

В статье рассмотрены особенности составления графических моделей при исследовании динамических качеств грузовых вагонов различных моделей.

**Ключевые слова:** грузовой вагон, расчетная схема, анализ, исследование, динамические характеристики, плавность хода.

The Bulletin of Kazakh Academy of Transport and Communications named after M. Tynyshpayev  
ISSN 1609-1817. Vol. 116, No.1 (2021), pp.82-89

### **CALCULATION OF THE LOAD BOGIE SIDE FRAME FOR STRENGTH AND FATIGUE FRACTURE RESISTANCE**

**Nurgul Suleyeva**, Associate Professor, Kazakh Academy of Transport and Communications named after M. Tynyshpayev, Almaty, Kazakhstan, [nur\\_1912@mail.ru](mailto:nur_1912@mail.ru);

**Roza Batyrbek**, undergraduate, Kazakh Academy of Transport and Communications named after M. Tynyshpayev, Almaty, Kazakhstan, [Roza\\_96\\_26@mail.ru](mailto:Roza_96_26@mail.ru)

**Abstract.** The freight bogie of the most mass model 18-100 is in operation on the railroads up to the present time. Since its commissioning, its design has undergone a number of changes and upgrades. The need to improve the design first of all was caused by an increase in the axle load. The second direction in upgrading the bogie was to increase its performance characteristics and mileage between overhauls. These directions of bogie running gear improvement are relevant.

There are three options of bogie side and bolster beams strengthening to increase durability and operating reliability. These variants include reinforcing ribs and increasing the thickness of upper and lower frame wall by box section of bogie opening.

The fatigue of the cast parts of the bogie in the sections with the maximum level of equivalent stresses from the vertical static load is evaluated.

It is established that under the influence of different stresses the total fatigue of the side frame will be equal to the sum of the products of the number of cycles at each created stress.

The article presents the results of calculations from the action of vertical static loads, vertical-dynamic, longitudinal-inertial and centrifugal loads arising in the curved sections of the track.

The results of side frame strength calculations are obtained and the graphs of the deflections at different modes are obtained. Estimated zones were taken to determine the stresses that occurred in the side frame. Analysis of the results of side frame strength calculation showed that equivalent stresses in all investigated zones, which are subject to frequent fractures in operation, as well as in other elements of the frame do not exceed the maximum allowable in all design modes.

**Keywords:** side frame, bolster, bogie, equivalent stresses, vertical dynamics coefficient, design modes, strength, reliability

ОӘЖ 625.03.29

10.52167/1609-1817-2021-116-1-82-89

**Н.З. Сүлеева<sup>1</sup>, Р.Ж. Батырбек<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>М. Тынышбаев атындағы Қазақ көлік және коммуникациялар академиясы, Алматы қ., Қазақстан

### **ЖҮК АРБАШАСЫНЫҢ БҮЙІР РАМАСЫН БЕРІКТІК ПЕН ШАРШАУДЫҢ БҰЗЫЛУЫНА ҚАРСЫ ТҮРУ ҮШІН ЕСЕПТЕУ**

**Аңдатпа.** Мақалада жолдың қисық учаскелерінде пайда болатын тік статикалық жүктемелердің, тік-динамикалық, бойлық-инерциялық және орталықтан тепкіш әрекеттерден есептеу нәтижелері келтірілген.

Бүйірлік жақтауды беріктікке есептеу нәтижелері алынды және әртүрлі режимдерде ҚҚС кестелері алынды. Бүйірлік сәуледе пайда болған кернеулерді анықтау үшін бағалау аймақтары алынды. Бүйірлік раманың беріктігін есептеу нәтижелерін талдау көрсеткендей, барлық зерттелетін аймақтардағы эквивалентті кернеулер, олар жиі

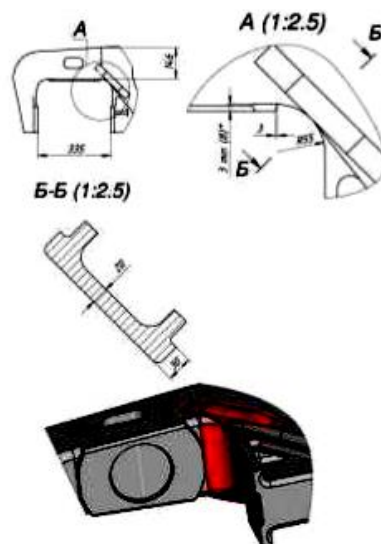
үзілістерге ұшырайды, сондай-ақ раманың басқа элементтерінде барлық есептеу режимдерінде максималды рұқсат етілгеннен аспайды.

**Түйінді сөздер:** бүйірлік рамка, үстіңгі арқалық, арбаша, балама кернеулер, тік динамика коэффициенті, есептелген режимдер, беріктік, сенімділік.

Жиі үзілістерге ұшырайтын түйіндердегі бүйірлік раманың негізгі құрылымының беріктігін талдау оның беріктік талаптарына сәйкес келмейтінін көрсетті. Бүйірлік раманың беріктігі мен сенімділігі мәселесін шешпес бұрын, негізгі модельдің қауіпті аймақтарының дизайн ерекшеліктеріне талдау жасалды.

