењу деформација тела точка помоћу бесконтактних давача за мерење растојања. Принцип описан од стране аутора [48] приказан на слици 4.7 се заснива на мерењу деформације обруча точка у односу на главчину точка. Бочне силе се одређују на основу претходно одређене везе између бочне силе и деформације. Бесконтактни индуктивни давачи се постављају на рам обртног постоља према шеми са слике 4.7- десно. Принцип се користи за мерење бочних сила, док се вертикалне силе мере помоћу мерних трака, постављених на класични мерни осовински склоп или неки други елемент система ослањања.



Слика 4.7: Бесконтактни давач бочне силе [48]

Сви ови уређаји су веома скупи и сложени тако да их углавном поседују железничке управе најразвијених држава. Сам мерни осовински склоп према расположивим подацима, нпр. кошта око 250,000.00 евра.

4.2.2 Дискретне методе мерења сила у додиру точак шина

Развој метода мерења сила у додиру точак-шина посредством шине је започео 70-тих година 20. века. Први резултат рада на развоју ових метода је објавио ORE институт у извештају ORE B55 RP4 [49] без великих додатних објашњења о принципу мерења. У извештају је закључено да је веома тешко

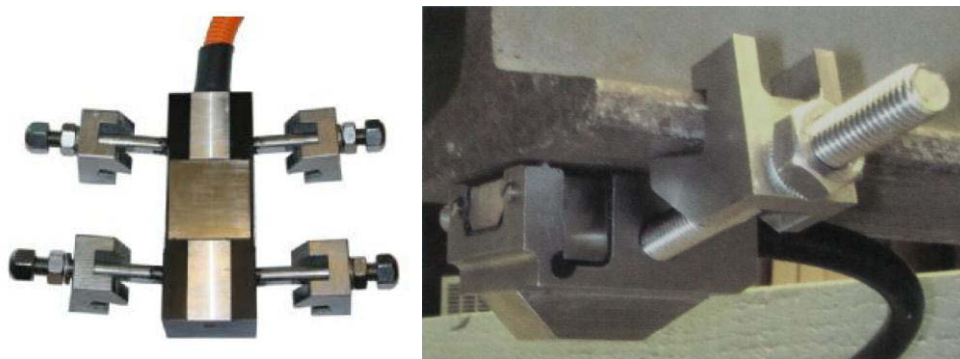
раздвојити утицај вертикалних сила на показивање мерних трака за мерење бочне силе и да треба формирати фамилије калибрационих кривих у зависности од положаја тачке додира, односно дејства сила.

Други аутори су предлагали друге уређаје за мерење, као што су ГОТСНА уређај [50] развијен у Холандији, слика 4.8, који представља решење за детектовање оштећења површине котрљања точкова и мерење осовинских оптерећења возова.



Слика 4.8: Gotcha уређај [50]

Принцип рада уређаја се заснива на мерењу савијања шине под дејством вертикалног оптерећења. Давачи на бази оптичких влакана су причвршћени на стопу шине помоћу специјално дизајнираних стега. Начин причвршћења омогућује брзо и лако постављање уређаја без потребе за ометањем редовног саобраћаја. Како би се идентификовао тип оштећења и интензитет вертикалне силе по тачку, снимљене сигнале је потребно обрадити.



Слика 4.9: Gotcha уређаја пре и након уградње [51, 52]

Оптичка влакна се уграђују у матрицу од анодизованог алуминијума, који је отпоран на корозију и не захтева посебно одржавање. Уређај се развија од 2004. године и на слици 4.9 је приказан детаљ уређаја последње генерације пре и након монтаже на шину.

На слици 4.10 је приказан уређај [53] који користи принцип мерења посредством мерне чауре са мерним тракама. Мерна чаура се поставља у специјално пробушен отвор на шини, слика 4.10. Уређај се користи за мерење и бочних и вертикалних сила.



Слика 4.10: Мерење сила помоћу мерне чауре са мерним тракама [53]

На слици 4.11 је приказан уређај [54] који користи принцип мерења посредством пиезоелектричног давача са кристалом кварца, постављеног у неутралну осу шине. Давач региструје притисак и независан је од осталих компоненти оптерећења. Као и у претходном случају давач је постављен у специјално пробушен отвор на шини. За разлику од претходног, овај систем се користи само за мерење вертикалних сила.



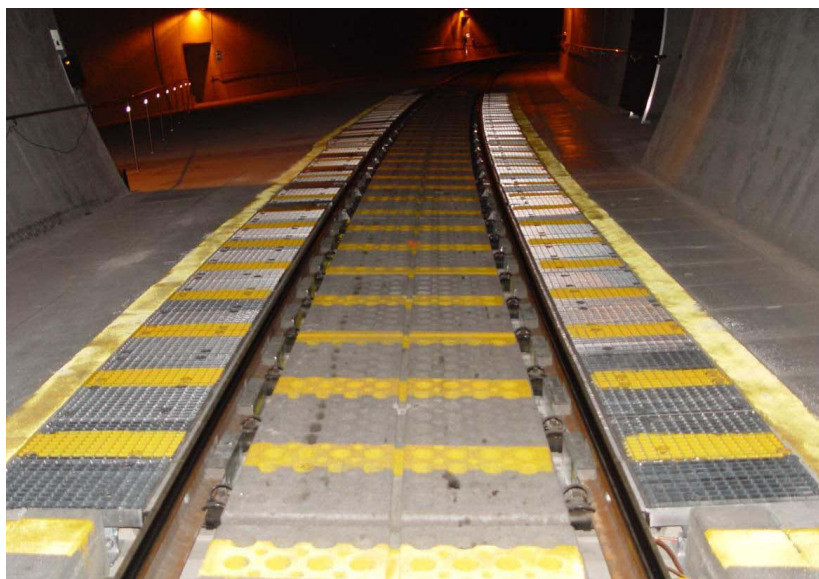
Слика 4.11: Мерење пиезоелектричним давачем са кварцом [54]

На слици 4.12 и 4.13 је приказан Argos систем за праћење стања возила постављен дуж пруге. Систем се користи на мрежи Аустријских

државних железница (ÖBB). У зависности од постављених захтева, постоје варијанте решења система које пружају различите нивое праћења. На слици 4.12 је приказана деоница на којој се прате вертикалне силе и оштећења површина котрљања точкова, док постоји и систем следећег нивоа истог произвођача, који омогућује праћење бочних и вертикалних сила на одређеној дужини пруге. Пример коришћења таквог система на дужини деонице од 22 m је дат на слици 4.13 у мерној станици Blisadona.



Слика 4.12: Argos систем ниво 2 [55]



Слика 4.13: Argos систем ниво 3, мерна станица у тунелу Blisadona [55]

Најмодернији систем, који омогућује мерење сила у додиру точак-шина преко шине, је развијен у Немачкој, у опитном центру Wegberg-Wildenrath [56], где група сензора (мерних дискова) постављених испод прагова на чврсту стабилизовану бетонеску подлогу, чини мерну кривину по EN 14363 [17], слика 4.14. У овом опитном центру се реализују нека до

сложених пријемних испитивања, која се захтевају при издавању дозвола за употребу нових шинских возила.



Слика 4.14: Опитни центар Wegberg-Wildenrath [56]

Оно што је заједничко за претходно представљене системе је да имају ограничену могућност примене на локално место али да омогућавају праћење свих возова који прелазе преко мерне деонице. Неки од представљених система се веома добро могу применити за проверу сигурности од исклизнућа на критичним местима на прузи, тј. за одређивање показатеља хабања точка и шине при проласку кроз кривину, као и за детекцију различитих оштећења на површини котрљања точкава. Повећањем броја сензора, како је то урађено у опитном центру Wegberg-Wildenrath, могуће је обухватити релативно дужи сегмент колосека и проширити поље примене уређаја на сложенија испитивања возила.

У Србији је у току развој концепта праћења стања возила мерењем са стране колосека. У оквиру пилот пројекта који реализују Железнице Србије (ЖС), Саобраћајни институт ЦИП и Аустријске државне железнице (ÖBB), у току је израда мерне станице у близини железничке станице Батајница [57]. Систем би требало да региструје оптерећења осовинских склопова (динамичка вага), да детектује равна места на површини котрљања точка, као и да констатује прегрејане точкове, дискове и лежаје осовинских склопова.

4.3 Избор принципа мерења сила у додиру точак-шина у овој дисертацији

Избор принципа мерења у овом раду је извршен на бази више критеријума:

- Шта је циљ мерења?
- Колико кошта развој уређаја?
- Какве су сопствене могућности са аспекта знања?

Циљ мерења је да се покаже утицај параметара додира, пре свега профила точка и шине али и карактеристика возила на силе у додиру, а самим тим и на показатеље хабања и неке аспекте динамичког понашања возила.

Са аспекта расположивих материјалних ресурса након анализе и сагледавања трошкова развоја мерног осовинског склопа изабран је уређај који се поставља на колосек и омогућује мерење сила локално при проласку воза.

Са аспекта расположивог знања и искуства, након вишемесечне па и вишегодишње анализе, закључено је да би, уз премостиве тешкоће и у прихватљивим временским границама, са успехом могао бити развијен уређај постављен на колосек.

Одговори на претходна питања су усмерили ток развоја уређаја за мерење сила у додиру точак-шина на избор јефттинијег решења, али оног које ће омогућити постизање жељеног циља уз максимално ангажовање расположивог знања и искуства.

Анализом до сада развијених уређаја, њихове цене и принципа рада, као основ за развој новог система је послужило принцип мерења који је предложио ORE институт [49], али са циљем његовог унапређења у домену раздвајања утицаја вертикалних сила на показивање вредности бочних сила, што се истиче као битан недостатак ове методе и услов за њено слабо коришћење у претходних 30 година.

Изабран је овај принцип из следећих разлога:

- релативно је једноставан,
- не захтева никакво прилагођавање, нити оштећивање шине, па се може поставити на шину било где дуж колосека,
- трошкови су релативно ниски,
- теоријски може да се калибрише методом коначних елемената, а практично уз помоћ релативно једноставних алата.

У следећој глави је дат детаљан приказ предложеног система за мерење сила у додиру точак-шина на основу претходно дефинисаних критеријума избора представљених у овом поглављу.

Мерење сила у додиру точак-шина применом методе слепог издвајања сигнала анализом независних компоненти

5.1 Основе ORE B55 методе

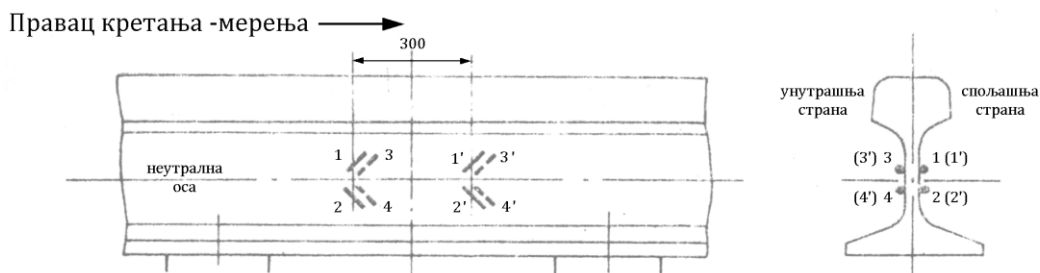
У овом поглављу је представљена метода мерења коју је предложио ORE институт у свом извештају [49], а која је коришћена као основ за развој новог система за мерење сила у додиру точак-шина у овом раду.

Принцип мерења је заснован на примени мерних трака за мерење релативних деформације на одређеним мерним местима на шини, са циљем добијања јасног и чистог сигнала, који једнозначно одређује интензитета вертикалних и бочних сила које изазивају деформацију шине коју меримо. Осим распореда мерних места у овом извештају нема других информација, нити резултата мерења овим системом. У опису на шемама из извештаја је наведено да треба формирати фамилије кривих у зависности од положаја тачке деловања силе, па на основу њих одредити вредности сила.

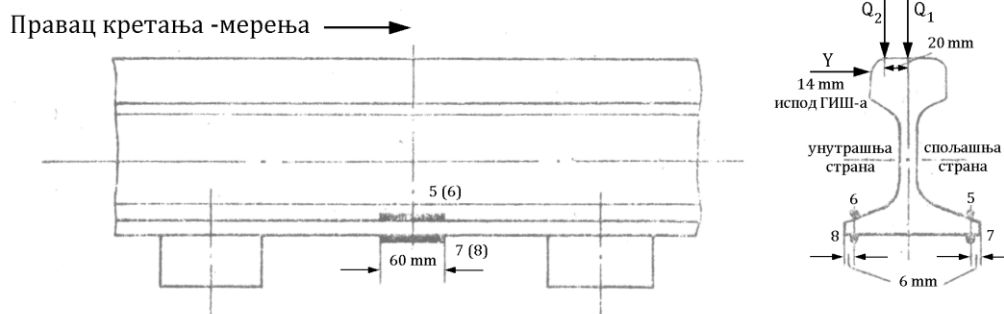
Данас се за мерење сила у додиру преко шине, поред мерних трака [53, 58] и давача за мерење сила [56], користе и оптичка влакна [52], пиезоелектрични давачи [59] и кварцни давачи [54], мерне подлошке постављене испод шина и др., али је поље њихове примене, на основу увида у расположиву литературу, ограничено на мерење само вертикалних Q сила, тј. за детектовање оштећења точкова у вожњи.

На слици 5.1 је приказан распореда мерних места дат у [49].

Мерење вертикалног оптерећења Q



Мерење бочне силе Y



Слика 5.1: Распоред мерних трака према ORE методи [49]

Поред распореда мерних трака који је предложен у [49], анализирана су и постојећа решења других аутора и истраживачких организација, која би могла да послуже као идеја за развој новог система за мерење сила у додиру точак шина и за одређивање положаја тачке додира.

Тако на пример, на слици 5.2 је приказано решење за мерење вертикалних и бочних сила преко шине, које се користи у САД. У доступној литератури [60] није описано, а са слике је тешко одредити правац и број постављених мерних трака, с обзиром да су покривене ради заштите од спољашњих утицаја. На основу онога што се види на слици, може се претпоставити да се мерење вертикалних и бочних сила врши преко мерних трака, које највероватније региструју релативне деформације од смицања силама у вертикалној и хоризонталној-бочној равни.



Слика 5.2: Распоред мерних трака на шини у САД [60]

У наредним поглављима је дат детаљан приказ истраживања на развоју методологије и експерименталних мерења помоћу уређаја који је развијен у овој дисертацији, са циљем његове провере и примене за експерименталну анализу проблема проласка кроз кривину.

5.2 Предложени систем и метода мерења сила у додиру

точак-шина

Пре усвајања распореда мерних трака из [49] за развој новог система за мерење сила у додиру точак-шина који ће омогућити поуздано мерење сила у додиру точак-шина али и одређивање положаја тачке/тачака додира на шини, извршена је анализа осетљивости мерних места на одређене врсте напрезања, а затим и калибрација самог система. Осетљивост мерних места, оправданост примене методе и могућност унапређења је проверена анализом напрезања шине применом методе коначних елемената. Детаљни приказ резултата ове анализе као и раздвајања утицаја бочних и вертикалних сила на интензитете напрезања на мерним местима је дат у одељку 5.2.2 и 5.2.4.

Због одступања, која очекивано постоје, између модела МКЕ и реалног мерног места на пружи, у експерименталном делу рада је извршено калибрисање предложеног система под дејством стварних оптерећења, описано у поглављу 6.2.

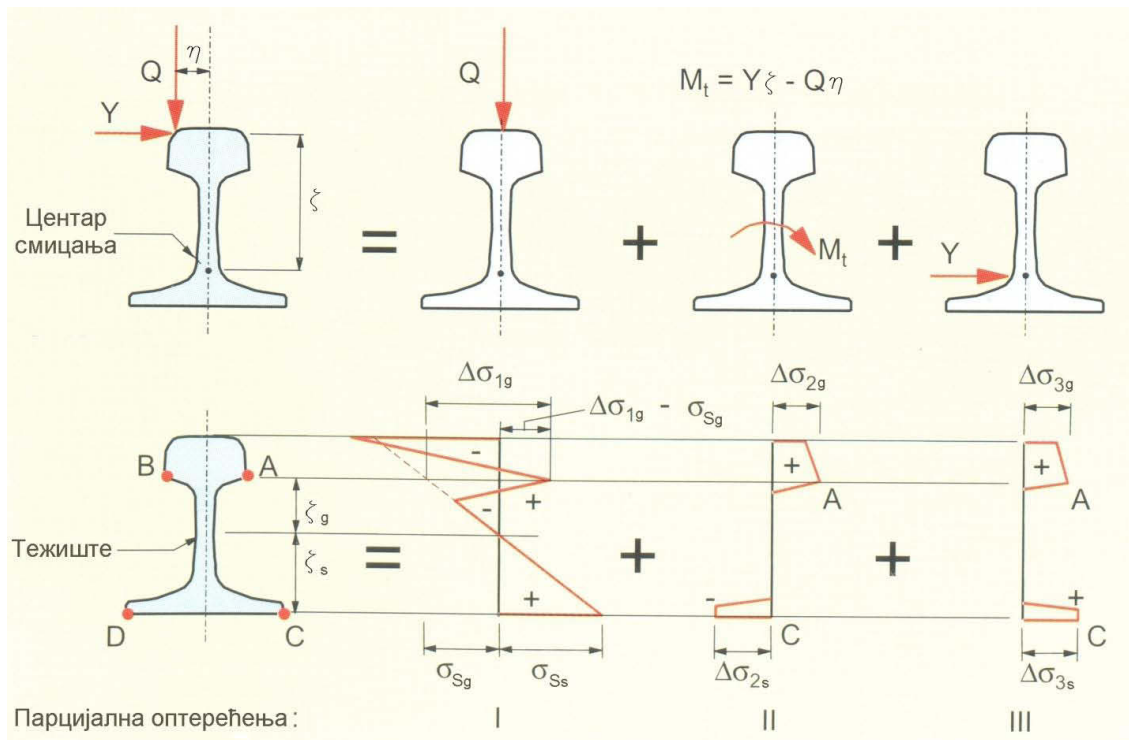
5.2.1 Напони у шини

Да би могао да се искористи принцип мерења помоћу мерних трака, потребно је познавати расподелу напона у шини и врсте оптерећења која их изазивају.

У случају комбинованог оптерећења, које првенствено настаје при проласку кроз кривину, интеракција између ексцентричног оптерећења по тачку Q и хоризонталне силе Y може изазвати значајне напоне савијања на ивицама главе шине и стопе шине као што је приказано на слици 5.3 [4].

Број ових промена оптерећења је најчешће ограничен и због тога не захтева спровођење прорачуна на замор, већ је за анализу меродавна граница течења, односно не смеју се појавити пластичне деформације.

Са циљем одређивања расподеле напона савијања у попречном пресеку, комбиновано оптерећење је могуће разложити као што је приказано на слици 5.3. на три компоненте.



Слика 5.3: Расподела напона у шини [4]

Компонентна оптерећења се узимају тако да вертикална сила Q делује у вертикалној оси шине. Бочна сила Y делује у центру смицања, а утицај кракова сила се узима у обзир према изразу за момент увијања M_t .

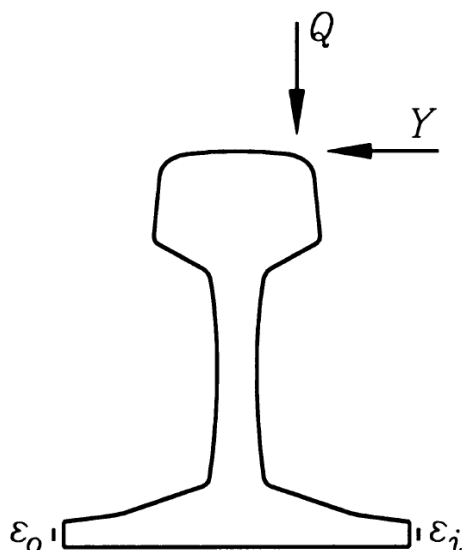
Према основној теорији савијања греде под дејством силе Q , јављају се напони од савијања σ_{Sg} и σ_{Ss} на означеним местима главе и стопе шине. Према Навијеовој (Navier) хипотези, због неравномерног облика попречног пресека шине, долази до појаве допунских напона и одступања од идеалне линеарне расподеле напона по попречном пресеку [61]. Чак и у случају ослањања шине на круту континуалну подлогу, због "увлачења" врата шине под дејством вертикалне силе Q , долази до појаве допунских затежућих напона $\Delta\sigma_{1g}$ са доње стране главе шине, која се према [4] назива Тимошенков ефекат.

Ако претпоставимо да је шина укљештена на месту ослањања на праг, онда се на средини распона јавља чисто увијање моментом M_t и

савијање услед депланације (витоперења) попречног пресека, које изазива допунске напоне $\Delta\sigma_{2g}$ и $\Delta\sigma_{2s}$.

Под дејством хоризонталног оптерећења Y у центру смицања, претпостављајући да је шина ослоњена на дужини која одговара растојању прагова, у назначеним тачкама А и С на глави и стопи шине, на слици 5.3, јављају се затежући напони $\Delta\sigma_{3g}$ и $\Delta\sigma_{3s}$. Овако добијене појединачне компонентне напоне је могуће анализирати појединачно и/или сабрати.

Везу између сила у додиру точак-шина и вредности релативних деформација на телу шине су дали Јенсон (Jönsson) и др. Они су у раду [62] дали теоријску основу за одређивање сила у додиру точак-шина мерењем релативних деформација применом мерних трака постављених уздужно на спољашњој и унутрашњој страни стопе шине (слика 5.4).



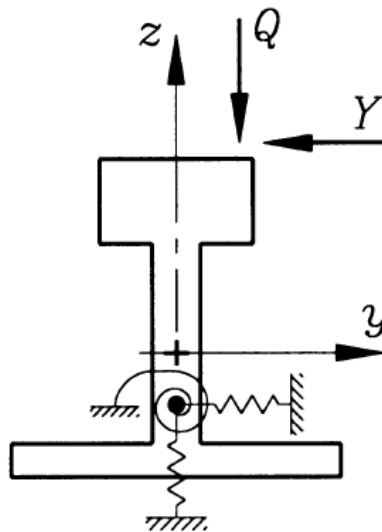
Слика 5.4: Распоред мерних трака [62]

Веза између релативне деформације и сила у додиру точак-шина је успостављена преко параметара који су одређени применом Власовљеве теорије за танкозиде штапове отвореног попречног пресека, узимајући у обзир ометено увијање и депланацију попречног пресека.

Применом образаца Отпорности материјала према [63], успостављена је веза са једне стране између напона и момената савијања у хоризонталној и вертикалној равни као и бимоментата, а са друге стране је

успостављена веза између момената савијања и бимоента и вредности сила и момента увијања.

Да би могла да се успостави ова веза, утицај крутости дискретних ослонаца шине (прагова), у моделу је "изглачан" и замењен континуалним транслаторним и ротационим еластичним ослоњцима одговарајуће еквивалентне крутости, постављеним у центар смицања попречног пресека шине (слика 5.5).



Слика 5.5: Модел континуално ослоњене шине [62]

Резултати анализе су верификовани методом коначних елемената. Где се показује добро слагање резултата за вредности момената M_y и M_z и бимоента B добијених за модел континуално ослоњене шине и за модел дискретно ослоњене шине на месту прагова. С обзиром да је спроведено глачање крутости, мерење је валидно само на половини растојања између два прага.

Као потенцијална предност примене методе се истиче једноставност и ниска цена практичне реализације, а као недостатак се истиче да у случају веће бочне крутости модел постаје непоуздан за одређивање бочне силе. У раду се предлаже експериментална верификација, током које се евентуално може јавити потреба за калибрисањем вредности крутости континуалних ослонаца, са циљем добијања тачнијих резултати. Према расположивим

подацима из литературе експериментална верификација до сада није јавно представљена. С обзиром да у наставку рада нису коришћени резултати ове анализе [62], у овом одељку нису детаљно објашњени појмови који се односе на ометено увијање танкозидих штапова и други поменути појмови и теорије.

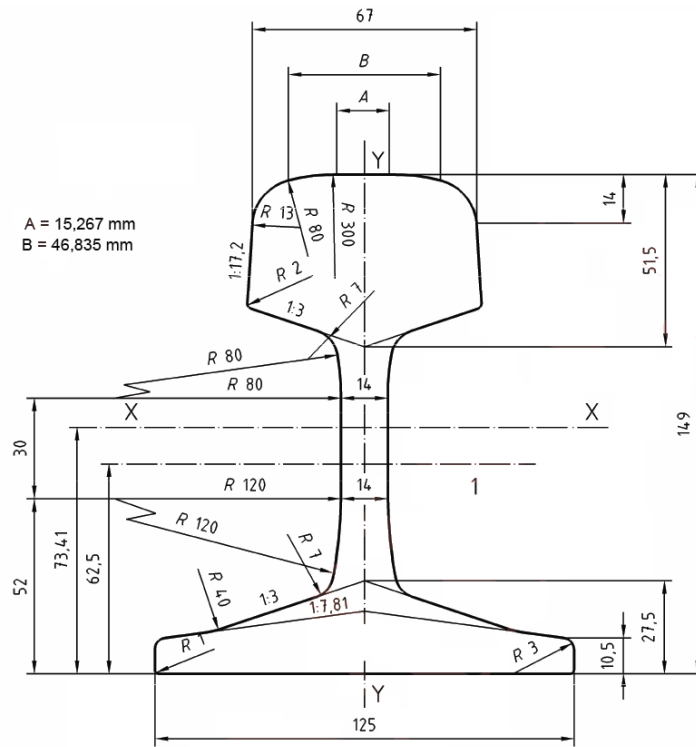
Сагледавањем расподеле напона у шини, под дејством комбинованог оптерећења од точка, која је описана у овом одељку, уочено је да је веома тешко идентификовати места на шини, на којима напонско стање зависи само од бочне силе, па је ток истраживања усмерен ка даљој анализи ове могућности, дефинисању мерних места са највећом осетљивошћу на компоненте оптерећења и успостављању могуће везе између расподеле напона, сила и положаја нападне тачке њиховог дејства.

5.2.2 Анализа МКЕ

Битан део припреме експерименталног дела је примена методе коначних елемената са циљем рачунског одређивања положаја мерних места односно мерних трака, на шини, на којима је могуће постићи најбољу осетљивост на оптерећење, као и што боље раздвајање (распрезање) утицаја вертикалне Q и бочне Y силе на снимљене сигнале.

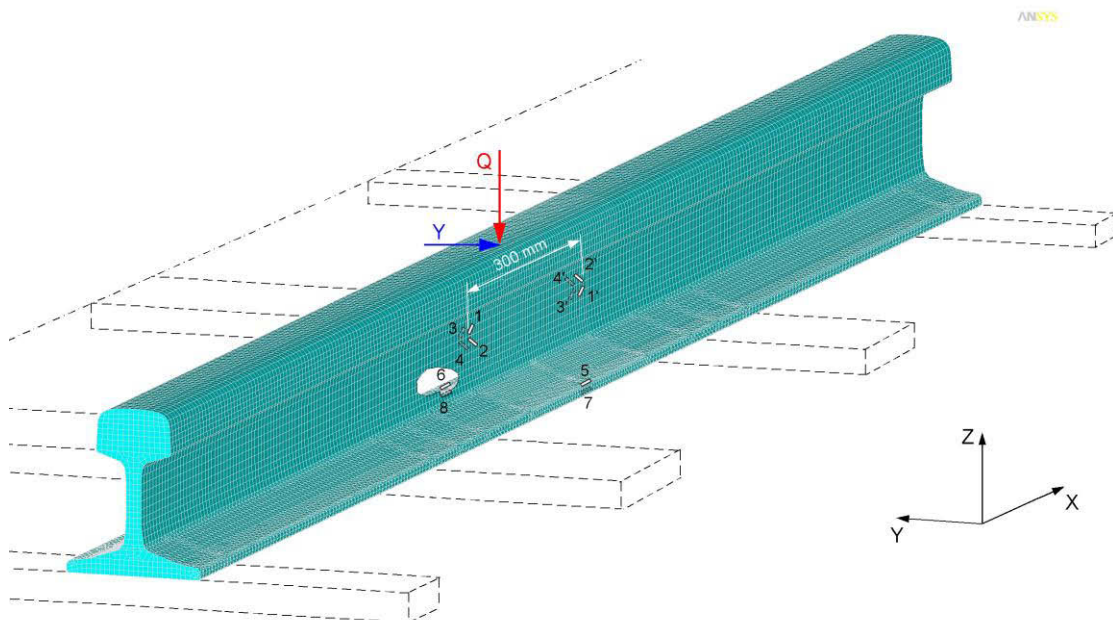
Да би се проверила оправданост ORE методе и могућност њеног унапређења комплетно је преузет постојећи распоред мерних места и приступило се прорачунима применом МКЕ у одговарајућем програмском пакету [64]. Разлика у односу на ORE методу је што је мерна база тензометријских трака постављених на стопу шине смањена са 60 mm на 10 mm. Са већом мерном базом се постиже веће усредњавање вредности напона, које може бити значајно у случају великих брзина кретања, како се не би пропустио пролазак точка, али истовремено са већом мерном базом се смањује осетљивост мерних трака на оптерећење.

Моделирана је шина 49E1, која се користи на регионалним пругама на мрежи Српских железница. Попречни пресек шине 49E1 према EN 13674-1 [65], са димензијама је дат на слици 5.6.



Слика 5.6 : Шина 49E1 (S49) [65]

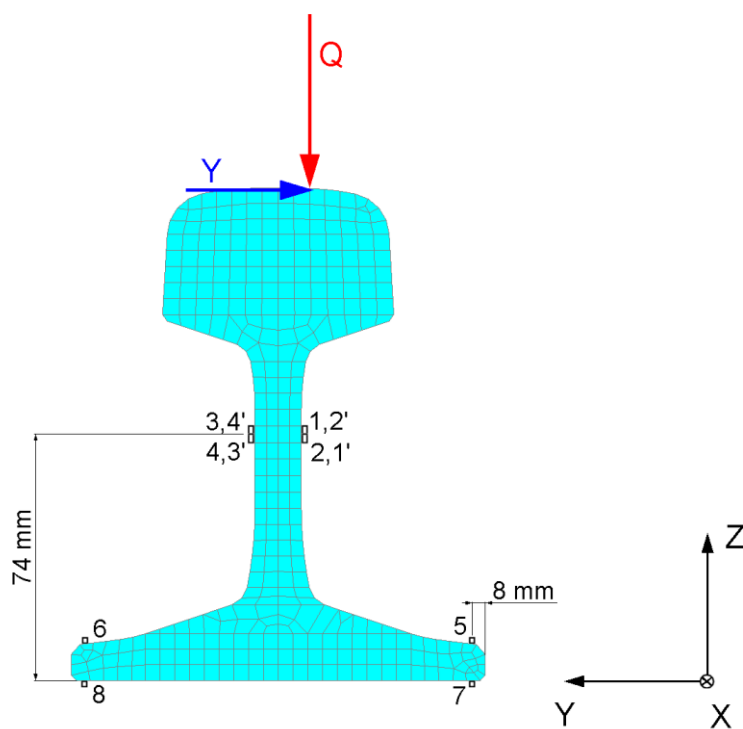
Модел шине, случај оптерећења који одговара додиру у оси шине и распоред мерних места је приказан на слици 5.7.



Слика 5.7: Модел шине за анализу МКЕ

С обзиром да је предмет анализе напонско стање шине у зони средине распона између два прага, моделиран је сегмент шине чија дужина одговара растојању четири прага, један испред и један иза распона који се анализира, односно укупно 1980 mm дужине. На овај начин је одговарајућим контурним условима омогућено савијање на средњем распону, које више одговара реалном случају. Распоред мерних места је изабран тако да се за мерење вертикалне силе користе деформације у врату шине које су последица смицања, док су за мерење бочне силе изабрана мерна места на стопи шине која користе принцип савијања око осе Z и увијање око осе X .

Распоред мерних места на попречном пресеку је дат на слици 5.8.



Слика 5.8: Распоред мерних места по попречном пресеку шине

Релативне деформације које се анализирају на мерним местима 1-4 су у вертикалној равни, под углом $\pm 45^\circ$ у односу на осу X респективно (слика 5.7). Овај правац је изабран са циљем повећања осетљивости мерних места на смицање које изазива вертикална сила Q . Прорачуном МКЕ су добијени резултати релативних деформација за координатне правце X и Z . За даљу анализу извршена је трансформација напрезања из координатног система

{XZ} у координатни систем {X'Z'} (слика 5.9), ротацијом за угао θ према следећим изразима [63]:

$$\varepsilon_{x'} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_z}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_z}{2} \cos 2\theta + \varepsilon_{xz} \sin 2\theta \quad (5.1)$$

$$\varepsilon_{z'} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_z}{2} - \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_z}{2} \cos 2\theta - \varepsilon_{xz} \sin 2\theta \quad (5.2)$$

за $\theta=45^\circ$ ови изрази постају:

$$\varepsilon_{x'} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_z}{2} + \varepsilon_{xz} \quad (5.3)$$

$$\varepsilon_{z'} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_z}{2} - \varepsilon_{xz} \quad (5.4)$$

где су:

θ - угао ротације координатног система у позитивном математичком смеру,

ε_x - релативна деформација у X правцу,

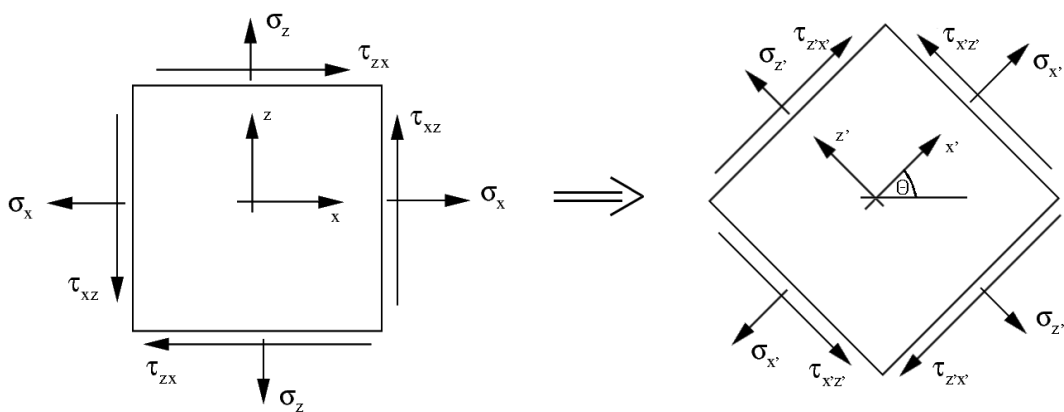
ε_z - релативна деформација у Z правцу,

ε_{xz} - релативна деформација у XZ равни,

$\varepsilon_{x'}$ - релативна деформација у X' правцу,

$\varepsilon_{z'}$ - релативна деформација у Z' правцу,

$\varepsilon_{x'z'}$ - релативна деформација у X'Z' равни.



Слика 5.9: Трансформација координатног система при одређивању напона у одређеном правцу [63]

Циљ ове трансформације није анализа σ и τ напона већ одређивање релативне деформације- дилатације на местима на којима ће у експерименталном делу истраживања бити залепљене мерне траке. Због тога су изрази написани у домену релативних деформација и није приказана трансформација угаоне деформације клизања, која није интересантна за ову анализу.

Одговарајућим сабирањем и одузимањем добијених резултата, што одговара повезивању у одговарајуће Витстонове мостове, показује се да је за вертикалну силу на изабраним местима могуће добити веома јасан и чист сигнал, који једнозначно одређује вертикалну силу независно од положаја тачке/тачки додир на попречном пресеку шине (мерна места 1, 1', 2, 2', 3, 3', 4, 4'). Такође, утврђено је да показивање релативних деформација на мерним местима за мерење бочне силе (мерна места 5-8) веома зависи од положаја тачке додир и да је тешко раздвојити утицаје вертикалне силе, хоризонталне силе, као и положаја њиховог дејства. Прорачунски је утврђено, да је под оптерећењима која се очекују у експлоатацији ниво деформација на мерним местима задовољавајуће висок, тако да евентуални шум при мерењу не може битно утицати на квалитет сигнала и тачност мерења. На пример, при вертикалном оптерећењу Q од 10 kN релативна деформација на једном од осам мерних места за мерење вертикалне силе је реда величине 20 $\mu\text{m}/\text{m}$. Сабирањем вредности 8 трака, које у идеалном централном положају дејства вертикалне силе имају међусобно једнаке вредности, а које чине један мерни мост, добија се вредност од око 160 $\mu\text{m}/\text{m}$. Дејство само бочне силе Y интензитета 10 kN изазива савијање стопе шине и релативну деформацију на мерним местима 5-8 интензитета приближно 42 $\mu\text{m}/\text{m}$, односно укупно у одговарајућем Витстоновом мосту око 170 $\mu\text{m}/\text{m}$.

У току истраживања везе релативних деформација и сила, први корак би био да се успоставе фамилије кривих и да се дефинише утицај положаја тачке додир на показивање трака. Ово је могуће решење али захтева примену допунског уређаја за одређивање положаја тачке додир. То је могуће урадити применом на пример ласерског уређаја, којим би се, након

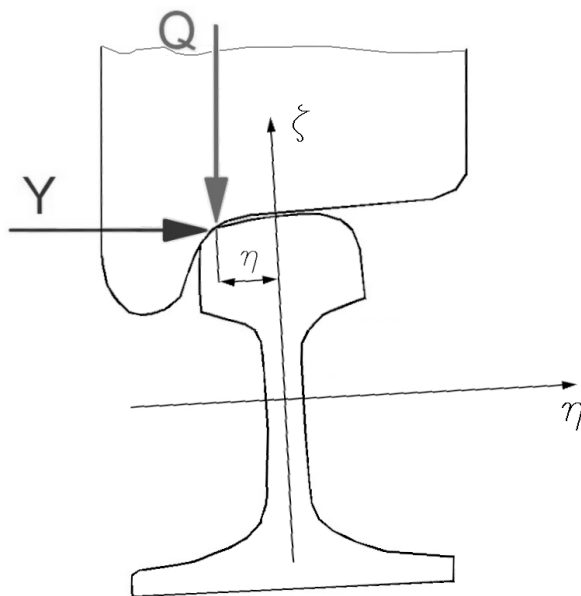
мерења бочног растојања леђа или груди точка до бока шине са познатим профилима точка и шине, одредио могући положај тачке додира на шини. Са познатом вертикалном силом Q и положајем тачке додира могуће је из фамилије кривих показивања одредити интензитет бочне силе Y .

Додавањем мерења положаја и одређивања тачке додира ово мерење постаје компликованије и значајно непоузданије. Због тога се приступило анализи других могућих решења, којима би се одредио интензитет сила као и положај тачке додира на шини само на бази мерења мерним тракама .

