



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ – СОФИЯ

**Факултет по транспорта
Катедра „Железопътна техника“**

маг. инж. Стефан Кирилов Кръстев

ИЗСЛЕДВАНЕ ХАРАКТЕРА НА ИЗМЕНЕНИЕ НА НАДЛЪЖНИТЕ УСИЛИЯ ВЪВ ВЛАКОВ СЪСТАВ В РЕЖИМ НА СПИРАНЕ

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователна и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.5 Транспорт, корабоплаване и
авиация

Научна специалност: Подвижен железопътен състав и теглителна
сила на влаковете

**Научни ръководители: доц. д-р инж. Кирил Велков
доц. д-р инж. Светослав Славчев**

СОФИЯ, 2026 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „Железопътна техника“ към Факултет на транспорта на ТУ-София на редовно заседание, проведено на 18.02.2026 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 07.07.2026 г. от 13.00 часа в Конферентната зала на БИЦ на Технически университет – София на открито заседание на научното жури, определено със заповед № ОЖ-5.5-06 от 12.03.2026г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. доц. д-р инж. Светослав Мартинов - председател
2. проф. д-р инж. Валери Стоилов
3. проф. д-р инж. Красимир Кръстанов
4. доц. дн. инж. Добринка Ахмаджова
5. доц. д-р инж. Ставри Димитров – научен секретар

Рецензенти:

1. проф. д-р инж. Валери Стоилов
2. доц. дн. инж. Добринка Ахмаджова

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Факултет по транспорта на ТУ-София, блок № 9, кабинет № 9310.

Дисертантът е редовен докторант към катедра „Железопътна техника“ на факултет по транспорта. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Стефан Кръстев

Заглавие: Изследване характера на изменение на надлъжните усилия във влаков състав в режим на спиране

Тираж: 30 броя

Отпечатано в ИПК на Технически университет – София

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД ¹

Актуалност на проблема

Все повече нарастващия дял на товарните превози и стремежа за намаляване на разходите за превозване на товарите води до увеличаване на масата и дължината на влаковите състави. Основните релсови пътища в Европа са изградени за натоварване 22.5 t/ос, със стремеж за увеличаване до 25 t/ос. С развитието на транспорта, влаковите състави стават все по-дълги, достигайки дължина над 1000 m. Това неминуемо води до различни проблеми свързани с тяхната експлоатация. Съществен проблем представляват силите, които се получават в теглично-отбивачните съоръжения, по време на движението на влаковия състав. Характеризира се с това, че при изследването на надлъжните усилия се анализира както движението на влака като цяло, така и относителните премествания на отделните вагони от състава му. Последните са в резултат на различните сили, които действат на отделните вагони и от хлабините и еластичността на междувагонните връзки. Надлъжни сили се получават при всеки режим на движението на влака, но най-високи стойности са характерни при спиране на влаковия състав. Основната причина за изследване на надлъжните усилия са появата на пукнатини, деформации и разрушения, както в междувагонните връзки, така и по структурните елементи от подвижния състав (рама, кош, талиги и др.) или дерайлиране.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване

След направения анализ на теорията на спирачните системи на влаковете, както и на методите за теоретично изследване на надлъжното поведение на влаков състав може да бъде поставена целта на самия дисертационен труд. Формулира се по следния начин:

На база резултати, получени от проведените лабораторни изпитания за установяване на развитието на спирачните сили по дължината на влаковия състав и във функция на времето, и чрез избор на подходящ математически модел да се направи изследване на надлъжното му поведение в съответния режим.

За постигането на поставената цел е необходимо да бъдат изпълнени следните задачи:

- 1) Избор на динамичен модел, който да представя максимално точно развитието на надлъжните усилия по време на спирачния процес.
- 2) Провеждане на лабораторни изпитания за установяване развитието на спирачните сили при моделиране на различни влакови състави, различни скорости на движение, различни характеристики на железния път, различни стратегии за управление на спирачните системи и др.
- 3) Извършване на числов експеримент с избрания математически модел и сметите при лабораторните изпитания параметри.
- 4) Сравняване и анализ на получените експериментално резултати с изчислителните такива.
- 5) Формулиране на изводи.

Научна новост

Разработена е методика за изследване на процесите на развитие на надлъжните сили във функция на времето и развитието на спирачните процеси по дължината на влаковия състав.

От получените резултати е предложен динамичен модел на влаков състав, състоящ се от 44 вагона, който представя максимално точно поведението му при различни скорости на движение, различни характеристики на железния път и различни стратегии за управление на спирачните системи.

Практическа приложимост

Получените резултати от дисертационния труд относно развитието на спирачните процеси във функция на времето и вариацията на надлъжните сили са приложими при решаването на спирачни задачи с цел подобряване на ходово-динамичните качества на изследвания подвижен състав.

Апробация

Основните резултати от дисертационния труд са докладвани на международни конференции и са публикувани в периодични издания:

- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2021
- AIP Conference Proceedings, Volume 3064, Issue 1, 10 April 2024
- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2023
- Engineering Proceedings by MDPI, Volume 121, Issue 1, 13, 2026
- International Scientific Conference on Aerospace, Automotive and Railway Engineering BulTrans-2025

Публикации

Популяризиране на изследванията, предложените методики, получените резултати и формулираните изводи е извършено посредством пет доклада, изнесени на конференции с международно участие. Един доклад е самостоятелен. Един доклад е публикуван в индексирано издание в световноизвестната база данни SCOPUS, а останалите четири броя в реферирани издания.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от 130 страници, като включва увод, 5 глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо 142 литературни източници, като 91 са на латиница и 51 на кирилица. Работата включва общо 51 фигури и 3 таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

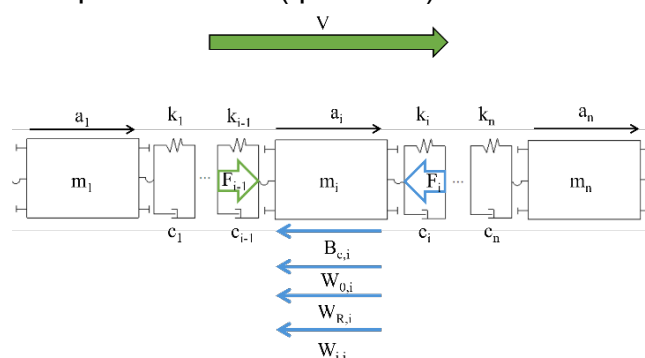
ГЛАВА 1. Обзор на съществуващото положение по темата на дисертацията

Обзорът на изследванията свързани с надлъжните усилия във влаков състав в режим спиране е извършен на база анализа на достъпните литературни източници по темата на дисертационния труд. В литературния обзор са анализирани основните видове влакови спирачни системи, техните характеристики и измерители на ефективността им. Въз основа на това е формулиран изводът, че най-високи надлъжни сили се получават при спиране на влаковия състав. По конкретно това се дължи на нестационарния период по напълване на спирачните цилиндри с въздух, който се определя от използвания функционален вентил [43]. Допълнително влаковият състав обикновено е съставен от различен тип вагони, с различни спирачни системи, режим на функциониращия вентил и различно натоварване на вагоните, откъдето се получават различия в силите между отделните железопътни единици [44]. Вследствие на това и наличието на еластични елементи в междувагонните връзки се получава относително преместване на отделните возила едно спрямо друго, както и удари между тях [45].

Извършен е анализ и на основните методи за изследване на надлъжните сили на влаков състав в режим спиране, при което е установено, че съществува единен подход за изследването им, заключаващ се в следното:

- избор на подходящ динамичен модел, представящ максимално точно надлъжното поведение на влака;
- определяне на силите, действащи на всяко возило от състава на влака;
- съставяне и решаване на диференциалните уравнения, описващи движението на влака;
- определяне на силите, получени в теглично-отбивачните съоръжения.

Съгласно извършения анализ, най-подходящ за такъв тип изследване е тримасовия модел на влака, който представя поведението на вагоните, намиращи се в началото, средата и края на влака (фиг. 1.11).



Фиг. 1.11 Тримасов динамичен модел за изследване на надлъжните сили на влака, където: m_i – маса на единично возило, [kg]; a_i – ускорение на возилото, [m/s^2]; k_i – коефициент на еластичност на теглично-отбивачните съоръжения, [N/m]; c_i – коефициент на демпфиране, [$N.s/m$]; $V_{c,i}$ – спирачна сила, [kN]; $W_{0,i}$ – съпротивителна сила от основното съпротивление, [kN]; $W_{R,i}$ – съпротивителна сила от крива, [kN]; $W_{i,i}$ – съпротивителна сила от наклона на пътя, [kN]; F_i – сила в междувагонните връзки, [kN].

Най-голяма трудност представлява да се изясни поведението на влака под действието на спирачните сили във функция на времето [71]. Поради тази причина, повечето изследвания са насочени именно към моделиране на спирачните процеси [102] и по-конкретно нестационарната фаза по напълване на спирачния цилиндър [103, 104]. Голяма част от разработките представят теоретично изследване на спирачните сили, като липсват експериментални резултати, които да верифицират теоретично получените. Въз основа на анализа извършен в обзора на проблема е формулирана целта на дисертационния труд.

ГЛАВА 2. Анализ на сегашното положение на стенд за газодинамично изследване на влакови спирачни системи и неговото модернизиране

Натурните изпитвания за снемане на параметрите на влаковите спирачни системи са извършени на стенд, намиращ се в лабораторията на катедра „Железопътна техника“ на Технически университет – София. С него се осъществява симулирането на спирачните процеси при влакови състави оборудвани с конкретния вид спирачна система. Дължината на „състава“ може да бъде различна, като броят на вагоните може да варира от 1 до 44 (фиг. 2.1).



Фиг. 2.1 Общ вид на стенд за газодинамични изследвания на спирачните системи: 1 – носеща конструкция; 2 – въздуховоди; 3 – функционален вентил тип KE1; 4 – спирачен цилиндър; 5 – кран-машинист Knorr D2; 6 – запасен резервоар; 7 – компресор; 8 – манометри.

От извършения анализ на съществуващото състояние на стенда, за осъществяване на натурните изпитания е направен пълен преглед на всички конструктивни елементи, както и осъвременяването му, което е изпълнено както следва: интегриране на нова въздухо-снабдителна инсталация; проверка и калибриране на възприемателите за налягане; проверка и възстановяване на херметичността на пневматичните връзки; модернизиране на измервателната система.

За целите на дисертационния труд е извършено модернизиране на измерителната система. Целта на модернизацията е да се осигури използване на съвременни измервателни средства и виртуален инструмент при обработване на данните, да се повиши точността при измерване и да се гарантира надеждност и устойчивост на снеманите параметри.

ГЛАВА 3. Разработване на измервателна система за снемане параметрите на спирачната система

3.1. Измервателна система

С новоразработената измервателна система се контролират следните величини:

- налягането в главния въздухопровод (P_L) във функция от времето t , за отделни точки от дължината на влака;

- налягането в спирачния цилиндър (P_C), във функция от времето t и за отделни точки по дължината на влака в зависимост от конкретното изследване.

По този начин се цели да се снее тяхната характеристика при различни режими на работа на спирачната система, конфигурация от вагони и стратегии за управление.

Новата измервателна система е базирана на изцяло нови технологии за обработване на сигнала получен от трансмитерите за налягане. За онагледяване и по-точно представяне на измервателната система на фиг. 3.1 е показана нейната структурна схема.



Фиг. 3.1 Структурна схема на измервателната система.

Параметрите на спирачната система се измерват едновременно от трансмитерите за налягане и механичните манометри, които са разположени в различни точки от стенда. Трансмитерите за налягане се захранват с постоянно напрежение от 5 до 24 VDC от използвания усилвател, към който са свързани. По този начин се елиминира необходимостта от допълнително захранване, което значително опростява измервателната система. Съгласно схемата на свързване, изходният сигнал може да бъде по напрежение или по ток. В случая е избрана схема на свързване по ток, поради факта, че дължината на проводниците е значителна и ако изходният сигнал е напрежение ще се получава голям пад. От трансмитерите, изходният сигнал (токът със стойност от 4 до 20 mA) се подава към универсалния усилвател НВМ МХ840В. Той е 8-канален, като всеки канал позволява свързването на 15 различни по тип преобразуватели. Данните, получени от усилвателя се предават на персонален компютър чрез Ethernet технология за свързване. Този тип усилватели работят със специализиран софтуерен продукт catman®AP, където сигналът от трансмитерите може да се представи в различен вид, като цифров сигнал със съответната мерна единица или във вид на графика.