Бүйірлік жақтаудың түйіндерін нығайтудың ұсынылған нұсқаларының беріктігі мен сенімділігін талдағаннан кейін, автордың қатысуымен бүйірлік жақтау жасалды, оның дизайны жұмыс кезінде сынуға бейім түйіндерде күшейтілді. Осы бүйірлік рамада жүк вагондарының екі осьті арбашаларының пайдалану сенімділігін арттыруға бағытталған және қарастырылған күшейту нұсқаларында жүзеге асырылатын жобалық шешімдер одан әрі дамыды. Осьтік қораптың ішкі бұрышының аймағында азайтылған қалыңдықтағы

арматуралық қабырғалар радиус бойымен орналасқан. Радиус центрінен өтетін қима жазықтығындағы қабырға қалыңдығы ұлғайтылды. Сондай-ақ, осьтің тірек алаңының қалыңдығы азайтылды. Рессор саңылаудың төменгі бұрышында көлденең қабырғаның вертикальға өту радиусы артады. Бұл түйін төменгі белдіктің қорапты бөлімінде орналасқан қабырғалармен қосымша күшейтіледі, оның жоғарғы және төменгі қабырғаларының қалыңдығы да артады. Осьтік қораптың сыртқы бұрышының дизайны ішкі қабырғаның қалыңдығының жоғарылауымен негізгі құрылымнан ерекшеленеді. Қалыңдығы 20 мм тік қабырғалары бар арна пішінінің "азу" бөлімі. Бұл бүйірлік раманың құрылысы оны 25 тс-қа дейін ұлғайтылған осьтік жүктемесі бар арбашада қолдануды ескере отырып жасалған.



1-сурет – Негізгі құрылымның бүйір рамасы: білік саңылауының ішкі бұрышының құрылысы  
Fig.1 – Side frame of basic design: design of the inner corner of the axle aperture

Білік саңылауының ішкі бұрышы 55 мм радиуста дөңгелектенеді. екі жағынан ол 46 жазықтықтың қауіпті көлденең

қималары 450, қалыңдығы 30 мм және ұзындығы 200 мм болатын қабырғалармен күшейтіледі. Радиустың ортасынан өтетін

қиманың жазықтығындағы қабырға қалыңдығы 25 мм. тік жазықтықта 55 радиус аймағында раманың көлденең қимасы қорап тәрізді. Бөлімнің биіктігі - 146 мм. білік саңылауының ішкі бұрышынан сыртқы бұрышына дейінгі учаскеде қорап бөлімі 165 мм-ден 130 мм-ге дейін тарылады. білік қорабының бұрыштарындағы тірек платформасы биіктігі 3 мм қадам жасайды. Рессорлық ойықтың төменгі бұрышында көлденең қабырғаның тік қабырғаға өту радиусы 40 мм құрайды. Жоғарғы қабырғаның қалыңдығы-18 мм, төменгі жағы-15 мм. бүйір раманың ішкі бөлігінде қалыңдығы 18 мм, радиусы 40 мм-ден технологиялық терезеге бағытталған. Букса ойығының сыртқы бұрышының ішкі қабырғасында 55 мм дөңгелектеу радиусы болады. Ені 130 мм-ден 100 мм-ге дейін ауысатын қораптық нысандағы радиустың көлденең қимасы. Тік қабырғалардың қалыңдығы 13 мм, сыртқы көлденең қабырғасы 15 мм, ішкі қабырғасы 20 мм құрайды. "Тіс" деп аталатын қима рельстік формада болады. Қазіргі уақытта бүйірлік рамалар шығарылады, олардың негізінде базалық модельдің конструкциясы жатыр, олардың проблемалық тораптарына конструктивті өзгерістер енгізілген. № 1 нұсқада арматуралық қабырғаның қалыңдығы 35 мм-ге дейін ұлғайтылған және L-пішінді. Қабырғаның қалыңдығы 22 мм-ге дейін ұлғайтылды. Радиусы 55 мм аудандағы қиманың биіктігі 185 мм-ге дейін ұлғайтылды. Тірек алаңының қалыңдығы 2 мм-ге дейін азайтылды.

№ 1 нұсқаның құрылысы ішкі қабырғаның қалыңдығынан 22 мм-ге дейін ұлғайтылды. Перспективалы конструкциялардың арбашаларының бүйірлік рамалары болаттан жасалған құрылым болып табылады. Бүйірлік рамалармен салыстырғанда үстіңгі арқалықтардың сыну проблемасы соншалықты өткір болмағанына қарамастан, осьтік жүктемесі ұлғайтылған жаңа буын арбаларға арналған үстіңгі арқалықтар негізгі конструктивтік элементтердің (жоғарғы және төменгі белдеулер, тік қабырғалары, ішкі

қабырғалары, технологиялық терезелердің бөртелері) ұлғайтылған күшейтілген конструкцияларды білдіреді. Жаңа буын арбашаларының серіппелі арқалықтарының барлық конструкцияларында дененің ішінара тіректері бар схема қолданылады - жұма және тұрақты байланыстың серпімді сырғалары арқылы, бұл автомобильдің динамикасын тұтастай жақсартып қана қоймайды, сонымен қатар сәуленің орта қимасындағы иілу моментін азайтады. Алдыңғы буындағы арбашалармен салыстырғанда бүйірлік рамаларға рессор үстіндегі арқалықтан жүктемені беру схемасы түбегейлі өзгерген жоқ және орталық рессорлық ілу жиынтықтары арқылы жүргізіледі.