Ако претпоставимо да су траке на врату шине предвиђене само за мерење вертикалних сила, а траке на стопи шине само за мерење бочних сила, у наставку је извршена анализа утицаја бочне и вертикалне силе и њиховог положаја на показивање једне и друге групе мерних трака.

Силе су унете у три различите нападне тачке на попречном пресеку шине, у координатном систему приказаном на слици 5.10, са следећим координатама:

- у оси шине $\eta=0$ mm,
- на приближно половини полупрофила $\eta=16,5$ mm и
- на самом крају профила $\eta=33,0$ mm.



Слика 5.10: Силе у додиру точак-шина и положај њихових нападних тачака

Као најпогоднији начин за приказивање резултата анализе међузависности, изабран је табеларни приказ одговарајућих релативних деформација на потенцијално изабраним мерним местима на попречном пресеку шине, под дејством карактеристичних максималних оптерећења за 20-тонско осовинско оптерећење (табела 5.1). Карактеристична оптерећења су $Q=100$ kN за вертикалну силу и $Y=50$ kN за бочну силу. Као основа за одређивање вредности Y силе послужио је Придомов (Prud'homme) критеријум [5,16], који дефинише максималну бочну силу коју колосек мора да издржи на 2 m дужине, а да притом не дође до његовог померања у страну:

$$\sum Y_{2m} = k \cdot \left(10 + \frac{2 \cdot Q}{3} \right) = 0,85 \cdot \left(10 + \frac{200}{3} \right) = 65,2 \text{ kN} \quad (5.5)$$

где су:

$2 \cdot Q$ – осовинско оптерећење,

k – фактор за теретне вагоне 0,85, за путничке вагоне и вучна возила 1,0),

$\sum Y_{2m}$ – максимална бочна сила на 2 m дужине колосека.

Пошто се у анализи међузависности не доказује отпорност колосека на померање, дељењем силе на два (лева и десна шина) и повећањем за одређену вредност због неравномерности расподеле, може се усвојити да бочна сила од 50 kN представља карактеристичну максималну вредност по шини.

Табела 5.1: Утицај сила и њихових нападних тачака на вредности релативних деформација на мерним местима

Случај оптерећења	Q (kN)	Y (kN)	η (mm)	ε_Q ($\mu\text{m}/\text{m}$)	ε_Y ($\mu\text{m}/\text{m}$)
1	100	0	0	1550,0	0,5
2	100	0	16,5	1550,5	172,4
3	100	0	33,0	1555,0	361,5
4	0	50	0	0,2	841,5
5	0	50	16,5	1,3	844,9
6	0	50	33,0	1,2	911,5

На основу приказаних резултата се види да у случају чисто вертикалног оптерећења које изазива смицање врата шине, показивање

мерних трака постављених на мерна места на врату шине ε_Q не зависи од положаја тачке додира, већ зависи само од интензитета вертикалне силе.

Показивање мерних трака на мерним местима на врату шине ε_Q врло мало зависи од бочне силе и положаја њеног дејства, јер бочна сила изазива савијање врата шине које се компензује одговарајућим сабирањем притискујућих деформација са спољашње и затезућих деформација са унутрашње стране врата шине.

Под дејством чисто бочне силе, на основу МКЕ анализе, види се да показивање мерних трака постављених на стопи шине ε_Y зависи од положаја тачке додира на глави шине, а максимално одступање измерених вредности релативних деформација у том случају износи до 10%. Међутим, уочено је да показивање мерних трака на стопи шине ε_Y изузетно зависи од интензитета вертикалне силе и положаја тачке њеног дејства. Тако на пример дејство вертикалне силе од 100 kN на краку 33,0 mm изазива исти ефекат на показивање мерних трака на стопи шине ε_Y , као да у некој тачки профила шине делује бочна сила од приближно 20 kN. Проблем је израженији због појаве да током вожње вертикална сила од тежине возила делује скоро увек у пуном износу (100 kN), а бочна сила на коју она утиче, екстремно при проласку кроз кривину, може имати вредност од максимално 50 kN, а врло често има знатно ниже вредности, па у случајевима када бочна сила има малу вредност, мерење на овај начин чини практично неупотребљивим.

Због тога је у анализу уведена још једна величина, која успоставља везу између сила и непознатог положаја тачке дејства сила, а која се може регистровати мерењем на врату шине. Та величина је момент увијања M_b , а о начину њеног мерења ће више речи бити у одељку 5.2.4.

5.2.3 Метода слепог издвајања сигнала анализом независних компоненти (СИС)

Као најпогоднија метода, која би могла да се примени за успостављање везе између релативних деформација и вредности сила и момената које их

изазивају, односно за раздвајање њиховог међуутицаја, изабрана је метода под називом Слепо издвајање сигнала СИС (eng. BSS- *Blind Signal Separation*) [66, 67]. Као идеја за њену примену, послужило је истраживање описано у [68], у коме се метода користи за мерење сила у додиру точак-шина посредством мерно-осовинског склопа. Ова техника обраде података представља издвајање непознатих сигнала више различитих "извора" из помешаних снимљених сигнала које регуструје више "сензора", без информација или са веома мало информација о изворним сигнаlima. Поступак је углавном заснован на минимизацији *корелисаности* и повећању статистичке независности помешаних сигнала. Због могућности које пружа, ова метода се интензивно развија и допуњује претходних двадесет пет година и нашла је примену у различитим областима као што су: биомедицина (ЕЕГ, ЕКГ), телекомуникација, обрада слике и звука, финансијске анализе, разна мерења итд. Метода се нпр. користи за издвајање говора са снимка неколико различитих уређаја из просторије у којој више људи истовремено разговара тзв. "cocktail party problem".

Пошто за решавање оваквих проблема не постоји директан математички приступ, развијен је већи број различитих алгоритама за слепо издвајање сигнала анализом независних компоненти, као што су: Infomax, FastICA, JADE итд. При анализи сигнала који имају шум односно буку потребно је извршити претходну припрему сигнала техникама као што су центрирање и бељење.

Најједноставнији модел претпоставља постојање n независних улазних сигнала $s_1(t), \dots, s_n(t)$ и исто толико снимљених измешаних сигнала $x_1(t), \dots, x_n(t)$, при чему се претпоставља да су мешавине линеарне и тренутне (без кашњења) дате у следећем облику:

$$x_i(t) = a_{i,1} s_1(t) + \dots + a_{i,k} s_k(t) + \dots + a_{i,n} s_n(t) \quad (5.6)$$

где је $i = 1, \dots, n$.

Коефицијенти $a_{i,j}$ су елементи квадратне матрице мешања A , димензије $n \times n$, па претходну једначину једноставније можемо написати у векторском облику:

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{s}(t) \quad (5.7)$$

где су:

$\mathbf{s}(t) = [s_1(t) \dots s_n(t)]^T$; матрица колона независних улазних сигнала,

$\mathbf{x}(t) = [x_1(t) \dots x_n(t)]^T$ матрица колона мешавина излазних сигнала.

Циљ СИС-а ("Слепо издвајање сигнала") је да одреди матрицу раздвајања $\mathbf{W} = \mathbf{A}^{-1}$ помоћу које добијамо вектор $\mathbf{y}(t)$:

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{W} \cdot \mathbf{x}(t) \quad (5.8)$$

Добијени вектор је приближно једнак вектору изворних сигнала $\mathbf{s}(t)$. Колико ће се разликовати $\mathbf{y}(t)$ и $\mathbf{s}(t)$ зависи од квалитета претходне обраде и припреме сигнала, односно колико је сигнал ослобођен шумава и других сметњи.

Уколико имамо мање записа измешаних излазних сигнала од независних сигнала, модел се може дефинисати као непотпуно дефинисан модел, односно, ако је више записа од "извора" онда је модел предефинисан. Постоје алгоритми који решавају проблеме издвајања сигнала код непотпуно дефинисаних модела као и код модела насталих нелинерним мешањем сигнала, међутим с обзиром да такви модели нису интересантни за предметну анализу, у овом раду нису анализирани. Наиме, овде се СИС метода користи за везу релативних деформација од улазних Y и Q сила, које су у области еластичности материјала шине линеарно повезане, односно важи Хуков (Hook) закон. Један од основних предуслова за коришћење ове методе је да сигнали који се издвајају морају имати *негаусовску* расподелу, што може изгледати ограничавајуће, али у ствари то је услов који је уобичајено испуњен за синусоидалне функције и многе друге функције које се у пракси при анализама најчешће користе.

С обзиром да у анализираном случају издвајања утицаја сила Y и Q и положаја тачке додира η на показивање дилатације мерних трака, постоји могућност и предвиђено је калибрисање модела, тј. одређивање матрице мешања на бази експерименталних резултата, не мора се вршити комплетна обрада слепим издвајањем сигнала независних компоненти, већ се само користи статистички модел независних компоненти, а инверзна матрица матрице мешања, тј. матрица раздвајања се добија директно матричним рачуном на бази измерених измешаних сигнала добијених под дејством задатих "извора", коришћених при експерименталном калибрисању.

5.2.4 МКЕ модел и провера СИС

Могућност примене методе СИС за одређивање сила у додиру точак-шина је проверена прорачуном МКЕ са истим моделом и распоредом мерних места као у одељку 5.2.2, за одређени број комбинација положаја деловања и интензитета сила.

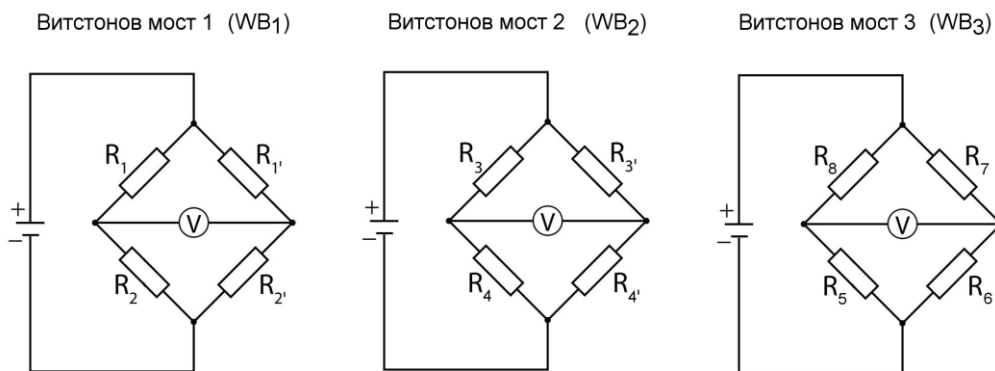
Као "извори", односно улазни сигнали које желимо да издвојимо из излазне мешавине сигнала су дефинисани:

- вертикална сила Q ,
- бочна сила Y ,
- координата η , која дефинише положај тачке додира, односно дејства сила, у бочном правцу у односу на осу шине.

Као "сензори" односно уређаји за регистровање измешаних излазних сигнала дефинисани су:

- група од осам мерних трака на врату шине везаних у мерне мостове, тако да мере релативне деформације које су последица вертикалног смицања,
- иста група мерних трака на врату повезане у мерне мостове за мерење релативних деформација које су последица увијања шине,
- група од четири мерне траке постављене на стопи шине, повезане у мерни мост за мерење релативних деформација од савијања око Z осе.

На слици 5.11 су приказани Витстонови мостови означени са WB_1 , WB_2 и WB_3 , формирани од одговарајућих мерних трака постављених на једну шину, са циљем формирања одговарајућа три "сензора".



Слика 5.11: Витстонови мостови модела шине

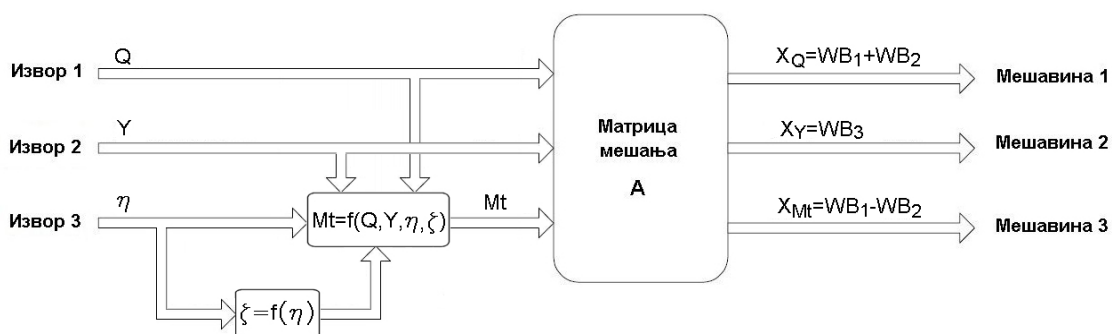
Комбиновањем дефинисаних Витстонових мостова у моделу се генеришу одговарајући записи сензора, описани следећим изразима:

$$X_Q = WB_1 + WB_2 = \varepsilon_1 - \varepsilon_1' - \varepsilon_2 + \varepsilon_2' + \varepsilon_3 - \varepsilon_3' - \varepsilon_4 + \varepsilon_4' \quad (5.9)$$

$$X_Y = WB_3 = \varepsilon_5 - \varepsilon_6 + \varepsilon_7 - \varepsilon_8 \quad (5.10)$$

$$X_{Mt} = WB_1 - WB_2 = \varepsilon_1 - \varepsilon_1' - \varepsilon_2 + \varepsilon_2' - \varepsilon_3 + \varepsilon_3' + \varepsilon_4 - \varepsilon_4' \quad (5.11)$$

На слици 5.12 је приказан блок дијаграм модела мешања сигнала на бази ког је применом Анализе независних компоненти (ICA – Independent



Слика 5.12: Блок дијаграм модела мешања сигнала

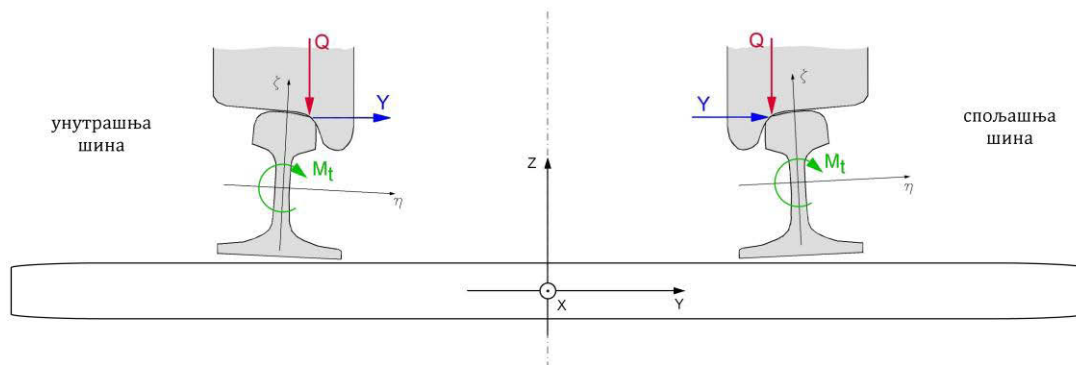
Component Analysis) у супротном смеру, потребно издвојити "изворе", односно силе и положај тачке додира, из мешавине сигнала напрезања шине,

на претходно дефинисаним мерним местима, повезаним у одговарајуће Витстонове мостове.

Користи се линеарни независни потпуно дефинисан модел за СИС, што значи да има једнак број "извора" као и "сензора". Једина нелинеарност која постоји у моделу је нелинеарна веза између координата η и ζ профила шине. Пошто профил шине, односно веза координата η и ζ није непозната која се одређује овим моделом, већ је позната за нови профил шине или се може одредити снимањем реалног профила шине, обезбеђује се да модел функционише као линеаран. Трећи "извор" M_t представља линеарну функцију дату у облику израза (5.12), која успоставља везу између сила Y , Q и положаја тачке додира дефинисаног координатама η и ζ :

$$M_t = Q \cdot \eta + Y \cdot \zeta \quad (5.12)$$

Изабрана конвенција за правац сила и момената и координатни системи спољашње и унутрашње шине су приказани на слици 5.13.



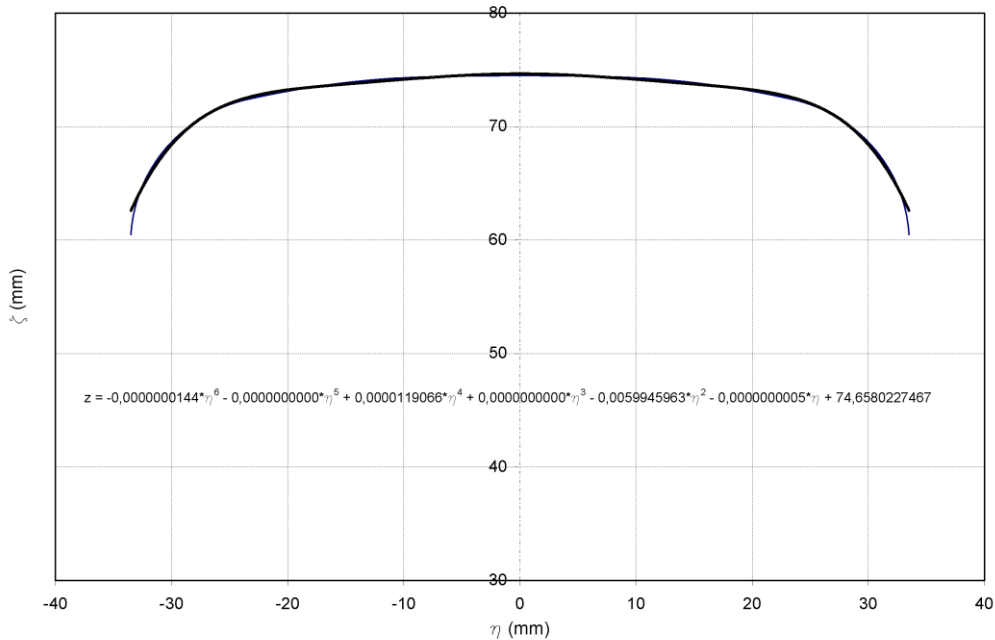
Слика 5.13: Координатни систем колосека и шина

Аналитички израз, којим се описује нелинеарна зависност између координата η и ζ за нов профил газеће површине шине типа 49E1, представљен је следећим полиномом шестог степена:

$$\zeta = -1,44 \cdot 10^{-8} \cdot \eta^6 + 1,191 \cdot 10^{-5} \cdot \eta^4 - 5,994 \cdot 10^{-3} \cdot \eta^2 - 5,0 \cdot 10^{-10} \cdot \eta + 74,658 \quad (5.13)$$

Полином шестог степена је изабран јер најбоље описује профил шине, што је аналитички утврђено методом најмањих квадрата, а може се и

графички видети на слици 5.14. На слици је приказан профил шине и регресиона линија која представља аналитички опис овог профила. Координатни почетак система у коме је описан профил шине се налази на неутралној оси попречног пресека шине.



Слика 5.14: Нов профил шине 49E1 апроксимиран полиномом шестог степена

Може се уочити веома мало одступање аналитички описаног профила од стварног, па се за даље анализе са новим профилем газеће површине шине 49E1 и одређивање положаја тачке додира може користити аналитички израз (5.13).

Из израза (5.12) и (5.13) следи формула за одређивање положаја тачке додира, у односу на вертикалну осу шине η :

$$\begin{aligned}
 & -1,44 \cdot 10^{-8} \cdot Y \cdot \eta^6 + 1,191 \cdot 10^{-5} \cdot Y \cdot \eta^4 - 5,994 \cdot 10^{-3} \cdot Y \cdot \eta^2 + \\
 & + (Q - 5,0 \cdot 10^{-10} \cdot Y) \cdot \eta + 74,658 \cdot Y - M_t = 0
 \end{aligned}
 \tag{5.14}$$

Реално решење полинома шестог степена описаног изразом (5.14), које се налази у опсегу $[-33,5 ; 33,5 \text{ mm}]$, представља решење положаја тачке додира.

Због хабања профила шине, веза између координата η и ζ се током експлоатације мења и различита је за сваки реалан профил шине. За експерименталну анализу је потребно на овај начин обрадити реалне профиле спољашње и унутрашње шине на месту где се планира постављање мерног система. Добијене аналитичке изразе, који описују реалне профиле, треба користити за даље анализе.

У супротном смеру од модела мешања приказаног на слици 5.12, на бази снимљених измешаних сигнала и матрице раздвајања, према следећем изразу могуће је одредити "изворе" који изазивају мешавину сигнала:

$$\mathbf{S} = \mathbf{W} * \mathbf{X} \quad (5.15)$$

где су:

\mathbf{S} - матрица колона "извора",

\mathbf{W} - квадратна матрица раздвајања ($\mathbf{W} = \mathbf{A}^{-1}$),

\mathbf{X} - матрица колона снимљених измешаних сигнала.

Примена поступка калибрисања система обезбеђује да матрице измешаних сигнала и "извора" буду познате, па се на бази претходног израза може одредити непозната матрица раздвајања:

$$\mathbf{W} = \mathbf{S} * \mathbf{X}^{-1} \quad (5.16)$$

За одређивање конкретне квадратне матрице раздвајања \mathbf{W} , димензија 3×3 , потребно је формирати квадратне матрице \mathbf{S} и \mathbf{X} , обе димензија 3×3 . Матрице \mathbf{S} и \mathbf{X} чине три колоне, односно три мерења добијена експерименталним калибрисањем система. Ова три мерења треба да буду репрезентативна, тј. треба да обухвате различите интензитете сила и различите положаје тачке додира, односно положаје дејства сила.

Матрица \mathbf{S} је квадратна матрица приказана у следећем облику:

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} Q_1 & Q_2 & Q_3 \\ Y_1 & Y_2 & Y_3 \\ M_{t1} & M_{t2} & M_{t3} \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

Матрицу снимљених измешаних сигнала чине записи три "сензора". Сигнал који региструју "сензори" X_Q , X_Y , X_{Mt} се генерише одговарајућом комбинацијом измерених релативних деформација које региструју мерне

траке постављене на жељена места, повезане у три различита пуна Витстонова мерна моста. Квадратна матрица X је приказана у следећем облику:

$$X = \begin{bmatrix} X_{Q_1} & X_{Q_2} & X_{Q_3} \\ X_{Y_1} & X_{Y_2} & X_{Y_3} \\ X_{M_{t1}} & X_{M_{t2}} & X_{M_{t3}} \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

Када се одреди матрица раздвајања она се даље користи за издвајање непознатих "извора" на бази снимљених измешаних сигнала које региструју "сензори".

Провера валидности матрице раздвајања је извршена провером за неколико тест случајева генерисаних прорачуном МКЕ. Као што је и очекивано постоји јако добро слагање резултата и практично само одступање које је последица нумеричког поступка који се реализује током прорачуна МКЕ.

5.2.5 Крутост колосека

Крутост колосека представља однос између унете силе и померања њене нападне тачке на шини које настаје као последица унете силе. Овако дефинисана крутост колосека укључује крутост елемената колосека али и његове подлоге. Крутост колосека се мења у зависности од фреквенце, динамичке амплитуде, предоптерећења и положаја дуж колосека [69]. С обзиром да циљ ове анализе није одређивање вертикалне крутости већ анализа утицаја вертикалног угиба под дејством оптерећења у зони ослањања на прагове, у овом одељку је применом МКЕ извршена анализа утицаја вертикалног угиба шинских ослонаца на резултате мерења и осетљивост методе обраде сигнала на стање и промене стања колосека, које се у експлоатацији нормално јављају. Према [70] вертикална крутост шинског ослонаца доминантно зависи од крутости подлоге колосека и крутости, редно постављеног, еластичног уметка који се налази између стопе шине и подложне плоче. Ако узмемо у обзир да крутост еластичног уметка c_u

типично износи 150 kN/mm, а да типична вредност крутости подлоге колосека c_p износи 40 kN/mm [70], у наставку је за ове вредности одређена еквивалентна крутост c_e и угиб шинског ослонца f .

Еквивалентна крутост шинског ослонца c_e колосека са дрвеним праговима, узимајући у обзир типичне вредности крутости серијски (редно) постављеног еластичног уметка и подлоге колосека, одређује се следећим изразом:

$$c_e = \frac{c_u \cdot c_p}{c_u + c_p} = \frac{150 \cdot 40}{150 + 40} = 31,6 \text{ kN/mm} \quad (5.19)$$

Вертикални угиб шинског ослонца f са оваквом крутошћу, под дејством вертикалног оптерећења точка $Q=100$ kN, износи:

$$f = \frac{Q}{c_e} = \frac{100}{31,6} = 3,2 \text{ mm} \quad (5.20)$$

За детаљнију анализу вертикалног угиба би требало узети у обзир да крутост елемената колосека и подлоге није линеарна, као и да се статичка крутост разликује од динамичке, да вертикална сила може имати и динамички додатак услед кретања итд., али за потребе анализе овог утицаја на мерење сила, претходна апроксимација крутости колосека дата изразом (5.19) је задовољавајућа.

Како овај угиб утиче на само мерење утврђено је симулацијом следећих случајева ослањања:

- "типичан" колосек са типичном вредношћу крутости шинских ослонаца $c_e = 31,6$ kN/mm на месту свих прагова,
- "крут" колосек са усвојеном вредношћу крутости шинских ослонаца $c_e = 50,0$ kN/mm на месту свих прагова,
- "еластичан" колосек са усвојеном вредношћу крутости шинских ослонаца $c_e = 17,0$ kN/mm на месту свих прагова,
- неједнако "крут" колосек, при чему је крутост на месту једног од два прага, између којих се врши мерење, редукована 10 пута у односу на изабрано почетно стање које одговара "крутом" колосеку.

Утицај крутости ослонаца шине на показивање мерних трака за четири наведена случаја је приказан табеларно (табела 5.2), где је случај са

типичном крутошћу колосека узет као референца, у односу на коју се упоређују остали случајеви. За анализу је усвојен случај карактеристичних оптерећења $Q=100$ kN за вертикалну силу и $Y=50$ kN за бочну силу. Како би се анализирао само утицај крутости ослонаца, изабрани случајеви обухватају појединачно дејство вертикалне и хоризонталне силе и положај нападне тачке у оси попречног пресека шине, тј. $\eta=0$ mm, како би се елиминисао утицај дејства вертикалне силе на показивање мерних трака на стопи шине. У случају анализе комбинованог оптерећења, долази до повећања броја параметара који утичу на показивање мерних трака, па је тешко дефинисати која промена потиче од ког утицаја.

Табела 5.2: Утицај крутости колосека на показивање релативних деформација на мерним местима повезаних у одговарајуће Витстонове мостове

Случај ослањања	Q (kN)	Y (kN)	η (mm)	ε_Q ($\mu\text{m}/\text{m}$)	ε_Y ($\mu\text{m}/\text{m}$)	ε_{Mt} ($\mu\text{m}/\text{m}$)
"типичан" колосек	100	0	0	1550,2	0,3	1,0
"крут" колосек	100	0	0	1550,4	0,5	1,0
"еластичан" колосек	100	0	0	1550,0	0,1	1,1
неједнако "крут"	100	0	0	1740,1	0,1	191,3
"типичан" колосек	0	50	0	1,8	847,6	533,4
"крут" колосек	0	50	0	1,9	843,0	529,1
"еластичан" колосек	0	50	0	1,8	851,4	576,1
неједнако "крут"	0	50	0	3,2	903,4	593,9

Анализом различитих случајева, показује се да је могуће вршити мерење на "типичном", као и на "крутом" колосеку, укључујући и "еластичан" колосек, али је потребно извршити калибрисање система за мерење на сваком од њих.

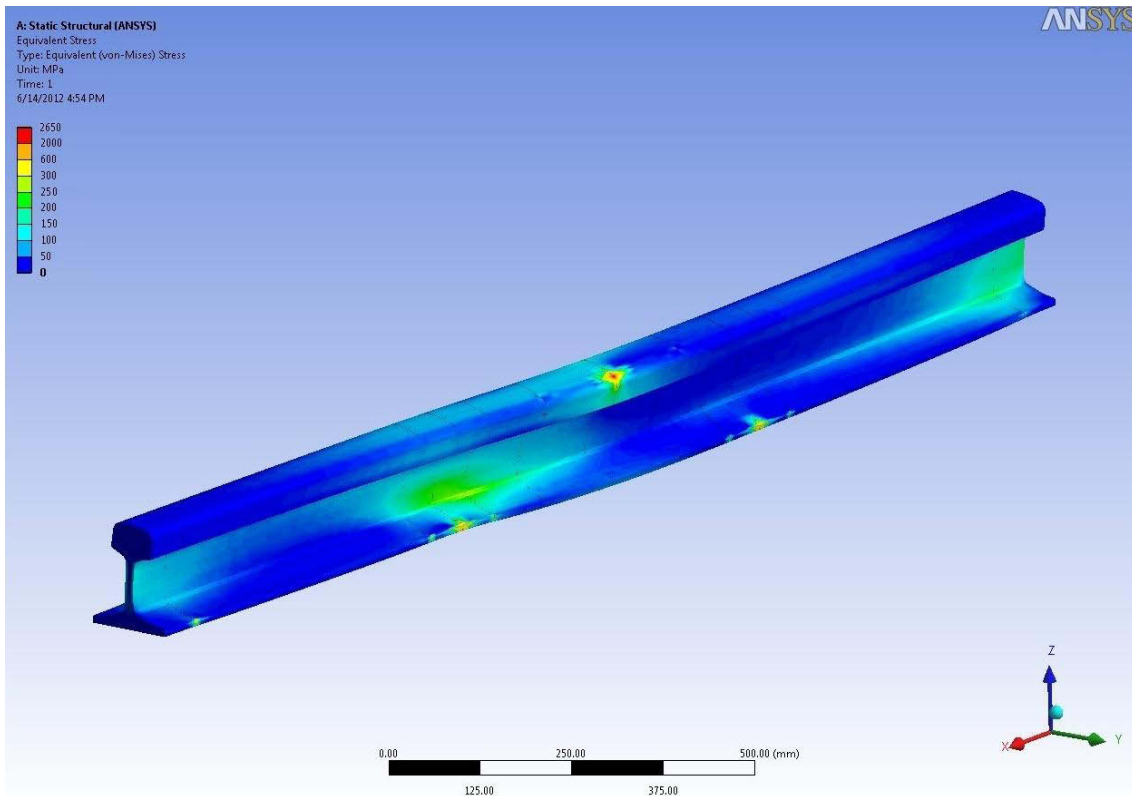
Уочено је да једнака промена крутости свих прагова у односу на стање крутости при којој је вршено калибрисање система, утиче на промену напонског стања на мерним местима, а да у анализираном распону крутости, ова промена веома мало утиче на резултате мерења "сензорима", дефинисаним у одељку 5.2.4. Анализа показује да је резултујуће напрезање за

мерење вертикалне силе Q , добијено комбиновањем резултата са више мерних места, скоро потпуно неосетљиво на промену крутости чак и на "еластичном" колосеку, где се јављају угиби ослонаца од 5 до 10 mm. Што значи да једнака промена крутости свих прагова, чак и већег интензитета, не утиче на тачност мерења вертикалних сила и веома мало утиче на тачност мерења бочних сила. Овакав резултат се може објаснити обликом еластичне линије шине са готово једнаким релативним угибом на средини распона између два прага у сва три анализирана случаја и постојањем довољне удаљености мерних места од ослонаца шине, тј. прагова. Растојање два суседна прага у конкретном случају износи 660 mm, а најмање растојање између тачке ослонаца и најближег мерног места износи око 150 mm на месту где се мере деформације од смицања и око 300 mm на месту где се мере релативне деформације од савијања.

Промена стања колосека и његово "пропадање" подразумева и појаву значајније разлике у крутостима између два суседна прага или екстремно да један праг виси изнад туцаника (четврти анализирани случај). Као резултат, јавља се несиметрично ослањање шине на прагове, а као последица несиметрично напонско стање приказано на слици 5.15, које утиче и на тачност мерења сила у додиру са предложеним системом. Из табеле 5.1 се види да у идеалном случају под чисто вертикалним оптерећењем које делује у оси шине, показивање мерних трака за мерење вертикалних сила ε_Q одступа за 12,2 % од изабраног референтног "крутог" колосека. Значајнија промена, која утиче и на одређивање положаја тачке додира η , је појава увијања шине у пресеку мерења. У случају неједнаке крутости прагова под дејством чисто бочне силе долази до појаве одступања показивања мерних трака за мерење бочне силе ε_Y од 7,2% у односу на референтно стање, као и до појаве мањег одступања ($\leq 5\%$) показивања мерних трака које региструје увијање шине ε_{M_t} . Ова појава се може објаснити тиме што веза између момента увијања, сила и положаја нападних тачака дејства сила (израз 5.1) важи само на половини распона између тачака ослањања и то у случају

ослањања на ослонаце исте крутости у вертикалном Z и бочном Y правцу и око уздужне осе X.

Ако се калибрисање система изврши на колосеку са неједнаком крутошћу ослонаца, за одређени број тест примера након издвајања сигнала "извора", уочено је да максимално апсолутно одступање вредности сила износи 2 до 4 kN. За вертикалну силу то представља одступање испод 10%, а за бочну, када постоји, то представља 10÷15% или више, што је прихватљиво за грубу анализу појаве, али није довољно за њено истраживање и доношење закључака о њој. С обзиром да је ова анализа извршена симулацијом на моделу шине, у реалним условима на прузи се могу очекивати и већа одступања.



Слика 5.15: Асиметрично напонско стање под симетричним оптерећењем у случају неједнаке крутости суседних прагова

На основу спроведене анализе се може закључити да постоји значајан утицај стања и неједнаке крутости колосека на вредности релативних деформација на изабраним мерним местима. Међутим, применом МКЕ и методе СИС је показано, да уколико се калибрисање мерног места изврши на

релативно добро одржаваном колосеку, под једнаким условима под којима ће се касније вршити мерење сила при проласку возова, онда је одступање мерења сила у границама тачности самог мерно-аквизиционог система и методе обраде сигнала, односно не зависи битно од крутости подлоге, већ само од неравномерности промене стања током времена. За постизање задовољавајућег рада предложеног система за мерење сила у додиру точак-шина у реалним условима, потребно је редовно одржавати колосек и периодично вршити калибрисање система.

Предложени систем за мерење сила у додиру точак-шина омогућује мерење са релативно високом тачношћу. Процењене вредности релативних грешака су 1% за вертикалну силу и 5% за бочну силу. Примењена метода не само да не захтева анализу фамилија кривих зависности сила од тачке додира за одређивање сила, већ пружа могућност мерење сила и одређивање положаја тачке додира у реалном времену. Предложени модел не препознаје додир у две тачке, а компоненте сила и положај тачки додира интерпретира еквивалентним додиром у једној тачки, који изазива еквивалентно напрезање шине.

На бази проширених анализа методом коначних елемената, уочене су и могућности даљег унапређења система за случајеве додира у две тачке. Овде су кратко поменути неки почетни резултати. Када се јавља додир у две тачке, за разлику од случаја додира у једној тачки, када постоје три непозната извора Y , Q и $\eta = \eta(\zeta)$, број "извора" се повећава. У том случају непознати извори су силе Y_1 , Q_1 , Y_2 , Q_2 и положаји тачки додира $\eta_1 = \eta_1(\zeta)$ и $\eta_2 = \eta_2(\zeta)$. За формирање потпуно одређеног система, са једнаким бројем "извора" и "сензора" потребно је формирати још три "сензора". Постоје методе које омогућују решавање и неодређених система и издвајање "извора" када је број "извора" већи од "сензора" [71]. Ове методе због сложености математичког апарата и могуће мање тачности нису биле предмет даље анализе. У оквиру спроведене прелиминарне анализе, применом МКЕ, извршена је провера могућности повећања броја "сензора", са циљем моделирања случаја када се тачке дејства бочне и вертикалне силе разликују, односно у случају додира у две тачке, при чему у једној тачки

делује Q сила, а у другој Y сила. То значи да је потребно издвојити четири непозната "извора" из мешавина сигнала снимљених помоћу четири "сензора". Коришћена су три претходно нумерички и експериментално проверена "сензора", а допунски "сензор" је постављен на врат шине, 15 mm испод већ постојећег "сензора". Принцип мерења допунског "сензора", распоред мерних трака и начин повезивања у Витстонов мост је идентичан са "сензором" који се налази на врату шине изнад њега. Експериментална провера рада овог "сензора" би подразумевала додавање 16 допунских мерних трака на две шине, што би поред постојећих 24 додатно повећало трошкове развоја мерног система. На овај начин, већ са оваквим системом, уз нека приближења би било могуће мерити силе у случају додира у две тачке.

Експериментална истраживања сила у додиру точак-шина и угла налетања точка на шину

6.1 Припрема експерименталних мерења сила у додиру точак-шина

За експериментално мерење сила у додиру точак-шина изабраном методом потребно је извршити следеће припреме:

- избор места на прузи,
- постављање мерних трака и повезивање у одговарајуће мерне мостове,
- израда уређаја за калибрисање, с обзиром на очекиване могуће разлике између теоријског модела шине који користи МКЕ и реалне шине на којој ће се вршити мерења,
- калибрисање мерног моста за различите комбинације интензитета Y и Q силе и њиховог положаја дејства на профилу шине,
- израда уређаја за одређивање угла налетања точка на шину и релативног положаја точка и шине.

6.1.1 Избор места мерења

Избор места за мерење сила у додиру точак-шина дуж колосека треба везати за места где се очекује појава бочне силе Y већег интензитета, јер су то места где потенцијално може доћи до појаве исклизнућа или/и интензивнијег хабања точкова и шина. За место мерења је најбоље изабрати средину кривине, како би комплетно шинско возило, односно и трчећи склопови

суседних возила која чине воз, били потпуно у кривини током мерења. Интензитет бочних сила је функција полупречника кривине, тако да полупречник кривине на изабраном месту мора бити довољно мали ($R \leq 250\text{m}$). Такође, ради добијања што већег броја података место мерења треба изабрати тамо где је повећан интензитет саобраћаја различитим типовима шинских возила.

Место мерења које задовољава ове критеријуме је пронађено у Земуну, у кривини без надвишења, на улазно-излазном колосеку бр. 43 Погона за одржавање ЕМВ Земун (слика 6.1). Овај погон Железница Србије бави се одржавањем електромоторних возова серије 412/416.



Слика 6.1: Избор локације за постављање мерног система (Google earth)

Избор овог места омогућио је добијање поузданих техничких података о сваком возу на коме се врше или су извршена мерења, што укључује и снимање профила точка, без кога провера тачности резултата мерења добијених мерним системом није могућа.

Након што је изабрано одговарајуће место у кривини (слика 6.2), извршено је мерење полупречника кривине подужне осе колосека у хоризонталној равни R (у даљем тексту- полупречник кривине). Полупречник кривине је измерен методом тетиве помоћу неистегљивог канапа дужине $L_t=7400\text{ mm}$.