Основните предимства на разработената измервателна система могат да бъдат обобщени по следния начин:

- не е необходимо използването на външно захранване на трансмитерите за налягане;
- използваният тип усилвател има осем на брой канала, поради което за целите на дисертационния труд са необходими два, понеже трансмитерите са 14 броя;
- усилвателите са с компактна и лека конструкция;
- софтуерният продукт catman®AP има много възможности за обработка и визуализация на изходящия сигнал;
- софтуерът позволява извеждане на резултатите от измерването в различен формат.

3.2. Методика за изследване надлъжните сили на влаков състав в режим спиране чрез експериментално снемане на основните параметри на спирачната му система

3.2.1. Общи положения

За разлика от теоретичния подход за определяне на основните пневматични и механични процеси, протичащи във влаковата спирачна система, при експерименталното им определяне се получава по-голяма точност на получените резултати. Това се дължи от една страна на факта, че обектът на изследването представлява реална вагонна спирачна система. От друга страна при теоретичния подход се правят някои опростявания, които неминуемо водят до известна неточност (макар и минимална). В настоящата методика се цели да се систематизират методите и средствата по установяване на параметрите на пневматичните процеси, протичащи в спирачната система при различна конфигурация от вагони и режими на работа на спирачната система. Това от своя страна ще създаде една добра основа за определяне на надлъжните усилия в режим спиране на влака. Настоящата методика доразвива вече създадената от [135].

3.2.2. Експериментално определяне на основните параметри на влаковата спирачна система

3.2.2.1. Измервани величини

Основните параметри, които са важни за настоящето изследване са:

- налягането в главния въздухопровод (P_L) във функция от времето t , за отделни точки от дължината на влака;
- налягането в спирачния цилиндър (P_c) във функция от времето t и за отделни точки по дължината на влака в зависимост от конкретното изследване.

Чрез тях се цели да се снемат тяхната характеристика при различни режими на работа на спирачната система и конфигурация от вагони. Останалите параметри на спирачната система се контролират само визуално чрез монтираните на тях манометри.

3.2.2.2. Последователност на извършените операции по снемане на характеристики на параметрите на спирачната система

3.2.2.2.1. Начални условия

Преди стартиране на стенда за газо-динамични изследвания на спирачните процеси е необходимо да бъдат спазени следните условия с цел правилно и безопасно протичане на експерименталния процес:

- 1) Температурата на околната среда за провеждане на изпитанията трябва да е около $20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- 2) Всички съединения като муфи, скоби, маркучи и др. трябва да бъдат проверени за наличието на разхлабвания и пукнатини преди зареждането на системата със сгъстен въздух;
- 3) Маркучите и тръбопроводите трябва да бъдат проверени за наличие на вътрешно аеродинамично съпротивление по съответните методи;
- 4) След зареждане на системата със сгъстен въздух се извършва оглед за наличие на значителни пропуски на въздух. Ако няма такива да се направи проверка на плътността на главния въздухопровод дали е в допустимите норми. Това се извършва като при заредена система се понижи налягането в главния въздухопровод с $0.5\text{-}0.7\text{ bar}$ и след това ръкохватката на кран-машиниста се постави в положение „изолирано“ и ако за 60 s налягането в главния въздухопровод се понижи с повече от 0.05 bar , то трябва да се направи проверка за наличието на неплътности;

- 5) При заредена система се извършва проверка на функционалния вентил за постигане на времената на запълване и изпразване на спирачния цилиндър;
- 6) Експериментите по задържане със спирачната система трябва да се провеждат, когато същата е напълно заредена и готова за действие, т.е. при стойности на наляганята: $P_L = 5 \text{ bar}$; $P_A = 5 \text{ bar}$ (налягане в А-камерата на ФВ); $P_R = 5 \text{ bar}$ (налягане в ЗР); $P_c = 0 \text{ bar}$;
- 7) Експериментите по разхлабване на спирачната система се извършват при стойности на наляганята: $P_L < 5 \text{ bar}$ (за екстрено спиране $P_L = 0 \text{ bar}$) и $P_c > 0 \text{ bar}$.

3.2.2.2.2. Снемане на характеристиките на газо-динамичните процеси

Целта е да се снимат диаграмите за напълване и изпразване на спирачния цилиндър и да се измерят времената на: командния импулс; за разпространение на спирачната вълна. Чрез тези времена се изчисляват съответните скорости. Диаграмите се снимат при различна конфигурация от вагони, за двата режима на функционалния вентил, както и за нехомогенност на влака от II-ри род, в следната последователност:

- 1) Съставя се „влак“ с определения брой вагони, като минималният брой за такъв тип изпитване е 1, а максималният, който позволява стенда е 44.
- 2) Всички ръкохватки на функционалните вентили се поставят в съответния режим. При симулиране на хомогенен влак, то всички вагони следва да бъдат или в режим „Р“, или в режим „G“. За нехомогенен влак, вагоните се превключват и в двата режима на функционалния вентил. Разглеждат две конфигурации от „вагони“. При едната, първата половина от вагоните работят в режим „Р“, а втората в режим „G“. При втората конфигурация е обратното.
- 3) Монтират се трансмитерите за налягане като за всяка конфигурация от вагони задължително трябва да има трансмитер в началото, средата и края на влака.
- 4) Извършват се планираните изпитвания по задържане и разхлабване със спирачната система:
 - Регулировъчно задържане. При този вид задържане се преминава през всяка степен на кран-машиниста до пълно служебно спиране ($5 > P_L > 3.5 \text{ bar}$), като за всяка степен след установяване на постоянно налягане в спирачния цилиндър се изчаква 20 s преди преминаване към следващата с цел изравняване на налягането в целия главен въздухопровод.
 - Екстрено задържане. Извършва се задържане до установяване на $P_L = 0 \text{ bar}$ и $P_c = P_{c\text{max}}$.

След приключване на изпитанията по задържане със спирачната система се преминава към разхлабване на същата и спиране на записа от измерването.

- 5) Изпитания за снемане на времето на командния импулс и времето за разпространение на спирачната вълна.
 - Време на командния импулс.

Съставя се „влак“ с максималния за стенда брой вагони (44 вагона) и на равни разстояния по дължина на влака се монтират трансмитерите за налягане към главния въздухопровод, които се свързват към измервателната система. Когато системата е напълно заредена и готова за действие се включва записът и се извършва екстрено задържане. Отчита се времето от момента на понижаване на налягането веднага след кран-машиниста до момента на понижаване на налягането в последния вагон.

- Времето, необходимо за разпространение на спирачната вълна.

Съставя се „влак“ с различна конфигурация от вагони, за всяка от която се отчита времето от момента на подаване на сигнал за внезапно спиране до поява на налягане в спирачния цилиндър на последния вагон. Трансмитерите за налягане са монтирани към главния въздухопровод на равни разстояния от дължината на влака.

3.2.2.3. Обработка на получените резултати

Изходящият сигнал от трансмитерите за налягане е ток със стойност от 4 – 20 mA, но използваният софтуер позволява директното му преобразуване в дадена единица за налягане (в случая bar). Това се осъществява чрез въвеждането на корекционен коефициент в настройките на програмния продукт. Получените данни в съответната мерна единица се записват в паметта на компютъра с разширение .xls, което позволява следваща обработка да се извърши на всеки компютър разполагащ с Microsoft Excel. Записът съдържа данните от трансмитерите за налягане за всяка 0.1 s от времето, изготвен в табличен вид.

3.2.2.4. Изчисляване на основните газо-динамични параметри на спирачния процес

Това са съответно скоростта на командния импулс и скоростта на разпространение на спирачната вълна. На база получените резултати от проведените изпитвания относно времето на командния импулс и времената за разпространение на спирачната вълна при различните конфигурации от вагони, могат да се изчислят съответните скорости. Скоростта на командния импулс се определя съгласно уравнение (1.19).

$$V_{ки} = \frac{l_n}{t_{ки}}, \frac{m}{s},$$

Скоростта на разпространение на спирачната вълна се определя съгласно уравнение (1.20).

$$V_{св} = \frac{l_n}{t_{св}}, \frac{m}{s},$$

Допълнително за изчисленията е необходимо да се измери дължината на главния въздухопровод за всички конфигурации от вагони.

3.2.2.5. Определяне на спирачната сила по време на нестационарния и квазистационарния спирачен процес

Ако се вземе под внимание времето t на развитието на спирачния процес, той условно може да се раздели на два основни периода. Първият период, т.нар. „нестационарен“ е моментът на нарастване на налягането в спирачния цилиндър от 0 bar до 95 % от максималното налягане. Вторият период се характеризира с поддържане на постоянно налягане (стационарност) в спирачния цилиндър.

На база резултатите получени при натурните изпитвания, относно изменението на налягането в спирачния цилиндър (P_c) за всяка 0.1 s от времето е възможно определянето на спирачната сила за всеки момент от времето. Това включва както нестационарния, така и квазистационарния процес по напълване на спирачните цилиндри. Изчисленията се извършват на база зависимости на UIC [23] съгласно уравнение (4.7).

$$B_c = \sum F_{дин.} \cdot \mu_k, [kN],$$

3.2.2.6. Определяне на силите в междувагонните връзки

При изяснен характер на изменение на спирачната сила в функция на времето се определят силите в междувагонните връзки, действащи на различни по

дължина влакови състави при различни стратегии на управление на спирачната система, в следната последователност:

3.2.2.6.1. Избира се модел за изследване на надлъжните сили във влаковия състав.

3.2.2.6.2. Избира се вагон прототип, чиито параметри се използват за изчисляване на действащите му надлъжни сили.

3.2.2.6.3. Определят се съпротивителните сили, които са породени от различен характер. Основните са както следва:

- съпротивителна сила от основното съпротивление на влака, съгласно уравнение (4.8):

$$\omega_0 = A + BV + CV^2, \left[\frac{N}{kN} \right],$$

- съпротивителна сила от наклона на пътя, съгласно уравнение (4.11):

$$W_i = i \cdot G, [N],$$

3.2.2.6.4. Извършва се моделиране на характеристиките на теглично-отбивачните съоръжения.

3.2.2.6.5. Съставят се диференциалните уравнения за всеки вагон от влаковия състав.

3.2.2.6.6. Извършва се анализ на поведението на влака в надлъжна посока при различните експлоатационни параметри. За целта се разработват симулационни модели.

ГЛАВА 4. Математически модел, разработен в Simulink®

При разработването на математически модел, който описва поведението на влаков състав и възникващите надлъжни сили при движението му в спирачен режим е използвана подпрограмата Simulink® на софтуера MatLab®. Изграденият модел се състои от 44 вагона, което се различава значително от използвания за основа тримасов модел, разгледани в литературния обзор. Увеличаването на броя на масите в модела има за цел да се постигнат максимално точни резултати, съответстващи на поведението на еквивалентен реален влаков състав. Схематично моделът е представеният на фиг. 1.11.

Движението на всяка железопътна единица се описва от система диференциални уравнения, в които се разглеждат само силите, действащи по посока на движението на влака (надлъжни сили). С цел опростяване вертикалните и напречните сили се пренебрегват [51].

Диференциалните уравнения на движението на влаковия състав, състоящ се от 44 возила се извеждат посредством втория закон на Нютон. За всеки вагон уравненията се представят по следния начин:

- за първото возило от състава на влака (локомотива):

$$(4.1) \quad m_1 a_1 + k_1(x_1 - x_2) + c_1(v_1 - v_2) = -B_{c,1} - W_{0,1} - W_{R,1} \pm W_{i,1}$$

- за i-тия вагон:

$$(4.2) \quad m_i a_i + k_{i-1}(x_i - x_{i-1}) + k_i(x_i - x_{i+1}) + c_{i-1}(v_i - v_{i-1}) + c_i(v_i - v_{i+1}) \\ = -B_{c,i} - W_{0,i} - W_{R,i} \pm W_{i,i}$$

- за последния 44-ти вагон от състава на влака:

$$(4.3) \quad m_{44} a_{44} + k_{43}(x_{44} - x_{43}) + c_{43}(v_{44} - v_{43}) = -B_{c,44} - W_{0,44} - W_{R,44} \pm W_{i,44}$$

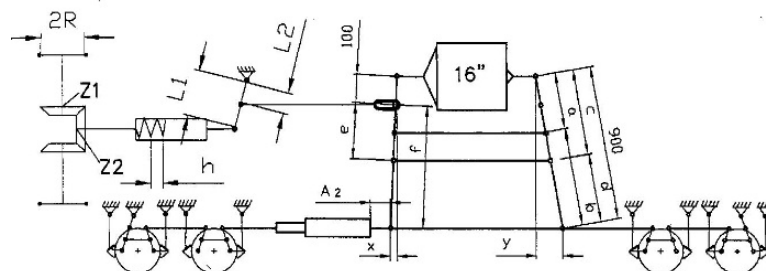
където:

- V е скоростта на движение, [km/h];
- m_i – маса на единично возило, [kg];
- a_i – ускорение на возилото, [m/s²];
- k_i – коефициент на еластичност на теглично-отбивачните съоръжения, [N/m];
- c_i – коефициент на демпфиране, [N.s/m];
- $W_{c,i}$ – спирачна сила, [kN];
- $W_{0,i}$ – съпротивителна сила от основното съпротивление, [kN];
- $W_{R,i}$ – съпротивителна сила от крива, [kN];
- $W_{i,i}$ – съпротивителна сила от наклона на пътя, [kN];
- F_i – сила в междувагонните връзки, [kN];
- x_i – преместването на един вагон, [m].

Уравненията за локомотива и последния вагон от влаковата композиция са различни от тези на останалите. Всички вагони от 2-рия до 43-тия имат еднаква структура на уравнението описващи движението им. Така изведените формули са валидни за линейна зависимост на еластичните елементи от теглично-отбивачните съоръжения. За да се получи нелинейна зависимост е разработен допълнителен модел, в който са моделирани по-сложният характер на междувагонните връзки с енергопоглъщане. При решаването на уравненията, описващи движението на влаковия състав е необходимо да се изясни характера на изменение на всички сили, които му въздействат.

4.1. Спирачна сила

Като основа при моделирането на спирачната сила на отделното железопътно возило са използвани данните относно изменението на налягането в главния въздухпровод и спирачния цилиндър, снети на стенда за газо-динамично изследване. От характера им на изменение след математични преобразувания се получава и търсената спирачна сила [137]. Обяснението на математичния апарат и моделирането му е направено след анализа на спирачната система на товарения вагон, който е избран като прототип в изследването. Представен е на фиг. 4.1.



Фиг. 4.1 Лостова предавателна система на вагона прототип [138]

Налягането на въздуха, преодолявайки силата буталото на твърдо фиксирания към вагонната рама спирачен цилиндър, задвижва хоризонталните балансери, като увеличава ефективната спирачна сила с предавателното отношение за положението на самите балансери. За избрания вагон това предавателно отношение при празен вагон е 4.1, а за натоварен 11.73 [138]. От там силата се предава към вертикалните балансери, минавайки през регулатора на лостовата предавателна система. Те от своя страна задвижват триъгълните валове, към които са прикрепени калодкодръжателите с калодките. Така получената натискава сила в фрикционния възел се преобразува в спирачна чрез коефициента на триене във фрикционния възел. Математически извеждането на спирачната сила е представено по следния начин:

- ефективна сила на спирачния цилиндър [41]:

$$(4.4) \quad F_t = p_c \cdot F - F_F, [kN],$$

където:

F е площта на буталото в спирачния цилиндър, [cm²];

F_F – сила на пружината в спирачния цилиндър, [kN].

- сумарна натискава сила във фрикционния възел [41]:

- в случай на натоварен вагон:

$$(4.5) \quad \sum F_{\text{дин.}} = (F_t \cdot i_{\text{нат.}} - i_R \cdot F_R) \eta, [kN],$$

където:

i_{нат.} е общото предавателно отношение на лостовата предавателна система (ЛСС) в режим натоварен вагон;

i_R – предавателно отношение след регулатора на ЛСС;

F_R – сила от пружината на регулатора на ЛСС, [kN];

η – К.П.Д. на ЛСС.

- в случай на празен вагон, [41]:

$$(4.6) \quad \sum F_{\text{дин.}} = (F_t \cdot i_{\text{пр.}} - i_R \cdot F_R) \eta, [kN],$$

където:

i_{пр.} е общото предавателно отношение на лостовата предавателна система (ЛСС) в режим празен вагон;

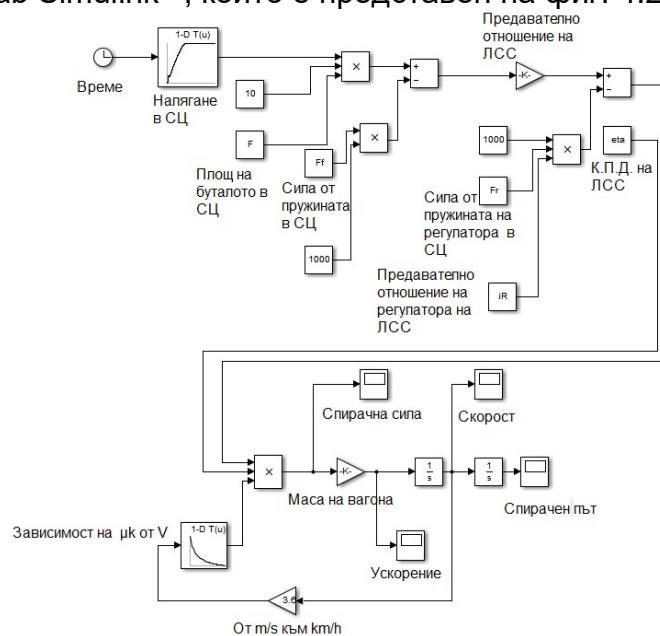
- спирачна сила, [41]:

$$(4.7) \quad B_C = \sum F_{\text{дин.}} \cdot \mu_k, [kN],$$

където:

μ_k е коефициентът на триене във фрикционния възел.

Посочените зависимости за определяне на спирачната сила са заложи в модела за изследване на характера на изменение на спирачната сила, разработен в MatLab Simulink®, който е представен на фиг. 4.2.



Фиг. 4.2 Математичен модел за определяне на спирачната сила

4.2. Съпротивителна сила на основното съпротивление

Основното съпротивление действа на всяка отделна железопътна единица от влаковия състав, движейки се по прав хоризонтален участък от пътя. Това е съпротивителната сила, която го съпътства през цялото движение на влака и включва съпротивленията от триенето в буксите, плъзгането и търкалянето на колелата по релсите и въздушното съпротивление. Обикновено се изчислява на

база експериментално изведени формули от втора степен за различните видове подвижен железопътен състав. Те имат следния вид:

$$(4.8) \quad \omega_0 = A + BV + CV^2, \left[\frac{N}{kN} \right],$$

където:

ω_0 е специфичната съпротивителна сила, [N/kN];

V - скорост на движение [km/h];

A, B и C са експериментално изведени постоянни коефициенти, които се различават за различните железопътни возила.

Коефициентът A отразява фрикционните загуби, B намаляването на въртящите моменти и C аеродинамичното съпротивление. Видът на уравнението за използвания вагон прототип зависи от това дали е празен или натоварен. При празен вагон уравнението е [17]:

$$(4.9) \quad \omega_0 = 1,8 + 0,01V + 0,00053V^2, \left[\frac{N}{kN} \right],$$

За натоварен вагон тази зависимост добива вида [17]:

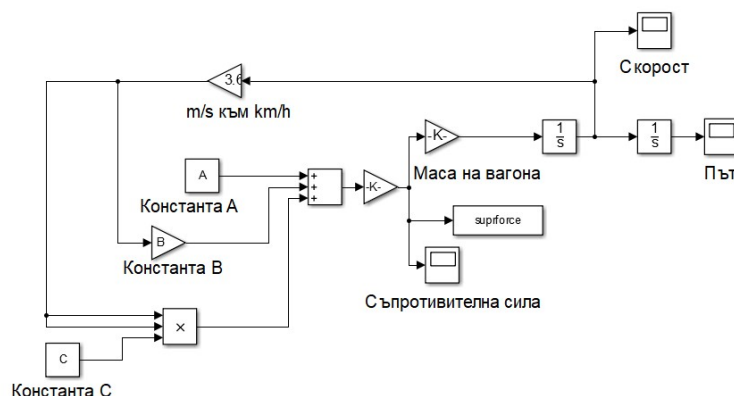
$$(4.10) \quad \omega_0 = 0,9 + \frac{1}{m_q} (4 + 0,18V + 0,003V^2), \left[\frac{N}{kN} \right],$$

където:

m_q е осевото натоварване, [kN].

Моделът, с който е изследван характера на тези сили е представен на фиг.

4.4.



Фиг. 4.4 Математичен модел за определяне на силата от основното съпротивление

4.3. Съпротивителна сила от наклона на пътя

Наклонът на пътя спада към съпротивителните сили, които действат на подвижния железопътен състав само при характерни условия, т.е. не го съпътства изцяло при движението му. Тези съпротивления се наричат под общото наименование „допълнителни“. Съгласно [2, 17] специфичната съпротивителна сила от наклона пътя е равна на самия наклон, който е взет със съответния знак. Съответно ако подвижният състав се движи по наклон на изкачване, знакът е с положителна стойност, а на спускане с отрицателна. Действителната сила от наклона се получава като специфичната се умножи със съответстващата сила на тежестта на возилото, а именно:

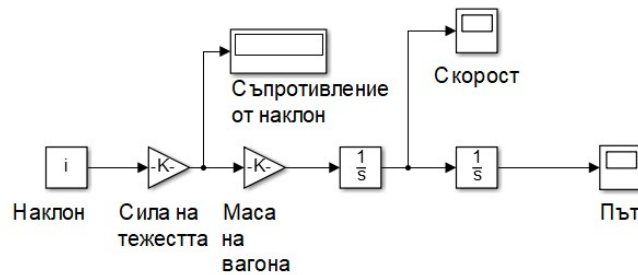
$$(4.11) \quad W_i = i \cdot G, [N],$$

където:

i е наклонът на пътя [%o];

G – сила на тежестта [kN].

Моделът, представящ движението на единично железопътно возило под действието на наклона на пътя е представен на фиг.4.6



Фиг. 4.6 Математичен модел за определяне на силата от наклона на пътя

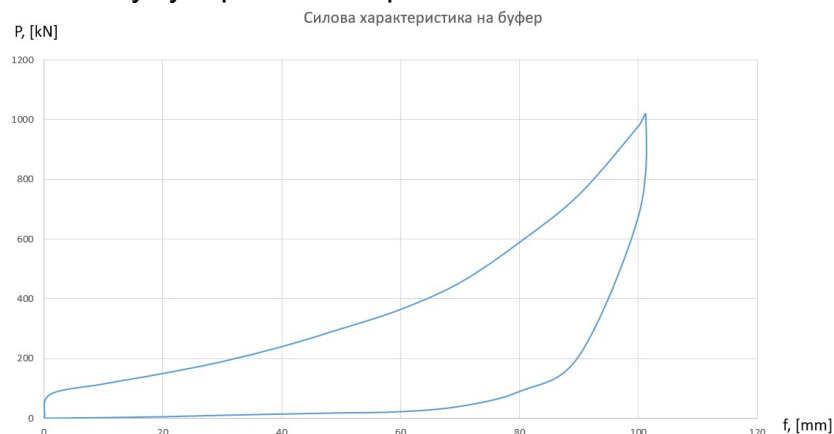
4.5. Моделиране на междувагонните връзки

При изследването на надлъжните сили, възникващи по време на движение на влаковия състав, един от най-важните елементи е максимално коректно да се моделират характеристиките на поглъщащите апарати на теглично-отбивачните съоръжения [139, 140]. В нашата страна, особено при товарните превози най-голямо приложение намират теглично-отбивачни съоръжения изпълнени с буфери и тегличен апарат. Това означава, че е необходимо да се моделират характеристиките и на двата апарата. В случай на линейна характеристика, като тази от уравнения 4.1, 4.2, 4.3, в модела се заместват съответно коефициентите на еластичност и на демпфиране. Такава характеристика имат само цилиндрично-винтовите пружини, а в съвременния подвижен железопътен състав не се вграждат такъв тип поглъщащи апарати. Основно се използват такива с металогумен пакет или полимерен поглъщащ апарат, които са с нелинеен прогресивен характер на изменението на силата спрямо преместването. Също така е важно, че в модела на междувагонните връзки е необходимо да се включи и коравината на рамата на вагона, понеже при изчерпване на хода на някои от теглично-отбивачните съоръжения, те започват да работят като твърдо тяло и предават натоварването изцяло към главната рама.

Като прототип при моделирането са използвани буфер и тегличен апарат със следните данни и характеристики, снети при реално изпитване:

1) Буфер:

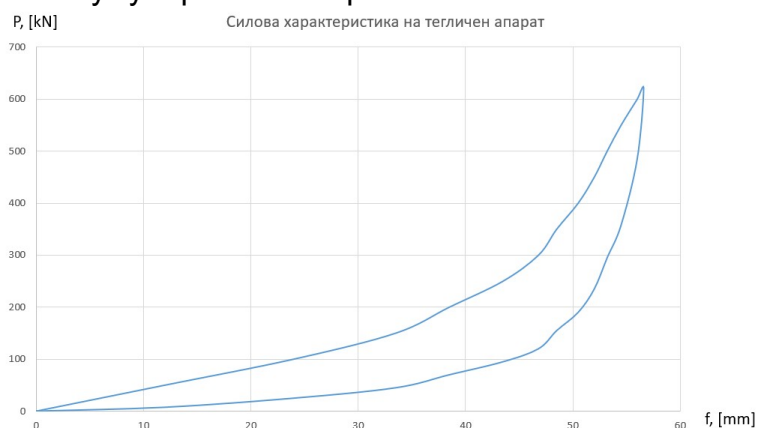
- ход на буфер – $f = 101.2$ mm;
- сила при максималния ход на буфера – $P = 1015$ kN;
- стойност на погълнатата енергия – $W_e = 37.9$ kJ;
- стойност на акумулираната енергия $W_a = 30$ kJ.