Слика 6.2: Изабрано мерно место

Мерено је најкраће растојање средине канапа (тетиве) до најближе тачке на шини (кругу) означено са D . Мерење је извршено у више пресека испред и иза мерног места у зони ± 6 m. Из више мерења на спољашњој и унутрашњој шини измерене су вредности чија средња вредност износи $D=32$ mm. На основу измерених вредности одређен је полупречник кривине методом тетиве по изразу:

$$R = \frac{(L_t/2)^2 + D^2}{2 \cdot D} \approx \frac{L_t^2}{8 \cdot D} \quad (6.1)$$

Заменом вредности променљивих у изразу (6.1), добија се вредност полупречника кривине $R=214$ m. Грешка мерења дужине канапа L_t због истегљивости на дужини 7400 mm износи око $\Delta L_t=50$ mm, а грешка измереног растојања канапа до шине D износи око $\Delta D=1$ mm.

На основу процењених грешки мерења дужина L_t и D , максимална релативна грешка, према [72], одређује се из израза:

$$\frac{\Delta R}{R} = 2 \cdot \frac{\Delta L_t}{L_t} + \frac{\Delta D}{D} \quad (6.2)$$

Максимална релативна грешка мерења полупречника кривине R методом тетиве износи 4,5%, односно апсолутна грешка мерења у овом случају износи мање од 10 m.

6.1.2 Постављање мерних трака и мерних мостова

Постављање и повезивање мерних трака је извршено према претходно описаној методологији у поглављу 5.2.4 на дефинисаним мерним местима, на левој и десној шини. Мерне траке (укупно 24) произвођача НВМ (Hottinger Baldwin Messtechnik), су залепљене и заштићене на одговарајући начин, а затим груписане и повезане у одговарајуће Витстонове мостове. Постављање мерних трака је обављено у више наврата. С обзиром да је спољашња температура приликом постављања неких од мерних трака била испод 10°C , њихово лепљење је обављено у термички изолованом заклону у коме је остварена температура од 18°C (слика 6.3).

Коришћене су мерне траке типа LY11-6/120 и мерне траке KY41-3/120.



Слика 6.3: Постављање мерних трака у условима снижене температуре (децембар 2011)

На слици 6.4 су приказане мерне траке повезане у одговарајуће Витстонове мостове. Након повезивања и провере исправности рада, мерне траке су покривене заштитним слојем који их штити од продора влаге и нечистоћа.



Слика 6.4: Траке повезане у мерне мостове и заштићене од продора влаге и нечистоћа

На слици 6.5 је приказано комплетно мерно место спремно за мерење пре и након постављања заштитних поклопаца, који га штите од евентуалних механичких оштећења и чупања мерних трака.



Слика 6.5: Изглед мерног места спремног за мерење

6.2 Калибрисање система за мерење сила у додиру точак-шина

Калибрисање система за мерење сила у додиру мора да се изврши помоћу уређаја који треба да омогући:

- независно, контролисано уношење бочних и вертикалних сила,
- паралелно мерење сила на свакој шини и у сваком правцу (Q , Y) помоћу независног мерног система са довољном тачношћу и помоћу развијеног система са мерним тракама на шинама.

У литератури о поступку калибрације постоје врло ограничени подаци. Следи кратак опис два таква система.

6.2.1 Постојећи уређаји за калибрисање система за мерење сила у додиру точак-шина

На слици 6.6 и 6.7 су приказана два постојећа уређаја за калибрисање система за мерење сила. На слици 6.6 је приказан уређај који се користи у центру INSTRUMENTATION SERVICES INC, у САД [60]. Овај уређај користи троугаону затегу ослоњену на шине. Ослонац уређаја мора да обезбеди преношење одговарајуће вертикалне и уздужне реакције на шине путем самозатезућег система полуга, којим се оставарује довољно трење и тиме сигурност од проклизавања ослонца по шини.

Вертикална сила на свакој шини се остварује хидрауличким цилиндром са којим је на ред постављен давач за мерење силе. Трећи, хоризонтално постављени хидраулички цилиндар, са којим је такође на ред постављен давач за мерење бочне силе, распиње две шине и на тај начин уноси бочну силу за истовремено калибрисање обе шине.



Слика 6.6: Уређај за калибрисање мерног система у САД [60]

У опитном центру Wegberg-Wildenrath [56] у Немачкој за калибрисање сензора који чине мерну кривину, користи се електрохидраулички уређај, који је због мобилности уграђен испод плато вагона.

Детаљ овог уређаја је приказан на слици 6.7. Бочна вођица омогућује позиционирање уређаја изнад шине, како на почетку, тако и у средини кривине, а сила се уноси преко притисног елемента у облику калоте. Предност овог система је што користи тежину вагона као реакцију за преношење вертикалне силе која се остварује помоћу хидрауличких цилиндара. Систем је такође погодан јер обезбеђује брзо премештање дуж колосека, са једног на друго мерно место, што је предност у случају коришћења више мерних система дуж одређене деонице.



Слика 6.7: Уређај за калибрисање уграђен испод плато вагона [56]

6.2.2 Уређај за калибрисање система за мерење сила у додиру точак-шина развијен у оквиру овог истраживања

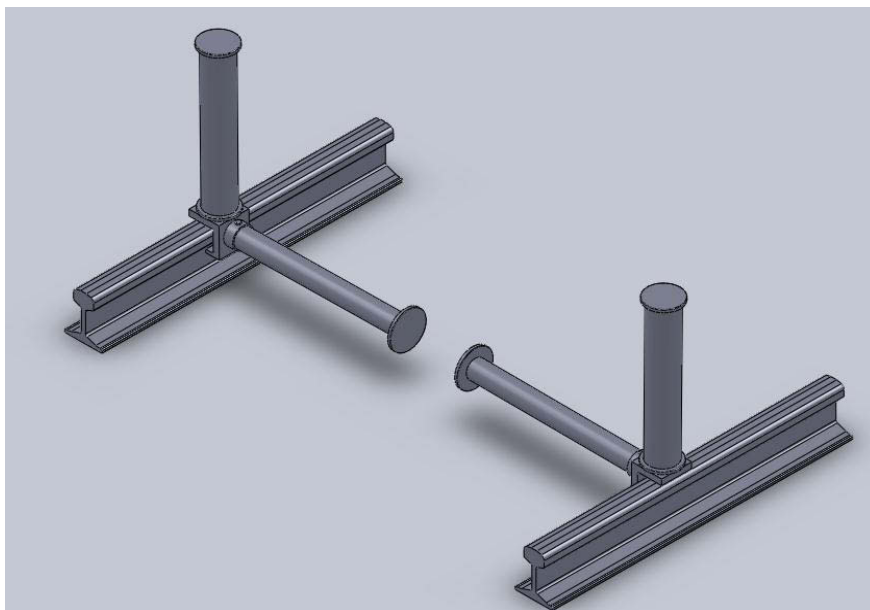
За потребе калибрисања током експерименталних истраживања у овом раду, развијена је хидрауличко-механичка инсталација приказана на слици 6.8, која повезује неке добре стране оба претходна система, а истовремено представља економично решење у ограниченим финансијским условима за овај рад. Систем са слике омогућава да се помоћу две ручне дизалице - 1 и два давача силе - 2, подизањем вагона, чија се тежина користи као вертикално оптерећење изврши калибрација мерног система за вертикалне силе. Независно се помоћу једног хоризонталног хидрауличног цилиндра - 3 и одговарајућег давача силе - 4 може унети и бочна сила и извршити одговарајућа калибрација система.



Слика 6.8: Уређај за калибрисање мерног система

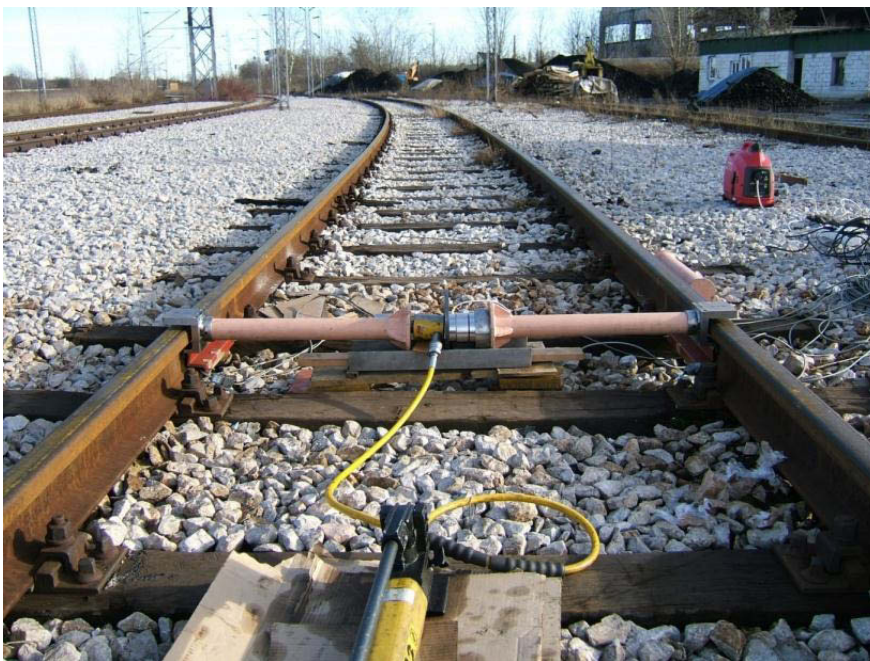
Вертикалне силе су унете помоћу ручних хидрауличких дизалица носивости 12,5 t, а бочна сила помоћу хидрауличног цилиндра носивости 5 t са ручном пумпом. Како би конструкција саме инсталације била што једноставнија, као реакција за унос вертикалних сила искоришћена је тежина приколица ЕМВ серије 412/416, тако да је уређај ослоњен са доње стране на грудну греду ове приколице. За мерење вертикалних сила су коришћена два давача типа U5 100 kN, а за мерење бочне силе један давач типа U3 50 kN, произвођача НВМ.

Димензионисање и провера чврстоће самог уређаја и носећих делова је извршена прорачуном методом коначних елемената, а модел носећих елемената уређаја је приказан на слици 6.9.



Слика 6.9: Модел носећих делова уређаја за калибрисање бочних сила у додиру точак-шина

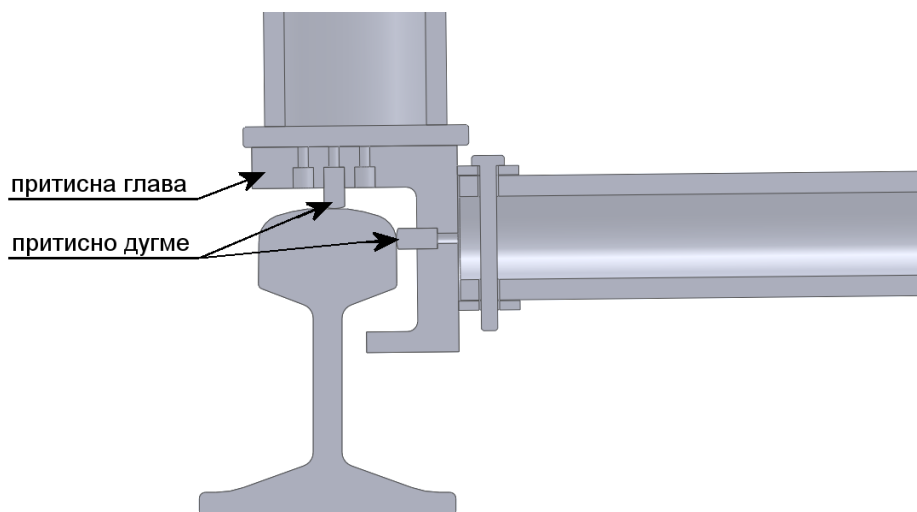
Уређај је могуће користити и за калибрисање само бочних сила, како је приказано на слици 6.10, са циљем утврђивања утицаја бочне силе и положаја тачке дејства на показивање мерних трака.



Слика 6.10: Уређај за калибрисање бочних сила у додиру точак-шина

Развијени мерни систем узима у обзир могуће померање тачке додира точка и шине, па због тога има притисну главу која обухвата шину и

омогућује уношење вертикалне и бочне силе у више различитих тачака. Притисна глава има три рупе за алтернативно бочно позиционирање притисног дугмета, односно вертикалне силе (слика 6.11). С друге стране, може се користити притисно дугме различитих висина, чиме се постиже подешавање тачке дејства бочне силе по висини у неколико различитих тачака. На тај начин се избором рупе и дужине клина може утврдити утицај позиције уноса силе на показивање мерних мостова. Шематски приказ места уношења сила на главу шине преко притисне главе и притисних дугмади је дат на слици 6.11 а.), а изведена варијанта током поступка калибрисања у два положаја је приказана на сликама 6.11 б.) и 6.11 в.).



а.)



б.)



в.)

Слика 6.11: Притисна глава са притисном дугмади у различитим положајима

Носећи делови уређаја за баждарење су израђени од челика S355J2GH, док су притисна дугмад и притисна глава израђени од челика C45E и термички побољшани на 240 НВ. Равномерна расподела напона на додирним површинама при калибрисању, постигнута је обликом притисног дугмета, које је изведено са заобљењем полупречника 15 mm. Склопни цртеж уређаја за калибрисање је дат у Прилогу А.

Калибрисање система је извршено дејством сила на средини између прагова, тј. у попречној равни симетрије мерног система.

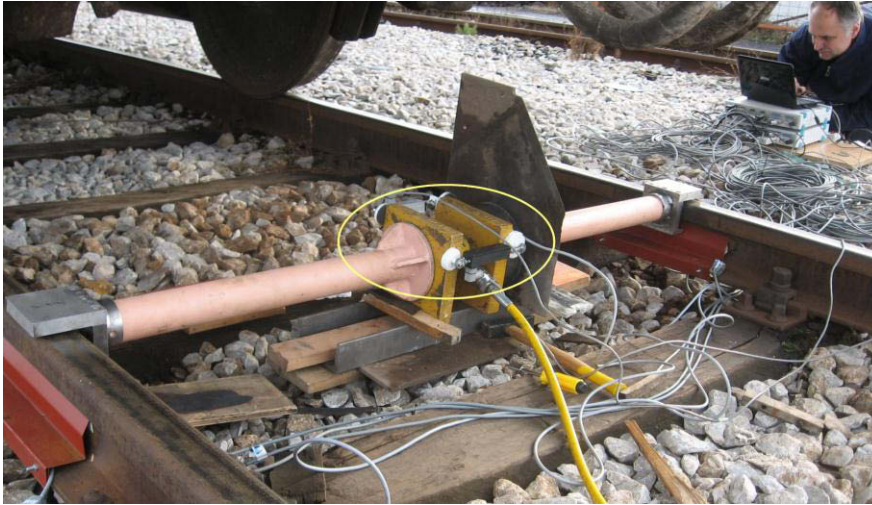
Напоменимо да је за проширену употребу низа оваквих система на узастопним праговима, могуће извршити калибрисање и у другим равнима дејства сила испред и иза равни симетрије. Комбиновањем сигнала из више суседних система се може успоставити веза између показивања мерних мостова и позиције точка дуж уздужне осе колосека. За појединачни систем какав се користи у овом раду то нема смисла, па се тиме даље овај рад не бави. Уколико би се мерење вршило на више узастопних растојања између прагова, таквим калибрисањем и комбинациојом мерних сигнала са појединачних мерних места се може добити континуални мерни сигнал на укупној мерној дужини.

На бази резултата мерења добијених калибрисањем, приступило се одређивању матрица раздвајања међусобног утицаја вертикалне и бочне силе на показивање мерних мостова.

6.3 Мерење бочног угиба главе шине под дејством бочних сила

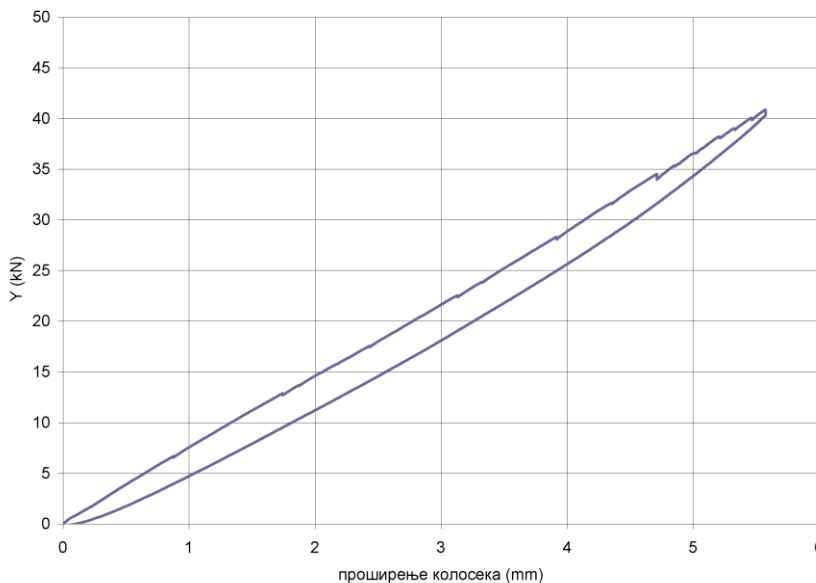
Приликом проласка сваког осовинског склопа, под дејством бочне силе долази до тренутног проширења колосека у области еластичности, односно до померања главе шине у бочном правцу. Колико је то проширење, односно колика је попречна крутост шине, могуће је одредити помоћу уређаја приказаног на слици 6.12. Генерално, то је уређај за калибрисање сила у додиру који је већ описан у претходном поглављу, коме су додата два давача за мерење померања у хоризонталном-бочном правцу. За мерење угиба су

коришћена два давача, како би се елиминисао утицај закретања плоча преко којих се уноси оптерећење, на тачност мерења.



Слика 6.12: Мерење угиба главе шине под дејством бочне силе

Податак о попречној крутости шине служи за додатну корекцију мерења релативног положаја између точка и шине, одређеног помоћу ласерског уређаја описаног у поглављу 6.4. С обзиром да је у тренутку проласка точка бок шине заклоњен точком, непознати положај бока шине је могуће одредити на основу познатог положаја у неоптерећеном стању, додавањем вредности угиба под дејством измерене бочне силе при проласку точка.



Слика 6.13: Проширење колосека под дејством бочне силе

На слици 6.13 је приказан дијаграм мерења бочна сила-проширење колосека. Бочна сила је при мерењу деловала на 10 mm испод ГИШ-а. Уколико је шинско причвршћење обе шине у добром стању, попречни угиби шина су приближно једнаки. Тада се дељењем вредности проширења колосека са два, добија угиб главе једне шине под дејством бочне силе.

Мала промена крака деловања бочне силе по вертикали, која се јавља услед промене положаја тачке додира при проласку возова са различитим профилима тачкова, не утиче значајно на вредности угиба главе шине.

Бочни угиб главе шине првенствено зависи од интензитета бочне силе, а делимично и од савијања у вертикалној равни под дејством вертикалне силе, када она делује ексцентрично у односу на раван симетрије шине.

Под наведеним условима добијена зависност са слике 6.13 је благо прогресивна. При одређивању положаја тачке додира тачка и шине помоћу ласерског уређаја (видети поглавље 6.4) коришћена је средња линија дијаграма са слике 6.13.

Приближна вредност попречне крутости добијена линеаризовањем измерене функције сила-бочни угиб једне шине на мерном месту, при дејству бочне силе на 10 mm испод ГИШ-а износи 14 kN/mm.

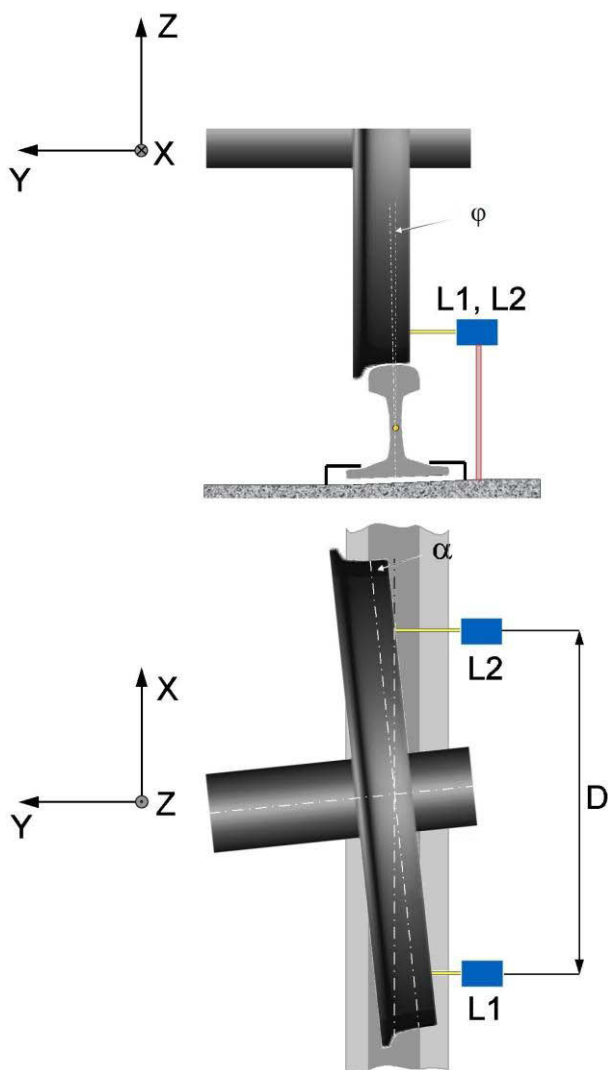
6.4 Мерење угла налетања тачка на шину

За потребе експерименталних истраживања у овом раду, развијен је уређај за мерење угла налетања тачка на шину. Анализирани су могући принципи мерења, потребна и расположива опрема за његову реализацију, као и очекивана тачност уређаја.

Анализирани су и слични уређаји других аутора [8, 9, 73 и 74] који се користе за мерење угла налетања тачка на шину. Заједничко за све уређаје, било везане за возило, било везане за колосек, је да користе различите врсте давача за мерење растојања до тачка и на тај начин одређују положај тачка у односу на неку референтну површину или осу, која одговара подужној оси

колосека. Угао између точка и дефинисане референце, одређује угао налетања точка на шину.

Један од могућих принципа мерења угла налетања точка на шину се заснива на мерењу разлике растојања два паралелна ласера постављена на једнаком растојању од шине, односно тангенте на шину у случају кривине, до точка који пролази поред њих. Из измерене разлике растојања до точка и познатог растојања између ласера може се одредити угао налетања точка на шину. Шематски приказ мерења је дат на слици 6.14.



Слика 6.14: Принцип мерења са два ласерска уређаја

Могућност спровођења мерења ласером зависи од резолуције, која утиче на тачност мерења, јачине ласера, која утиче на максимално могуће

одстојање до мерне површине и од фреквенце узорковања, која мора бити довољно велика с обзиром на брзину кретања воза.

Ако се пре мерења два ласерска уређаја поставе управно на подужну осу шине, односно њихова почетна читавања прогласе за релативне нуле, онда се вредност угла налетања точка на шину – α добија мерењем помоћу два ласера као:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{L_1 - L_2}{D}\right) \quad (6.3)$$

односно пошто је у питању мали угао:

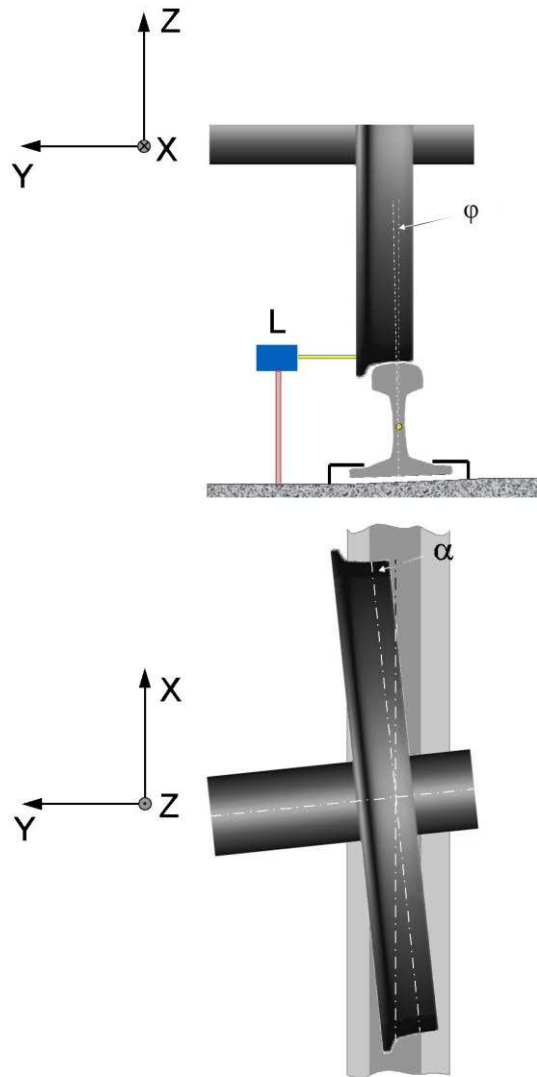
$$\alpha \approx \frac{L_1 - L_2}{D} \quad (6.4)$$

где су:

L_1 и L_2 – вредности растојања до точка измерене ласерима,
 D – растојање између два паралелна ласера.

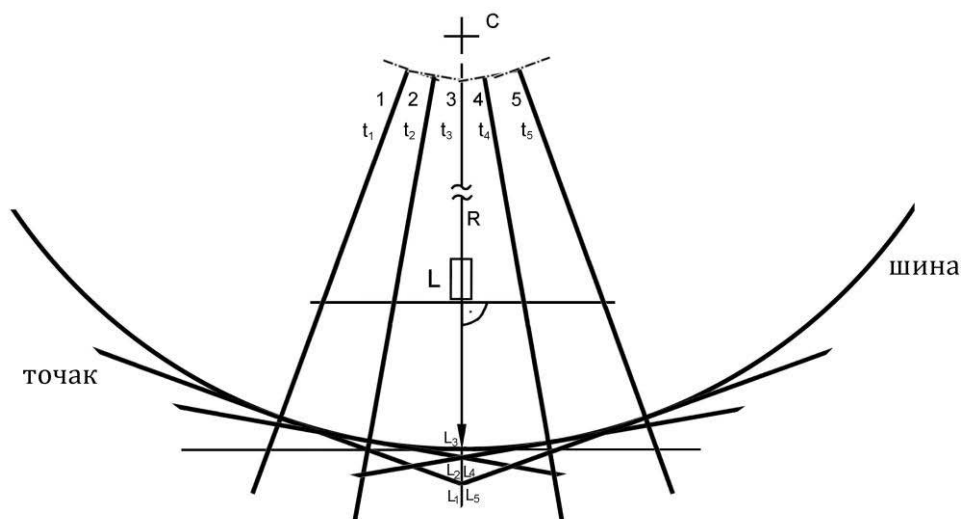
С обзиром да је за реализацију овог мерења на располагању био само један ласер одговарајућих карактеристика, извршена је анализа могућности мерења једним ласером (слика 6.15) и оцена очекиване тачности.

Мерење је принципијелно могуће под претпоставком да правац осе шине/колосека одговара правцу транслаторног напредовања точка, а да се мери угао вертикалне равни леђа точка у односу на тај правац. С обзиром да је једна од главних функција шине управо вођење точка, ова претпоставка се може прихватити као довољно тачна. Како се точак понаша приликом проласка поред ласера? Ако претпоставимо да је на средини кривине, где се врши мерење, успостављено стационарно стање и равнотежа сила, угао налетања точка на шину приликом проласка поред ласера ће бити приближно константан. Онда се и на релативно малој дужини од неколико стотина милиметра, колико приближно износи мерни захват ласера (дужина пресека точка) на нивоу 10 до 15 mm испод ГИШ-а, може прихватити да је овај угао константан.



Слика 6.15: Принцип мерења са једним ласерским уређајем

Овако измерен угао евентуално треба кориговати чланом који узима у обзир утицај закривљености колосека на тачност мерења. Корекција се врши на следећи начин: Претпоставимо да се точак поставља радијално приликом проласка кроз кривину, односно да је угао налетања точка на шину једнак нули (слика 6.16).



Слика 6.16: Радијално постављен точак при проласку кроз кривину

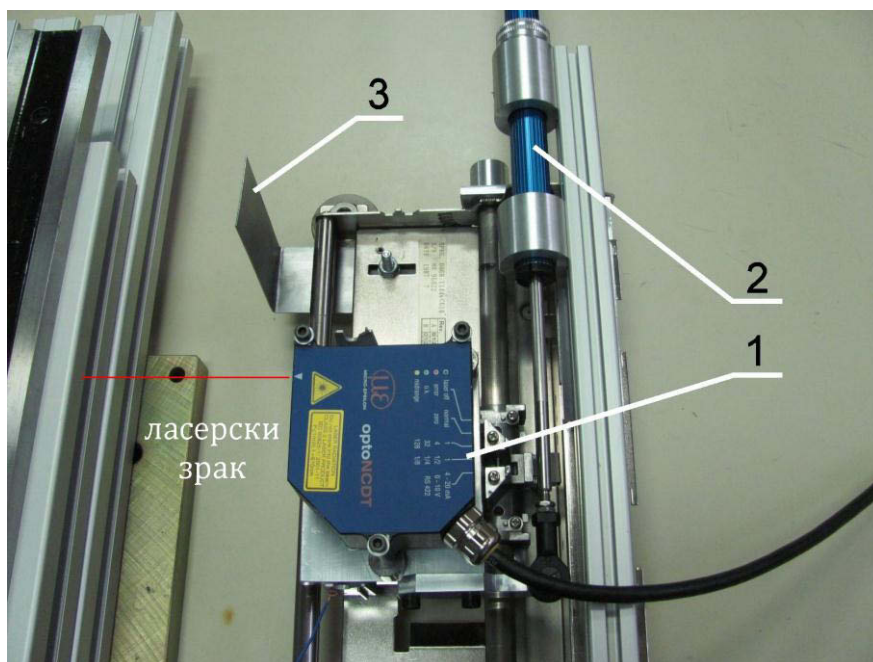
Ако бројевима 1 до 5 означимо пет положаја осовинског склопа, приликом проласка кроз мерни захват ласера. Онда ће измерена растојања од ласера до точка у тренуцима t_1 до t_5 означена са L_1 до L_5 , пребацавањем из временског у просторни домен помоћу израза $V=S \cdot t$, формирати осу у односу на коју меримо угао закретања. Из геометријских релација приказаних на слици се може видети да овако формирана оса није права линија и идентична је са делом кружнице полупречника једнаком полупречнику кривине, а дугачка колико и сечица која одговара мерном захвату ласера. Стварни полупречници кривина на отвореној прузи су реда величине неколико стотина метара, а мерна дужина која може бити у домету ласера је реда величине неколико стотина милиметара, па се ова оса може апроксимирати правом линијом применом неке од метода, нпр. методом најмањих квадрата. На овај начин се чак може показати да теоријски ово одступање не утиче на тачност при одређивању правца кретања односно осе шине/колосека, јер се за даљу анализу само компензује применом методе најмањих квадрата.

На слици 6.17 је приказан уређај за одређивање релативног бочног положаја између точка и шине и мерење угла налетања точка на шину развијен за потребе истраживања у овом раду.



Слика 6.17: Уређај за мерење угла налетања точка на шину

Као оптички део уређаја за мерење, коришћен је ласер Micro Epsilon OPTO NCDT 1700-100 [75], означен као позиција 1 на слици 6.18.

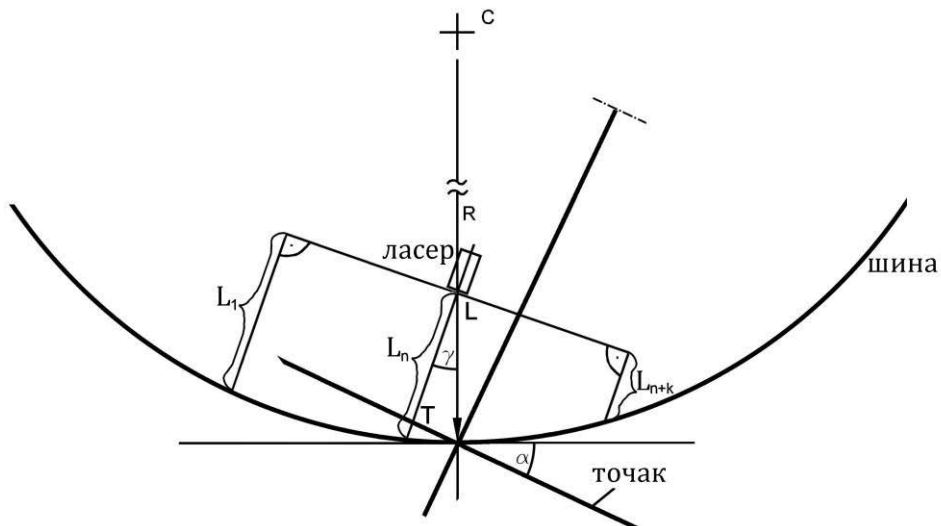


Слика 6.18: Уређаја за мерење угла налетања точка на шину са означеним позицијама

Мерни опсег ласера износи 70 до 170 mm. Ради позиционирања у односу на шину ласер је постављен на уздужно клизно постоље. Позиција

ласера на уздужном клизном постољу је мерена помоћу линеарног потенциометарског давача Penny Giles SLS190 275 mm (слика 6.18, позиција 2). Пошто се мерење ласером и потенциометарским давачем врши помоћу два аквизициона уређаја, мерење је синхронизовано помоћу заклона на клизној вођици (слика 6.18, позиција 3) који одређује позицију уласка ласера у мерни опсег.

На тачност мерења угла налетања точка на шину значајно утиче правилно позиционирање ласера, односно управност зрака ласера на тангенту кривине. С обзиром да је у теренским условима тешко обезбедити ову управност, треба дефинисати граничне вредности и пре сваког мерења извршити њихову проверу. Провера управности зрака ласера се може извршити мерењем самим ласером, како је приказано на слици 6.19.

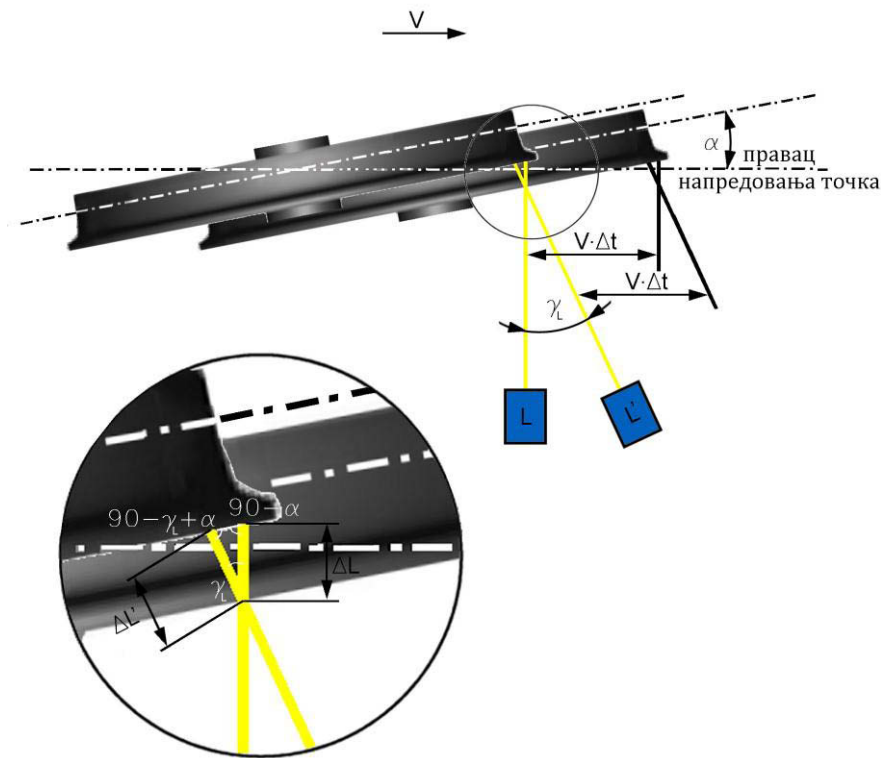


Слика 6.19: Одступање управности зрака ласера од правца тангенте шине

Клизањем ласера дуж клизне вођице мери се растојања ласера до бока шине. Лук снимљене кривине на тако малој дужини се практично не разликује од праве или се може апроксимирати правом. Због тога је довољно од измерених резултата очитати само разлику мерења у крајњим положајима ласера на клизачу L_1-L_{n+k} , чиме се добија индикација за колико треба један крај постоља уређаја попречно померити. Треба имати у виду да померање ослонца уређаја управно на осу вођице од 1 mm, узрокује одступање управности зрака од:

$$\gamma_L = \arctg \left(\frac{\text{одступање положаја ослонца}}{\text{максимални ход носача ласера}} \right) \approx \frac{1}{275} = 3,6 \text{ mrad} \approx 0,2^\circ \quad (6.5)$$

У наставку је извршени анализа овог утицаја на тачност мерења и дефинисање граничних вредности одступања. На слици 6.20 је приказан случај мерења ласером, при чему је у положају L зрак ласера идеално управан на шину, а у положају L' зрак ласера одступа од нормале за угао γ . На слици су приказана два положаја точка током проласка поред ласера, у тренуцима времена t и $t+\Delta t$.



Слика 6.20: Геометријски приказ утицаја углова α и γ на тачност мерења

Принцип мерења угла налетања точка на шину α помоћу једног ласера се заснива на изразу:

$$\text{tg } \alpha = \frac{\Delta L}{V \cdot \Delta t} \quad (6.6)$$

где су:

ΔL – промена растојања између точка и ласера у мерном интервалу Δt ,

$V \cdot \Delta t$ – пут који пређе точак по шини за време Δt .

С обзиром да се брзина, односно пређени пут одређују помоћу ласера, угао зрака ласера према шини не утиче на члан израза $V \cdot \Delta t$. Према томе, тачност мерења угла α зависи од члана ΔL . На који начин ΔL зависи од правца зрака ласера и његове управности на шину може се одредити на основу слике 6.20. Уочимо троугао ABC . Ради лакше и јасније анализе, положај ласера, односно правци зрака ласера L и L' су изабрани тако да се оба зрака у тренутку $t + \Delta t$ одбијају на точку у тачки A . Као резултат претпостављене геометрије, у тренутку t тачке B и C представљају тачке одбијања зрака ласера L и L' респективно. Угао код темена A је γ_L , код темена B је $90^\circ - \alpha$, док је код C угао $90^\circ - \gamma_L + \alpha$.

Веза између тачног показивања ΔL и "нетачног" $\Delta L'$ услед постојања одступања од управности зрака ласера (угао γ_L) је следећа:

$$\text{За: } \alpha \ll \gamma_L \quad \Delta L' = \frac{\Delta L}{\cos \gamma_L} \quad (6.7)$$

$$\alpha \approx \gamma_L \quad \Delta L' = \Delta L \cdot \cos \gamma_L \quad (6.8)$$

$\alpha \gg \gamma_L$ нема потребе за корекцијом, јер је по дефиницији, због геометрије колосека, трчећег склопа, као и геометрије возила и могућег зазора у колосеку, α веома мали угао.