Фиг. 4.7 Силова характеристика на буфер: P – сила при максимален ход на буфера, kN; f – ход на буфера, mm.

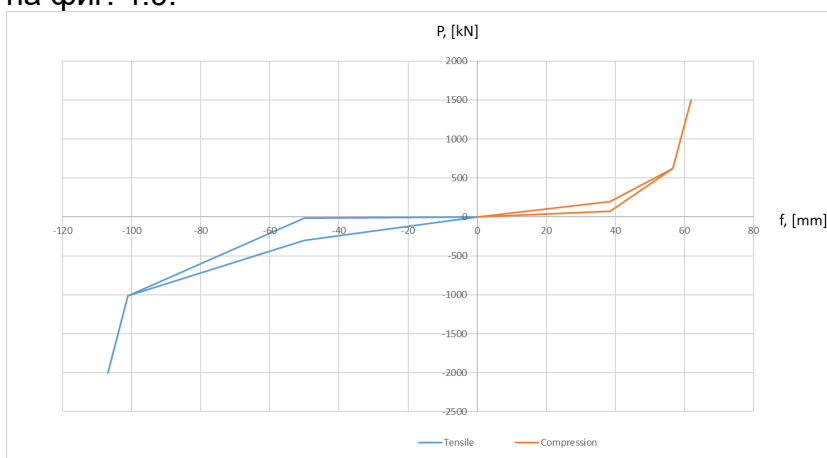
2) Тегличен апарат

- ход на тегличния апарат – $f = 56.6 \text{ mm}$;
- сила при максималния ход на тегличния апарат – $P = 620.82 \text{ kN}$;
- стойност на погълнатата енергия – $W_e = 9.75 \text{ kJ}$;
- стойност на акумулираната енергия – $W_a = 5.57 \text{ kJ}$.



Фиг. 4.8 Силова характеристика на тегличен апарат: P – сила при максимален ход на тегличния апарат, kN ; f – ход на тегличния апарат, mm .

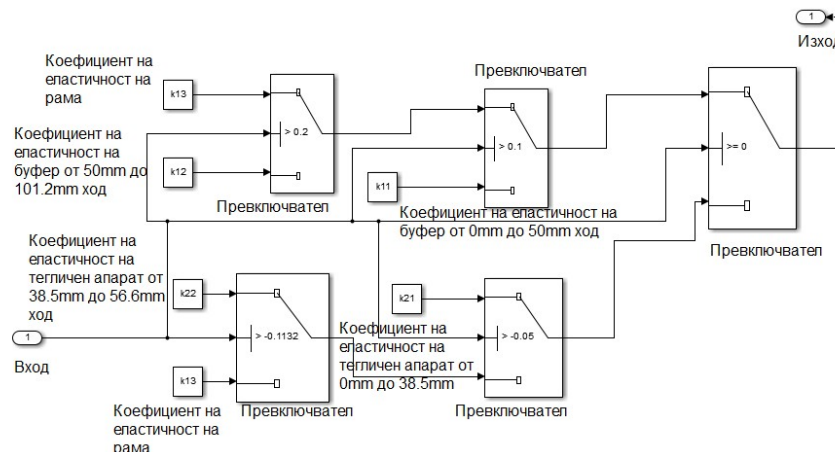
Реалните силови характеристики на теглично-отбивачните съоръжения, за да се приложат в модела на влаковия състав е необходимо да бъдат обединени. Това се прави с цел в модела ясно да се разграничава опън от натиск. Затова в изследването е прието премествания с положителен знак да се считат за опън, а тези с отрицателен за натиск. Освен това в обединената силова характеристика е добавена и коравината на рамата, която също внася известна нелинейност. Представена е на фиг. 4.9.



Фиг. 4.9 Моделирана силова характеристика на теглично-отбивачния апарат: P – сила при максимален ход на теглично-отбивачните съоръжения, kN ; f – ход на теглично-отбивачните съоръжения, mm .

Двете силови характеристики на буфера и на тегличния апарат се различават от реалните такива. Това е така, защото в модела представянето им е направено по три точки. Те са съответно в началото, средата и края на хода на теглично-отбивачните съоръжения. Разработено е по този начин с цел опростяване на модела, което значително ще намали времето за изчисление, а в същото време няма да повлияе съществено върху резултатите. След изчерпването на хода на теглично-отбивачните съоръжения, започва кривата по натоварване на рамата, без наличие на еластичност между вагоните. Тя е определена съгласно [60], където е заложено максимално надлъжно натоварване при опън да е 1.5 MN , а за натиск 2 MN [141, 142]. При тези сили са отчетени съответните деформации в рамата на вагонната конструкция.

Моделът, който представя еластичната сила на междувагонните връзки е представен на фиг. 4.10.



Фиг. 4.10 Математичен модел за определяне на силите в междувагонните връзки.

След анализа и съответно моделирането на всички сили, които оказват влияние върху влаковия състав е извършено обединяване на всички модели.

ГЛАВА 5. Резултати от изчисленията

В тази глава са представени резултатите от изчисленията, които са извършени за различните фактори, оказващи влияние върху надлъжните сили:

- различен брой вагони в състава на влака;
- различен режим на работа на спирачната система;
- различни позиции на кран-машиниста;
- различен профил на пътя;
- различна маса на вагоните;
- наличие на вагони с изолирани спирачки.

Систематизирано конфигурациите на влаковата композиция и направените изчисления са представени в таблица 5.1.

Таблица 5.1 Различни конфигурации на влаковия състав.

| Брой вагони | Позиция на КМ | | |
|-------------|---------------|--|----------|
| | 5-та | 9-та | екстрено |
| 5 | P,G | P,G | P,G |
| 10 | P,G | P,G | P,G |
| 15 | P,G | P,G | P,G |
| 20 | P,G | P,G | P,G |
| 25 | P,G | P,G | P,G |
| 30 | P,G | P,G | P,G |
| 35 | P,G | P,G | P,G |
| 40 | P,G | P,G | P,G |
| 44 | P,G | P,G, G/P, ±i, изолирани 5,11,17,24,29,35,41 | P,G |

Използвани са следните означения:

- P – режим „P“ на функционалния вентил;

- G – режим „G“ на функционания вентил;
- G/P – първите 22 вагона работят в режим „G“, а останалите 22 в режим „P“;
- i – наклон на пътя.

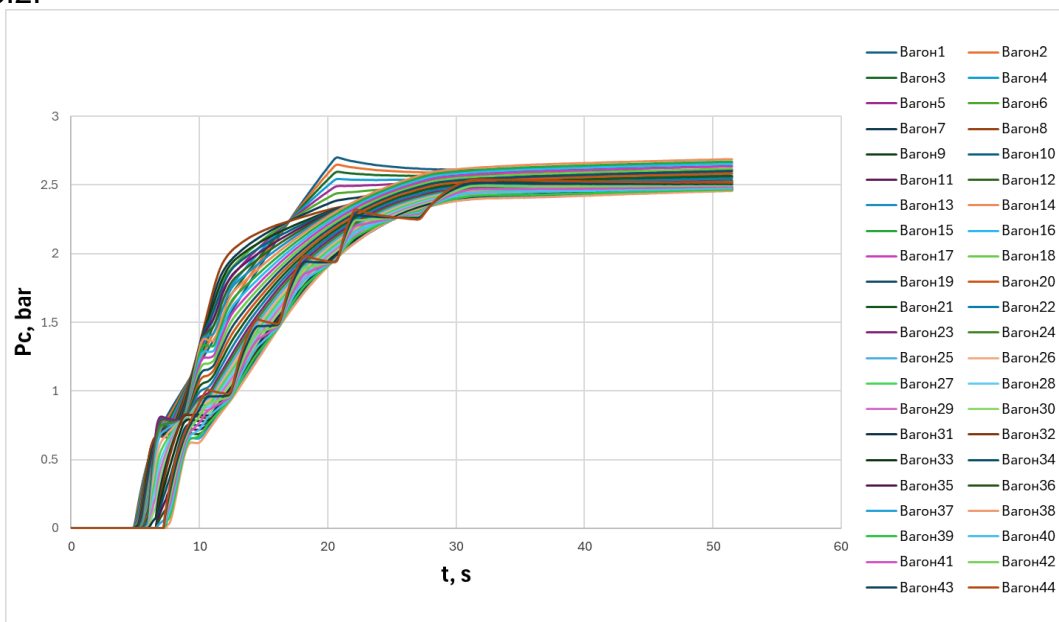
Анализирани са 58 различни случая на състава на влака, характеристики на железния път и стратегии за управление на спирачната система. С това се цели максимално точно да се отрази характерът на изменение на надлъжните сили при различни условия.

За по-голяма прегледност, резултатите са разделени на база факторите, които оказват влияние върху надлъжните сили. Най-голяма тежест имат режима на функционания вентил, положението на използвания кран-машинист и броят на вагоните във влаковия състав. Разделянето е извършено в отделни точки, като основа в това се използва режимът на функционания вентил.

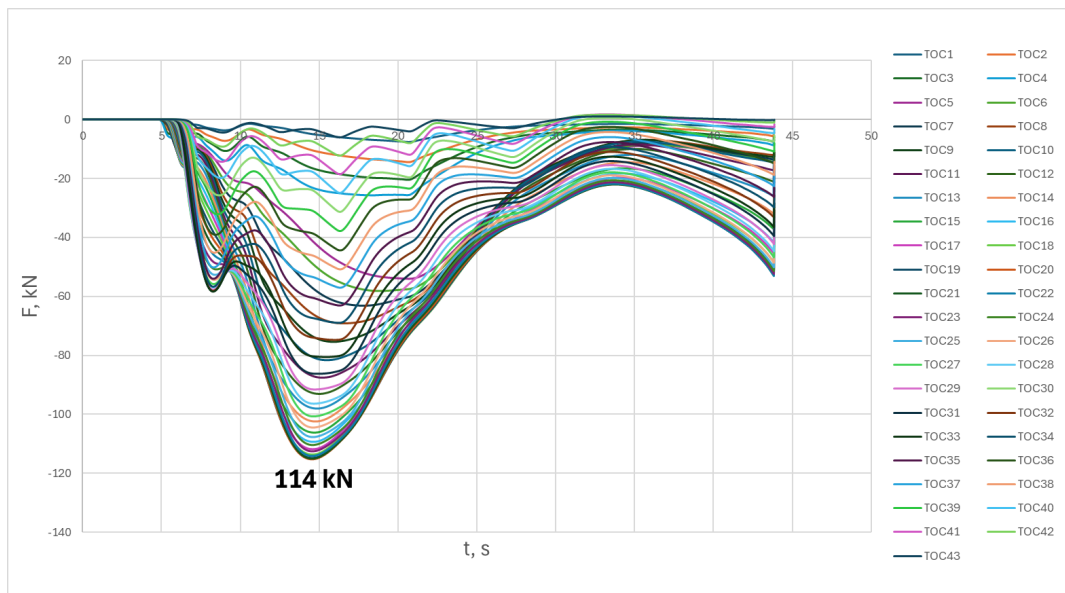
5.1. Режим „G“ на функционания вентил

В режим „G“ на работа на спирачната система са анализирани позициите 5-та, 9-та и екстрено спиране с кран-машиниста за влакови конфигурации състоящи се от 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40 и 44 вагона.

При служебните задържания със спирачната система, изразено чрез 5-та позиция на използвания кран-машинист е установено плавно изменение на надлъжните сили (без удари между вагоните), дори и за най-дългия влаков състав. Това се дължи на плавното нарастване на спирачната сила на всеки от вагоните. Максимални стойности се получават при 44 вагона, като стойностите им достигат 114 kN сумарна сила. Поради разликата в задействането на спирачната система на отделните вагони се получава „събиране“ на влака, т.е. натоварването е изцяло в натиск по буферите. Най-големи стойности на надлъжните сили се получават в средата на влака (22-ра междувагонна връзка), а най-малки се получават в неговия край. Резултатите при 44 вагона са представени на фиг. 5.1 и фиг. 5.2.



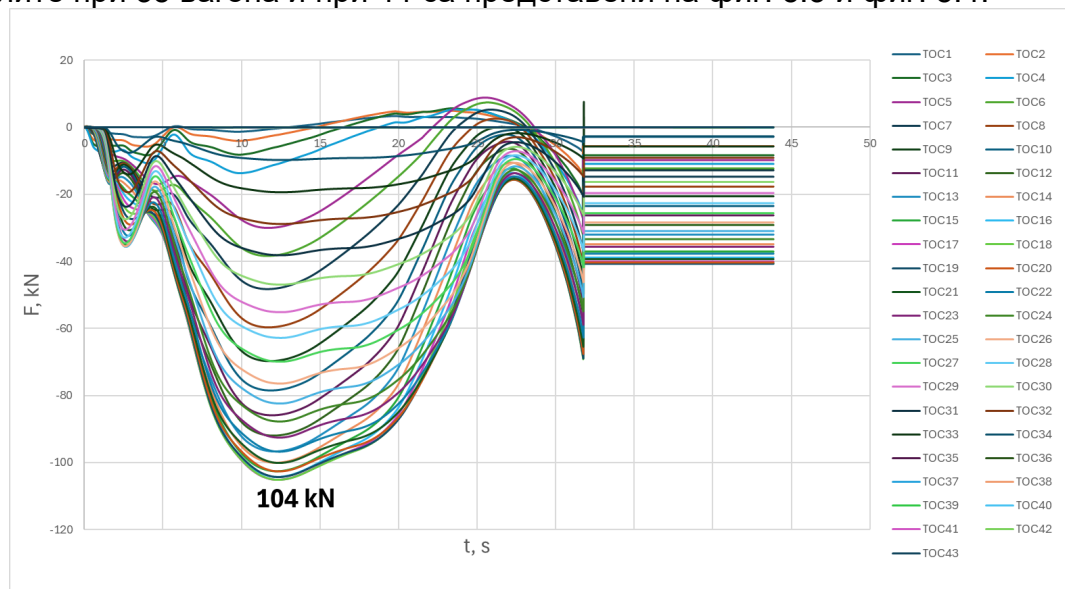
Фиг. 5.1 Зависимост $P_c=f(t)$ при режим „G“ на функционания вентил, 5-та позиция на използвания кран-машинист и 44 вагона: P_c – налягане в спирачния цилиндър, bar; t – време, s.



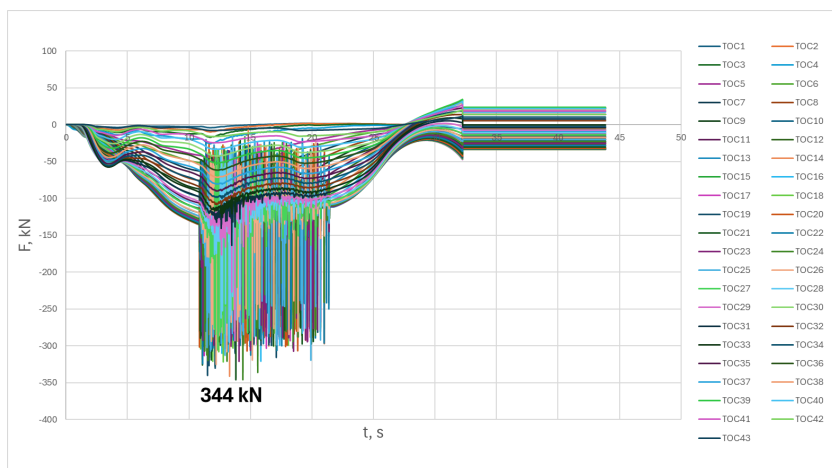
Фиг. 5.2 Надлъжни сили при режим „G” на функционания вентил, 5-та позиция на използвания кран-машинист и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При този режим на работа на спирачната система при резултатите за къси по дължина влакове (до 10 вагона) се получава редуване на натиск и опън.

При осъществяване на пълно служебно спиране (9-та позиция на кран-машинистта) се установяват първите удари между вагоните при дължина на влаковия състав над 35 вагона. До този момент максималните надлъжни сили не надвишават 104 kN (при 35-вагонен състав). Ударите между вагоните при по-голяма дължина на влаковия състав водят до локални значителни по големина сили в междувагонните връзки, достигащи до 344 kN за 44-вагонен състав. Ударите започват след 10-ти вагон и се получават до 31-ви вагон от състава на влака. Сравнено с 35-вагонния нарастването на силите е над 3 пъти. Изменението на силите при 35 вагона и при 44 са представени на фиг. 5.3 и фиг. 5.4.



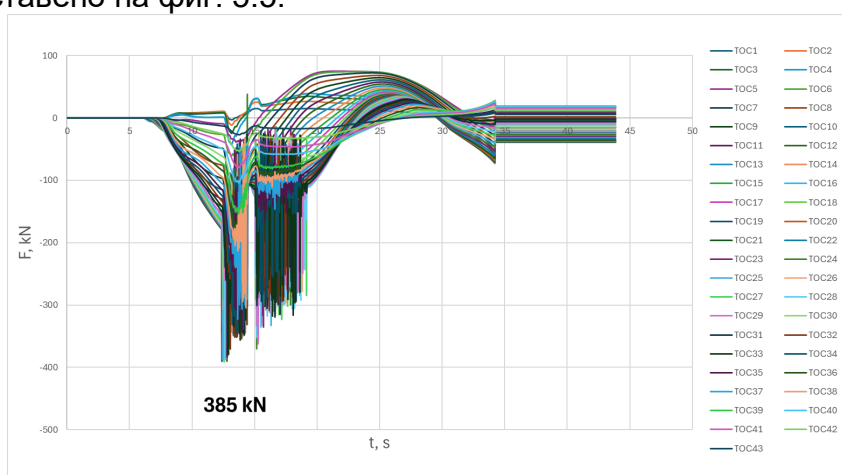
Фиг. 5.3 Надлъжни сили при режим "G" на функционания вентил, 9-та позиция на кран-машиниста и 35 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.



Фиг. 5.4 Надлъжни сили при режим "G" на функционания вентил, 9-та позиция на кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При влакови състави с дължина до 20 вагона, при които отсъстват големи закъснения в спирачния сигнал, надлъжните сили са изцяло в положителна посока (опън). При над 20 вагона, поради закъснението на спирачната вълна силите са отрицателни (натиск).

Екстреното спиране като цяло е режим, при който се получават най-високи стойности на надлъжните сили. Сравнено с пълното служебно спиране, нарастването е от порядъка на 30 kN. Отново характерът на изменение на силите е плавен при влакови състави с дължина до 35 вагона, съответно при по-дълги се получават удари между вагоните, разположени в средата на влака. Анализът на резултатите също показва, че съществува разлика в реакцията на функционания вентил на отделните вагони. Не се получава последователно задействане на спирачните системи по дължина на влака, а хаотично такова. Това води до смяна на посоката на надлъжните сили. В началото на спирачния процес се получава натиск и удари между вагоните (за дълги влакове), след което преминава в опън и по-плавно разпределяне на силите по дължина на влака. Стойностите на натисковите сили са по-големи, поради ударите, които се получават между вагоните, като максималната сила достига 385 kN при 29-та междувагонна връзка. Това е представено на фиг. 5.5.

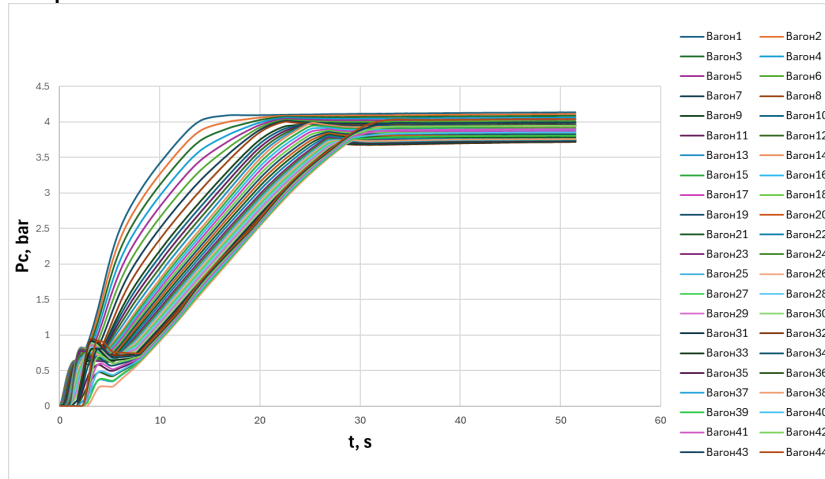


Фиг. 5.5 Надлъжни сили при режим "G" на функционания вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

5.2. Режим „Р” на функционания вентил

Този режим на работа на функционания вентил, който не е характерен за товарните влакове се получават значително по-големи надлъжни сили в

сравнение с „G“ режим. Получават се вследствие на това, че има много големи разлики на достигането на сигнала за спиране до съответния вагон, а от там и сработването на самата спирачна система. Първите вагони, поради късото разстояние до кран-машиниста задържат бързо, като постепенно сигналът за спиране изостава, с нарастване на дължината влака. Изоставането става значително към вагоните, намиращи в края на влака. Това се потвърждава от резултатите относно налягането в спирачния цилиндър спрямо времето, представени на фиг. 5.6.

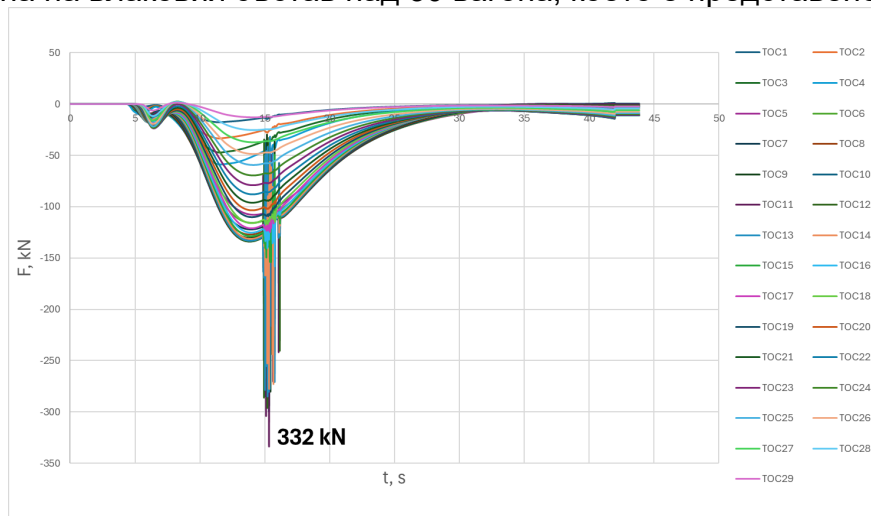


Фиг. 5.6 Зависимост $P_c=f(t)$ при режим "P" на функционалния вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист и 44 вагона: P_c – налягане в спирачния цилиндър, bar; t – време, s.

Анализът на графиката показва че, максималните стойности на налягането в спирачния цилиндър за първия вагон се достигат при 14 s, а за 44-ти това се получава при 32 s. Именно тази разлика от 18 s, води до значителните надлъжни сили, които се получават в този режим.

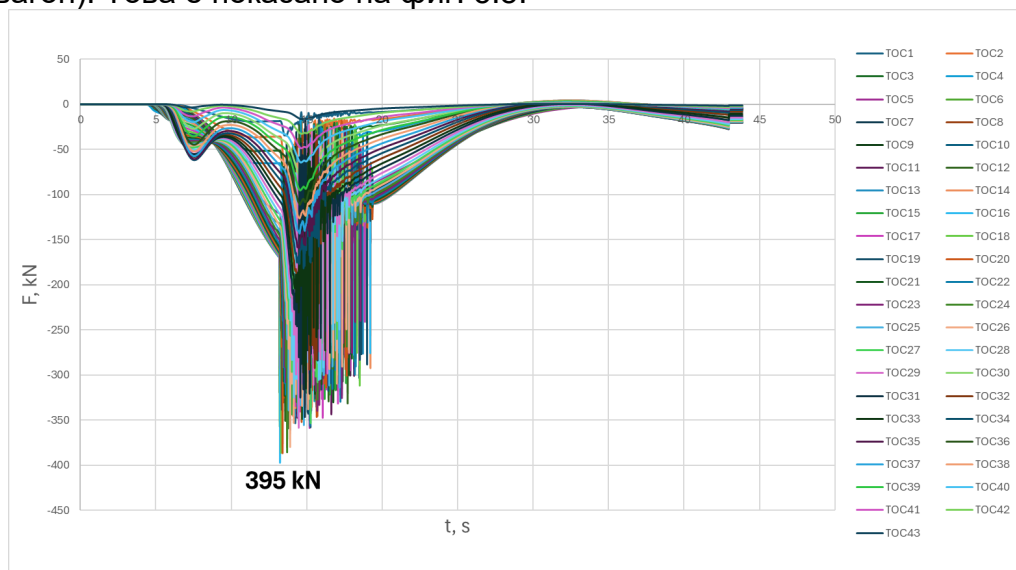
Анализът на резултатите е извършен в същата последователност както при режим „G“ на функционалния вентил.