Косинус малих углова је веома близак јединици, па је и разлика измерених растојања веома мала вредност. Дељењем ове вредности са чланом $V \cdot \Delta t$ и рачунањем аркустангенса добија се угао α . За оцену тачности мерења и одступања угла α најбоље је користити вредности величина које се очекују током мерења или су већ експериментално измерене. Због геометрије колосека, трчећег склопа и возила, као и положаја ласера, на месту мерења за спољашњи точак водеће осовине се очекује вредност угла $\alpha = 1^\circ$, а за меродавни пут точка, члан $V \cdot \Delta t$, се очекује вредност 100 mm, па је за ове вредност извршена анализа утицаја различитих углова γ_L на тачност мерења α . Резлтати анализе су приказани у табели 6.1. Угао γ_L утиче на α са аспекта принципа мерења, а на тачност мерења α се допунски суперпонира и утицај γ_L на тачност мерења самог ласера [75]. Наиме, према декларацији произвођача о тачности мерења ласером и услова мерења, одступање од

правог угла изазива грешку мерења угла α , приказану у трећој колони табеле 6.1

Табела 6.1: Анализа утицаја одступања управности зрака ласера- μ на тачност мерења угла налетања точка на шину- α

Угао μ (°)	Грешка α услед μ са аспекта принципа мерења %	Грешка α услед μ са аспекта декларисане тачности ласера %
1	0,02	0,34
5	0,38	6,88
15	3,40	11,4
30	13,4	28,6

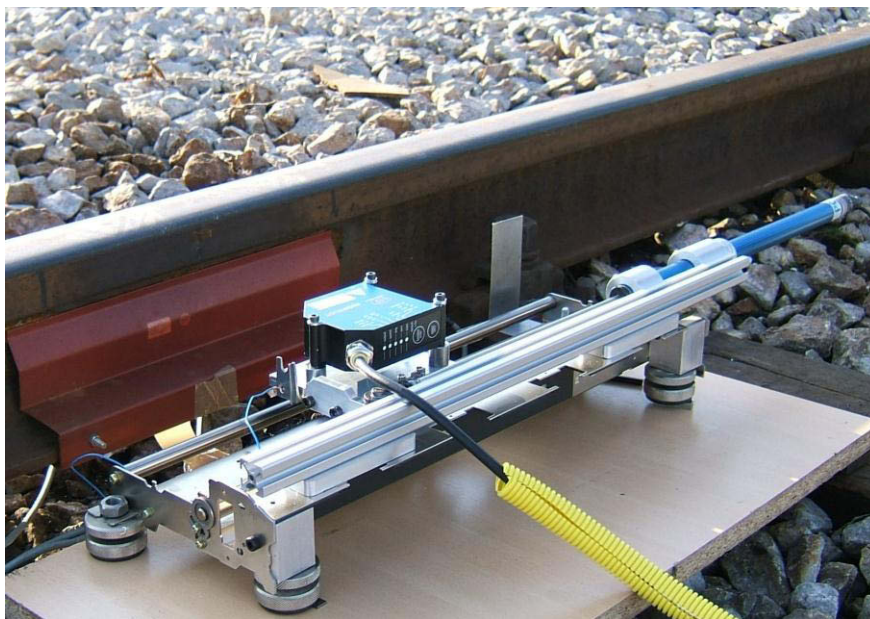
На основу приказаних резултата може се закључити, да је значајнији утицај угла μ на расипање зрака коришћеног ласера и његову тачност мерења, него што је утицај угла μ на тачност мерења α са аспекта принципа мерења. Због тога се за граничну вредност одступања зрака ласера од управности на тангенту шине усваја вредност 1° односно $17,5 \text{ mrad}$ и на основу ове вредности се дефинише потреба за корекцијом положаја ласерског уређаја према шини пре мерења.

На тачност мерења такође утиче хрпавост површина, вибрације, као и деформација шине приликом проласка точка. Храпавост и вибрације се могу компензовати узимањем средње линије снимљеног сигнала, добијене методом најмањих квадрата. Деформације, односно померања шине у бочном правцу приликом проласка точка, под дејством сила у додиру точак-шина се могу измерити приликом калибрисања система за мерење сила (описано у поглављу 6.2). Такође, ласером се континуално мери растојање до шине непосредно пре и после проласка точка, па се и на тај начин може компензовати померање релативног положаја профила точка и шине у бочном правцу.

На основу свега наведеног уколико се угао μ држи у границама до 1° , процењује се тачност мерења угла налетања точка на шину на $\pm 2\%$, односно за мале углове ($\alpha \leq 4 \text{ mrad}$) на $\pm 0,1 \text{ mrad}$.

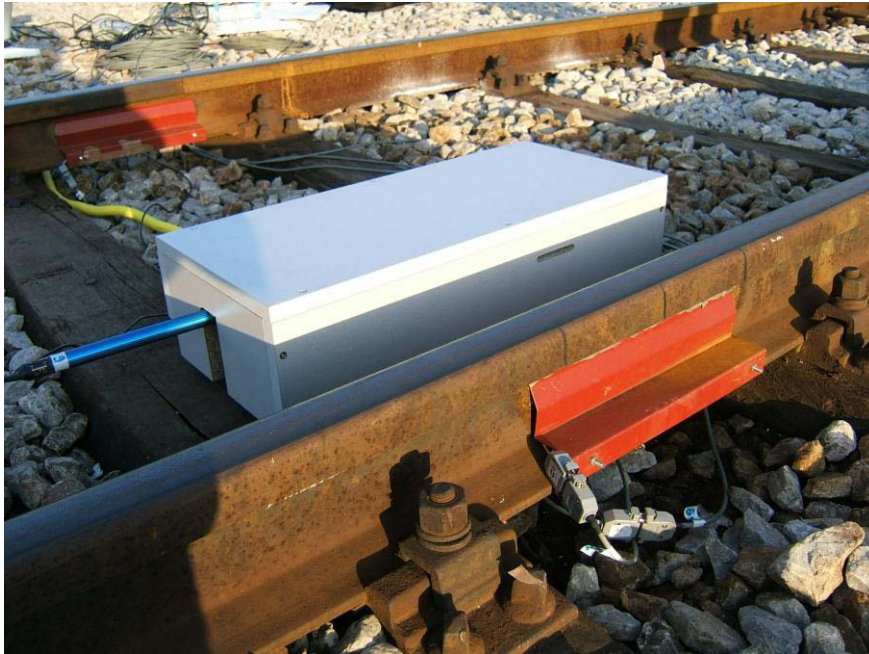
У оквиру анализе тачности мерења овог уређаја, извршена је и анализа могућности његовог коришћења за мерење полупречника кривине. Кривине у којима се врши мерење су релативно великог полупречника у односу на дужину клизне вођице (275 mm), која носи ласер и омогућује његово линеарно померање. Као последица, за кривину нпр. полупречника 200 m и под претпоставком да је ласер идеално управан, разлика мерења ласера у средњем положају на вођици и у крајњим положајима износи мање од 50 μm . Због тога и мала одступања и поремећаји значајно утичу на тачност мерења. Узимајућу у обзир хрпавост шине, могуће хабање као и да се приликом израде и савијања шине, она може састојати из краћих или дужих праволинијских сегмената, може се закључити да оваквим уређајем практично није могуће тачно измерити полупречник кривине.

Изглед уређаја за мерење угла налетања точка на шину током припреме мерења на терену, приказан је на слици 6.21. Уређај је приказан током позиционирања и провере управности према шини.



Слика 6.21: Ласерски уређај током позиционирања према шини

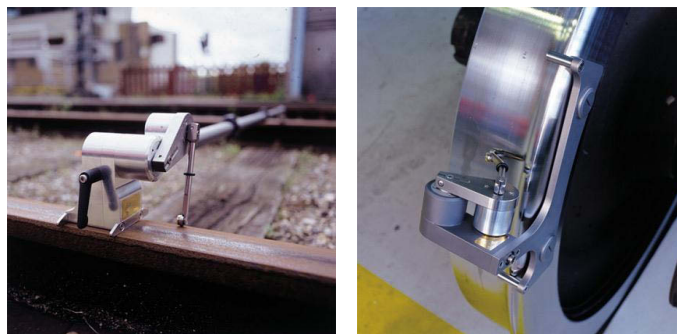
С обзиром да се приликом мерења уређај за мерење угла налетања точка на шину налази унутар колосека и да воз прелази преко њега, ради предострожности се покрива заштитним поклопцем, као што је приказано на слици 6.22. На поклопцу постоји само мали уздужни прорез за ласерски зрак.



Слика 6.22: Ласерски уређај са поклопцем у положају спреман за мерење

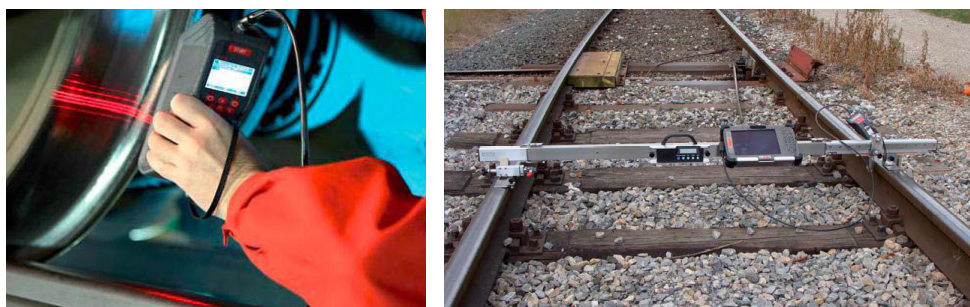
6.5 Снимање профила точкова и шина и одређивање функција геометрије додира точак-шина

За снимање профила точкова и шина се могу користити уређаји који раде на различитим мерним принципима. Према мерном принципу који користе уређаји могу бити контактни и бесконтактни. Један од најшире прихваћених и признатих уређаја који се користи за ову намену је дигитални уређај Miniprof, Greenwood Engineering, Данска [76]. Miniprof припада групи контактних уређаја, високе тачности, који је дужи низ година у употреби од стране водећих железница и института, који се баве истраживањем динамике шинских возила. Мерна глава уређаја ради на механичком принципу, односно за снимање профила се користи магнетни ваљчић, који се налази на крају полужног механизма мерне главе. Ваљчић се креће преко профила који се снима, а његов положај се одређује прецизним мерењем углова између полуа механизма, помоћу два оптичка енкодера. На слици 6.23 је дат приказ мерења профила точкова и шина овим уређајем.



Слика 6.23: MiniProf уређај за снимање профила точкова и шина [76]

Calipri wheel, приказан на слици 6.24, је уређај који ради на бесконтактном принципу и користи ласер као мерно-оптички уређај. Уређај није осетљив на померање током мерења, па је могуће извршити и снимање „из руке“. Међутим за анализу додира и одређивање функција додира точак-шина потребно је успоставити референтни координатни систем, који чине две шине, односно два точка једног осовинског склопа, па је за ову намену потребно користити и додатни прибор приказан на слици 6.24 - десно, на који се поставља ласерски уређај.

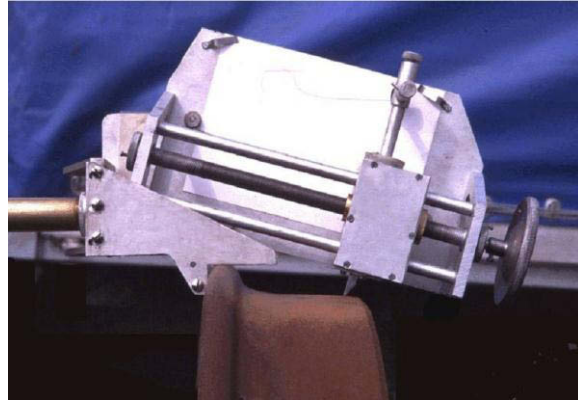


Слика 6.24: Calipri Wheel уређај за снимање профила точкова и шина [77]

Данас се за снимање профила користе и ултрабрзе камере у комбинацији са ласерима који служе за осветљавање точкова и/или шина чији се профили снимају [78]. Ови уређаји, који су веома сложени и скупи, омогућују једноставно и довољно тачно снимање већег броја профила при кретању воза.

У овом раду је за снимање профила точкова и шина коришћен механички контактни профилограф развијен на Катедри за железничко машинство [32]. Профилограф ради на принципу праћења висинске промене профила помоћу игле постављене на вођици. Игла је круто спрегнута са

оловком, па се превлачењем игле преко профила, на папиру бележи висинска промена, која одговара облику профила точка или шине. Принцип мерења са профилографом ПГС је приказан на слици 6.25.



Слика 6.25: Механички профилограф ПГС [32]

Снимање профила шина профилографом ПГС на прузи, на месту мерења сила у додиру точак-шина, је приказано на слици 6.26.



Слика 6.26: Снимање профила шина на месту мерења сила у додиру точак-шина

На слици 6.27 је дат приказ мерења профила точкова на приколици електромоторног воза ЕМВ 412/416-077.



Слика 6.27: Снимање профила точкова ЕМВ412/416

Снимљени реални профили точкова и шина су приказани у Прилогу Б. За даљу анализу их је потребно обрадити и превести у дигитални запис.

Снимање профила се врши тако што се шина или точак претходно очисте и благо подмажу, како би се игла кретала са што мање отпора по профилу који се снима. Помоћу призматичних подметача се најпре запише положај референтног кординатног система снимања. Профилограф се затим постави и учврсти на точак (или шину), а онда се очита вредност растојања леђа точкова у осовинском склопу (или ширина колосека). Снимљени профили се бележе на папир. Обрада снимљених профила се састоји у њиховом превођењу у нумерички облик у референтном координатном систему колосека. Након тога се спроводи поступак глачања, где се сва одступања која су последица евентуалних дрхтања оловке услед отпора при кретању игле преко шине и отпора кретања оловке по папиру елиминишу анализом снимљених пиксела у програму ГЕД [32]. Затим се одређује аналитички облик тако обрађеног профила, који се користи за даљу анализу.

Аналитички опис снимљених профила шина се одређује на аналогни начин описан у одељку 5.2.4. за нове профиле шина. Овај облик записа снимљених профила спољашње и унутрашње шине се користи у експерименталном поступку одређивања положаја тачке додира применом MATLAB процедуре развијене за потребе овог рада.

Полином шестог степена, који најбоље описује снимљени профил главе спољашње шине на мерном месту, је дат изразом:

$$\zeta = -7,00 \cdot 10^{-9} \cdot \eta^6 - 4,730 \cdot 10^{-8} \cdot \eta^5 + 3,066 \cdot 10^{-5} \cdot \eta^4 + 6,690 \cdot 10^{-5} \cdot \eta^3 - 1,482 \cdot 10^{-3} \cdot \eta^2 + 1,415 \cdot 10^{-2} \cdot \eta + 74,354 \quad (6.9)$$

Полином шестог степена, који најбоље описује снимљени профил главе унутрашње шине на мерном месту, је дат изразом:

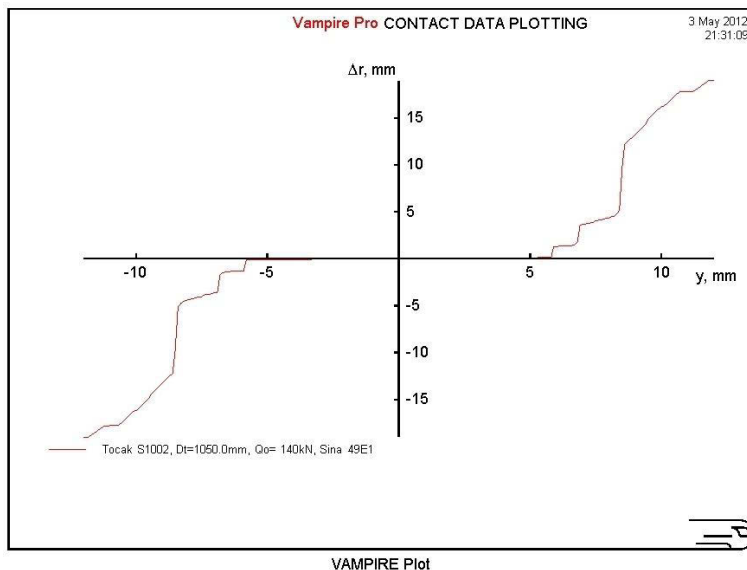
$$\zeta = -5,20 \cdot 10^{-9} \cdot \eta^6 + 2,790 \cdot 10^{-8} \cdot \eta^5 + 1,072 \cdot 10^{-5} \cdot \eta^4 - 4,042 \cdot 10^{-5} \cdot \eta^3 - 1,130 \cdot 10^{-3} \cdot \eta^2 - 3,259 \cdot 10^{-4} \cdot \eta + 74,529 \quad (6.10)$$

Снимљени профили се користе за одређивање функција геометрије додира, које представљају полазне податке за анализу додира и примену контактних теорија за одређивање додирне површине и интензитета сила у додиру точак-шина.

Предуслов за пролазак слободног осовинског склопа кроз кривину без или са што мање клизања је да се постави радијално и да се његови спољашњи и унутрашњи точкови обрћу по различитим полупречницима котрљања, тако да се врх кинематског конуса дефинисаног тренутним круговима котрљања поклопи са центром кривине. Функција која у оквиру зазора у колосеку описује ову могућност, је функција додира Δr (функција разлика полупречника котрљања левог и десног точка у зависности од бочног померања осовинског склопа у колосеку).

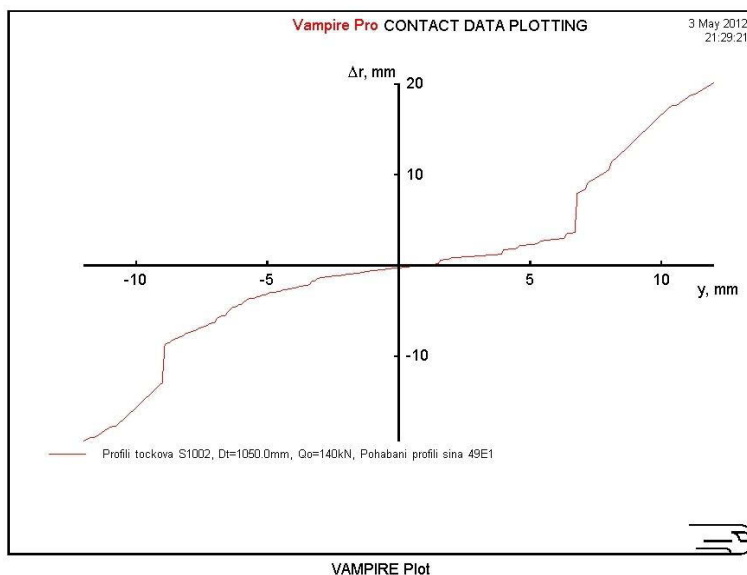
На основу снимљених профила, у наставку на сликама 6.28, 6.29, 6.30 и 6.31 су приказане функције геометрије додира Δr за различите комбинације нових и похабаних профила шина 49E1, са новим и похабаним профилима точкова S1002. Ово су могуће комбинације, које могу да се појаве на месту мерења сила у додиру точак-шина, укључујући и почетно стање нов точак- нова шина. Приказане функције одговарају снимљеним профилима шина на мерном месту са измереном ширином колосека 1438 mm и снимљеним профилима точкова 5-те осовине воза 412/416-077, код које је растојање леђа точкова у осовинском склопу износило 1359 mm.

На слици 6.28 је приказана функција Δr за нов профил шине 49E1 и нов профил точка S1002 (веома сличан профилу ЈЖ). Треба напоменути да су профили нових шина у бочној равни колосека нагнути за угао уградње, који на Српским железницама износи 1:20.



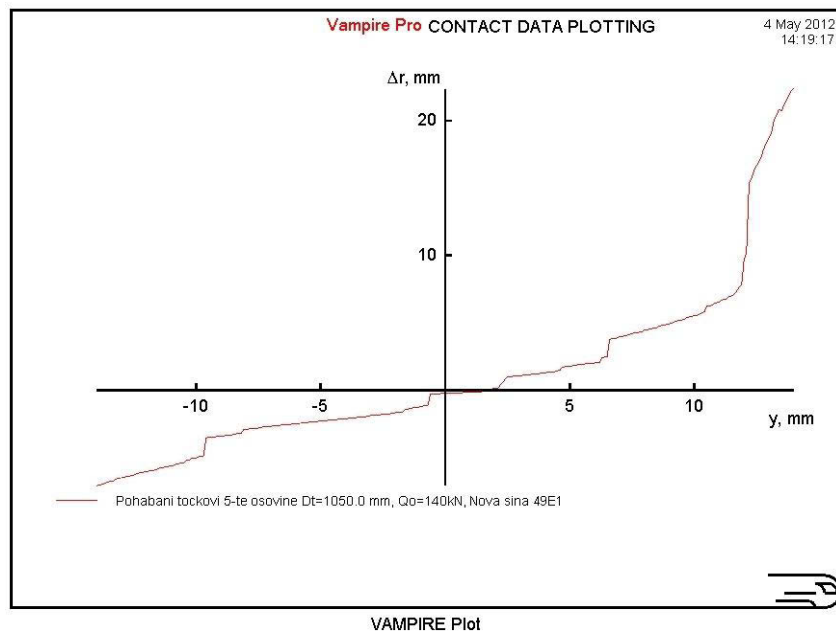
Слика 6.28: Функција геометрије додира Δr за нов точак и нову шину

На слици 6.29 је приказана функција Δr , за случај који се јавља након обраде профила точкова, када се возови са новим профилима S1002 крећу по похабаним реалним шинама на месту мерења.



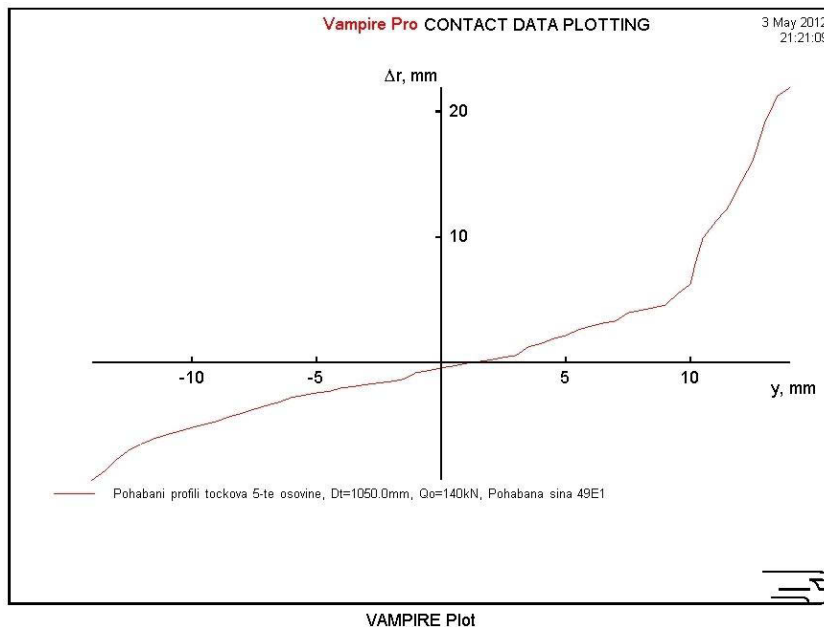
Слика 6.29: Функција геометрије додира Δr за нов точак и реалне похабане шине на месту мерења

На слици 6.30 је приказана функција Δr , за случај додира похабаних профила точкова 5-те осовине воза 412/416-077 са којим су вршена мерења и нових профила шина 49E1.



Слика 6.30: Функција геометрије додира Δr за похабане точкове 5 те осовине воза 412/416-077 и нове шине

На слици 6.31 је приказана функција Δr , за случај додира реалних похабаних профила точкова 5-те осовине воза 412/416-077 и реалних шина на месту мерења. За ове случајеве су у наредним поглављима анализирани силе у додиру точак-шина добијене експерименталним путем и нумеричком анализом. На слици 6.28 се могу уочити нагли скокови функције Δr у зависности од померања у колосеку, што одговара појави додира у две тачке, док је код похабаних профила (слика 6.31) функција Δr континуалнија, са мање израженим скоковима, који у експлоатацији резултује хабањем мањег интензитета. Са друге стране, у случају похабаних профила се може уочити да је за исту промену Δr потребно веће померање осовинског склопа у колосеку, што је последица бочне оједености шина и стањених венаца точкова.



Слика 6.31: Функција геометрије додира Δr за реалне похабане профиле тоčkова 5 те осовине воза 412/416-077 и шина на мерном месту

6.6 Мерење сила у додиру точак-шина

Након припреме, мерење сила у додиру точак-шина треба спровести за различите комбинације стања геометрије (профила тоčkова), адхезионих услова (коефицијената трења) као и за различита осовинска оптерећења и брзине.

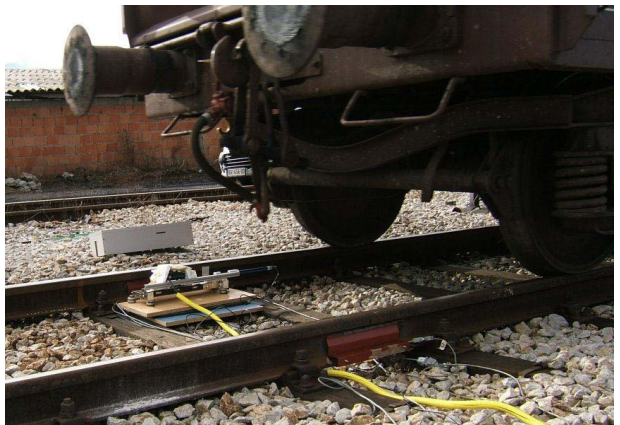
Експериментална мерења силе у додиру точак шина и угла налетања точка на шину извршена су са маневарском локомотивом серије 621-301 (слика 6.32), са електромоторним возом серије 412/416 (слика 6.33) и са теретним вагоном типа Eas-z (слика 6.34). Резултати мерења карактеристичних случајева, интересантни за анализу су дати у следећој глави.



Слика 6.32: Мерење са маневарском локомотивом серије 621-301



Слика 6.33: Мерење са електромоторним возом 412/416



Слика 6.34: Мерење са теретним вагоном типа Еас-з

Анализа експерименталних резултата

7.1 Увод

У зависности од типа возила и од расположивости података о возилима на којима су извршена мерења и њиховим профилима тачкова, у овој глави је дат преглед резултата мерења сила у додиру тачак-шина и угла налетања тачка на шину. Верификација добијених резултата је извршена упоредним мерењима различитим методама. Због великог обима мерења, овде су представљени изабрани карактеристични случајеви, који су забележени мерењем са маневарском локомотивом серије 621-301, електромоторним возом серије 412/416 и Еас-з вагоном. Техничке карактеристике ових возила, које су биле на располагању, дате су у Прилогу В.

Поступак обраде и приказивање резултата би се могао описати на следећи начин:

- Резултати добијени експерименталним путем помоћу мерног система са мерним тракама се обрађују применом методе издвајања сигнала описане у одељцима 5.2.3 и 5.2.4. Поступак је програмиран у MATLAB програмском окружењу. Као резултат се добија интензитет Y и Q сила и координата положаја тачке додира на шини η .
- Угао налетања тачка на шину је одређен превођењем мерних записа узајамног положаја тачка и шине, добијеног ласерским уређајем, из временског у просторни домен на начин описан у поглављу 6.4.

Верификација резултата мерења претходно наведених величина је извршена следећим методама:

- Положај тачке додира одређен мерењем помоћу мерних трака, упоређен је са резултатима добијеним анализом функција геометрије додира снимљених профила точка и шине и познатог узајамног бочног положаја, одређеног мерењем помоћу ласера. Применом специјализованог програмског пакета VAMPIRE® [10], снимљени профили точка и шине су доведени у узајамни бочни положај, који одговара вредности измереној ласером и на основу унетих параметара додира, извршено је израчунавање положаја тачке додира на шини.
- Тачност одређивања положај тачке додира је за неке случајеве мерења проверена и одређивањем положаја отиска точка на шини брисањем трага креде на шини, односно пресецањем слоја "живе" гуме, залепљеног преко газеће површине шине.
- Измерене вредности вертикалних сила помоћу система на бази мерних трака при проласку возила малом брзином (ради смањења утицаја динамичких компоненти), упоређене су са мерним листама са вагања возила, или ако нису биле доступне, са вредностима њихових декларисаних тежина.

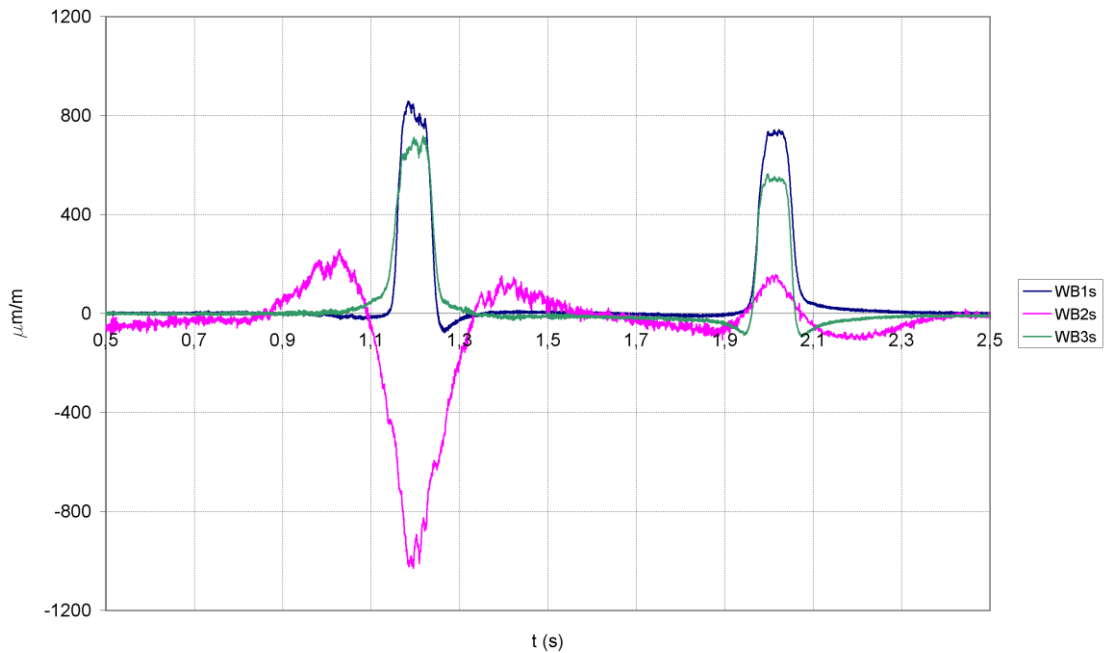
Резултати мерења и опис њихове верификације у различитим случајевима мерења, приказани су у наставку овог поглавља.

Непосредно пре мерења је извршена провера управности правца зрака ласера у односу на правац шине. Измерено одступање је износило $\mu=12,4 \text{ mrad}$ ($0,71^\circ$). С обзиром на занемарљив утицај тако малог угла μ на тачност мерења угла налетања точка на шину α , (мање од 0,5% како је описано у поглављу 6.4), није било потребно кориговати положај ласера.

7.2 Мерења са маневарском локомотивом серије 621-301

Као илустрација постука обраде података мерења, на дијаграму на слици 7.1 је приказан временски запис релативне деформације измерене помоћу мерних трака и одговарајућих мерних мостова на спољашњој шини, означени

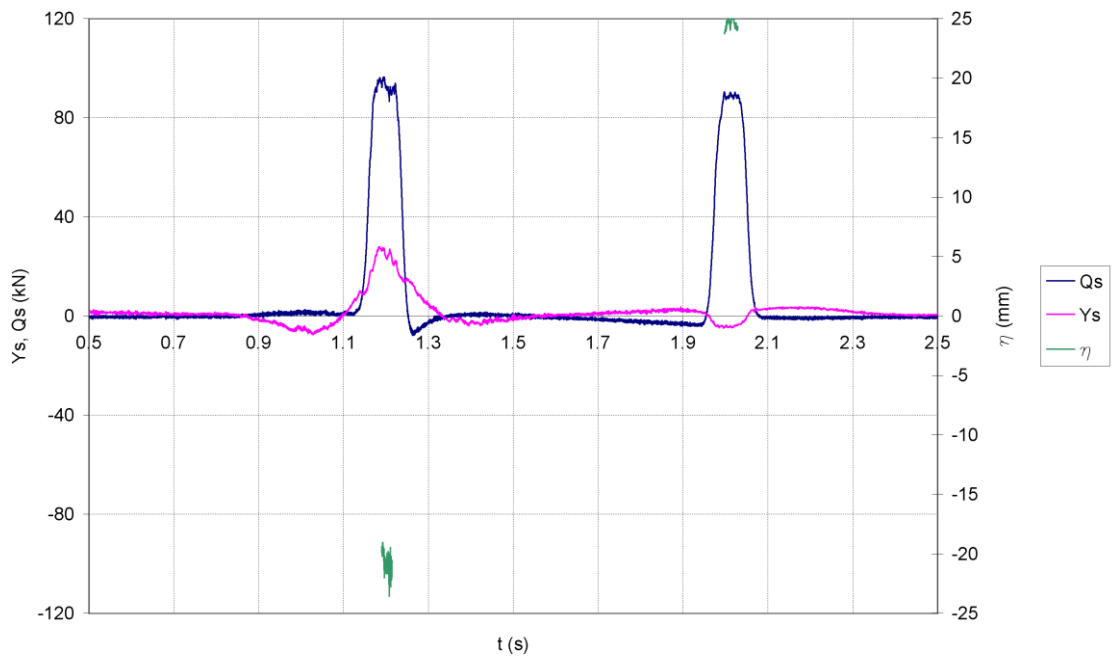
са WB_{1s} , WB_{2s} и WB_{3s} у $\mu\text{m}/\text{m}$, при проласку два осовинска склопа маневарске локомотиве серије 621-301 брзином 13,0 km/h.



Слика 7.1: Маневарска локомотива – спољашња шина – мерни запис релативних деформација

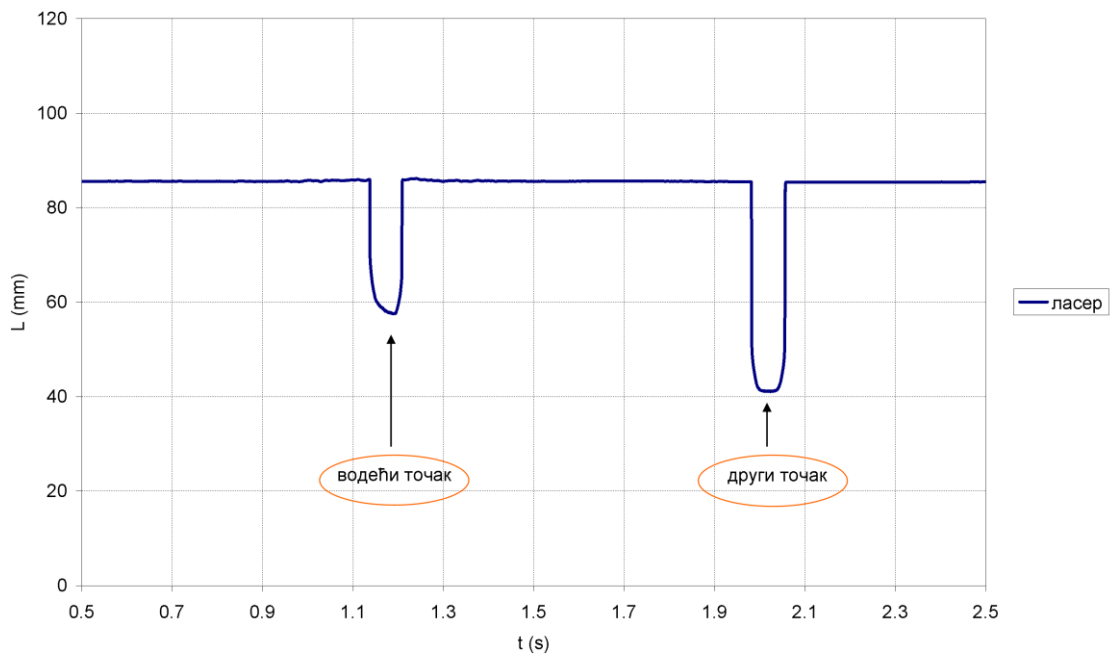
Одговарајуће вредности Y и Q силе и положаја тачке додира η у односу на вертикалну осу спољашње шине, добијене након обраде у програмском окружењу MATLAB-у применом методе издвајања сигнала су приказане на дијаграму на слици 7.2.

С обзиром да је положај тачке додира на шини η изведена величина која зависи од сила Q и Y и момента увијања M_t , функција η је приказана само током кратког временског интервала, који одговара проласку осовина преко сегмента шине на коме је постављен мерни систем, односно у зони где се Q , Y и M_t довољно тачно мере. У осталим зонама овај податак нема смисла, па је у циљу јасноће графичког приказа изостављен.



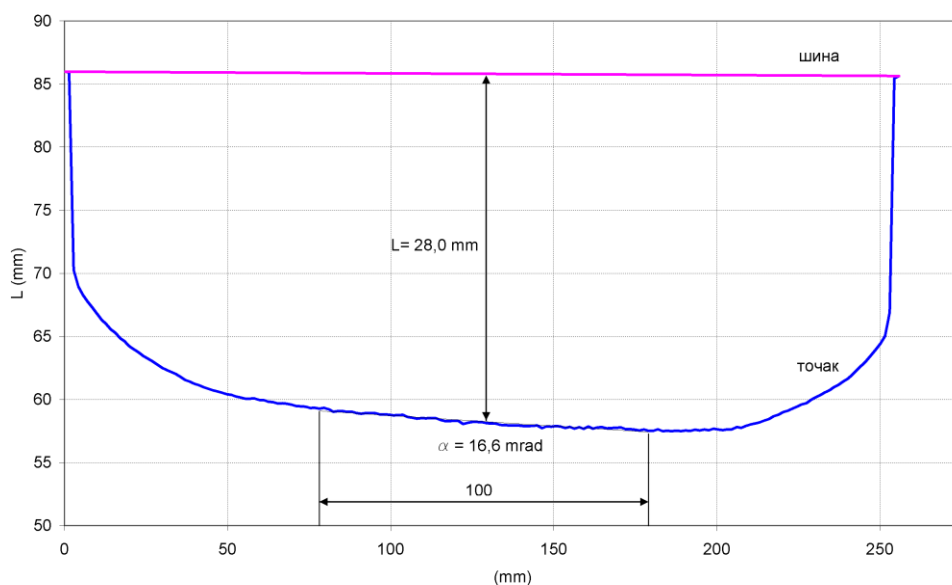
Слика 7.2: Маневарска локомотива – спољашња шина – силе и положај тачке додира

На дијаграму на слици 7.3 је приказан запис мерења растојања између спољашњих тачкова и бока шине при проласку маневарске локомотиве добијен уређајем за мерење угла налетања точка на шину.



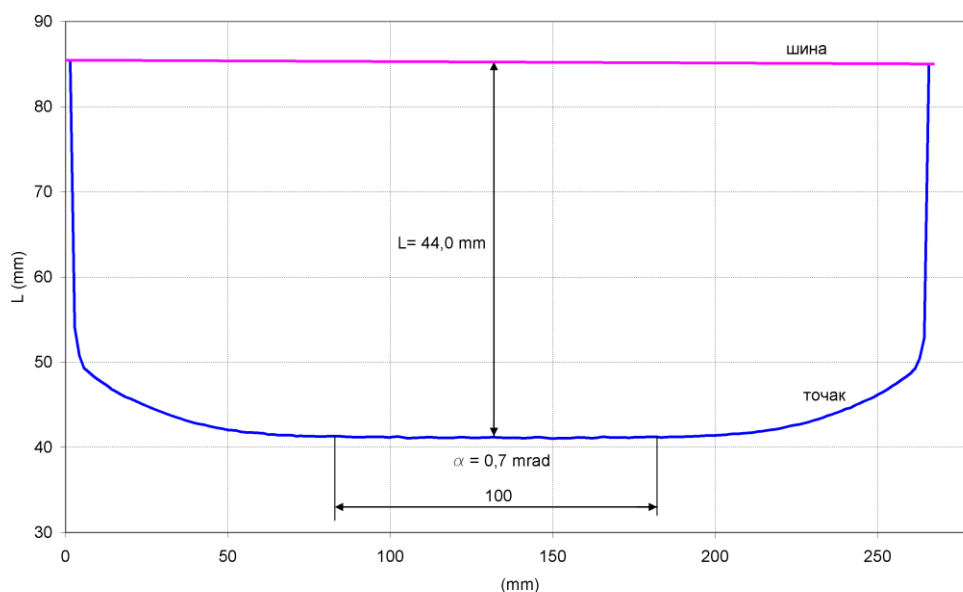
Слика 7.3: Маневарска локомотива – спољашња шина – мерни запис уређаја за мерење угла налетања точка на шину

За одређивање угла налетања точка на шину, извршено је превођење записа из временског у просторни домен. Трансформацијом координата помоћу познате брзине кретања, одређене на бази познатог распореда и растојања осовинских склопова у композицији, пролазак спољашњег – водећег точка у просторном домену је приказан на дијаграму на слици 7.4. Са дијаграма се може одредити угао налетања точка на шину и релативни положај точка у односу на шину. Угао налетања точка на шину α се одређује издвајањем средњег сегмента записа ласера дужине 100 mm, удаљеног од крајњих заобљених зона записа, када ласер прелази преко венца точка. На тако издвојеном сегменту је дефинисана линеарна регресиона линија, чији нагиб према правцу шине одређује угао α .



Слика 7.4: Маневарска локомотива – релативни положај и угао налетања спољашњег точка водеће осовине на шину

Измерени угао налетања спољашњег точка водеће осовине маневарске локомотиве на шину је износио $\alpha=16,6$ mrad. Релативни положај точка и шине, одређен у средњем положају точка, као растојање леђа точка до бока шине, мерењем на 10 mm испод ГИШ-а је износио 28,0 mm.



Слика 7.5: Маневарска локомотива – релативни положај и угао налетања спољашњег точка друге осовине на шину

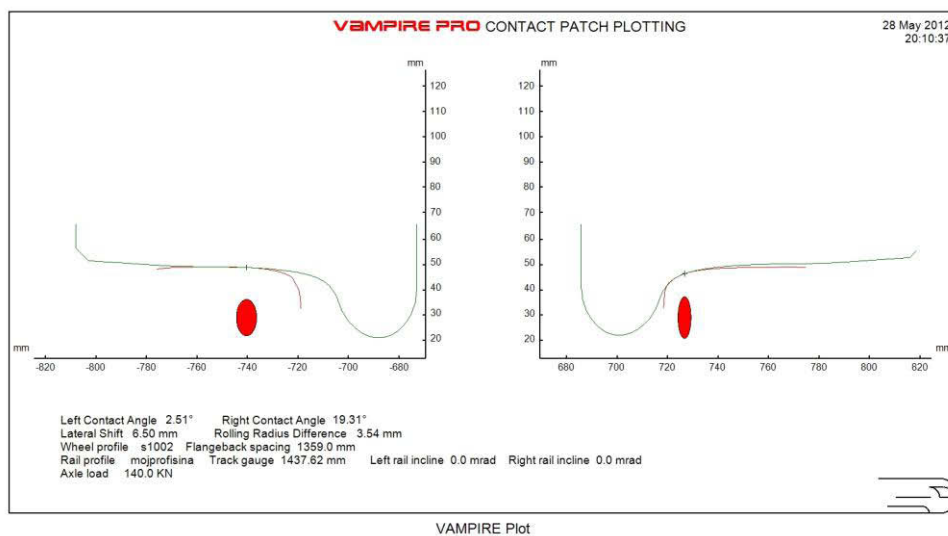
При истом проласку маневарске локомотиве, на другом осовинском склопу измерен је угао налетања спољашњег точка на шину $\alpha=0,7$ mrad (слика 7.5), а релативно растојање леђа точка до бока шине мерено на 10 mm испод ГИШ-а је износило 44,0 mm. Може се уочити да се други осовински склоп готово радијално поставио у кривину, а да је измерена вредност бочне силе $Y=-4,5$ kN по апсолутној вредности знатно нижа од $Y=26,9$ kN, колико је измерено при проласку водећег осовинског склопа (слика 7.2).

С обзиром да због ограниченог простора између точка, шине и опреме, на маневарској локомотиви није било могуће поставити профилограф и снимити профиле точкова, у овом случају је извршено упоређивање положаја тачке додира добијеног мерним тракама, са положајем, одређеним из функције геометрије додира са новим профилем точка, реалним профилима шине и њиховим релативним положајем измереним ласерским уређајем.

Растојање леђа точка до бока главе шине измерено ласерским уређајем за спољашњи точак водеће осовине је износило 28,0 mm. Под дејством бочне силе интензитета 26,9 kN, колико је измерено у овом случају, померање главе шине у бочном правцу (према поглављу 6.3) би износило око

2,0 mm, па самим тим и измерено растојање леђа точка до бока шине треба кориговати за ову вредност, односно стварно растојање треба да износи 30,0 mm.

На основу стварног растојања леђа точка до бока шине и геометрије додира точак-шина, довођењем осовинског склопа у одговарајући бочни положај у односу на колосек, може се одредити положај тачке додира на шини у функцији координате η . На слици 7.6 је приказана геометрија додира точак-шина са новим профилем точка и снимљеним профилима шина (датим у Прилогу Б) у одговарајућем бочном положају водећег осовинског склопа маневарске локомотиве. Постављањем осовинског склопа у одговарајући бочни положај коришћењем софтверског пакета Vampire, добија се положај тачке додира у координатном систему шине $\eta = -26,5$ mm. Положај тачке додира добијен мерењем помоћу мерних трака износи приближно $\eta = -21$ mm.



Слика 7.6: Геометрија додира првог осовинског склопа маневарске локомотиве 621-301

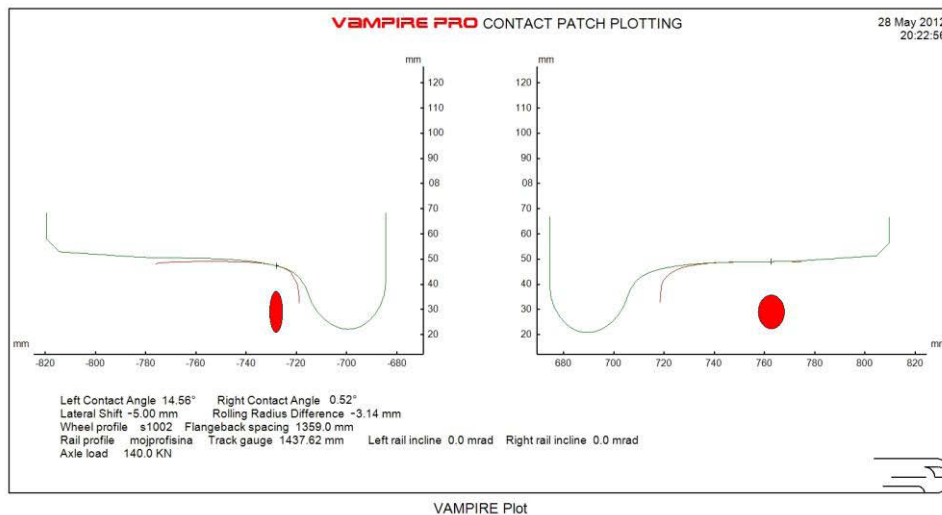
Упоређивањем резултата мерења ласером са резултатима мерења добијеним мерним тракама може се уочити постојање мањег одступања положаја тачке додира, које може утицати и на тачност мерења интензитета бочне силе.

Са друге стране, мерење ласером је веома осетљиво на различите факторе и поремећаје, као што су вертикална крутост шине, која узрокује

релативно померање положаја зрака ласера по висини, па самим тим и референтних површина у односу на које се мери растојање. Мерење угла налетања точка на шину је мање осетљиво на ове поремећаје, јер се они манифестују на исти начин током целог мерења и могу се предвидети.

Растојање леђа точка до бока шине измерено ласерским уређајем за спољашњи точак друге осовине је износило 44,0 mm. Под дејством бочне силе интензитета -4,5 kN, померање главе шине у бочном правцу, на основу бочне крутости, ка оси колосека износи мање од пола милиметра, па се може занемарити.

Померањем осовинског склопа за -5,0 mm у колосеку, што одговара растојању точка до шине од 44,0 mm, добија се положај тачке додира $\eta=+13,0$ mm (слика 7.7). Резултат мерења помоћу мерних трака (слика 7.2), показује да је додир остварен у тачки чија координата износи $\eta=+24$ mm.

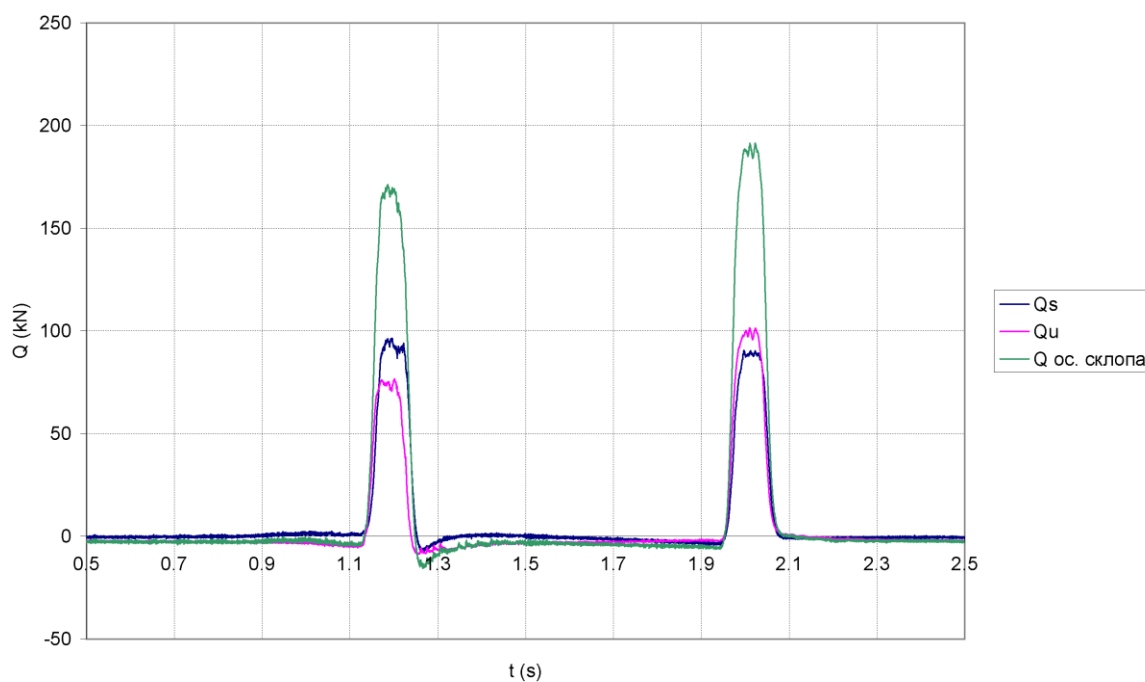


Слика 7.7: Геометрија додира другог осовинског склопа маневарске локомотиве 621-301

Добијена разлика је последица анализе додира са новим, односно непознатим профилима точкова. Као илустрација значаја утицаја реалне геометрије додира може да послужи следеће поређење: Ако се у анализи и обради уместо нових користе неки други профили точкова, нпр. реални профили точкова 5-те осовине приколице ЕМВ 416-077, са истим измереним растојањем ласерским уређајем 44,0 mm, положај тачке додира на шини дефинисан координатом η би уместо +13,0 mm, био -11,5 mm. Као очекивани

закључак се намеће следеће: тачно одређивање положаја тачке додира помоћу ласера није могуће, са непознатом геометријом додира, а ласерски уређај се у том случају може користити само за одређивање угла налетања тачка на шину.

У наставку је за случај проласка локомотиве 621-301 анализирана разлика, уочена на дијаграму на слици 7.2 у вредностима вертикалних сила Q између спољашњих точкова првог и другог осовинског склопа. За анализу ове појаве потребно је погледати дијаграм на слици 7.8, на коме су приказана вертикална оптерећења сва четири точка маневарске локомотиве при проласку преко мерног места, као и осовинско оптерећење добијено као збир оптерећења два точка једног осовинског склопа.



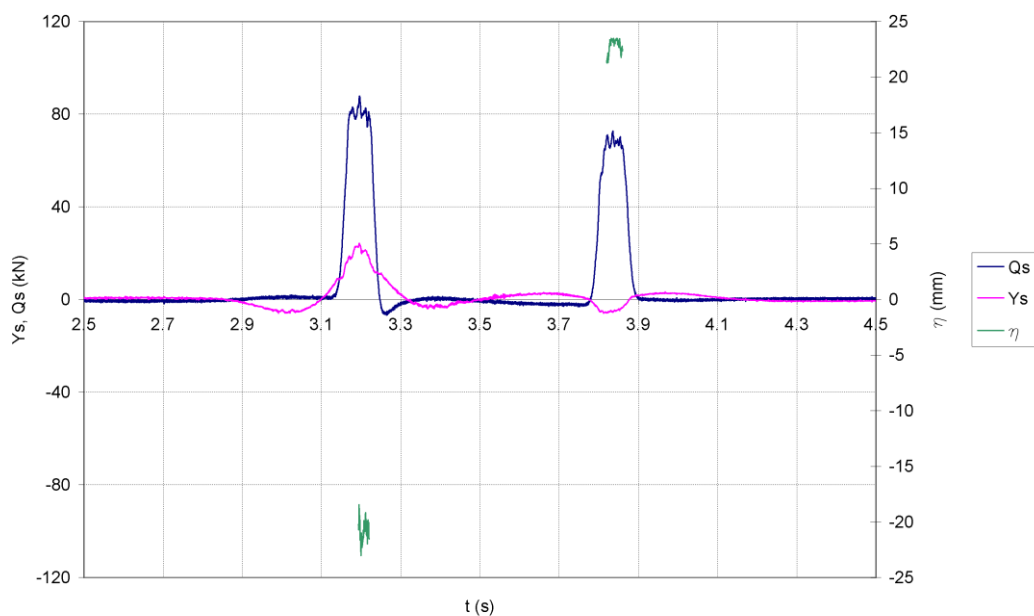
Слика 7.8: Маневарска локомотива – вертикалне силе

Са дијаграма 7.8 се поред разлике између вертикалног оптерећења сваког точка, може уочити и јасна разлика између вертикалног оптерећења предње и задње осовине. Сума сва четири оптерећења по точку је износила 355,5 kN. Ова вредност занемарљиво одступа од сопствене тежине локомотиве, која према техничком опису локомотиве износи 36 t односно 353,2 kN, што указује да разлика није последица грешке мерења вертикалне

силе. Измерено осовинско оптерећење предњег осовинског склопа износи 167,5 kN, а задњег 188,0 kN. Одступање оптерећења по точковима и осовинског оптерећења оба осовинска склопа од номиналне вредности за приближно ± 10 kN је првенствено последица торзионе крутости сандука, проласка кроз кривину са могућим витоперењем колосека, због потезања воза и евентуално због постојања неравномерности у распореду маса појединих делова и опреме на самој локомотиви. Мерна листа са вагања маневарске локомотиве 621-301 би помогла при анализи узрока ове појаве, али нажалост за ову локомотиву није била доступна.

7.3 Мерења са моторним колима електромоторног воза серије 412/416

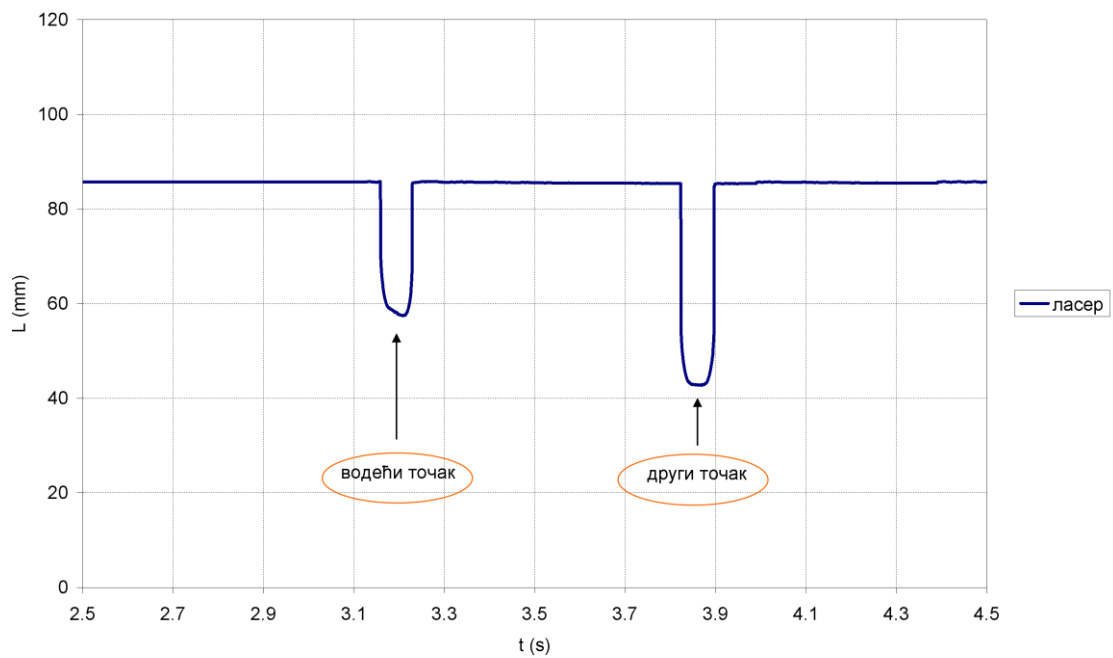
Вредности Y и Q силе и положаја тачке додира η у односу на осу спољашње шине, добијене након обраде мерних записа релативних деформација у MATLAB-у, применом методе издвајања сигнала при проласку водећег обртног постоља моторних кола 412-077 електромоторног воза серије 412/416 брзином 14,0 km/h, су приказане на дијаграму на слици 7.9.



Слика 7.9: Моторна кола ЕМВ 412/416 – спољашња шина – силе и положај тачке додира

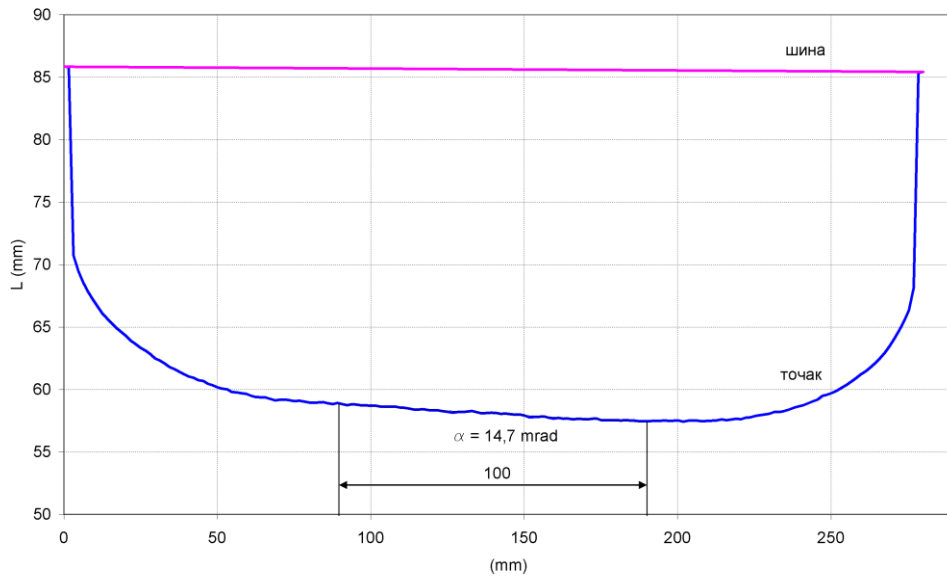
Са дијаграма се види да је бочна сила Y , измерена на спољашњем точку водеће осовине, износила 23,3 kN, док је на другом точку измерена вредност била -5,0 kN. Измерена вертикална сила Q на спољашњем точку водеће осовине је износила 80,9 kN, а на другој осовини је измерено 69,1 kN.

На дијаграму на слици 7.10 је приказан запис мерења растојања између леђа спољашњих точкава и бока шине при проласку моторних кола, добијен уређајем за мерење угла налетања точка на шину.

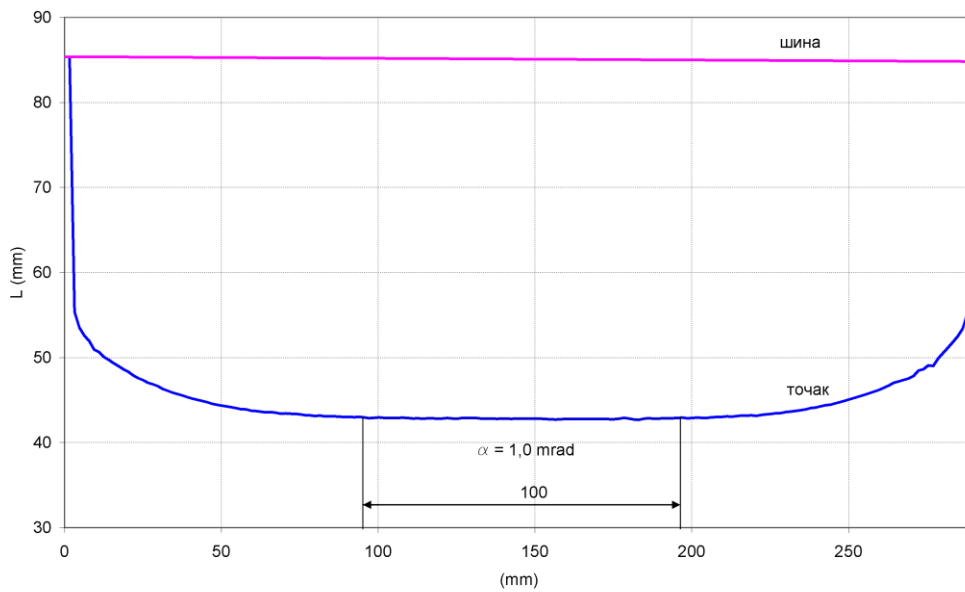


Слика 7.10: Моторна кола ЕМВ 412/416 – мерни запис уређаја за мерење угла налетања точка на шину

За одређивање релативног положаја и угла налетања точка на шину запис мерења ласерским уређајем је преведен у просторни домен и приказан на сликама 7.11 и 7.12.



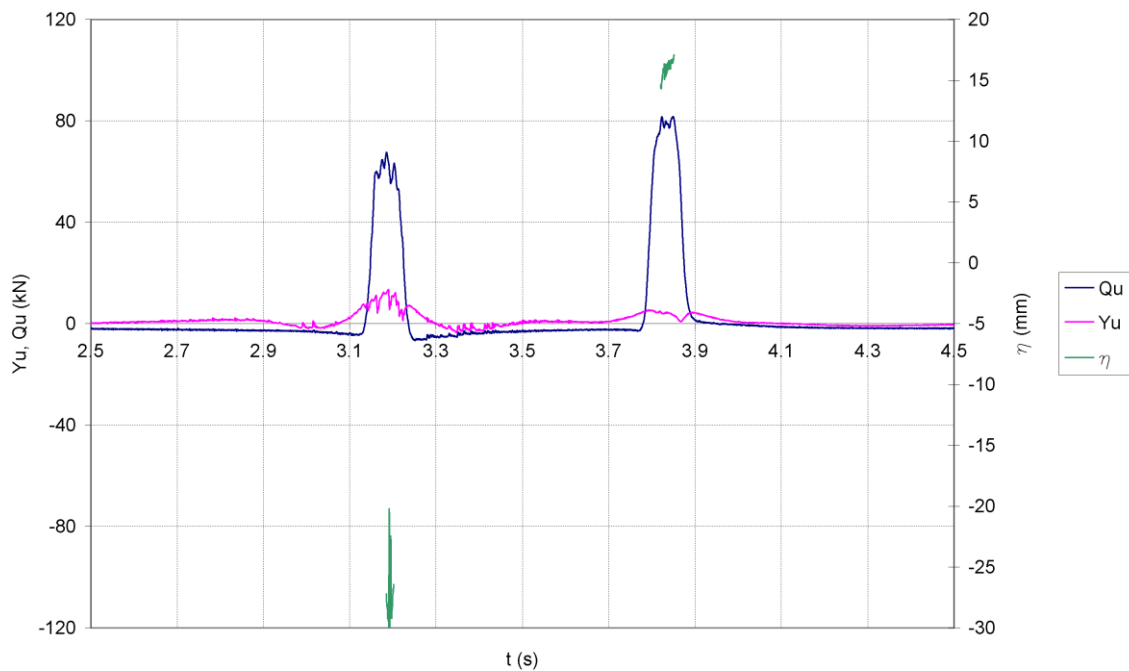
Слика 7.11: Моторна кола ЕМВ 412/416 – релативни положај и угао налетања спољашњег точка водеће осовине на шину



Слика 7.12: Моторна кола ЕМВ 412/416 – релативни положај и угао налетања спољашњег точка друге осовине на шину

Са дијаграма на сликама 7.11 и 7.12 се види да је измерени угао налетања спољашњег- водећег точка на шину био $\eta=14,7$ mrad, док је исти угао за спољашњи точак друге осовине био $\eta=1,0$ mrad.

Резултати мерења, након обраде сигнала, на унутрашњој шини су дати на дијаграму на слици 7.13.

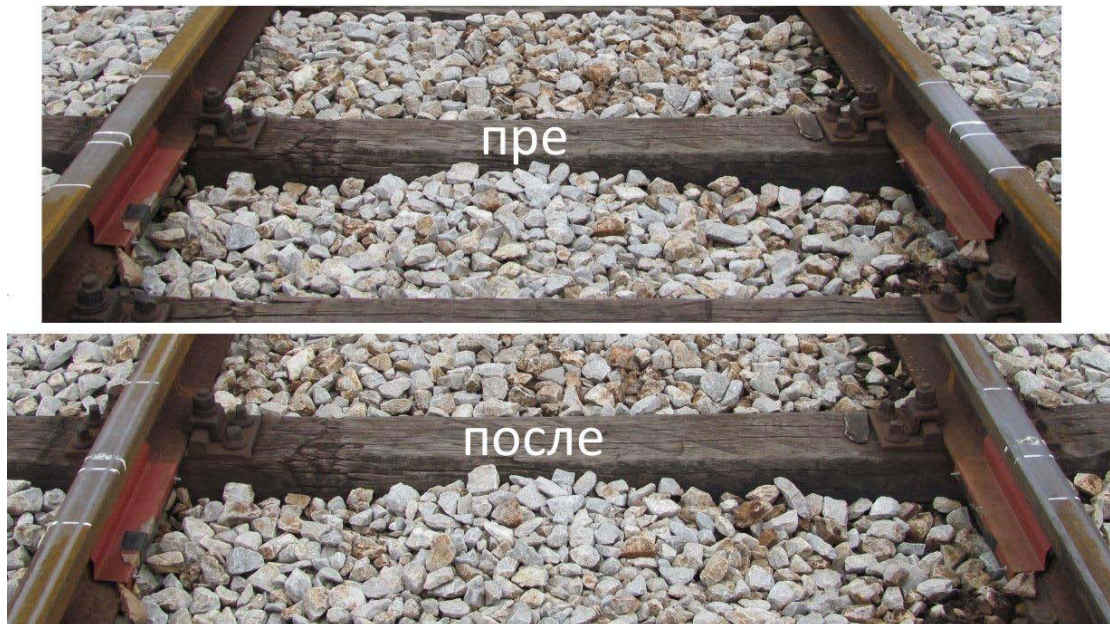


Слика 7.13: Моторна кола ЕМВ 412/416 – унутрашња шина – силе и положај тачке додира

Провера тачности мерења вертикалних сила са моторним колима воза је извршена упоређивањем са мерном листом „Осовинско оптерећење ЕМВ бр. 594341“ која је дата у Прилогу В. Измерена оптерећења по тачковима и осовинама се појединачно међу собом разликују код осовина за око 10%, док код појединих тачкова разлика достиже и 30%. Као што је објашњено у случају маневарске локомотиве, узрок је то што је у експерименту мерење вршено при кретању, док се вагање обавља у стању мировања на нивелисаном колосеку за вагање. Упоређивањем средњих вредности осовинских оптерећења тј. вертикалних сила по осовини измерених на два начина, може се констатовати одступање мање од 1%.

Због ограниченог простора, кочних папуча и уређаја за пескарење, на моторним колима воза није било могуће поставити профилограф ПГС и снимити профиле тачкова без примене посебних мера и подизања возила. Контрола положаја тачке додира добијеног мерним тракама се због тога није могла извршити мерењем ласерским уређајем са познатом геометријом додира. Као алтернативна провера, која би могла да послужи за проверу резултата мерења положаја тачке додира добијеног мерним тракама,

спроведено је одређивање положаја помоћу отиска точка на шини брисањем трага креде, односно пресецањем слоја живе гуме, залепљеног преко газеће површине шине. Мерно место пре мерења и после проласка прве две осовине моторних кола 412-077, приказано је на слици 7.14. Моторна кола су се кретала брзином од око 10 km/h, како би била у стању да се зауставе након проласка прве две осовине преко мерног места, а пре наилаaska точкова наредних осовина воза. Пролазак више од две осовине преко мерног места би покварио и размазао отиске точкова прве две осовине, што би мерење учинило неупотребљивим. Показало се да отисак добијен преласком преко живе гуме није довољно јасан и да се не може користити, док је отисак добијен брисањем трага креде веома добар (слика 7.15). Поузданост утврђивања трагова, као и одређивање који од њих потиче од прве – водеће осовине, а који од друге, повећана је због чињенице да је мерење вршено на резервном колосеку, на коме се саобраћај није одвијао извесно време, па су шине биле прекривене слојем жућкасто-браонкасте корозије, коју су при овом мерењу точкови моторних кола очистили, остављајући јасан траг.



Слика 7.14: Мерење положаја тачке додира на шини снимањем отисака



Слика 7.15: Одређивање положаја тачке додира на основу отисака на шини

Положаји тачака додира одређени на овај начин су прегледно приказани у табели 7.1 и упоређени са вредностима добијеним мерењем мерним тракама. Као што је већ речено, додир између точка и шине се не остварује посредством тачке већ преко додирне површине коначног облика и димензија. Ради поређења, координата η , која у бочном правцу дефинише положај додира точка и шине, одређена је као тачка на средини сваке од четири додирне површине точкова првог обртног постоља моторних кола.

Табела 7.1: Положаји тачке додира точкова прве две осовине моторних кола ЕМВ 412-077 одређени на бази отисака и мерним тракама

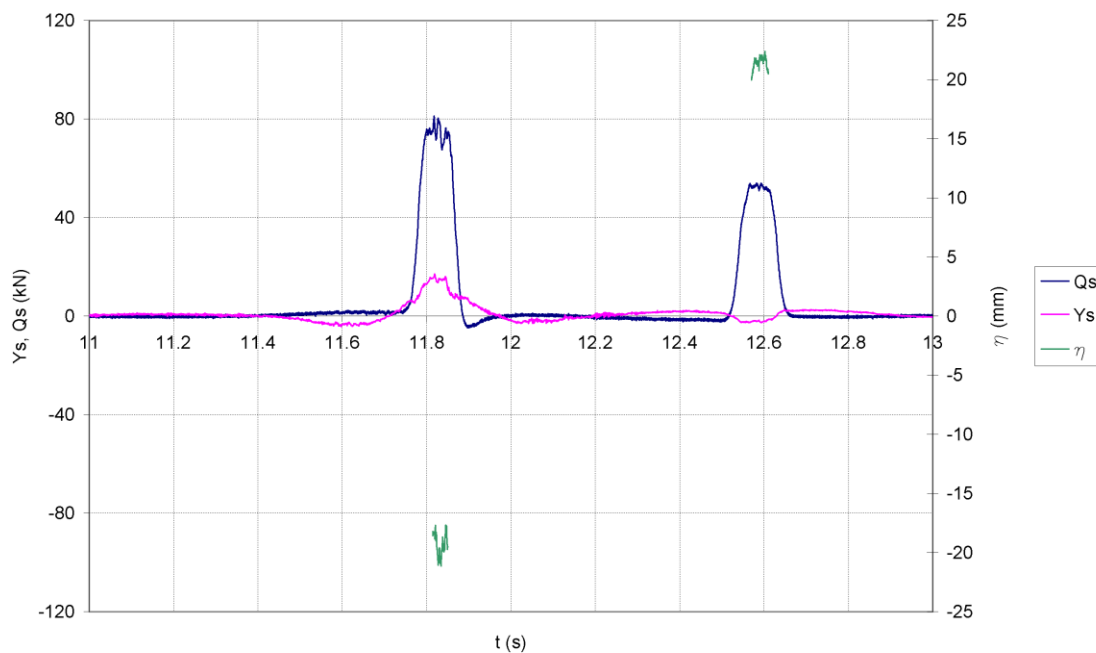
		η (mm)	η (mm)
		добијено отиском	добијено м. тракама
Спољашња шина	1. осовина	-26	-21
Спољашња шина	2. осовина	+19	+23
Унутрашња шина	1. осовина	-16	-26
Унутрашња шина	2. осовина	+17	+16

Анализом добијених резултата показује се да је метода мерења помоћу мерних трака релативно успешна за одређивања положаја тачке додира на шини. Све одређене тачке додира се налазе у зонама које су касније идентификоване помоћу отисака на шини. Боље слагање резултата се може уочити при мерењима са другом осовином, где су одступања положаја реда величине неколико милиметара, што се може оценити као веома добро, док се одступања мерења са првом осовином 5-10 mm и налазе се у границама прихватљивости. Због међузависности параметара у методи

обrade и издвајања сигнала, тачност одређивања положаја тачке додира представља предуслов и за тачно одређивање интензитета вертикалне Q и бочне Y силе.

7.4 Мерења са приколицом 416-077 електромоторног воза серије 412/416

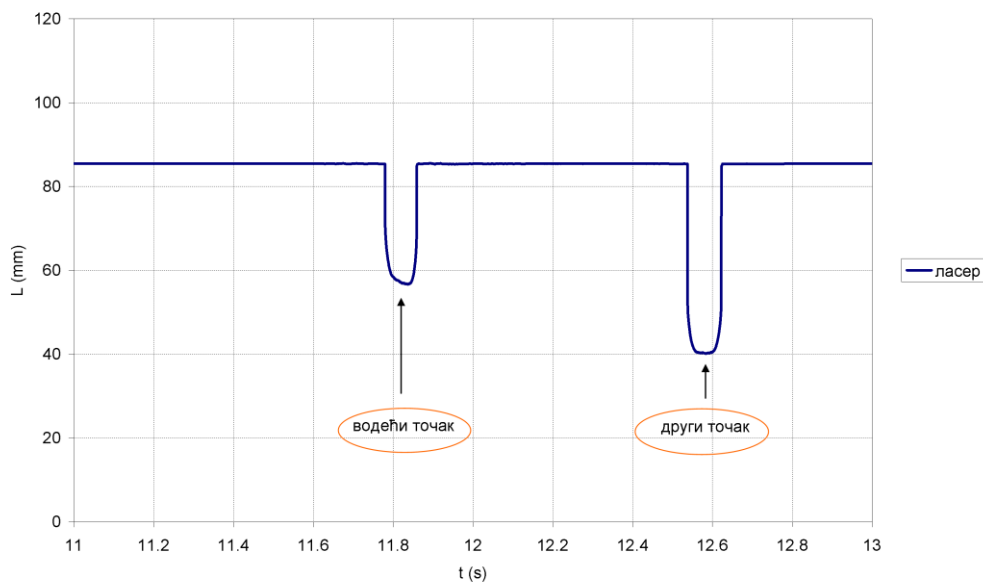
Након обраде снимљених релативних деформација у MATLAB-у, добијене вредности сила и координата положаја тачки додира спољашњих точкова, при проласку водећег обртног постоља приколице 416-077 електромоторног воза серије 412/416 брзином 12,6 km/h, су приказане на слици 7.16.



Слика 7.16: Приколица ЕМВ 416-077 – спољашњи точкови – силе и положај тачке додира

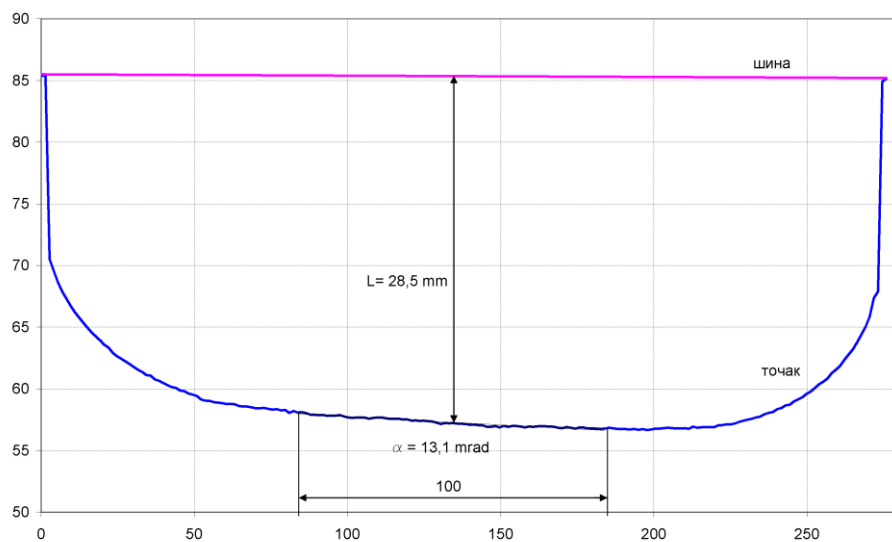
И у овом случају је извршено упоређивање измерених вертикалних сила помоћу мерних трака са резултатима вагања датим у мерној листи „Осовинско оптерећење ЕМВ бр. 594341“, Прилог В. Констатовано одступање средњих вредности осовинских оптерећења измерених на два начина, износи нешто више од 1%.