В този режим още при служебните задържания със спирачната система се получават удари в теглично-отбивачните съоръжения. Анализът за 5-то положение на използвания кран-машинист показва, че първите удари започват след дължина на влаковия състав над 30 вагона, което е представено на фиг. 5.7.



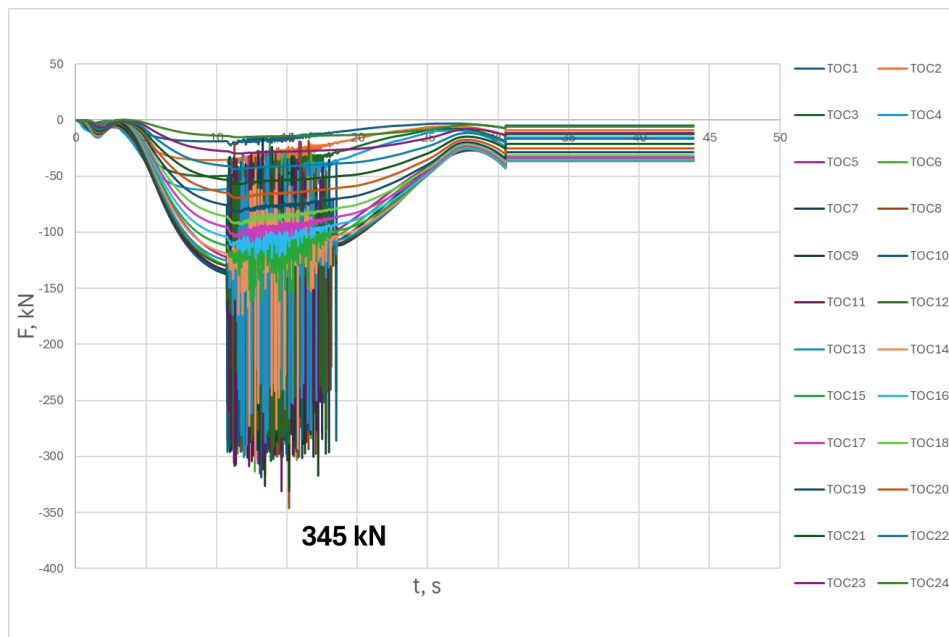
Фиг. 5.7 Надлъжни сили при режим "P" на функционалния вентил, 5-та позиция на използвания кран-машинист и 30 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При тези параметри на влаковия състав, се получават ниски по-стойност надлъжни сили. Изключение прави периодът от време между 15 и 16.5 s, където се получават съударения между няколко вагони, намиращи се в началото на влака. Най-големи сили се отчитат при 11-ти вагон, като те имат стойност 332 kN. Отдалечавайки се от този вагон се получава затихване на тези удари, като след 20-ти вагон, те напълно изчезват. При влакови композиции с по-малка дължина, разпределението на силите се осъществява плавно без наличие на удари между вагоните. Именно заради отсъствието на удари максималните надлъжни сили не надвишават 110 kN. С увеличаването на дължината на влака се удължава и периода на действие на ударите, както и самите сили. В случая при 44 вагона, максималната им стойност достига 395 kN, отново в средата на влаковия състав (16-ти вагон). Това е показано на фиг. 5.8.

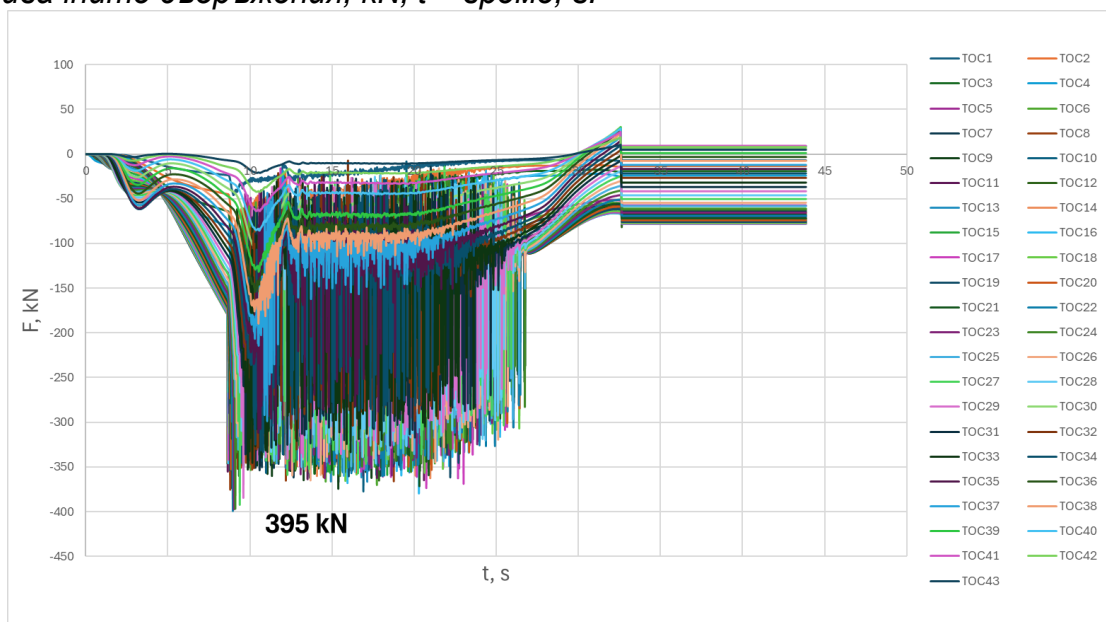


Фиг. 5.8 Надлъжни сили при режим "P" на функционания вентил, 5-та позиция на кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При 9-та позиция на използвания кран-машинист (пълно служебно спиране), характерът на изменение на силите, които действат в надлъжна посока е сходен с този при 5-та позиция на кран-машиниста. Максимални сили отново се получават при влаковия състав с най-голяма дължина и те са със стойност 395 kN. Основната разлика се състои в това, че периодът на действие на ударите между вагоните е много по дълъг. Ако при същия влаков състав и 5-та позиция на кран-машиниста, периодът от време, в който се получават удари между вагони е 5.6 s (фиг. 5.8), то при 9-та позиция ударите продължават 17.9 s, което е 3 пъти по дълъг период на действие. Също така при това положение на кран-машиниста удари между вагоните се получават след дължина на влаковия състав над 20 вагона. До тази дължина характерът на изменение на надлъжните сили е плавен и стойностите им не превишават 105 kN. Първите удари са при влаков състав с 25 вагона, при който силите в теглично-отбивачните съоръжения достигат 345 kN и време на действие на ударите от 10.81 s до 18.5 s. Това сравнение показва, че независимо дали влаковият състав е с дължина 25 или 44 вагона, стойностите на максималните надлъжни сили нямат съществена разлика (50 kN). Обаче времето на ударно действие нараства значително с увеличаването на броя на вагоните, което е представено на фиг. 5.9 и фиг. 5.10.

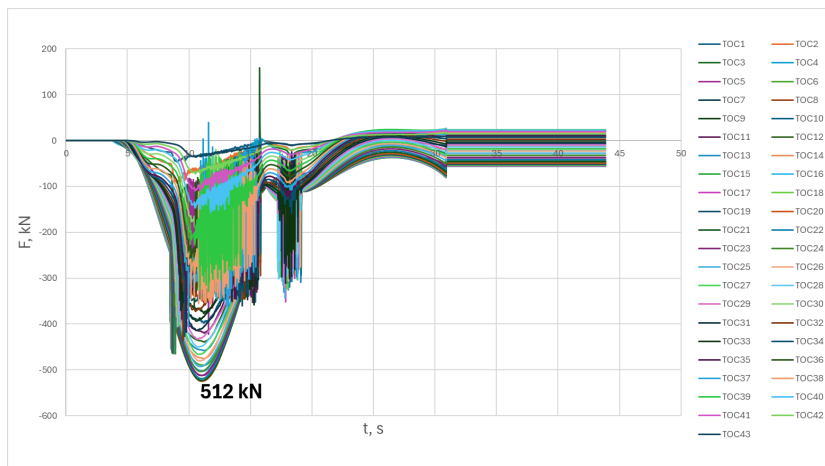


Фиг. 5.9 Надлъжни сили при режим "P" на функционания вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист и 25 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.



Фиг. 5.10 Надлъжни сили при режим "P" на функционания вентил, 9-та позиция на използвания кран машинист и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

В режим „G“ на функционания вентил, най-големи надлъжни сили се получават при екстрено задържане със спирачната система. Най-тежък режим се явява и разглеждания режим на функционания вентил. Максимални надлъжни сили достигат 512 kN при влаков състав, имащ дължина 44 вагона. При тази дължина на влака отново се получават удари между вагоните, които не са причина за най-високите по стойност сили. Графиката, която представя характера на изменение на надлъжните сили във всички теглично-отбивачни съоръжения при влаков състав с максимална дължина е показана на фиг. 5.12.



Фиг. 5.12 Надлъжни сили при режим "P" на функционалния вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

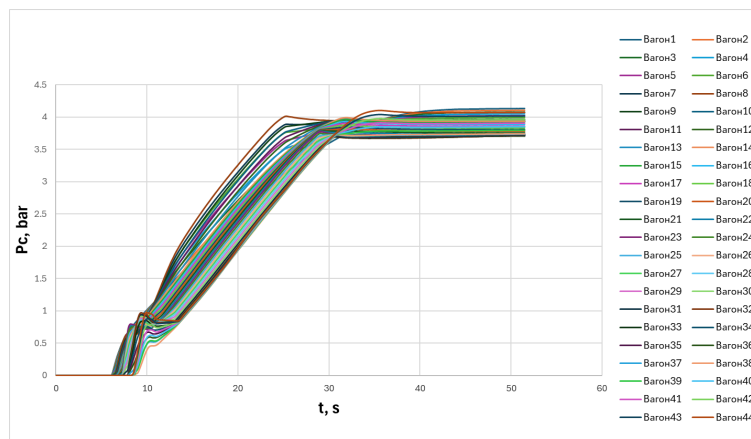
Ударите между вагоните се получават при влаков състав, който има в състава си повече от 25 вагона. При състави с по-малка дължина нарастването на силите става плавно, без удари, като максималните стойности не превишават 140 kN. Това е получено при влак с дължина 20 вагона. За сравнение при 25 вагона, където вече започват да се получават удари между вагоните тези сили достигат 375 kN.

5.3. Анализ на резултатите при различни стратегии за композиране на вагоните и управление на спирачната система

В тази подточка са представени резултатите от изчисленията за различни конфигурации от вагони, профил на пътя и управление на спирачната система. Това са най-съществените фактори, които оказват влияние върху процесите на спиране в реалната експлоатация на железопътния подвижен състав. Резултатите са анализирани при 9-та позиция на използвания кран-машинисти (пълно служебно спиране) и дължина на влаковия състав 44 вагона.

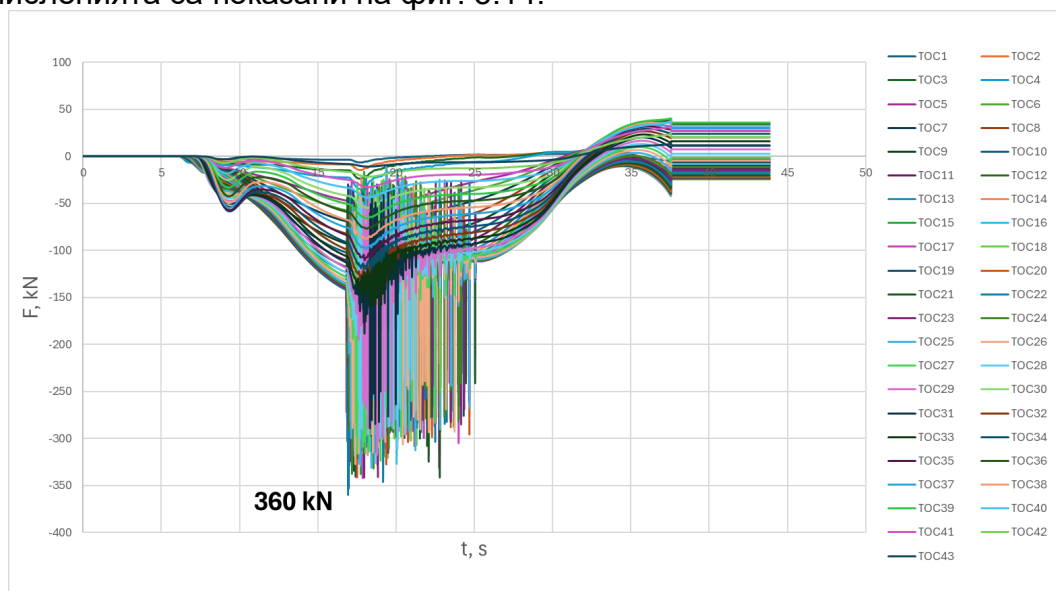
5.3.1. Челните 22 вагона работят в режим „G“ на функционалния вентил, а останалите в режим „P“

Теоретично, тази стратегия за управление на спирачната система трябва да компенсира забавянето на командния импулс за спиране. Това би довело до драстично намаляване на надлъжните усилия, получени в междувагонните връзки. Изследването е направено на стенд за газо-динамично изследване, където функционалният вентил на първите 22 вагона работят в режим „G“, а останалите 22 в режим „P“. Резултатите от направеното изпитване са представени на фиг. 5.13.