Мерење релативног положаја спољашњих тачкова и шине приликом проласка водећег обртног постоља приколице поред уређаја за мерење угла налетања тачка на шину је приказано на слици 7.17.

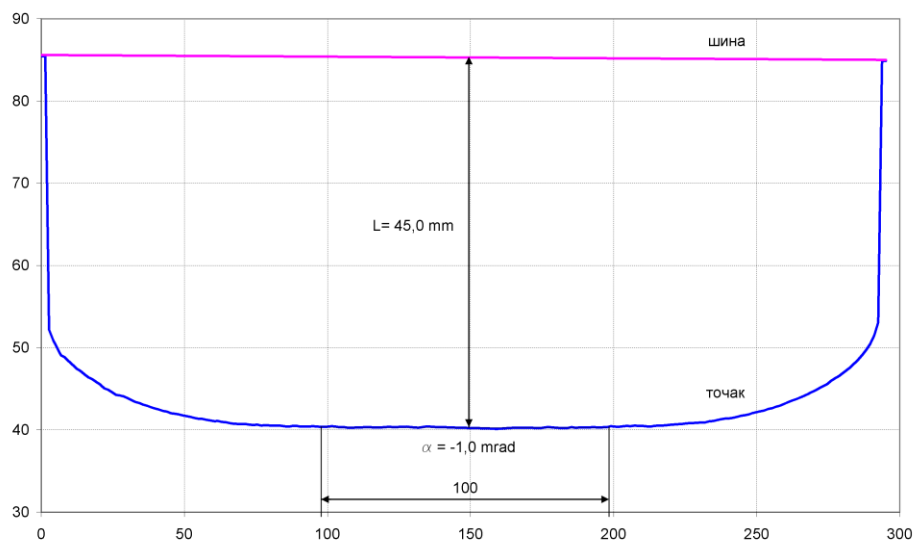


Слика 7.17: Приколица ЕМВ 416-077 спољашњи тачкови – мерни запис уређаја за мерење угла налетања тачка на шину

Након трансформације координата из временског у просторни домен, углови налетања и положаји спољашњих тачкова у односу на спољашњу шину су приказани на дијаграмима на сликама 7.18 и 7.19.



Слика 7.18: Приколица ЕМВ 416-077 – релативни положај и угао налетања спољашњег тачка водеће осовине (5-те осовине воза) на шину

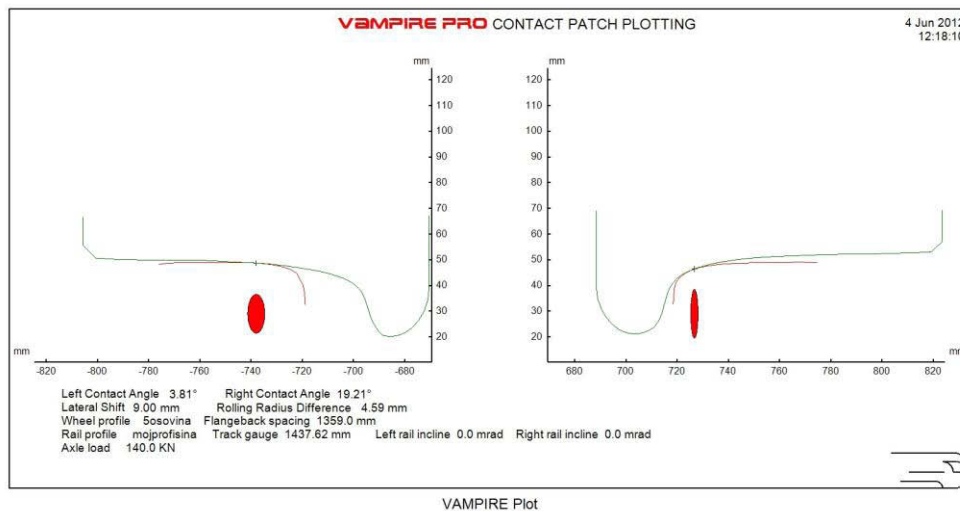


Слика 7.19: Приколица ЕМВ 416-077 – релативни положај и угао налетања спољашњег точка друге осовине (6-те осовине воза) на шину

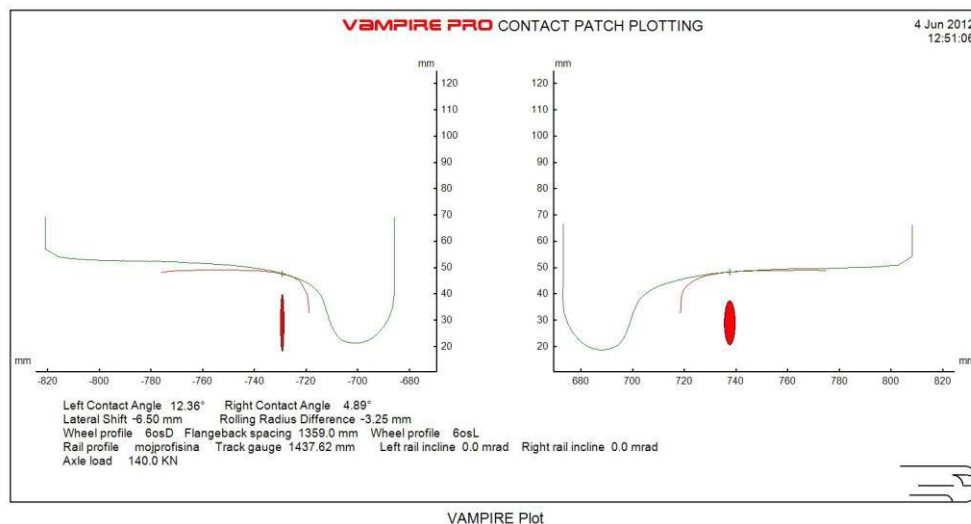
Измерени угао налетања спољашњег точка на шину је износио $\alpha=13,1$ mrad за 5-ту осовину и $\alpha=-1,0$ mrad за 6-ту осовину. Релативни положај између леђа спољашњег точка и бока спољашње шине измерен ласерским уређајем је износио 28,5 mm за 5-ту осовину и 45,0 mm за 6-ту осовину воза.

Измерене вредности релативних бочних положаја су кориговане за вредност деформације под дејством бочне силе. Бочна сила на спољашњем точку 5-те осовине воза (слика 7.16) је износила 15,4 kN, па коригована вредност релативног бочног положаја између точка и шине износи 29,5 mm. Због мале вредности бочне силе на спољашњем точку 6-те осовине -2,4 kN, нема потребе за корекцијом мерења релативног положаја точка и шине.

На основу стварног растојања леђа точка до бока шине и реалне геометрије додира точак-шина, довођењем осовинског склопа у одговарајући бочни положај у односу на колосек, може се рачунски одредити положај тачке додира на шини као координата η . Постављањем осовинског склопа у одговарајући бочни положај (слика 7.20) померањем за 9,0 mm, може се видети да је додир остварен у тачки чија координата η износи -25,0 mm. Положај тачке додира η добијен мерењем помоћу мерних трака (слика 7.16) у координатном систему шине износи приближно -20 mm.



Слика 7.20: Геометрија додира првог осовинског склопа приколице ЕМВ416-077



Слика 7.21: Геометрија додира другог осовинског склопа приколице ЕМВ416-077

Померањем 6-тог осовинског склопа воза за -6,5 mm у колосеку, што одговара растојању точка до шине од 45,0 mm, добијен је положај тачке додира $\eta = -14,0$ mm (слика 7.21). Резултат мерења помоћу мерних трака (слика 7.16), показује да тачка додира одређена на овај начин има координату $\eta = +21$ mm.

На слици 7.22 је приказан изглед отисака на шини, при проласку водећег обртног постоља приколице, на основу којих су одређени положаји тачака додира 5-те и 6-те осовине воза ЕМВ 412/416-077.



Слика 7.22: Одређивање положаја тачке додира на основу отисака на шини за 5-ту и 6-ту осовину воза

Резултати одређивања положаја тачке додира добијени мерењем мерним тракама и ласерским уређајем са познатом геометријом додира, су упоређени са положајем добијеним отиском помоћу креде, као најтачнијим и меродавним начином. Положаји тачака додира на спољашњој и унутрашњој шини одређени на овај начин су прегледно приказани у табели 7.2.

Табела 7.2: Положаји тачке додира тачкова прве две осовине приколице ЕМВ 416-077 одређени на бази отисака, мерним тракама и ласерским уређајем

Шина	Осовина	η (mm) добијено отиском	η (mm) добијено м. тракама	η (mm) добијено ласером
Спољашња	5.	-26	-20	-25
Спољашња	6.	+19	+21	-14
Унутрашња	5.	-17	-24	+14
Унутрашња	6.	+17	+17	+23

Анализом резултата показује се да је метода мерења помоћу мерних трака релативно успешна за одређивање положаја тачке додира на шини, са одступањима у прихватљивим границама. Са друге стране мерења помоћу ласерског уређаја са познатом геометријом додира у неким случајевима показују неприхватљиво велика одступања. На основу претходно наведеног, једна од почетних претпоставки да се мерење помоћу мерних трака може контролисати мерењем помоћу ласерског уређаја и познате геометрије додира, није успешно потврђена.

Одређивање положаја тачке додира помоћу ласерског уређаја зависи од измереног релативног положаја тачка и шине и зависи од снимљених

профила точкова и шина. С обзиром на велико одступање које је добијено мерењем на овај начин, извршена је анализа узрока ове појаве. Под претпоставком да снимљени профили евентуално нису добро обрађени, а да је мерење релативног положаја, као једноставније мерење, урађено добро, у осмом поглављу овог рада је извршено упоређивање величина које не зависе од геометрије додира, са резултатима добијеним симулацијом у софтверском пакету VAMPIRE са различитим профилима точкова и шина.

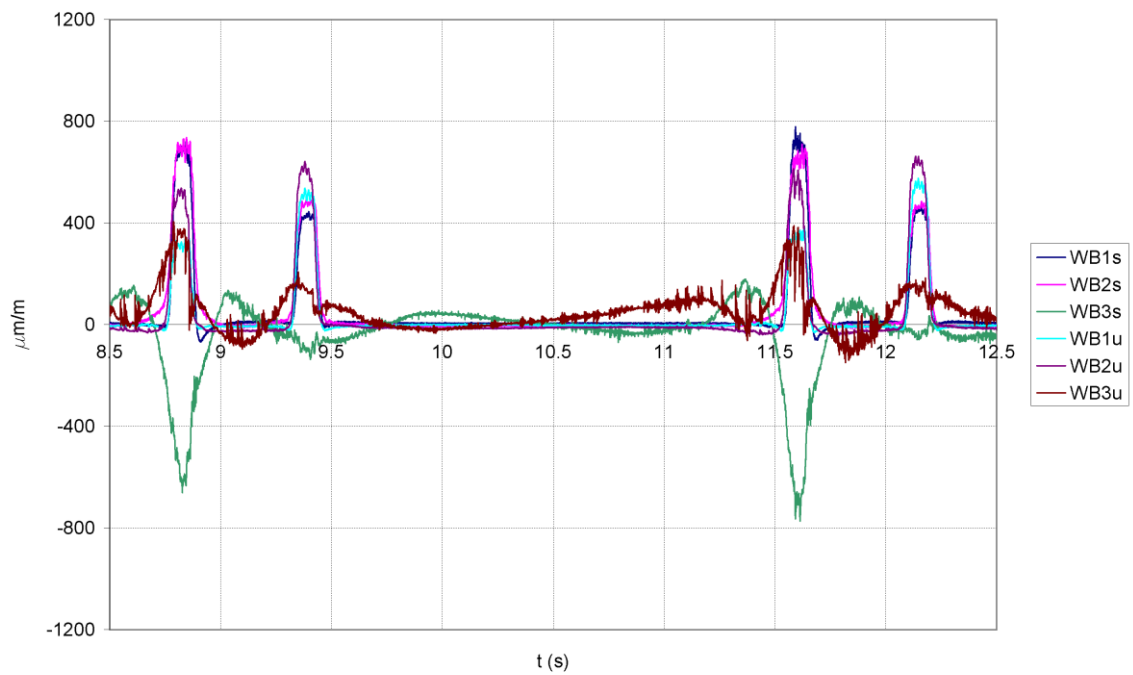
С друге стране мерење померања осовинског склопа у колосеку и углова налетања точка на шину су мерења ласерским уређајем, која не зависе од геометрије додира и снимљених профила точкова и шина, па је њихова тачност веома добра.

7.5 Мерења са Eas-z вагоном

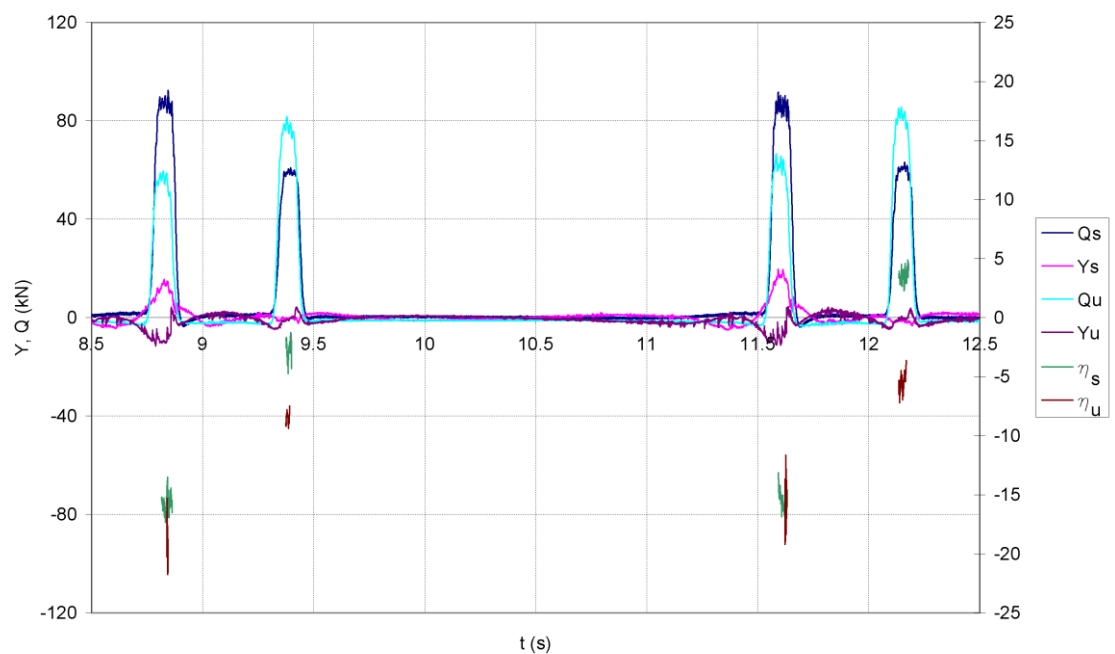
Пошто је Eas-z вагон био у пролазу и није било довољно времена да се на њему изврши снимање профила точкова, као ни мерење положаја тачке додира помоћу отисака, мерења која су извршена на њему су послужила за анализу утицаја брзине кретања на измерене вредности сила и положаја тачака додира. Мерења су извршена при проласку брзином од 12,0 km/h и 18,0 km/h.

На дијаграму на слици 7.23 су приказани временски записи релативне деформације измерене помоћу мерних трака и одговарајућих мерних мостова на спољашњој и унутрашњој шини, означени са WB_{1s} , WB_{2s} , WB_{3s} , WB_{1u} , WB_{2u} и WB_{3u} у $\mu\text{m}/\text{m}$, при проласку Eas-z вагона брзином 12,0 km/h преко мерног места.

Снимљени сигнали су обрађени у MATLAB-у и методом издвајања сигнала преведени у вредности одговарајућих сила и положаја тачки додира осам точкова Eas-z вагона (слика 7.24).



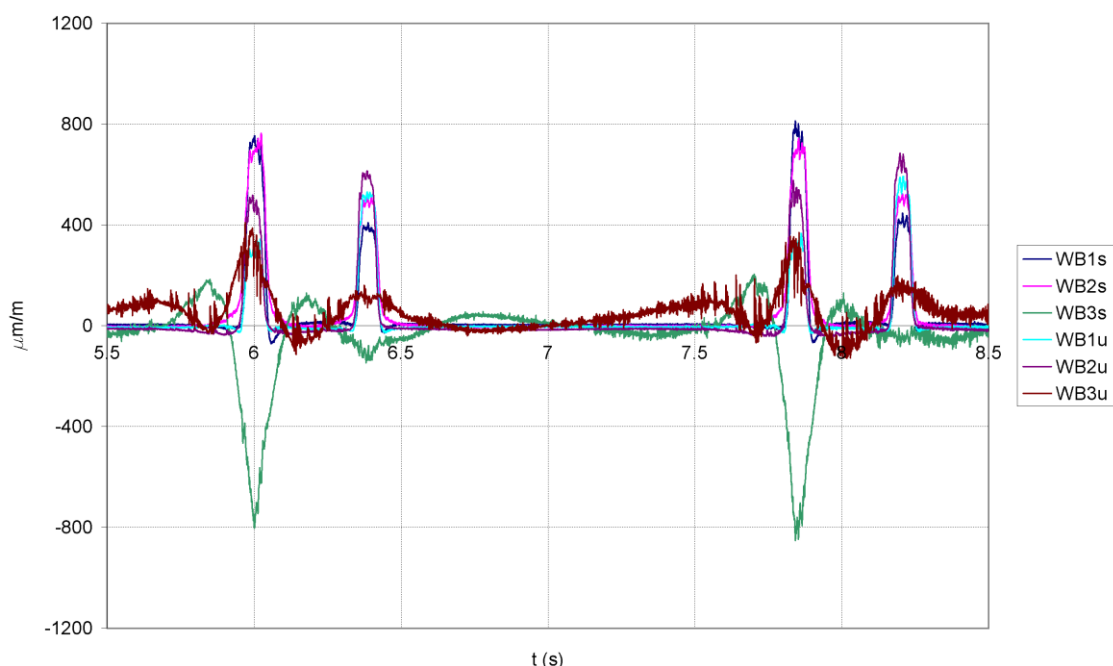
Слика 7.23: Eas-z вагон – релативне деформације измерене мерним тракама при 12,0 km/h



Слика 7.24: Eas-z вагон – силе и положаји тачки додира при 12,0 km/h

Воз је враћен уназад и под истим условима је поновљено мерење са брзином 18,0 km/h.

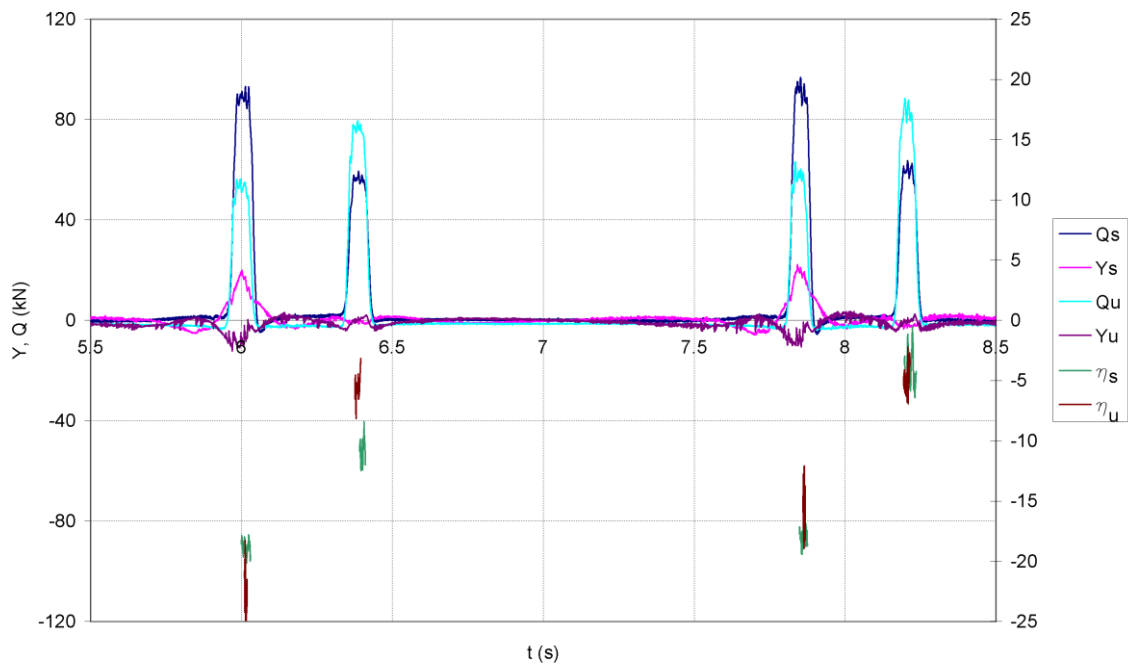
На дијаграму на слици 7.25 су приказани временски записи релативне деформације измерене помоћу мерних трака и одговарајућих мерних мостова на спољашњој и унутрашњој шини, означени са WB_{1s} , WB_{2s} , WB_{3s} , WB_{1u} , WB_{2u} и WB_{3u} у $\mu\text{m}/\text{m}$, при проласку Eas-z вагона брзином 18,0 km/h.



Слика 7.25: Eas-z вагон – релативне деформације измерене мерним тракама при 18,0 km/h

Обрађени сигнали преведени у вредности одговарајућих сила и положаја тачки додира приказани су на дијаграму на слици 7.26.

Анализом и упоређивањем добијених резултата се види да се са порастом брзине са 12,0 km/h на 18,0 km/h тачка додира на спољашњем тачку водеће осовине оба обртна постоља приближила венцу за 3 mm, а да је бочна сила Y на спољашњем тачку прве осовине са 14 порасла на 17 kN, односно на трећем осовинском склопу са 17 на 20 kN.



Слика 7.26: Eas-z вагон – силе и положаји тачки додира при 18,0 km/h

Сума измерених вертикалних сила Q на свих осам тачкова при проласку брзином од 12,0 km/h је износила 570 kN. При мерењу са брзином кретања 18,0 km/h расподела вертикалних сила по тачковима се релативно мало променила, а крајња сума је износила 565 kN. Овакав резултат указује на добру поновљивост мерења укупне вертикалне силе и на постојање одступања које износи мање од 1%. Треба напоменути да ово одступање не указује директно на (не)тачност мерења, јер се мерење не врши истовремено на свим осовинским склоповима, већ они пролазе један за другим преко инсталираног мерног места. Чак и под претпоставком да је при кретању постигнуто стационарно стање расподеле вертикалних оптерећења, динамички додаци су само делимично компензовани узимањем средње вредности кратког временског записа, који одговара проласку преко мерног места, па је очекивано да одређена мања одступања и разлике постоје при сваком понављању експеримента.

7.6 Показатељи хабања точка и шине

С обзиром да су испитивања свих возила у оквиру ове дисертације извршена под сличним условима (на истом месту), као и да су сва возила приликом преласка преко мерног места била вучена или им је вуча непосредно пре наиласка на мерно место искључена, у наставку је дато релативно поређење карактеристика хабања спољашњих точкова водећих осовина испитиваних возила. Различити аутори су дефинисали различите показатеље хабања, који се називају индекси хабања. Полазећи од израза за индекс хабања датих у [43], који садрже рад тангенцијалних сила у додиру точак-шина, ради поређења показатеља хабања различитих возила са различитим профилима точкова, за индекс хабања I_h је уз одређена приближења усвојен производ бочне силе и угла налетања точка на шину према следећем изразу:

$$I_h = k \cdot Y \cdot \xi_y = k \cdot Y \cdot \frac{V_y}{V} = k \cdot Y \cdot \alpha \quad (7.1)$$

где су:

k – константа,

Y – измерена бочна сила,

ξ_y – редуковано клизање у бочном правцу,

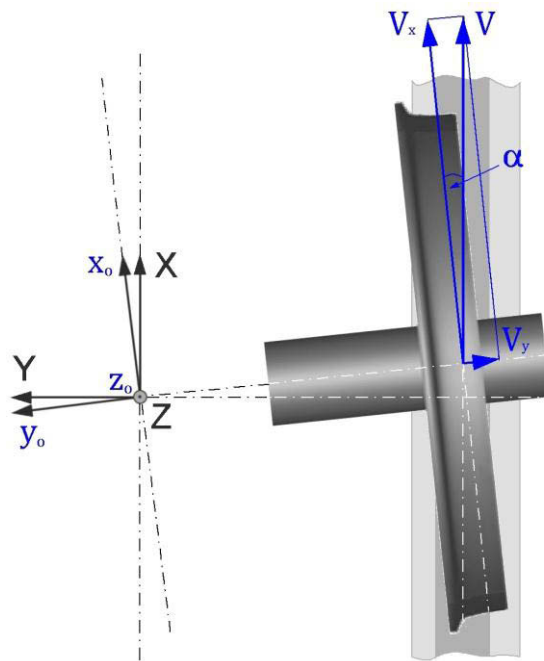
V_y – компонента брзине у бочном правцу осовинског склопа,

V – брзина у правцу напредовања точка,

α – угао налетања точка на шину.

Веза између редукованог клизања ξ_y и угла налетања точка на шину α је успостављена на основу кинематске и геометријске везе приказане на слици 7.27. Приближења и претпоставке на основу којих је изведен израз (7.1) су:

- редуковано клизање у општем случају представља однос између компоненте брзине у правцу клизања и брзине напредовања точка,
- при проласку кроз кривину, са искљученом вучом, на појаву хабања доминантан утицај има рад тангенцијалне силе у бочном правцу.



Слика 7.27: Редуковано клизање у бочном правцу

Приказ израчунатих индекса хабања на спољашњим точковима водећих осовина, добијених на основу измерених вредности сила и углова налетања точка на шину при испитивању маневарске локомотиве серије 621, моторних кола и приколице електромоторног воза ЕМВ 412/416 је дат у табели 7.3. Поређење је релативно, а усвојено референтно возило, у односу на које се упоређују друга два, је маневарска локомотива серије 621. С обзиром да су испитивања спроведена под једнаким условима, константа k има исту вредност за сва три возила, па за релативно поређење возила није битна.

Табела 7.3: Поређење показатеља хабања испитиваних возила

Возило	V (km/h)	Y (N)	α (rad)	$Y \cdot \alpha$ (N rad)	Релативни индекс хабања I_h
Маневарска локомотива 631-301	13	26900	$16,6 \cdot 10^{-3}$	446,54	1,0
Моторна кола 412-077	14	23300	$14,7 \cdot 10^{-3}$	342,51	0,77
Приколица 416-077	13	15400	$13,1 \cdot 10^{-3}$	201,74	0,45

На основу резултата приказаних у табели 7.3 се види да маневарска локомотива има највећи индекс хабања. Ово је очекиван резултат с обзиром да маневарска локомотива има највеће осовинско оптерећење (18 t), нема обртна постоља, па има веће растојање осовина (3 m) у поређењу са ЕМВ 412/416 (2,6 m) и има круто вођење осовина. Поређењем резултата добијених за моторна кола и приколицу ЕМВ, може се уочити да постоји значајна разлика у израчунатим индексима хабања, иако оба возила имају једнако растојање осовина у обртном постољу и једнако растојање оса сворњака. Разлика потиче од веће масе осовинских склопова моторних кола – због осовинских преносника, веће масе обртних постоља – због вучних мотора и укупно веће сопствене масе сандука – због разлике у опреми. Уздужно вођење осовина осовинских склопова моторних кола и приколице је слично и готово потпуно круто, на шта указују и приближно једнаки измерени углови налетања точка на шину.

Одређивање сила у додиру точак-шина и угла налетања точка на шину симулационим прорачунима

Савремени софтверски пакети специјализовани за проблеме динамике шинских возила пружају могућност истраживања утицаја различитих параметара на кретање шинских возила и на тај начин омогућују оптимизацију динамичког понашања у раним фазама пројектовања [79].

Симулације се користе као допуна анализама динамичког понашања, а њихов развој достиже у одређеним анализама степен тачности који буди амбиције да у будућности прорачуни делимично замене и неке поступке испитивања [1].

Најзначајнији и најшире примењивани софтверски пакети за ову намену су: VAMPIRE, GENSYS, SIMPACK, ADAMS/Rail-MEDYNA, NUCARS, UNIVERSAL MECHANISM итд.

У овом раду је, коришћен специјализовани софтверски пакет VAMPIRE британске компаније DeltaRail Group [10], којим се решавају проблеми динамике кретања шинских возила. Направљен је модел приколице електромоторног воза серије 412/416, са циљем да се најпре упореде експериментално одређене вредности сила и углова налетања точка на шину приликом проласка кроз кривину, са резултатима добијеним нумеричком анализом, а затим да се изврши даља анализа утицаја параметара геометрије додира на динамичко понашање овог воза.

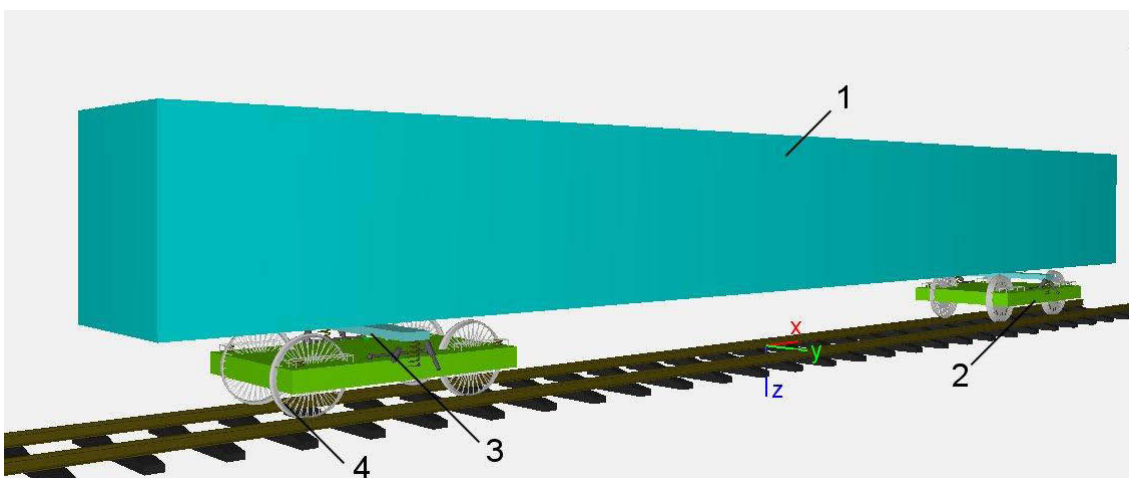
При моделирању је потребно што реалније представити механичке карактеристике главних компоненти возила. Главне компоненте за

моделирање се могу поделити на елементе носеће структуре и елементе ослањања.

Главни делови носеће структуре, који су представљени у моделу као тела међусобно повезана елементима еластичног ослањања, су колски сандук, рамови обртних постоља и осовински склопови. Ове делове карактерише одређена маса, моменти инерције, а за неке анализе је потребно познавати структурну еластичност.

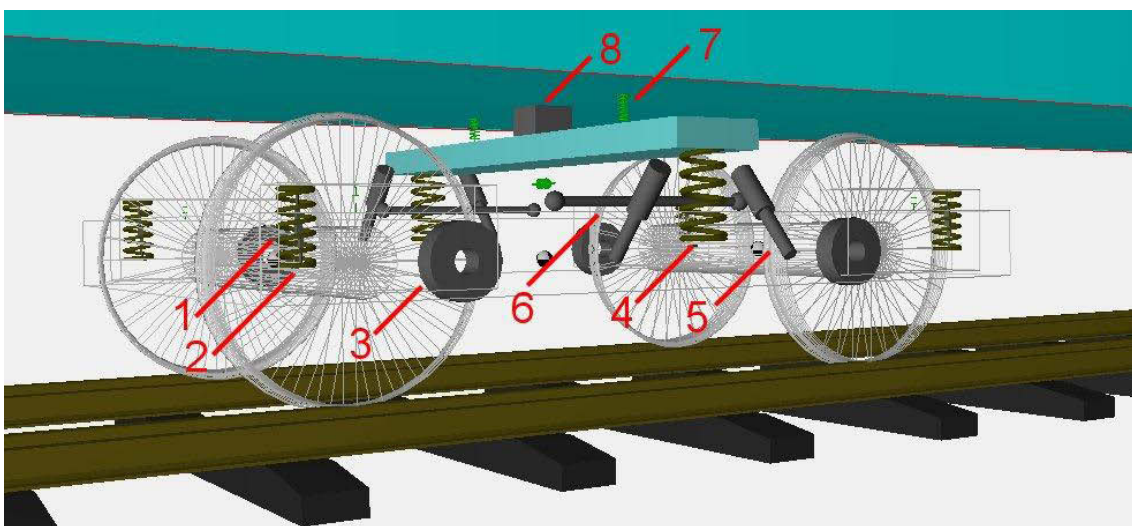
Главне компоненте ослањања могу бити различити опружни елементи и пригушивачи (амортизери) на бази сувог трења или вискозног трења, чије карактеристике могу да зависе од релативних померања и од релативне брзине померања делова које повезују. Вучне мотке, граничници хода, торзионе мотке, вешалице итд, такође припадају овој групи компоненти. Ови елементи одређују степене слободе модела, односно утичу на једначине кретања структурних делова, који чине модел.

На слици 8.1 је приказан модел приколице електромоторног воза 412/416. Делови су приказани шематски, а карактеристике носећих (структурних) делова, као и позиције елемената за везу између њих су реално моделирани према расположивој техничкој документацији датој у Прилогу В. За циљ ове дисертације и проблеме који се у њој анализирају еластична својства главних компоненти возила нису битна, па су колски сандук - 1, рамови обртних постоља - 2, попречни носачи обртног постоља- 3 и осовински склопови -4 моделирани као крута тела.



Слика 8.1: Модел приколице EMV 412/416 у програму VAMPIRE

На слици 8.2 је приказан модел обртног постоља ЕМВ 412/416 са елементима ослањања. Сам рам је приказан транспарентно, како би се боље видели елементи ослањања и вођења. Позиција 1 означава комплет опруга примарног ослањања, који чине спољашња и унутрашња завојна опруга. Укупно четири комплета по обртном постољу, постављена на 300 mm од осе кућишта осовинског лежаја у x правцу даље од осе сворњака, повезују рам обртног постоља и кућишта осовинских лежаја. Пригушење примарног ослањања је остварено применом пригушивача на бази сувог трења - 2, постављених унутар комплета опруга примарног ослањања. Веза између осовинских склопова и рамова обртних постоља је остварена преко водилица - 3, зглобно повезаних са рамом обртног постоља. Велика крутост зглобова у x правцу обезбеђује круто вођење осовинских склопова, без могућности радијалног постављања приликом проласка кроз кривину. Секундарно ослањање сандука преко попречног носача на раму обртног постоља је остварено преко два комплета звојних опруга - 4, а пригушење се остварује преко два пара хидрауличких амортизера - 5 постављених под углом од око 40° у односу на вертикалу, тако да пригушују осцилације у вертикалном и бочном правцу. Уздужна реакција између попречног носача и рама обртног постоља се преноси преко две реакционе мотке - 6.



Слика 8.2: Модел приколице ЕМВ 412/416, детаљ елемената ослањања

Сандук се на попречни носач ослања преко поклизника - 7, а гумени одбојници централног сворњака - 8 омогућује релативно померање сандука у

односу на рам обртног постоља у бочном правцу од ± 35 mm. Цртежи примарног и секундарног ослањања према којима су дефинисане крутости у моделу приколице ЕМВ 412/416 су дати у Прилогу В.

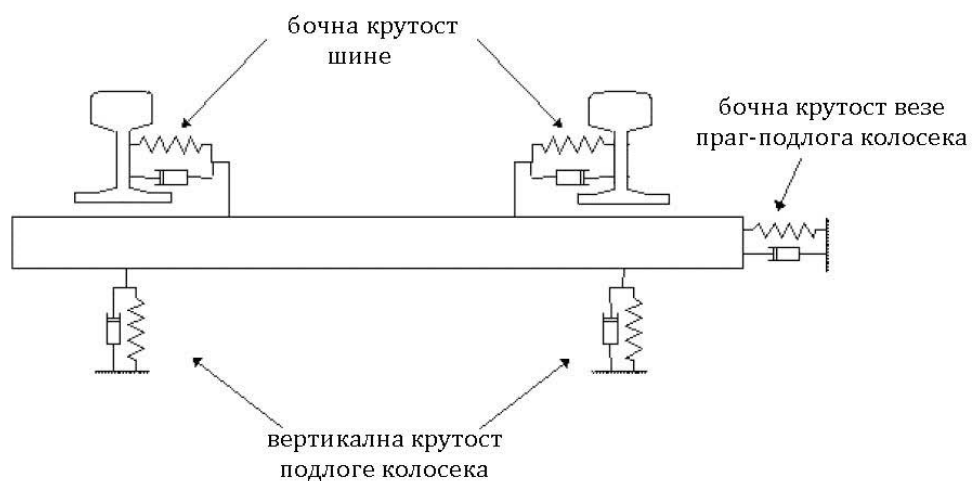
За симулацију су коришћени реални параметри додира точак-шина, односно снимљени профили точкова возила на којима су вршена мерења и профили шина на месту где је постављен систем за мерење сила у додиру точак-шина, као што је описано у поглављу 6.5. Анализе су вршене и на новим профилима точкова и шина, како би се анализирао утицај параметара додира на вредности сила и положаје тачке додира, односно на померања осовинског склопа у колосеку и у том стању геометрије додира.

Симулиран је случај проласка кроз кривину полупречника 214 m без надвишења, што одговара експерименталним условима, по шинама без неравнина или других геометријских одступања.

Модел приколице се разликује од модела моторних кола по масама неких структурних делова (маса колског сандука и маса обртног постоља) и карактеристикама елемената ослањања, па је могуће мањим модификацијама модела симулирати и понашање моторних кола. Обртно постоље моторних кола за разлику од обртног постоља приколице има мотор, осовински преносник и још неке компоненте мање масе.

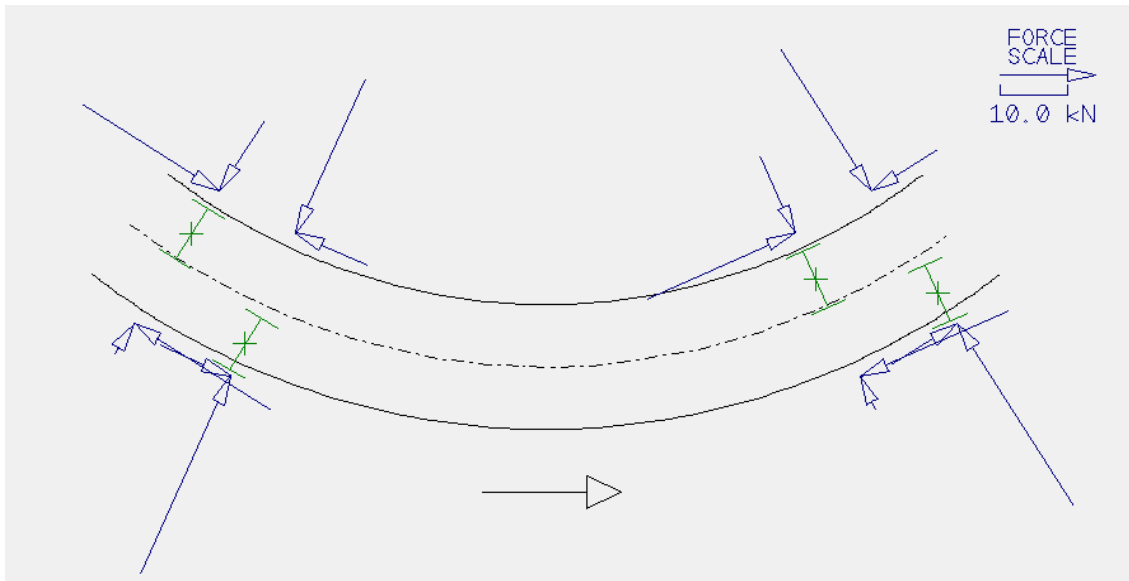
С обзиром да на моторним колима у експерименталном делу рада није било могуће снимити реалне профиле точкова, даља анализа је настављена само на моделу приколице. Спроведена је анализа за квазистатички пролазак кроз кривину са нелинеарним моделом. Силе у додиру су моделиране нелинеарним законом клизања, који користи табеле параметара додира дефинисане у функцији бочног померања осовинског склопа у колосеку и табеле бездимензионих клизања. Овакав тип анализа претпоставља успостављање стационарног стања, па не узима у обзир трење у елементима за везу, а пригушење елемената ослањања само доприноси бржој конвергенцији резултата при решавању система једначина модела и не утиче на добијене резултате [10]. Изузетак је закретни моменат на поклизницима који мора да се савлада приликом проласка кроз кривину и доприноси повећању сила вођења.

Параметри модела колосека који су коришћени у симулацији су крутост и пригушење колосека и његове подлоге. С обзиром да је у овој дисертацији експериментално одређена само бочна крутост главе шине, а да прелиминарни резултати мерења вертикалне крутости шинског ослонца на месту мерења указују на типичне вредности параметара, у моделу колосека је усвојена вертикална крутост шинског ослонца од 50 kN/mm , бочна крутост везе праг-подлога колосека 37 kN/mm и бочна крутост шине 43 kN/mm [10]. На слици 8.3 је приказан модел колосека.



Слика 8.3: Модел колосека [10]

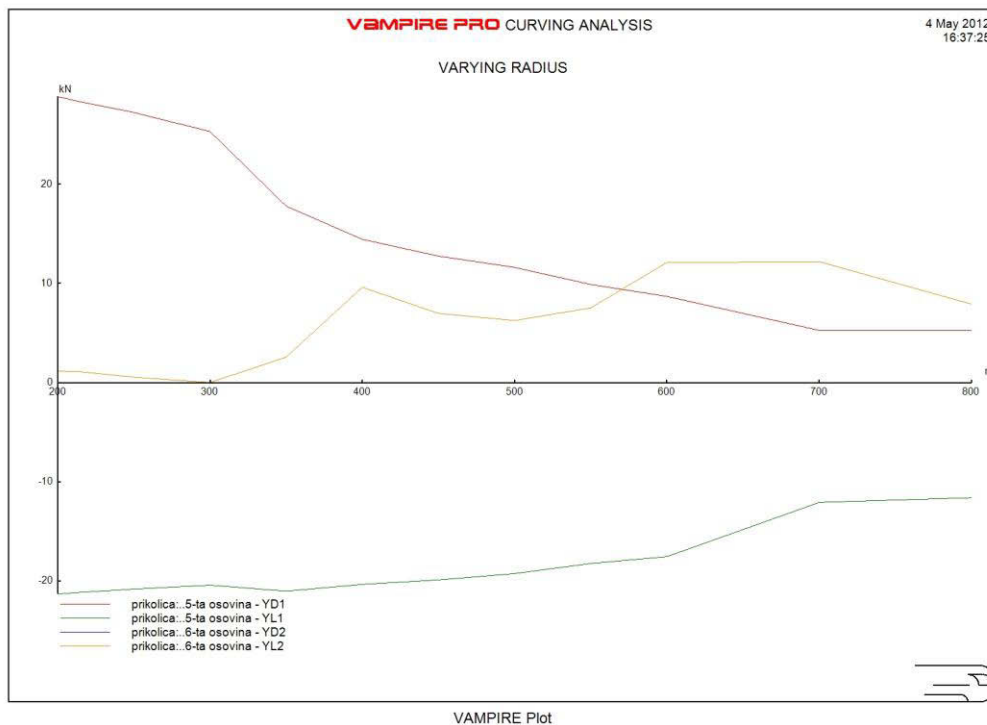
Векторски дијаграм сила симулационим прорачуном у додиру точак-шина приликом проласка приколице електромоторног воза кроз кривину полупречника 214 m брзином $3,5 \text{ m/s}$ је дат на слици 8.4. Дужине стрелица одређују интензитете сила према размери која је дата у горњем десном углу слике. Уцртани смерови сила одговарају дејству шине на точак. У случају мерења сила које се са точка преносе на шину, што је случај у овом раду, смерови су супротни.



Слика 8.4: Дијаграм израчунатих сила при проласку приколице EMB 416-077 кроз кривину полупречника 214 m

На дијаграму на слици 8.5 су приказани резултати прорачуна бочних сила точкова 5-те и 6-те осовине воза односно прве и друге осовине приколице израчунати за различите полупречнике кривине.

Са дијаграма се може видети да при проласку кроз кривину полупречника 214 m, израчуната вредност бочне силе 5-те осовине на спољашњој шини износи 28,6 kN, а на унутрашњој -21,7 kN. Вредности сила, добијене мерењем при брзини 3,5 m/s, на истој позицији, износе 15,4 kN од спољашњег точка и -7,4 kN од унутрашњег. Бочне силе од оба точка друге осовине приколице (6-те осовине воза) добијене прорачуном при проласку кроз кривину 214 m за оба точка су једнаке и износе 1,4 kN, док је експериментално измерена вредност -2,4 kN за спољашњи точак, а -1,6 kN за унутрашњи.

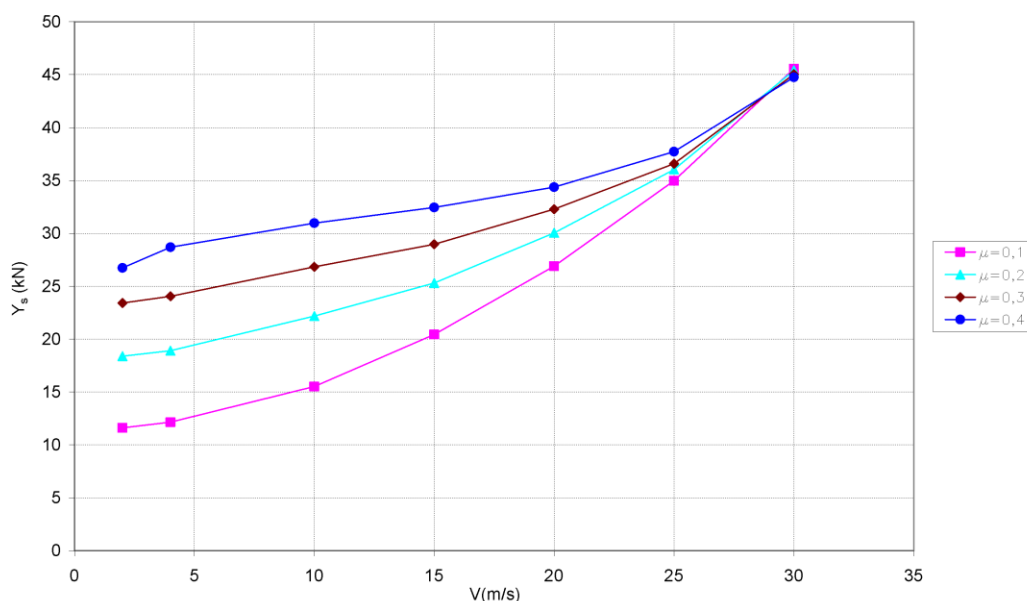


Слика 8.5: Дијаграм бочних сила точкова петог и шестог осовинског склопа у функцији полупречника кривине

Добијени резултати се доста разликују од експериментално измерених, што указује на постојање неког параметра модела који се разликује од стварног, а који изазива значајно одступање резултата. Као што је речено, мерење бочних сила помоћу мерних трака није било могуће упоредити са неким алтернативним расположивим принципом мерења, а истовремено симулација и сви параметри који утичу на њене резултате нису егзактни и једнозначно одређени. Због тога није могуће утврдити шта је меродавно, већ је резултате добијене нумерички и експериментално могуће само упоредити и истражити како поједини параметри модела возила и колосека утичу на израчунате вредности сила.

Један од значајнијих параметара који утиче на резултате симулације је коефицијент трења. Према [1], препорука је да се у симулацијама у моделу додира точак-шина користи вредност коефицијента трења 0,4. Коефицијент трења има стохастички карактер па стварна вредност у некој мери сигурно одступа од препоручене за случај сувих и чистих шина. У неким истраживањима [45] се наводи да је за случај испитивања једног воза на

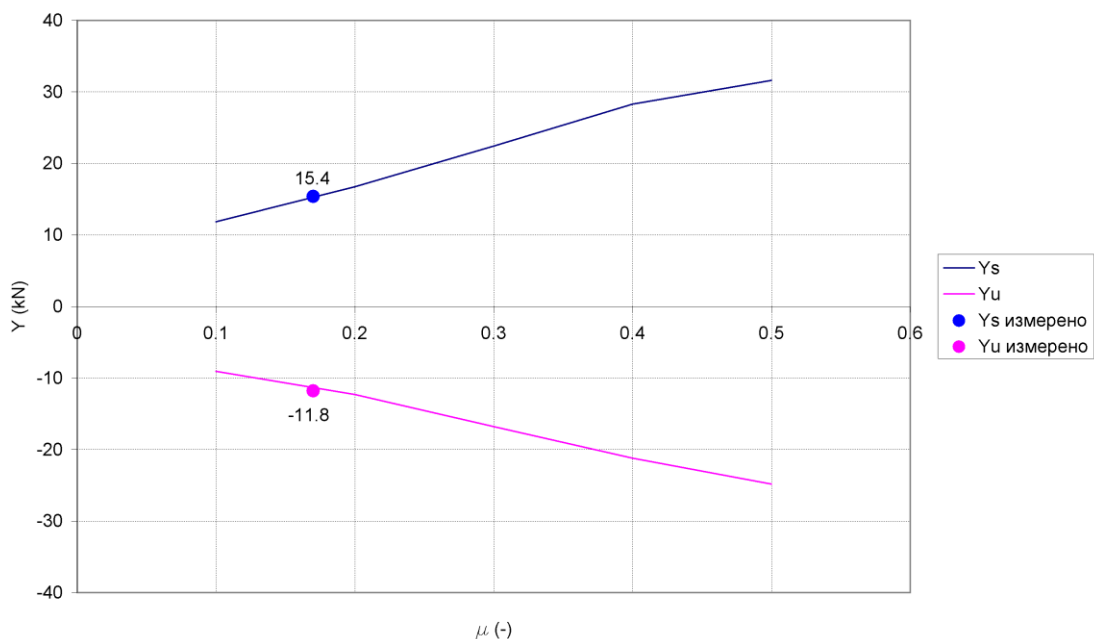
мрежи Британских железница током испитивања максимална измерена вредност коефицијента трења износила 0,45, а да је просечна вредност била 0,32. На Српским железницама резултати експерименталних мерења [80] показују да се вредност коефицијента трења у зависности од стања запрљаности и влажности точкава и шина, налази у интервалу $0,19 \div 0,30$. Док се у неким другим истраживањима [23, 81] види да се стварне вредности коефицијента трења, у зависности од стања контаминираности точкава и шина, могу спустити и до приближно 0,16. Због тога је у наставку симулацијом анализиран утицај коефицијента трења на вредности сила у додиру точак-шина. Резултати прорачуна добијени истим моделом возила, под истим осталим условима и коефицијентом трења 0,3 уместо 0,4, указују да се и вредности бочних сила скоро пропорционално мењају, тј. приближно 20% су ниже од претходно добијених и износе 23,9 kN на спољашњој шини, а на унутрашњој -17,9 kN. Овако добијене вредности су ближе онима које су добијене мерењем и указују на значај избора вредности коефицијента трења модела додира точак-шина на резултате прорачуна. Даљим смањењем коефицијента трења на венцу и површини котрљања се и вредности сила очекивано смањују.



Слика 8.6: Зависност бочне сила спољашњег точка водеће осовине од коефицијента трења и брзине кретања при проласку кроз кривину полупречника 214 m

На дијаграму на слици 8.6 је приказана израчуната зависност бочних сила спољашњег точка водеће осовине од избора коефицијента трења у моделу додира точак-шина при проласку кроз кривину полупречника 214 m у функцији брзине кретања. Са дијаграма се може видети да са порастом брзине, односно непонишеног бочног убрзања, коефицијент трења све мање утиче на вредност бочне силе. У опсегу брзина када се достигне непоништено бочно убрзање при којем потенцијално може доћи до појаве исклизнућа или превртања вагона, вредност бочне силе искључиво зависи од вредности непонишеног бочног убрзања.

Измереној вредности силе од 15,4 kN при брзини од 3,5 m/s би на дијаграму 8.6 одговарала вредност коефицијента трења од приближно 0,17. Ова вредност је веома ниска и вероватно је стварна вредност већа. С обзиром на присуство корозије на шинама на којима је вршено мерење, са циљем добијања што бољег слагања резултата симулације са мерењем, требало би истражити колико слој корозије утиче на вредност коефицијента трења у додиру точак-шина, што није једноставно и подложно је утицају случајних фактора.

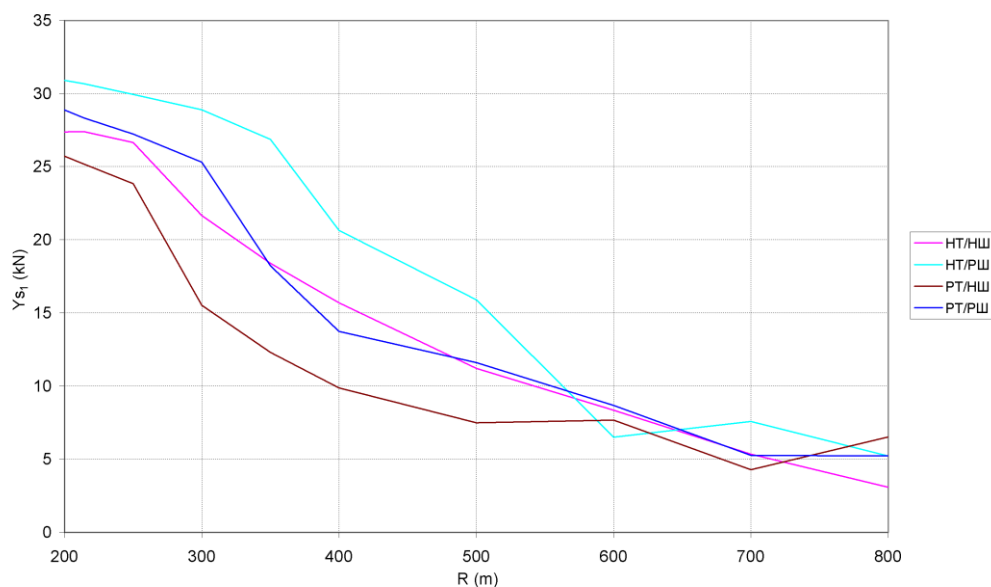


Слика 8.7: Зависност бочне силе спољашњег и унутрашњег точка водеће 5-те осовине од коефицијента трења са уцртаним вредностима добијеним експерименталним мерењем

На слици 8.7 је приказана зависност бочне силе спољашњег и унутрашњег точка од коефицијента трења добијена симулацијом, а уцртане су и експериментално измерене вредности точкава 5-те осовине.

Однос бочних сила спољашњег и унутрашњег точка 5-те осовине добијен експерименталним путем (слика 8.7) је пропорционалан са одговарајућим силама добијеним симулационим прорачуном, тј. обе вредности се налазе на одговарајућим кривама, чија вредност апсцисе (коефицијента трења) износи 0,17.

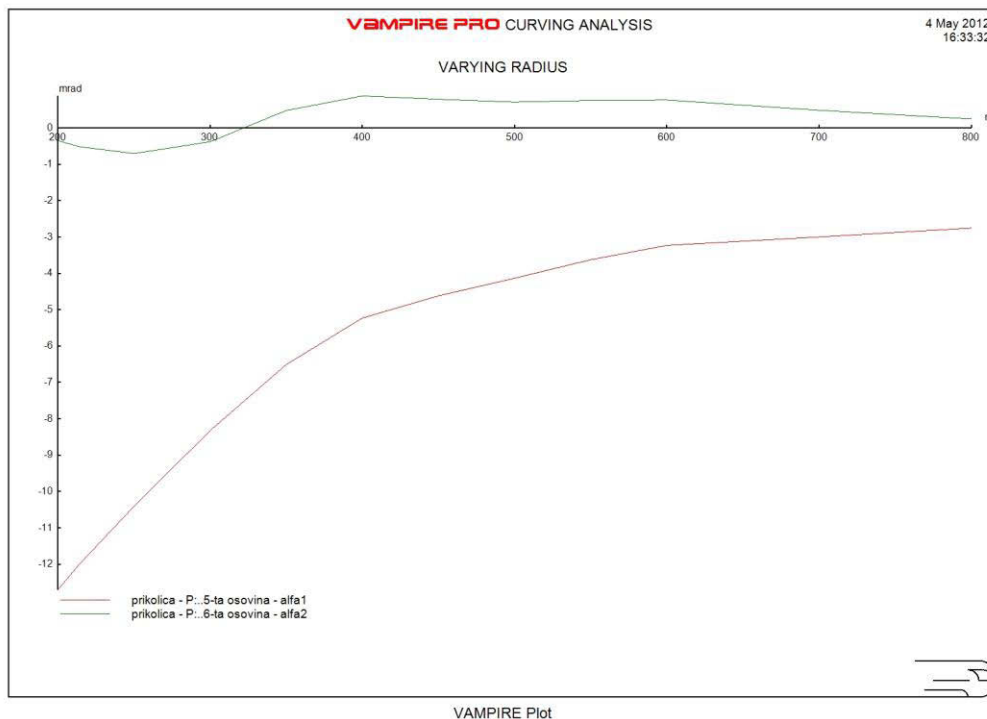
На дијаграму на слици 8.8 је дат приказ рачунске анализе утицаја геометрије додира на бочне силе од спољашњег точка 5-те осовине добијене при проласку приколице ЕМВ кроз кривине полупречника 200 до 800 m, брзином од 3,5 m/s (12,6 km/h) за следеће комбинације профила точкава и шина: нов точак–нова шина (НТ/НШ), нов точак–реална шина (НТ/РШ), реалан точак–нова шина (РТ/НШ) и реалан точак–реална шина (РТ/РШ). Под реалним профилима точкава и шина се подразумевају снимљени профили шина на мерном месту и снимљени профили точкава 5-те осовине приколице воза 416-077. Напомена: Ова анализа и све наредне анализе су спроведене са коефицијентом трења од 0,4.



Слика 8.8: Утицај геометрије додира на вредности бочне сила спољашњег точка водеће осовине

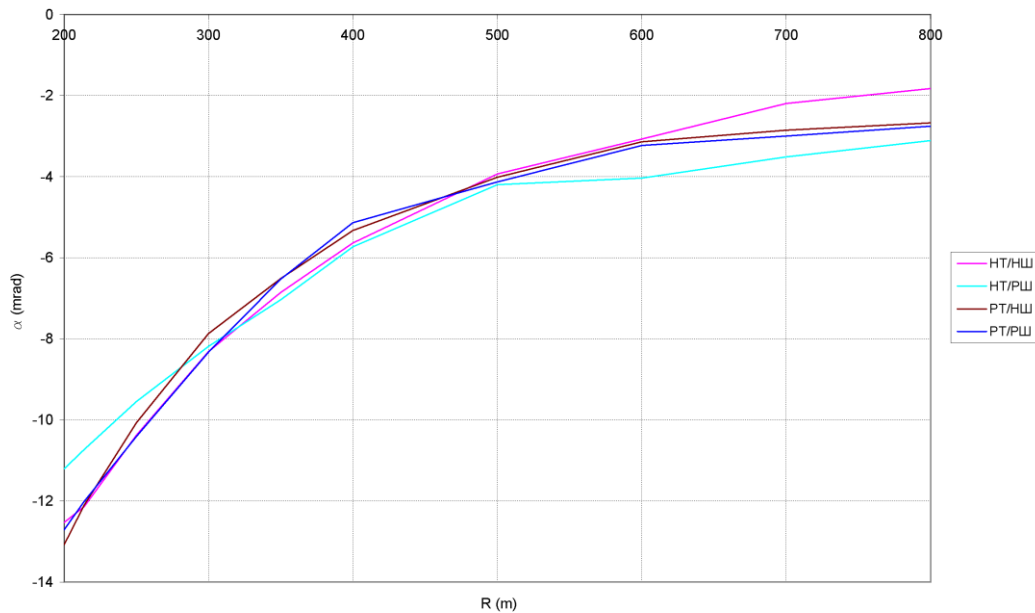
На дијаграму се може уочити нелинеарни карактер промене силе са променом полупречника кривине. Уочава се да је утицај стања профила точкова и шина у кривинама радијуса изнад 500 m мали. За полупречник кривине од 214 m најнижа вредност бочне силе на спољашњем водећем точку 5-те осовине је добијена у случају додира реалан точак–нова шина (РТ/НШ), док је у случају нов точак–реална шина (НТ/РШ) помало неочекивано, у опсегу мањих полупречника кривине симулацијом истовремено добијена најмања вредност угла налетања точка на шину (слика 8.10) и највећа вредност бочне силе (слика 8.8).

На слици 8.9 је приказан дијаграм зависности угла налетања точка на шину од полупречника кривине за реалне профиле, на коме се види да за полупречник кривине 214 m, угао налетања водећег спољашњег точка по прорачуну износи -12,0 mrad док је експерименталним путем утврђена вредност -13,9 mrad. Угао налетања спољашњег точка другог осовинског склопа приколице (6-та осовина воза) по прорачуну износи -0,5 mrad, док је експериментално измерена вредност 1,3 mrad.



Слика 8.9: Угао налетања точка на шину 5-те и 6-те осовине у функцији полупречника кривине

На дијаграму на слици 8.10, ради поређења, је дат приказ вредности угла налетања точка на шину 5-те осовине, добијених симулацијом за различите комбинације нов точак–нова шина (НТ/НШ), нов точак–реална шина (НТ/РШ), реалан точак–нова шина (РТ/НШ) и реалан точак–реална шина (РТ/РШ), при проласку приколице ЕМВ кроз кривине полупречника 200 до 800 m, брзином кретања од 3,5 m/s (12,6 km/h).



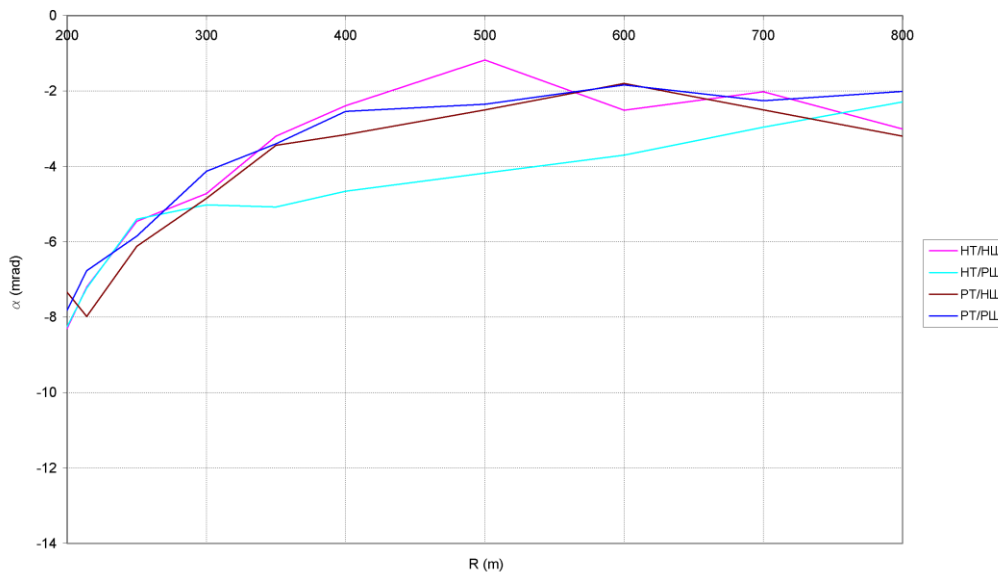
Слика 8.10: Угао налетања точка на шину 5-те осовине у функцији полупречника за различите профиле точова и шина

Са дијаграма се може видети да угао налетања точка на шину релативно мало зависи од анализираних комбинација профила точкова и шина у додиру.

У наставку је анализиран утицај профила точкова и шина на угао налетања точка на шину у случају еластичног уздужног вођења са изабраном крутошћу везе осовински склоп–рам обртног постоља у уздужном правцу од 3 kN/mm која омогућује делимично радијално постављање осовинског склопа приликом проласка кроз кривину.

Са дијаграма на слици 8.11 се може видети да су у случају еластичног уздужног вођења углови налетања точка на шину очекивано мањи. У случају комбинације НТ/РШ крива зависности се мало издваја од осталих и угао

налетања точка на шину α спорије опада са повећањем полупречника кривине, што је неповољније са аспекта хабања.

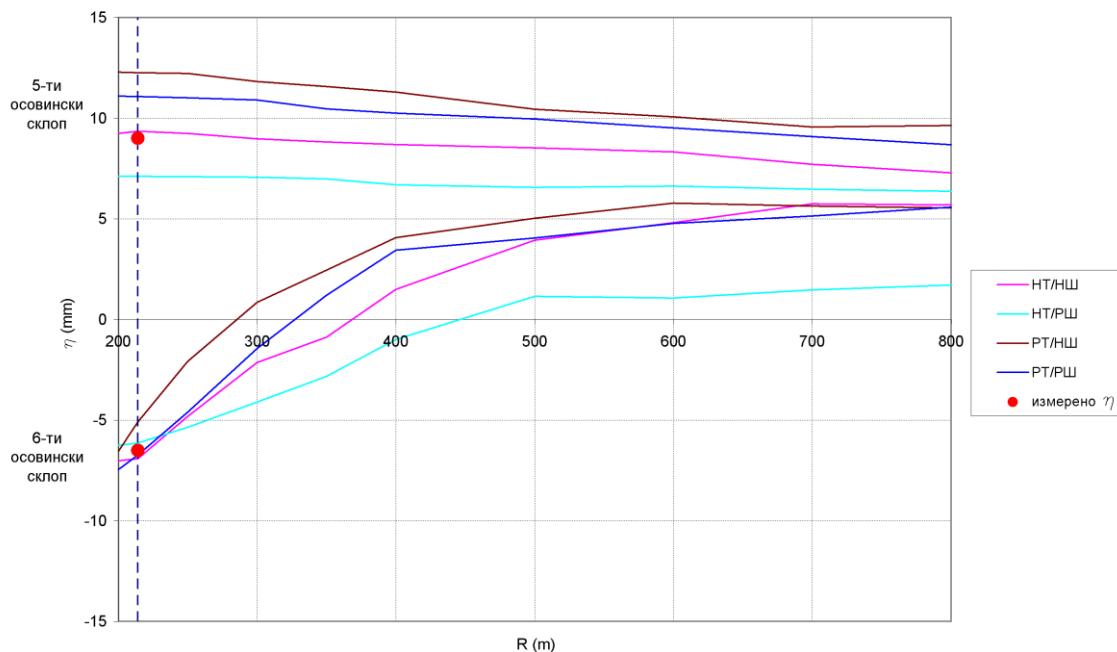


Слика 8.11: Угао налетања точка на шину 5-те осовине у функцији полупречника кривине за различите профиле точова и шина и еластично уздужно вођење осовинског склопа (3 kN/mm)

Као што је већ речено, одступање положаја тачке додира добијено мерењем ласером, са познатом геометријом додира, од положаја добијеног брисањем трага креде на шини је значајно. Како би се искључио утицај тачности снимања профила на резултате мерења, у наставку су упоређени резултати мерења бочног померања осовинског склопа у колосеку помоћу ласера, које не зависи од геометрије додира и снимљених профила, са резултатима бочног померања добијеним симулацијом за различите комбинације профила точкова и шина и различите полупречнике кривине и круто вођење, какво реално постоји на возу ЕМВ412/416 (слика 8.12).

Може се видети да за полупречник кривине 214 m ова вредност за 5-ти осовински склоп и комбинацију реалан точак/реална шина (РТ/РШ) склоп износи +11,7 mm. За 6-ти осовински склоп симулацијом за РТ/РШ при проласку кроз кривину 214 m је израчунато бочно померање осовинског склопа од -6,2 mm.

Измерене вредности померања ласерским уређајем за 5-ти осовинско склоп +9,0 mm и -6,5 mm за 6-ти осовински склоп су доста блиске вредностима које су добијене симулацијом.



Слика 8.12: Дијаграм бочног померања осовинског склопа у колосеку у функцији полупречника кривине

Даљом анализом дијаграма на слици 8.12 се може видети да се вредности померања, добијене симулацијом за различите комбинације профила точкова и шина у кривини од 214 m, за 5-ти осовински склоп крећу од 7,0 до 12,5 mm, а за 6-ти осовински склоп од -7,0 до -5,0 mm и да су измерене вредности у тим границама. Иако различите комбинације профила точкова и шина не утичу битно на вредност померања осовинског склопа при проласку кроз кривину, за исте вредности бочног померања осовинског склопа у колосеку, са различитим профилима, тачка додира се може преместити с једног на други крај профила.

ЗАКЉУЧАК И МОГУЋНОСТИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА

Основни циљ ове дисертације је била анализа утицаја параметара додира точак-шина на динамичко понашање шинских возила. То је било могуће постићи комбинацијом експерименталних и рачунских (симулационих) метода.

За спровођење експеримената у раду је развијен систем који омогућује експерименталну идентификацију неких од главних показатеља динамичког понашања, као што су вертикалне и бочне силе у додиру точак-шина, као и одређивање положаја тачке додира на шини. Као полазна основа за развој система је послужио мерни принцип дефинисан у ORE B55/ RP4 [49]. Принцип је базиран на мерењу релативних деформација тензометријским мерним тракама. У овој дисертацији је метода мерења унапређена у домену раздвајања утицаја вертикалне силе на мерење бочне силе и додато је одређивање положаја тачке додира на шини применом методе слепог издвајања сигнала анализом независних компоненти. Саставни део развијене мерне методе је и одређивање релативног положаја између точка и шине и угла налетања точка на шину путем ласерског уређаја и мерним принципом, који је развијен у оквиру експерименталног дела овог рада.

Главни параметри додира точак-шина су профили точка и главе шине и њихов узајамни положај, одређен карактеристичним димензијама колосека и осовинског склопа. За одређивање профила точка и шине је коришћен механички профилограф развијен на Катедри за железничко машинство [32], а снимљени профили су као веома важни улазни параметри

геометрије додира, укључени у све анализе и мерења сила у додиру точак шина, као и за одређивање положаја тачке додира и угла налетања точка на шину.

Пошто метода омогућава да се утврди положај тачке додира на шини, и релативни положај између точка и шине, могуће је одредити и положај тачке додира на точку са непознатим профилем точка.

Са овако развијеним системом за мерење сила у додиру точак-шина и уређајем за одређивање угла налетања точка на шину, спроведена је серија мерења на четири типа возила са различитим геометријским параметрима и осовинским оптерећењима. Мерења су обављена у кривини полупречника 214 m без надвишења, са различитим брзинама кретања.

Варирање параметара додира точак-шина једног возила, у реалним условима, се може постићи машинском обрадом профила точкова и на тај начин променом њиховог облика. Мере профила точкова возила, која су била на располагању за мерење, нису биле на граници истрошења и точкови нису били предвиђени за обраду, па би промена њихових профила значила повлачење возила из саобраћаја и слање на ванредну машинску обраду профила, што није било могуће због потребне расположивости возила и трошкова превремене обраде осовинских склопова. Друга могућност је вишемесечно праћење возила и снимање промене облика профила, које настаје услед хабања у експлоатацији. Због претходно наведених разлога је варирање параметара додира и анализа њиховог утицаја на силе у додиру точак-шина и углове налетања точка на шину спроведено симулационим прорачунима, применом специјализованог програмског пакета VAMPIRE за проблеме динамике кретања шинских возила.

У циљу поређења испитивања и симулационих прорачуна посебно је анализиран случај квазистатичког нелинеарног проласка приколице електромоторног воза серије 412/416 кроз кривину полупречника 214 m. Симулирани су једнаки услови који су остварени приликом мерења, а модел је укључио реалне нелинеарне профиле точкова и шина, који су снимљени на месту мерења.

Провера тачности мерења је спроведена мерењем истих величина на више начина. Тако је мерење вертикалне силе Q развијеним мерним системом, поређено са подацима о сопственим тежинама возила и мерним листама са вагања. Положај тачке додира η , при проласку возила преко мерног места са инсталираним мерним тракама, је за неке случајеве мерења проверен одређивањем положаја отиска точка на шини брисањем трага креде на шини, односно пресецањем слоја "живе" гуме, залепљеног преко газеће површине шине.

На основу релативно добре сагласности експерименталних резултата добијених на више начина, може се закључити да експериментална метода има прихватљиву поузданост за одређивање сила у додиру точак-шина и мерење углова налетања точка на шину. Процењене вредности релативних грешака мерења након обраде сигнала анализом независних компоненти за вертикалну силу Q износе 1%. Релативна грешка одређивања положаја тачке додира на шини η , процењена на бази одступања добијених мерењем на више начина, износи максимално 15% за пун опсег могућих положаја тачке додира. Бочну силу Y није било могуће упоредити са другим алтернативним начином мерења, па се на бази зависности одређивања бочне силе од положаја тачке додира η и вертикалне силе Q , процењује да релативна грешка мерења бочне силе Y у најнеповољнијем случају може износити 20%. Треба напоменути да је за случајно изабране тест примере добијене методом коначних елемената, приликом провере могућности примене методе издвајања сигнала анализом независних компоненти, релативно одступање бочне силе Y , добијене након издвајања сигнала, теоријски износило мање од 5%. На тачност мерења у реалним условима утиче тачност одређивања великог броја параметара, као што су снимљени профили шина, нејднака крутост шинске подлоге на месту прагова између којих се налази мерни систем итд., па је са циљем добијања тачнијих резултата неопходно што тачније мерити ове параметре и држати их у прописаним границама.

Упоређивањем резултата добијених експерименталним мерењем бочне силе са резултатима нумеричке симулације у програмском пакету VAMPIRE, може се уочити да су највеће разлике у вредностима бочних сила

које су при мерењу биле знатно мање од оних добијених сумулацијама. Ово одступање, делимично, може бити последица (не)тачности мерења, а делимично су последица непознавања тачних вредности свих параметара који су коришћени при моделирању проласка кроз кривину. У те параметре спадају неки од параметара возила и колосека, као и коефицијент трења који, као што је познато и како је показано у Глави 8 овог рада, има веома значајан утицај на вредности бочних сила. Треба напоменути да су сва експериментална мерења реализована током месеца децембра 2011. године, по релативно влажном времену, на колосеку делимично прекривеном корозијом услед слабог коришћења. Због тога је готово сигурно да се стварни коефицијент трења значајно разликује од 0,4, колико се препоручује за коришћење у симулацијама и колико је узето при симулационим прорачунима у овом раду.

Све ово указује да су резултати нумеричке симулације добијени применом програмског пакета осетљиви на тачност изабраних параметара моделирања, па је све параметре потребно пажљиво изабрати и ако је могуће експериментално проверити, како би овај алат могао поуздано служити за предвиђање карактеристика возила и омогућити оптимизацију и избор елемената система ослањања.

Даља истраживања која су започета у овом раду могу да иду било у правцу усавршавања мерног система, који је развијен у овом раду, било у правцу даљег коришћења уређаја за мерење сила у додиру точак-шина и угла налетања точка на шину под различитим адхезионим и брзинским условима са различитим возилима.

Мерење сила у случају додира у две тачке, представља изузетно сложен случај који би могао бити предмет будућег рада на унапређењу овог мерног система и методе мерења. Прелиминарна истраживања применом МКЕ указују на могућност повећања броја "сензора" који региструју мешавину сигнала више "извора", чиме је могуће издвојити и већи број "извора", што у случају мерења сила у додиру точак-шина значи могуће решавање проблема додира у две тачке.