Фиг. 5.13 Зависимост $P_c=f(t)$ при работа на 1-ви до 22-ри вагон в режим "G", а останалите в "P": P_c – налягане в спирачния цилиндър, bar; t – време, s.

Анализът на фигурата показва, че отделните криви относно налягането в спирачния цилиндър са в по-тесен диапазон в сравнение с тези показани на фиг. 5.6, където всички вагони са в режим „P“. Разликата във времето за достигане на максималното налягане на 1-ви и 44-ти вагони при разглеждания режим на функционалния вентил е 10 s. Ако всички функционални вентили са в режим „P“ тази разлика е 20 s. Сравнено с влаков състав работещ в режим „G“ на функционалния вентил, разликата е 10.4 s. Това показва, че получените резултати от изчисленията не трябва да се различават от тези, получени за влаков състав, чиито функционални вентили на вагоните работят изцяло в режим „G“. Резултатите от изчисленията са показани на фиг. 5.14.

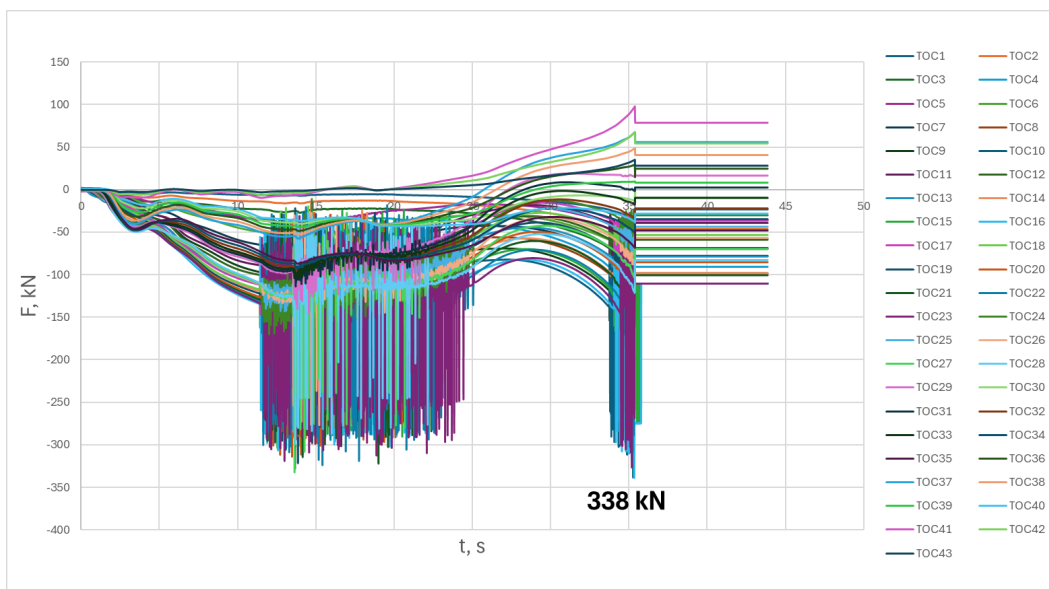


Фиг. 5.14 Надлъжни сили при работа на функционалния вентил в режим "G" за 1-ви до 22-ри вагон, а останалите в режим "P" и 9-та позиция на използвания кран-машинист: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

Максималните надлъжни сили се получават в средата на влака между 22-ри и 23-ти вагон, достигайки 360 kN. Характерът на изменение на надлъжните сили се доближава максимално до резултатите, получени за влаков състав с функционални вентили, работещи изцяло в режим „G“ фиг. 5.4. Това се дължи на идентичното изменение на налягането в спирачния цилиндър при двата разгледани случая.

5.3.2. Влияние на изолирането на част от спирачните системи на вагоните върху големината на надлъжните сили.

Изолирането на спирачната система на вагоните се осъществява в модела за 44 вагона, разработен в Simulink®. Железопътните возила, които са с изолирани спирачни системи им се програмира, че спирачната сила е равна на нула и са подложени само на съпротивителни сили и силите от междувагонните връзки. За изчисленията са използвани режими на функционалния вентил „G“ и 9-то положение на използвания кран-машинист (пълно служебно спиране). На случаен принцип са изолирани спирачните системи на следните вагони: 5-ти, 11-ти, 17-ти, 24-ти, 29-ти, 35-ти и 41-ви. Резултатите от изчисленията са показани на фиг. 5.15.

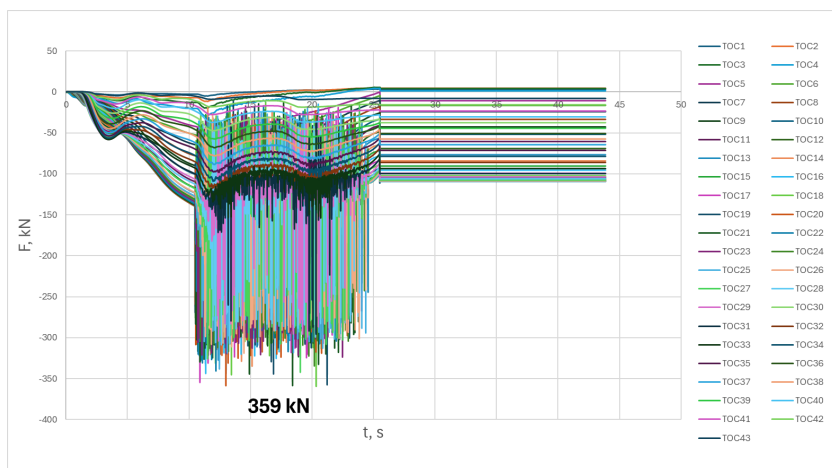


Фиг. 5.15 Надлъжни сили при режим "G" на функционалния вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист и изолирана спирачна система на част от вагоните: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

Средната част на графиката, до време от 25 s, отразяваща характера на изменение на надлъжните сили не се различава съществено от тази на влаков състав с включени всички спирачки и същия режим на работа. Максималните сили в този участък от графиката достигат 320 kN и отново се отчитат в средата на влаковия състав. Разликата се състои в края на спирачния процес от 34 s до 36 s. В този момент се получават удари в теглично-отбивачните съоръжения между вагона с изолирана спирачна система и вагона, намиращ се пред него. Там са и най-големите надлъжни сили. Максималните достигат 338 kN, отчетено за 10-тата междувагонна връзка, което е установено от графиката. За сравнение при влаков състав, работещ при същата стратегия за управление на спирачката, но без да има изолирани такива, максималните сили достигат 343 kN. Това показва, че големината на силите не се изменя значително. Единствено влияние оказва върху характера на изменение на силите в края на спирачния процес.

5.3.3. Влияние на наклона на пътя върху надлъжните сили

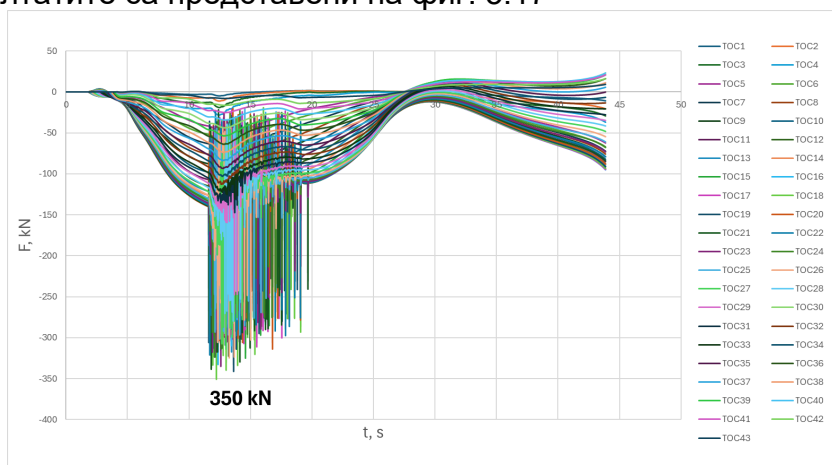
Това изследване е направено за влаков състав с максимална дължина (44 вагона), чието движение е симулирано по най-големия възможен наклон (25 ‰), както на спускане, така и на изкачване. Целта е да се анализира влиянието на този наклон върху силите, получени в теглично-отбивачните съоръжения. Съгласно представеното в Глава 4, наклон на спускане ще увеличи дяла на съпротивителните сили с 19.625 kN, а на изкачване съответно ще ги намали. Режимът на спирачната система е „G“, а позицията на използвания кран-машинист е 9-та. Първо е направен анализ при движение на влаковия състав по наклон на спускане, който е представен на фиг. 5.16.



Фиг. 5.16 Надлъжни сили при режим "G" на функционалния вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист, наклон 25% на спускане и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

При този модел на движението на влаковия състав са налице удари между вагоните с продължителност от 10.75 s до 24.37 s (13.62 s). Именно в този участък от графиката се регистрират и най-големите надлъжни сили със стойност 359 kN, които са характерни отново за средните вагони от състава на влака. Резултатите (показани на фиг. 5.4) на еквивалентен влаков състав, който се движи по прав хоризонтален участък от пътя са максимална надлъжна сила 343 kN, и продължителност на ударите между вагоните 9.96 s. От тук може да се заключи, че наклонът на спускане води до увеличаване на надлъжните сили с 16 kN и увеличаване на продължителността на ударите в теглично-отбивачните съоръжения с 3.66 s.

Наклонът на изкачване 25 % има обратния характер спрямо този на спускане. При тази конфигурация на релсовия път надлъжните сили в теглично-отбивачните съоръжения достигат 350 kN, което е локално само в 18-та междувагонна връзка. Това е увеличение от 7 kN спрямо влаков състав, който се движи по прав хоризонтален участък от пътя. Относно продължителността на времето, за което се получават ударите между вагоните е 7.98 s, при което се получава намаляване с 1.98 s. Резултатите са представени на фиг. 5.17

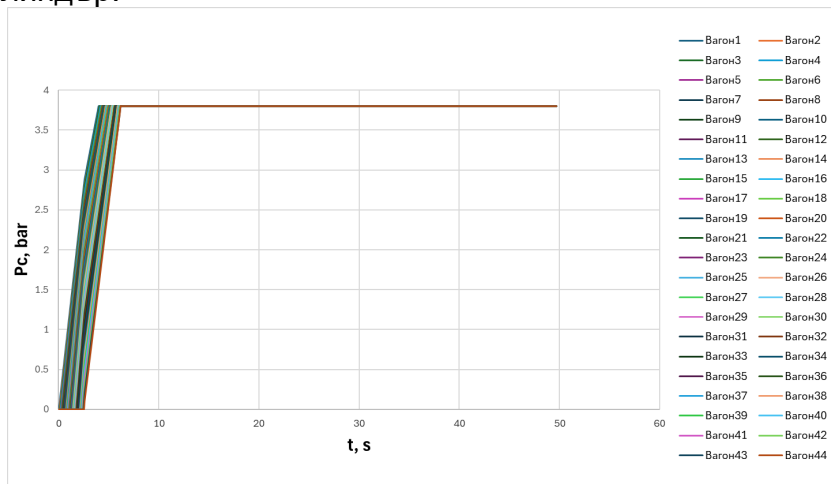


Фиг. 5.17 Надлъжни сили при режим "G" на функционалния вентил, 9-та позиция на използвания кран-машинист, наклон на изкачване от 25% и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

5.4. Сравнение на получените резултати с теоретично изведени такива

При това изследване, резултатите относно характера на изменение на налягането в спирачния цилиндър, получени за режим „P” и екстрено със спирачната система са сравнени с теоретично изведена характеристика.

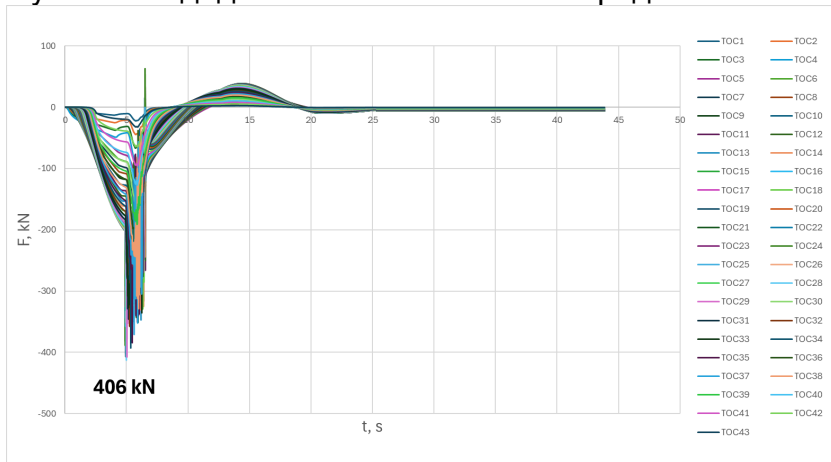
Основава се на факта, че съгласно литературните източници [2, 18, 23] времето за напълване на спирачния цилиндър за режим „P“ е от 3 до 5 s и максималното налягане в спирачния цилиндър е 3.8 bar. Също така въздухът в главния въздухопровод се движи със скорост 250 m/s [23, 24, 25]. За прототип на изследването е използван същият вагон, както и при лабораторно снетите резултати. Получена е идеализирана характеристика на напълването на спирачния цилиндър:



Фиг. 5.18 Идеализирана зависимост $P_c=f(t)$ при режим "P" на функционалния вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 44 вагона: P_c – налягане в спирачния цилиндър, bar; t – време, s.

Анализът на фиг. 5.18 показва, че кривите за отделните вагони са в по-тесен диапазон отколкото при действителната характеристика. Това се дължи на многото фактори, които не се отчитат при моделирането ѝ, като например времето за реакцията на функционалния вентил, триенето на въздуха в главния въздухопровод и др.

При така зададената характеристика за напълване на спирачния цилиндър, получените резултати за дадения влаков състав са представени на фиг. 5.19.

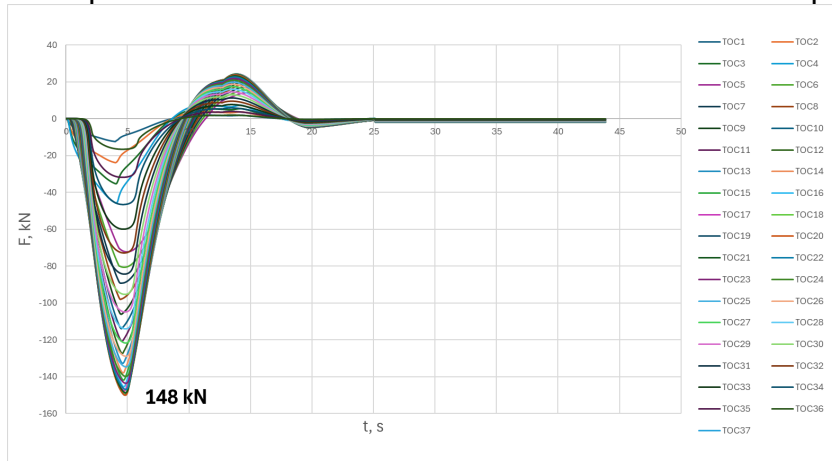


Фиг. 5.19 Теоретично изведени надлъжни сили при режим "P" на функционалния вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 44 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

Дори и при идеализирани данни отново за тази дължина на влака се получават удари между вагоните. Времето им за действие е много по-малко, отколкото при симулацията на влаков състав с действителна характеристика по напълване на спирачния цилиндър. Сравнявайки продължителността на ударите в теоретичния случай е 1.49 s, а при реално получените е 17.9 s, което е изключително голяма разлика. От гледна точка на големината на получените сили

не се получават съществени разлики, като и в двата разглеждани случая те са около 400 kN.

Първите удари между вагоните се получават при влаков състав с дължина над 37 вагона (фиг. 5.20). Изследването показва, че първите удари се получават за влакова композиция, състояща се от 25 железопътни единици. Това прави с 12 вагона по-голяма дължина на влака, без да се появяват удари между тях и съответно рязко нарастване на силите в теглично-отбивачните съоръжения.



Фиг. 5.20 Теоретично изведени надлъжни сили при режим "P" на функциониращия вентил, екстрено спиране с кран-машиниста и 37 вагона: F – надлъжна сила в теглично-отбивачните съоръжения, kN; t – време, s.

Изводи към Глава 5

1) Относно режим „G“:

- анализът на резултатите показва, че най-благоприятен режим на функциониращия вентил за влакови състави с голяма дължина се явява режимът „G“.
- най-високи стойности на надлъжните сили се получават при екстрено задържане с кран-машиниста, като те не превишават 380 kN.
- ударите между вагоните (къдравата част от графиката) са характерни при дължина на влаковия състав над 35 вагона, а при служебно задържане, изразено с 5-та позиция на използвания кран-машинист напълно отсъстват.
- при влакове с дължина до 15 вагона в състава си, в режим „G“ се получават по високи надлъжни сили, отколкото при „P“ режим.

2) Относно режим „P“:

- най-високи стойности на надлъжните сили и за този режим се получават при екстрено задържане със спирачната система. Стойността им достига до 520 kN.
- ударите между вагоните се получават при много по-малка дължина на влаковия състав, което зависи от положението на кран-машиниста. За 5-та позиция на използвания кран-машинист това става при дължина на влака над 30 вагона, а за пълно служебно спиране и екстрено спиране над 20 вагона.

3) Смесен режим „G/P“:

- при тази стратегия за работа на функциониращия вентил на влаковия състав не се получава съществена разлика в надлъжните сили, сравнено с такъв, който работи изцяло в режим „G“. Това се дължи на факта, че развитието на налягането в спирачния цилиндър не се различава много, както е например сравнено с режим „P“.

4) наличие на изолирани вагони.

- съгласно резултатите, изолирането на вагони от състава на влака води до появата на удари между тях в края на спирачния процес. Тези удари се получават между вагона с изолирана спирачна система и този преди него.
 - в края на спирането се получават максималните натискови сили между вагоните.
- 5) Профил на пътя:
- наклонът на пътя не оказва влияние върху големината на надлъжните сили, а върху времето им за действие. Сравнено с прав хоризонтален участък на пътя, при спускане това време се увеличава с 3.66 s, а при изкачване намалява с 1.98 s.
- 6) Сравнение на получените резултати с такива, изведени от направено теоретично изследване. Това сравнение доведе до извода, че колкото кривите са в по-тесен диапазон са за напълване на спирачния цилиндър на отделните вагони, толкова по-малка е продължителността на ударите в теглично-отбивачните съоръжения.

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

На база резултатите от дисертационния труд относно изследването на изменението на надлъжните сили при товарните влакове с дължина над 500 m, може да се обобщи, че е разработен подходящ модел за изследването ѝ. Този модел съчетава както компютърна симулация на развитието на надлъжните сили, така и реално натурно изпитване за изследване на спирачните процеси във функция на времето. Извършената работа позволява да бъдат формулирани следните основни приноси:

I. Научно-приложни

1. Извършен е анализ на нормативните документи и достъпните литературни източници относно влаковите спирачни системи, методите за тяхното симулиране и изпитване и начините за изследване на големината на надлъжните сили, които възникват в междувагонните връзки. На база това е установено, че повечето от разработките представят резултати от теоретично изследване на тези сили чрез числени методи или математични модели, но липсва експериментално верифициране на тези резултати.
2. Разработена е методика за изследване на процесите на развитие на надлъжните сили във функция на времето и развитието на спирачните процеси по дължината на влаковия състав.
3. Разработен е динамичен модел на влаков състав, състоящ се от 44 вагона, който представя максимално точно поведението му под действието на различни скорости на движение, различни характеристики на железния път и различни стратегии за управление на спирачните системи.

II. Приложни приноси

1. За целите на дисертационния труд е извършена модернизация на стенд за газо-динамично изследване на спирачните процеси. Заменена е компресорната инсталация и е направена профилактика на всички пневматични уреди така, че да отговаря на експлоатационните изисквания на UIC.

2. Внедрена е измервателна система, състояща се от трансмитери, които измерват налягането в главния въздухопровод и спирачните цилиндри, които са разположени в 14 точки. Изцяло нова е системата за регистриране и обработка на данните, получени от трансмитерите, която позволява различни начини за визуализацията им. Това я прави подходяща за използването ѝ в редица научно-изследователски дейности.
3. Чрез разработените динамични модели на влаковия състав в режим спиране са установени силите, които се получават в междувагонните връзки за всички вагони от зададения състав на влака. Разработен е модел, който представя теоретичното развитие на спирачните процеси и са анализирани получените резултати.
4. Модернизираният стенд, измервателната система, методиката за снемане на надлъжните сили и симулационния модел, относно развитието на спирачните процеси във функция на времето са приложими в бъдещи разработки при решаването на спирачни задачи с различни по тип подвижен състав и спирачна система, включително и на вагони с товарозависимо спиране.
5. Модернизираният стенд, измервателната система, методиката за снемане на надлъжните сили и симулационният модел успешно са приложени в учебния процес по дисциплините „Технология и системи за управление влаковете“ и „Тягови и спирачни изчисления“, изучавани от студентите в специалности „Транспортна техника и технологии“ и „Технология и управление на транспорта“ към Факултета на транспорта на Технически университет - София.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Кръстев, С., Велков, К., Кръстев, О. Симулационен модел за определяне на спирачния път на влаков състав., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2021 Conference Proceedings, pp. 45-50, 2021.
2. Krastev, S., Velkov, K., Krastev, O., Analysis of the influence of freight trains length on their braking distance. *AIP Conf. Proc.* 10 April 2024; 3064 (1): 060001. <https://doi.org/10.1063/5.0199253>, Sozopol, BulTrans 2022.
3. Krastev, S., Velkov, K., Slavchev, S., Maznichki, V., Measurement system for Determining the Main Pneumatic Parameters of Train Braking System., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2023 Conference Proceedings, pp. 6-11, 2023.
4. Krastev, S., Slavchev, S., Maznichki, V., Sinapov, P., Velev, M. Investigation of the Influence of Distributor Valve Position on Longitudinal Train Dynamics During Braking. *Eng. Proc.* **2026**, 121, 13. <https://doi.org/10.3390/engproc2025121013>
5. Кръстев, С. Проучване относно методите за изследване на надлъжната динамика на влаков състав в режим спиране., ISSN 1313-955X, Sozopol, BulTrans-2025 Conference Proceedings.

SUMMARY

Dissertation Title: **Investigation of the variation in longitudinal train forces during braking**

Autor: **Eng. Stefan Krastev, MSc**

The dissertation is dedicated to the longitudinal forces arising in a train set during braking. Various models describing their emergence and evolution are investigated. Their dependence on the actual development of braking processes in both stationary and non-stationary phases is defined. For this study, laboratory tests were conducted to establish the development of braking forces under various simulated train configurations, travel speeds, track gradients, and braking system control strategies. Based on this, a suitable research model was developed and the results were analyzed.

Chapter one provides a review of research related to longitudinal forces in a train set during braking, based on an analysis of available literature on the dissertation topic. The literature review analyzes the main types of train braking systems, their characteristics, performance metrics, and methods for investigating longitudinal forces within the train. On this basis, the goal and objectives of the dissertation are formulated.

Chapter two analyzes the current state of a test rig for gas-dynamic investigation of the braking system of a 44-wagon train. For the purposes of the dissertation, a modernization was carried out, including the replacement of the compressor unit and a complete inspection of the braking system.

Chapter three presents the measurement system required for recording the primary parameters of the braking system. A methodology for conducting laboratory tests and determining the longitudinal forces in the train has also been developed.

Chapter four presents the development of the train set models under the influence of longitudinal forces using MATLAB Simulink®. The mathematical apparatus for calculating the forces is described, and the models for individual forces as well as the integrated model of the entire train set are presented.

Chapter five presents the research results based on the factors with the most significant impact on longitudinal forces, such as the triple valve mode, the number of wagons in the train, and the position of the driver's brake valve. This chapter also analyzes operational factors affecting longitudinal forces, such as track gradient and braking system inhomogeneity. The obtained results are compared with theoretically derived data.

In conclusion, it can be summarized that the modernized test rig, the measurement system, the methodology for recording longitudinal forces, and the simulation model regarding the development of braking processes as a function of time provide a significant opportunity to improve the dynamic qualities of long-haul trains.