Развијени систем може да се користи за дискретно мерење силе на месту где су инсталиране мерне траке. Ако би се мерењем покрила дужина колосека, која одговара обиму точка ($D \cdot \pi$), што би захтевало 5-6 мерних пресека, систем би се могао користити и за аутоматски надзор стања трчећег склопа при проласку возова, тј. за детектовање оштећења као што су равна места на точковима итд. Постављањем оваквог мерног система на критична места на железничкој мрежи, пре наилазка на мостове, подвожњаке, скретнице, тунеле и на деоницама са оштрим кривинама и извитопереним колосеком, уз стални надзор, мерни систем се може користити за идентификацију критичног динамичког понашања возила и на тај начин за повећање безбедности саобраћаја.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Iwnicki, S., ed., A Handbook of Railway Vehicle Dynamics, CRC Press: Boca Raton, FL, 2006
- [2] Shabana, A., A., Zaazaa, Kh., E., Railroad Vehicle Dynamics, a Computational Approach, CRC Press, Taylor & Francis group, 2008
- [3] Милутиновић, Д., Симић, Г., Оптерећења и прорачун тачкова железничких возила, Универзитет у Београду, Машински факултет Београд, 2006
- [4] Esveled, C., Modern railway track, Second edition, TU Delft, 2001
- [5] Wickens, A., H., Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics, Guidance and Stability, Swets&Zeitlinger Publishers, Lisse, 2003
- [6] Knothe, K., Stichel, S., Schienenfahrzeugdynamik, Springer Berlin Heidelberg, 2003
- [7] Garg, V., K., Dukkipati, R., V., Dynamics of Railway Vehicle Systems, Academic Press, Toronto, 1984
- [8] Kanehara, H., Fujioka, T., Measuring rail/wheel contact points of running railway vehicles. Wear Vol. 253, pp. 275-283, 2002
- [9] Sugiyama, H., Tanii, Y., Suda, Y., Nishina, M., Komine, H., Miyamoto, T., Doi, H., Chen H., Wheel/rail contact geometry on tight radius curved track: simulation and experimental validation, Multibody System Dynamics, Vol. 25, pp 117-130, 2011
- [10] VAMPIRE® Pro Version 5.50 User Manual, DeltaRail Group Ltd., Derby 2011
- [11] Matsudaira, T., Hunting problem of high-speed railway vehicles with special reference to bogie design for the New Tokaido Line. Inst. Mech. Eng. Proc. 180, Part 3F, pp. 58-66, 1965

- [12] Gilchrist, A., O., and Brickle, B., V., A re-examination of the proneness to derailment of a railway wheelset, *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 18, No. 3, pp. 131-141, 1976
- [13] Sweet, L., M., Karmel, A. and Fairley, S.,R., Derailment mechanics and safety criteria for complete rail vehicle trucks. In: A.H. Wickens (Ed.): *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, Proc. 7th IAVSD Symposium, Cambridge, August 1983. Swets and Zeitlinger Publishers, Lisse, pp. 481-494, 1984
- [14] Matsumoto, A., Sato, Y., Ohno, H., Suda, Y., Nishimura, R., I., Tanimoto, M., Oka, Y., Miyauchi, E., Compatibility of curving performance and hunting stability of railway bogie, In: R. Froehling (Ed.): *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, Proc. 16th IAVSD Symposium, Pretoria, South Africa, August 30 - September 3, 1999, Supplement to *Vehicle System Dynamics* Vol. 33, pp. 740-748, Swets and Zeitlinger Publishers, Lisse, 2000
- [15] Matsudaira, T., Paper awarded prize in the competition sponsored by Office of Research and Experiment (ORE) of the International Unions of Railways (UIC). ORE-Report RP2/SVA-C9, ORE, Utrecht, 1960
- [16] UIC Code 518: Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour – Safety – Track safety – Running behaviour, International Union of Railways (UIC), 4th edition, Paris, September 2009
- [17] EN 14363: Railway applications - Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Testing of running behaviour and stationary tests, June 2005
- [18] Јовановић, Р., В., Осовински склопови железничких возила, Саобраћајни институт ЦИП, Београд, 1996
- [19] True, H., Railway vehicle chaos and asymmetric hunting, In: G. Sauvage (Ed.): *The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, Proc. 12th IAVSD Symposium, Lyon, France, August 1991. Supplement to *Vehicle System Dynamics*, Vol. 20, pp. 625-637, Swets and Zeitlinger Publishers, Lisse, 1992

- [20] Tuten, J.M., Law, E.H., Cooperrider, N.K., Lateral stability of freight cars with axles having different wheel profiles and asymmetric loading. ASME J. Engineering for Industry Vol. 101, pp. 1-16, 1979
- [21] Ahmadian, M., Yang, S., Hopf Bifurcation and Hunting Behavior in a Rail Wheelset with Flange Contact Nonlinear Dynamics, Vol. 15, pp. 15–30, 1998
- [22] Yabuno, H., Okamoto, T., and Aoshima, N., Stabilization control for the hunting motion of a railway wheelset, Vehicle System Dynamics, Vol. 35, pp. 41–55, 2001, Lugner, P. and Hedrick, K. (eds), ICTAM, Selected Papers from the 20th International Congress of Theoretical and Applied Mechanics, Chicago, August–September, 2000
- [23] Nagase, K., Wakabayashi, Y., Sakahara, H., A study of the phenomenon of wheel climb derailment: Results of basic experiments using model bogies, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 216 Issue 4, pp. 237-247, 2002
- [24] Mace, S., Pena, R., Wilson, N., and Dibrito, D., Effect of wheel-rail contact geometry on wheelset steering forces, Wear, Vol. 191, No. 1–2, pp. 204-209, January 1996
- [25] Dukkipati, R., V., Narayana Swamy, S., Improved compatibility between the lateral stability and curving behaviour of modified truck designs, International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol. 11, No. 1, pp. 1-25, 2004
- [26] Goodall, R. M., Active railway suspensions: Implementation status and technological trends, Vehicle System Dynamics, Vol. 28, pp. 87-117, 1997
- [27] Kortüm, W., Jaschinski, A., Mechatronic Development for Railway Vehicles of the Future, Proceedings of 18th Dresden Conference on Traffic and Transportation Sciences, pp. 486-504, 2001
- [28] Goodall, R., M., Kortum, W., Active controls in ground transportation — A review of the state-of-the-art and future potential, Vehicle System Dynamics, Vol. 12, pp. 225-257, 1983
- [29] ORE B176, Bogies a essieux orientables, RP1, Vol.1, 2, 3, Etudes prealables et chaier des charges, Utrecht, Netherlands, 1989

- [30] UIC Code 519: Method for determining the equivalent conicity, International Union of Railways (UIC), 1st edition, Paris, December 2004
- [31] EN15302: Railway applications - Method for determining the equivalent conicity, January 2011
- [32] Симић, Г., Истраживање реалне геометрије додира точак-шина и њеног утицаја на кретање шинских возила и на хабање система точак-шина, Докторска дисертација, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 1997
- [33] Polach, O., A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code, In: R. Froehling (Ed.): The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proc. 16th IAVSD Symposium, Pretoria, South Africa, August 30 - September 3, 1999, Supplement to Vehicle System Dynamics Vol. 33, pp. 728-739, Swets and Zeitlinger Publishers, Lisse, 2000
- [34] Lučanin, V., Simić, G., Milković, D., Ćuprić N., Golubović, S., Calculated and experimental analysis of cause of the appearance of cracks in the running bogie frame of diesel multiple units of Serbian railways, Engineering Failure Analysis, Vol. 17 No. 1, pp. 236-248, 2010
- [35] Grassie, S., L., A contribution to dynamic design of railway track, In: G. Sauvage (Ed.): The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Proc. 12th IAVSD Symposium, Lyon, France, August 1991, Supplement to Vehicle System Dynamics Vol. 20, pp. 195-209, Swets and Zeitlinger Publishers, Lisse, 1992
- [36] Kerr, A., D., On the determination of the rail support modulus k , International Journal of Solids and Structures, Vol. 37, pp. 4335-4351, 2000
- [37] Luo, Y., Yin, H., Hua, C., The Dynamic Response of Railway Ballast to the Action of Trains Moving at Different Speeds., Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 210 No. 2, pp. 95-101, 1996
- [38] Ripke, B., Knothe, K., Simulation of high frequency vehicle-track interactions, Journal of Vehicle System Dynamics, Supplement 24, pp. 72-85, 1995

- [39] Sun, Y. Q., Dhanasekar, M., A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system, International Journal of Solids and Structures 39, pp. 1337-1359, 2002
- [40] Zhai, W., Sun, X., A Detailed Model for Investigating Vertical Interaction between Railway Vehicle and Track, Vehicle System Dynamics, Vol. 23, pp. 603-615, 1994
- [41] Sun, Y.Q., Dhanasekar, M., Roach, D., A three-dimensional model for the lateral and vertical dynamics of wagon-track system, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 217, No. 1, pp. 31-45, 2003
- [42] Рац, А., Мазива и подмазивање машина, Машински факултет Београд, 2007
- [43] Kumar, S., Prasana Rao, D., L., Wheel-Rail Contact Wear, Work, and Lateral Force for Zero Angle of Attack—A Laboratory Study, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 106, pp. 319-326, 1984
- [44] Dave Coxon's Collection <http://www.traintesting.com/AL6%20LMW.htm>
- [45] Magel, E., Tajaddini, A., Trosino, M., Kalousek, J., Traction, forces, wheel climb and damage in high-speed railway operations, Wear, Vol. 265, pp. 1446-1451, 2008
- [46] Instrumented Wheelsets, Transportation Technology center Inc., Pueblo, Colorado, web: http://www.aar.com/products_services/pdfs/IWS_OnePager.pdf/
- [47] Bolten, K., A., Homologation, Management, Tests and Certification, Imprint Deutsche Bahn AG DB Systemtechnik, Minden, 2011
- [48] Matsumoto, A., Sato, Y., Ohno, H., Tomeoka, M., Matsumoto, K., Kurihara, J., Ogino, T., Tanimoto, M., Kishimoto, Y., Sato, Y., Nakai, T., A new measuring method of wheel-rail contact forces and related considerations, Wear, Vol. 265, pp. 1518-1525, 2008

- [49] ORE B55/ RP4: Two axled wagons subjected to simultaneous stresses due to track distortion and to transverse components of the forces of the automatic coupler; Dynamic effects of track distortions, Utrecht, Netherlands, 1970
- [50] Gotcha—wheel flat detection and axle load measurement system. Technical Report, TagMaster, 2005
- [51] Engineering Excellence in Practice: The Gotcha Asset Management Platform, Rail Business Awards Ltd. Haywards Heath, West Sussex, 2009
- [52] Vermeij, I., Venekamp, D., Boom, P., Using Gotcha to obtain real-time data gathered from wayside monitoring systems to optimise the LCC, RTR Special, Wayside Train Monitoring Systems, DVV Media Group, Hamburg, 2011
- [53] Bracialli, A., Folgarait, P., New sensor for lateral & vertical wheel-rail forces measurements, Conference on Railway Engineering, London, 6–7 July 2004
- [54] Railcar weighing on mainline tracks. Technical Report, Kistler, 2008
- [55] Maicz, D., Stephanides, J., Zottl, W., ARGOS system overview, 2007
- [56] Weise, T., New measuring track curve in Wegberg-Wildenrath test and validation centre, Eisenbahningenieur, edition 9, September 2009
- [57] Radosavljevic, A., Djordjevic, Z., Mirkovic, S., Concept for Wayside Train Monitoring at Serbian Railways – pilot project Batajnica, RTR Special, Wayside Train Monitoring Systems, DVV Media Group, Hamburg, pp. 6-11, 2011
- [58] Milkovic, D., Simic, G., Jakovljevic, Z., Tanaskovic, J., Lucanin, V., Wayside Monitoring System for Wheel-Rail Contact Forces Measurements, 28th Danubia-Adria Symposium, Serbian Society of Mechanics Belgrade, Serbia, Proceedings, pp. 242-245, 2012 (accepted for publication)
- [59] Sekula, K., Kolakowski, P., Piezo-based weigh-in-motion system for the railway transport, Structural Control and Health Monitoring, Vol. 19, pp. 199-215, 2012
- [60] INSTRUMENTATION SERVICES INC, CA, www.isirail.com

- [61] Hanna, A., Railway Track Research – Theoretical and Experimental, PCA Research and Development Bulletin, (R D030.01 R), Portland Cement Association, pp. 1-15, 1975
- [62] J Jönsson, J., Svensson E., Christensen, J., T., Strain gauge measurement of wheel–rail interaction forces, Journal of Strain Analysis for Engineering Design, Vol. 32 No. 3, pp. 183-191, 1997
- [63] Ружић, Д., Отпорност конструкција, Машински факултет, Универзитет у Београду, 1995
- [64] <http://www.ansys.com>
- [65] EN 13674-1: Railway applications – Track – Rail – Part1: Vignole railway rails 46 kg/m and above, February 2011
- [66] Der, R., Blind Signal Separation, McGill University, 2001
<http://bellatrix.ece.mcgill.ca/Documents/Reports/2001/DerR2001.pdf>
- [67] Hyvärinen, A., Oja, E., Independent Component Analysis: Algorithms and Applications. Neural Networks, Vol. 13, No. 4-5, pp. 411-430, 2000
- [68] Ren, Y., Instrumented Wheelset Wheel/Rail Force Measurement by Blind Signal Separation, Proceedings of the 2nd International Conference on Transportation Engineering, ICTE 2009, pp. 2502-2507, 2009
- [69] Berggren, E., Railway Track Stiffness - Dynamic Measurements and Evaluation for Efficient Maintenance, Doctoral Thesis, KTH Engineering Sciences, Stockholm, 2009
- [70] Hunt, G., A., Review of the Effect of Track Stiffness on Track Performance, Research Project T372 Report, Rail Safety & Standards Boards, AEA Technology Rail, 2005
- [71] Bofill, P., Zibulevsky, M., Underdetermined blind source separation using sparse representations, Signal Processing, Vol. 81, No. 11, pp. 2353-2362, 2001
- [72] Вучић, В., Основна мерења у физици, Научна књига, Београд, 1986

[73] Iijima, H., Horioka, K., Kataori, A., Momosaki, S., Doi, K., Development of Continuous Measurement Equipment for Angle of Attack and Results of Measurements, JR East Technical Review No. 19, pp. 46-49, 2011

[74] Izbinsky G., D'Aoust, D., Wayside Monitoring of the angle of attack of railway vehicle wheelsets, United States Patent, No. 5,368,260, Nov. 29, 1994

[75] Instruction manual optoNCDT 1700 – MICRO-EPSILON

<http://www.micro-epsilon.com/download/manuals/man--optoNCDT-1700--en.pdf>

[76] MiniProf Progress in wheel and rail profile measurement Copyright © 1997-2006, Greenwood Engineering A/S

<http://www.sklenar.cz/admin/odkazy/MiniProf Profile Measuring.pdf>

[77] Calipri Wheel

<http://www.nextsense.at/english/products/calipriwheel.htm>

[78] The **Optical Rail Inspection & ANalysis** (ORIAN)
<http://www.kldlabs.com/rail.html>

[79] Bruni, S., Vinolas, J., Berg, M., Polach, O., Stichel, S., Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context, Vehicle System Dynamics, Vol. 49, No. 7, pp. 1021-1072, 2011

[80] Radosavljevic, A., Milutinovic, D., Lucanin, V., Methodology of testing adhesive properties of sand blasting materials, Transactions, Vol. XXVIII, issue 1, pp.9-12, 1999

[81] Popovici, R., I., Friction in Wheel-Rail Contacts, Ph.D. Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands, February 2010

[82] Мијуца, Д., Старчевић, З., Радуловић, С., Упутство за оправку обртног постоља, Техничко ремонтна документација ЕМВ412/416, Институт „Кирило Савић“, Београд, 2004

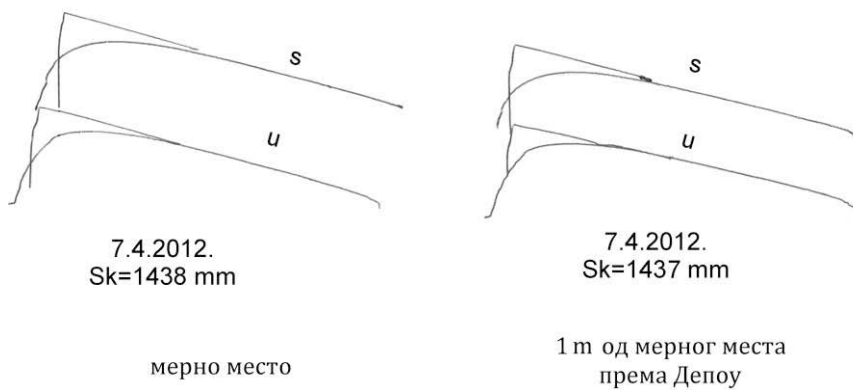
[83] Мијуца, Д., Старчевић, З., Антонијевић, Д., Упутство за оправку примарног и секундарног огибљења, Техничко ремонтна документација ЕМВ412/416, Институт „Кирило Савић“, Београд, 2004

Прилог А

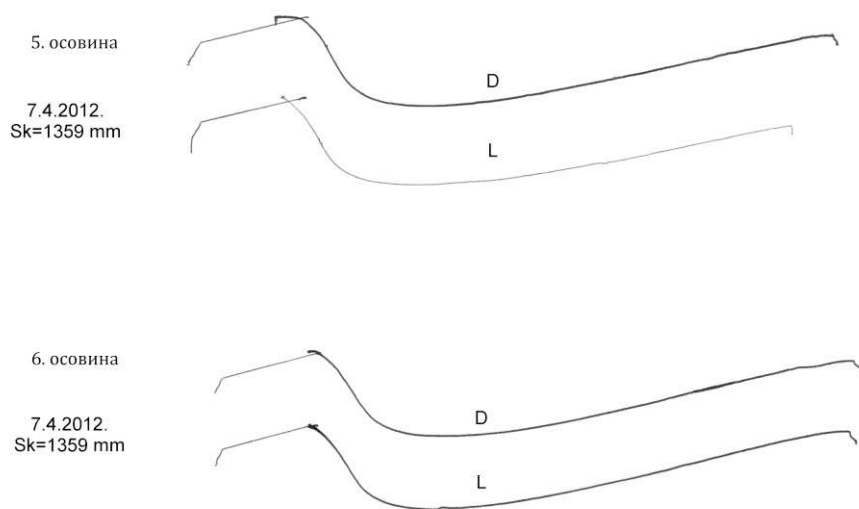
Склопни цртеж уређаја за калибрисање

Прилог Б

Снимљени профили точкова и шина профилографом ПГС



Слика Б.1: Профили шина на месту мерења сила у додиру точак-шина

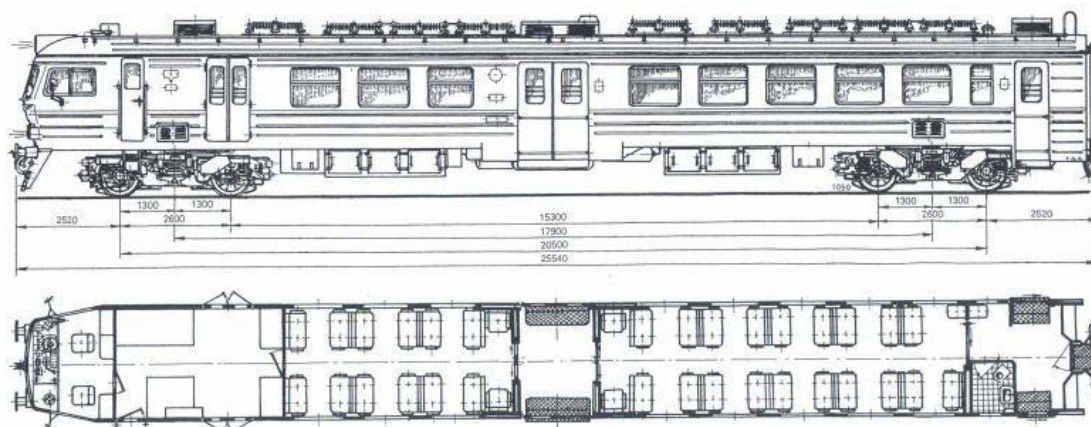


Слика Б.2: Профили точкова 5-те и 6-те осовине ЕМВ 412-416- 077

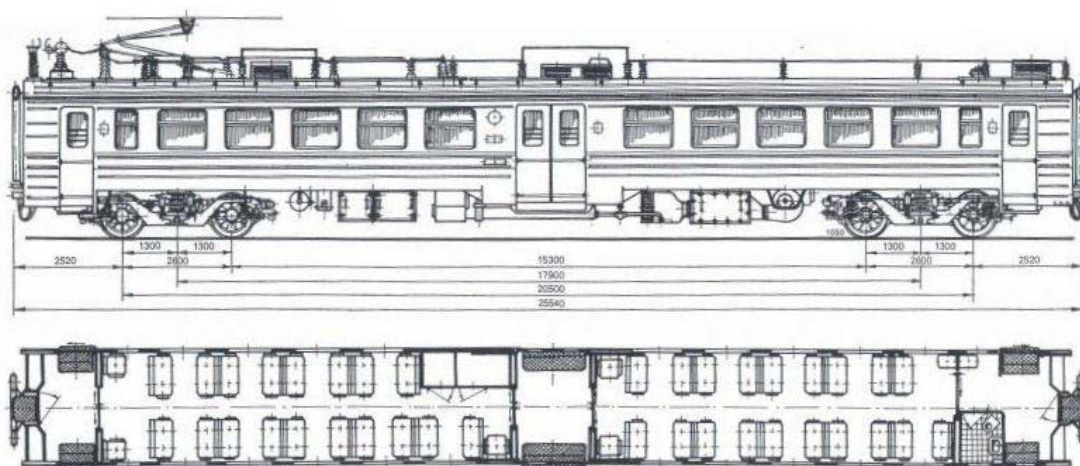
Прилог В

Карактеристике возила са којима су вршена мерења

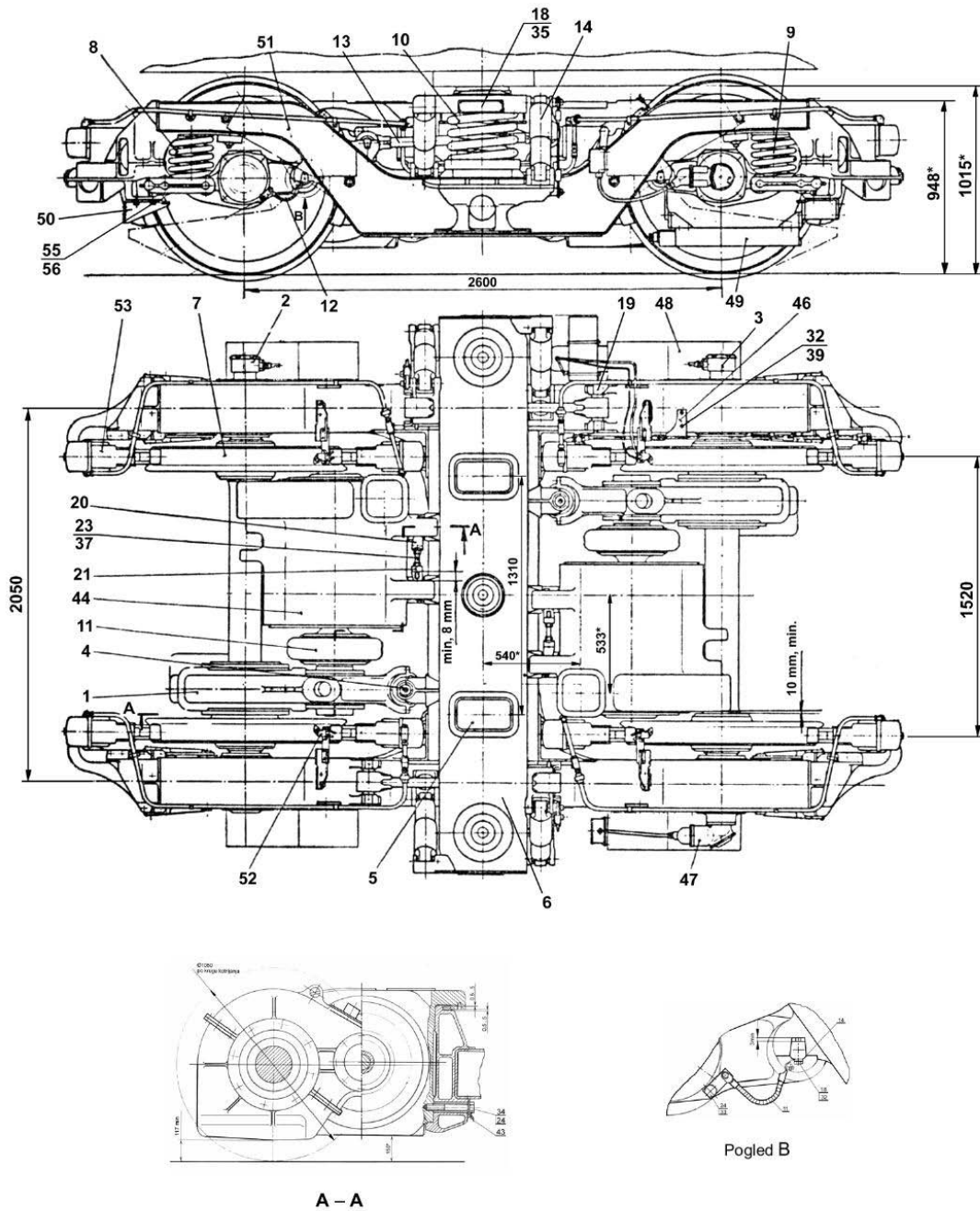
Електромоторни воз серије 412/416 - диспозиција



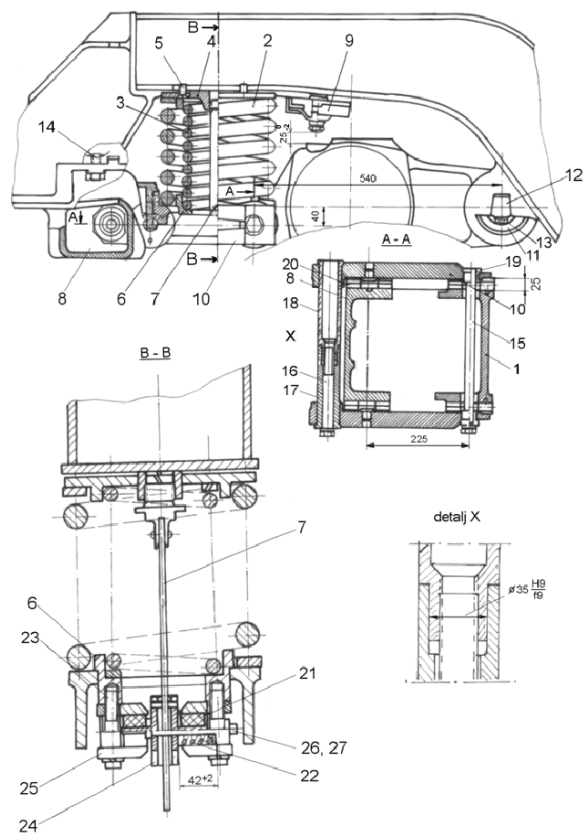
Слика В.1: Моторна кола



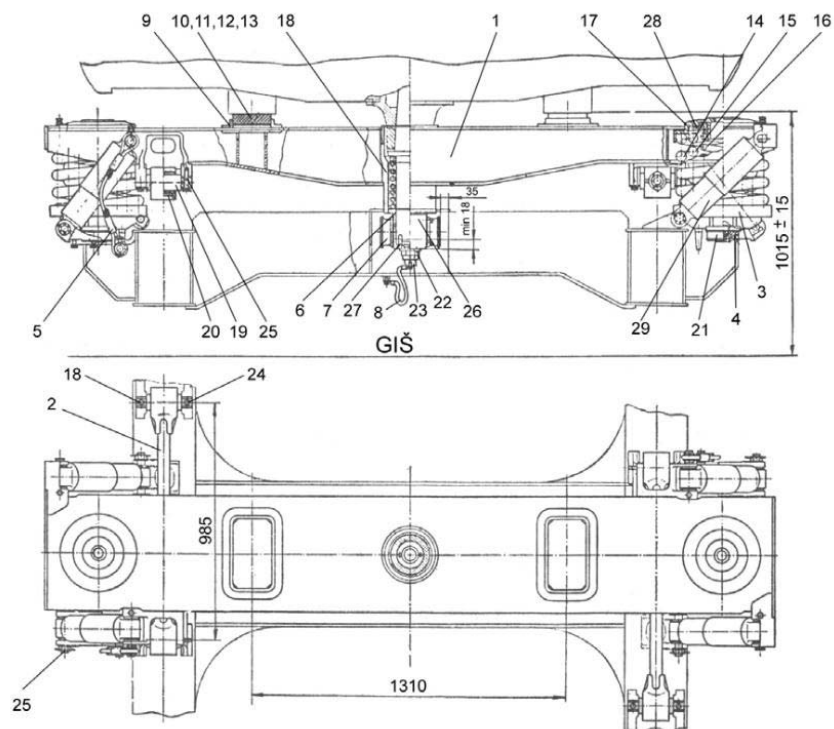
Слика В.2: Приколица



Слика В.3: Цртеж обртног постоље EMV412/416 [78]



Слика В.4: Цртеж примарног ослањања ЕМВ [79]




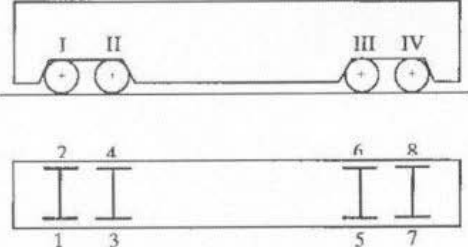
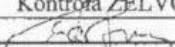
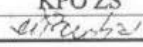
Слика В.5: Цртеж секундарног ослањања ЕМВ [79]

Табела В.1: Вредности карактеристичних параметара приколице ЕМВ412/416 и колосека коришћених за модел у програму VAMPIRE


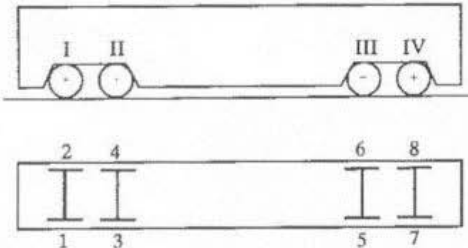
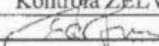
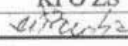
Маса сандука	31700	kg
Маса рама обртног постоља	3000	kg
Маса попречног носача	600	kg
Маса осовинских склопова	1900	Kg
Момент инерције сандука, $I_x/I_y/I_z$	210000/ 1130000/1100000	kgm ²
Момент инерције рама обртног постоља $I_x/I_y/I_z$	2200/1500/3200	kgm ²
Момент инерције попречног носача $I_x/I_y/I_z$	330/9/346	kgm ²
Момент инерције осовинског склопа $I_x/I_y/I_z$	1000/120*/1000	kgm ²
Крутост примарног ослањања, вертикална/уздужна/бочна	326/313/313	kN/m
Крутост секундарног ослањања, вертикална/уздужна/бочна	748/564/564	kN/m
Коефицијент пригушења секундарног ослањања, вертикална/уздужна/бочна	130/0/109	kNs/m
Растојање обртних постоља	17,9	m
Растојање осовина у обртном постољу	2,6	m
Пречник точка	1,05	m
Коефицијент трења	0,4	
Коефицијент трења на венцу	0,4	
Растојање леђа точкова	1,359	m
Ширина колосека	1,437	m
Брзина кретања	3,5	m/s
Нагиб уградње шина	1 : 20	

* момент инерције кућишта осовинског лежаја око Y осе

Табела В.2: Мерна листа са вагања моторних кола ЕМВ 412/416-077

	ELEKTRO- MOTORNI VOZ SERIJE 412 / 416 412-077		IB: 594 341								
	OSOVINSKO OPTEREĆENJE EMV										
		<table border="1"> <tr> <td>TEŽINA</td> <td>TEŽINA</td> </tr> <tr> <td>NOMINALNA</td> <td>Max..... daN</td> </tr> <tr> <td>IZMERENA</td> <td>Min daN</td> </tr> <tr> <td></td> <td>58450 daN</td> </tr> </table>		TEŽINA	TEŽINA	NOMINALNA	Max..... daN	IZMERENA	Min daN		58450 daN
TEŽINA	TEŽINA										
NOMINALNA	Max..... daN										
IZMERENA	Min daN										
	58450 daN										
OPTEREĆENJE PO TOČKU											
MERENJE	1 I 2	3 II 4	5 III 6	7 IV 8							
I	7540 7200	7200 7560	7240 7210	7240 7260							
II	7560 7180	7220 7540	7250 7200	7250 7250							
III	7550 7190	7210 7550	7260 7190	7260 7240							
IV	7510 7230	7190 7530	7210 7240	7210 7290							
UKUPNO G	30160 28800	28800 30240	28960 28840	28960 29040							
SREDNJA IZMERENA G/4 VELIČINA	7540 7200	7200 7560	7240 7210	7240 7260							
OSOVINSKO OPTEREĆENJE	IZMEREНО	$g_I = g_1 + g_2$ 14740	$g_{II} = g_3 + g_4$ 14760	$g_{III} = g_5 + g_6$ 14450	$g_{IV} = g_7 + g_8$ 14500						
	NOMINALNO	$g_{I-IV} \leq \frac{g_I + g_{II} + g_{III} + g_{IV}}{4} \cdot 1,02 = 14905$									
OPTEREĆENJE NA JEDAN RED TOČKOVA	NOMINALNO	$MIN = \frac{g_I + g_{II} + g_{III} + g_{IV}}{2} \cdot 0,96 = 28056$			NOMINALNO MAXIMALNO OPTEREĆENJE TOČKOVA 29230 daN.						
	IZMEREНО	$g_1 + g_2 + g_5 + g_7 = 7540 + 7200 + 7240 + 7240 = 29220$ $g_3 + g_4 + g_6 + g_8 = 7200 + 7560 + 7210 + 7260 = 29230$									
SREDNJE OSOVINSKO OPTEREĆENJE	NOMINALNO	I $MAX = \frac{g_1 + g_2}{2} \cdot 1,04 = 7665$ $MIN = \frac{g_1 + g_2}{2} \cdot 0,96 = 7075$		III $MAX = \frac{g_5 + g_6}{2} \cdot 1,04 = 7514$ $MIN = \frac{g_5 + g_6}{2} \cdot 0,96 = 6936$							
		II $MAX = \frac{g_3 + g_4}{2} \cdot 1,04 = 7675$ $MIN = \frac{g_3 + g_4}{2} \cdot 0,96 = 7085$		IV $MAX = \frac{g_7 + g_8}{2} \cdot 1,04 = 7540$ $MIN = \frac{g_7 + g_8}{2} \cdot 0,96 = 6960$							
Kontrola ŽELVOZ-a 		u Smederevu 13.08.2010.		KPO ŽS 							

Табела .3: Мерна листа са вагања приколице ЕМВ 412/416-077

	ELEKTRO- MOTORNI VOZ SERIJE 412 / 416 416-077		IB: 594 341						
	OSOVINSKO OPTEREĆENJE EMV								
		<table border="1"> <tr> <td>TEŽINA</td> <td>TEŽINA</td> </tr> <tr> <td>NOMINALNA</td> <td>Max..... daN</td> </tr> <tr> <td>IZMERENA</td> <td>45 350..... daN</td> </tr> </table>		TEŽINA	TEŽINA	NOMINALNA	Max..... daN	IZMERENA	45 350..... daN
TEŽINA	TEŽINA								
NOMINALNA	Max..... daN								
IZMERENA	45 350..... daN								
OPTEREĆENJE PO TOČKU									
MERENJE	1 I 2	3 II 4	5 III 6	7 IV 8					
I	6020	5660	5940	6000	5350	5550	5470	5610	
II	5900	5640	5880	5980	5330	5520	5400	5690	
III	5860	5630	5870	5920	5400	5530	5300	5630	
IV	5900	5670	5910	5940	5430	5560	5400	5570	
UKUPNO G	23670	22600	23600	23840	21510	22160	21690	22400	
SREDNJA IZMERENA G/4 VELIČINA	5920	5650	5900	5960	5380	5540	5400	5600	
OSOVINSKO OPTEREĆENJE	IZMERENO	$g_I = g_1 + g_2$	$g_{II} = g_3 + g_4$	$g_{III} = g_5 + g_6$	$g_{IV} = g_7 + g_8$				
	NOMINALNO	$g_{I-IV} \leq \frac{g_I + g_{II} + g_{III} + g_{IV}}{4} \cdot 1,02 = 11565$							
OPTEREĆENJE NA JEDAN RED TOČKOVA	NOMINALNO	$MIN = \frac{g_I + g_{II} + g_{III} + g_{IV}}{2} \cdot 0,96 = 21768$						NOMINALNO MAXIMALNO OPTEREĆENJE TOČKOVA 23582 daN.	
	IZMERENO	$g_1 + g_3 + g_5 + g_7 = 5920 + 5900 + 5380 + 5400 = 22600$ $g_2 + g_4 + g_6 + g_8 = 5650 + 5960 + 5540 + 5600 = 22750$							
SREDNJE OSOVINSKO OPTEREĆENJE	NOMINALNO	I $MAX = \frac{g_1 + g_2}{2} \cdot 1,04 = 6017$ $MIN = \frac{g_1 + g_2}{2} \cdot 0,96 = 5554$		III $MAX = \frac{g_5 + g_6}{2} \cdot 1,04 = 5678$ $MIN = \frac{g_5 + g_6}{2} \cdot 0,96 = 5241$					
		II $MAX = \frac{g_3 + g_4}{2} \cdot 1,04 = 6167$ $MIN = \frac{g_3 + g_4}{2} \cdot 0,96 = 5693$		IV $MAX = \frac{g_7 + g_8}{2} \cdot 1,04 = 5720$ $MIN = \frac{g_7 + g_8}{2} \cdot 0,96 = 5280$					
Kontrola ŽELVOZ-a 		u Smederevu 13.08.2010.		KPO ŽS 					

БИОГРАФИЈА

Име и презиме: Драган Милковић
Датум рођења: 03. 11. 1974.
Место рођења: Београд, Србија
Породично стање: Ожењен, двоје деце

Школовање:

1981.-1989. Основна школа „Филип Кљајић- Фића“ у Београду
1989.-1993. XIII београдска гимназија
1993.-1999. Дипломске студије на Машинском факултету, Одсек за железничко машинство
22.02.1999. Дипломирао на Катедри за железничко машинство са просечном оценом током студија 8,44 и оценом 10 на дипломском раду под називом: „Заптивеност путничких вагона за $V=200 \text{ km/h}$ “, ментор проф. др Горан Симић
1999.-2002. Последипломске студије на Машинском факултету у Београду
2001.-2002. Школа резервних официра
28.5.2004. Одбрањен магистарски рад под називом: „Аналитичко и експериментално одређивање карактеристика елемената огибљења шинских возила од еластомера“, ментор проф. др Горан Симић

Кретање у послу:

1999.-2000. Истраживач сарадник таленат на Машинском факултету у Београду
2000.-2004. Асистент приправник на Катедри за железничко машинство Машинског факултета у Београду
2004.- Асистент на Катедри за железничко машинство Машинског факултета у Београду

Прилог 1.

Изјава о ауторству

Потписани-а Драган Милковић

број уписа _____

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

УТИЦАЈ ПАРАМЕТАРА ДОДИРА ТОЧАК-ШИНА НА ДИНАМИЧКО ПОНАШАЊЕ
ШИНСКИХ ВОЗИЛА

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, 23.08.2012.

Драган Милковић

Прилог 2.

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора Драган Милковић

Број уписа _____

Студијски програм _____

Наслов рада УТИЦАЈ ПАРАМЕТАРА ДОДИРА ТОЧАК-ШИНА НА ДИНАМИЧКО
ПОНАШАЊЕ ШИНСКИХ ВОЗИЛА

Ментор Проф. др Горан Симић

Потписани Драган Милковић

изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао/ла за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис докторанда

У Београду, 23.08.2012.

Драган Милковић

Прилог 3.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

УТИЦАЈ ПАРАМЕТАРА ДОДИРА ТОЧАК-ШИНА НА ДИНАМИЧКО

ПОНАШАЊЕ ШИНСКИХ ВОЗИЛА

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство

2. Ауторство - некомерцијално

3. Ауторство – некомерцијално – без прераде

4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима

5. Ауторство – без прераде

6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

Потпис докторанда

У Београду, _____ 23.08.2012.