Арбашаның бүйір рамасына әсер ететін жүктемелердің үйлесімдері мен шамалары [4] сәйкес есептелді.

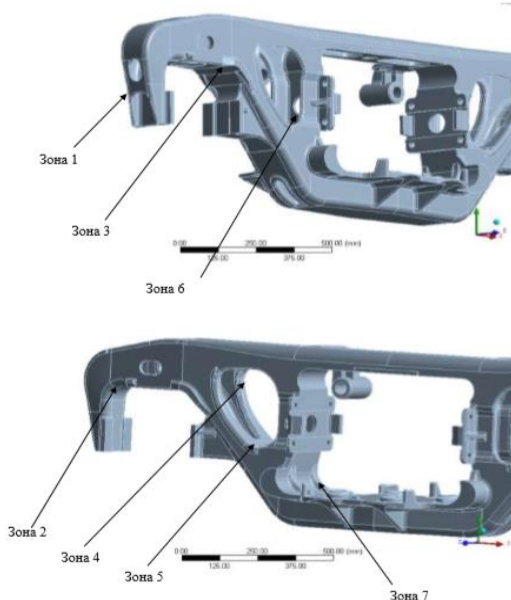
III есептік режим бойынша вагонның қозғалыстағы поезданың қалыпты жұмысына тән шамасы бойынша орташа жүктемелердің салыстырмалы түрде жиі мүмкін болатын үйлесімі қаралады. Бұл режимді есептеу кезіндегі негізгі талап – түйіннің немесе бөліктің шаршауына жол бермеу. Пайдалануда III есептік режим поездың құрамында жолдың тік және қисық учаскелері мен бағыттамалы бұрмалар бойынша жол берілетін жылдамдықпен, тіпті конструкцияға дейін, мерзімді қызметтік реттеу тежегіштері, мерзімді қалыпты жұлқылау және дүмпулер, вагон тораптары тетіктерінің штаттық жұмысы кезінде вагонның қозғалыс жағдайына сәйкес келеді.

### III есеп айырысу режимі

III есептік режим кезінде арбаның бүйір жақтауына вагонның брутто салмағынан тік статикалық жүктеме, арбаның бойлық инерция күші  $P_{IIIx}$ , тік динамикалық жүктеме  $P_{дин}$ , Қисықта вагонның қозғалысы кезінде пайда болатын  $P_{цб}$  ортадан тепкіш күші,  $P_{рам, III}$  Кн серіппелі жиынтықтың сыналарынан тартылыс күші әсер етеді. Рұқсат етілген кернеулер III  $[\sigma]$ , МПа, осы жүктеме режимі үшін III  $[\sigma] = 140$  МПа қабылданады. Бүйірлік рама үшін

есептелген жүктемелердің мәні. Есептеу нәтижесінде бірінші және үшінші есептеу режимдерінде арбаның бүйір жақтауының ҚҚС суреттері алынды. Эквивалентті кернеулерді есептеу кезінде Мизестің беріктік теориясы қолданылды Арбаның

бүйір арқалығында пайда болатын кернеулерді анықтау үшін 2-суретте бейнеленген бағалау аймақтары қабылданды. III есептеу режиміне арналған арбаның бүйір рамасының ҚҚС суреті-2-суретте.



2-сурет – Бүйірлік арқалықтағы кернеулердің бағалау аймақтары  
Fig.2 – Estimated stress zones in the lateral beam

МПа-дағы кернеу арбасының бүйір жақтауының бағалау аймақтарындағы

баламалы кернеулер келтірілген

1-кестеде

1-кесте - Баламалы кернеулер  
Table 1 - Equivalent voltages

Есептеу режимі	1 аймақ	2 аймақ	3 аймақ	4 аймақ	5 аймақ	6 аймақ	7 аймақ	Рұқсат етілген мәні
III режим	18	33	108	79	82	105	138	140

Бүйірлік раманың беріктігін есептеу нәтижелерін талдау жұмыс кезінде жиі үзілістерге ұшырайтын барлық зерттелетін аймақтардағы, сондай-ақ раманың басқа элементтеріндегі эквивалентті кернеулер барлық есептеу режимдерінде рұқсат етілген максимумнан аспайтындығын көрсетті.

Шаршаудың бұзылуына қарсы тұру үшін бүйірлік жақтауды бағалау. Бүйір жақтаудың қажу беріктігін бағалау формулалар бойынша жүргізіледі:

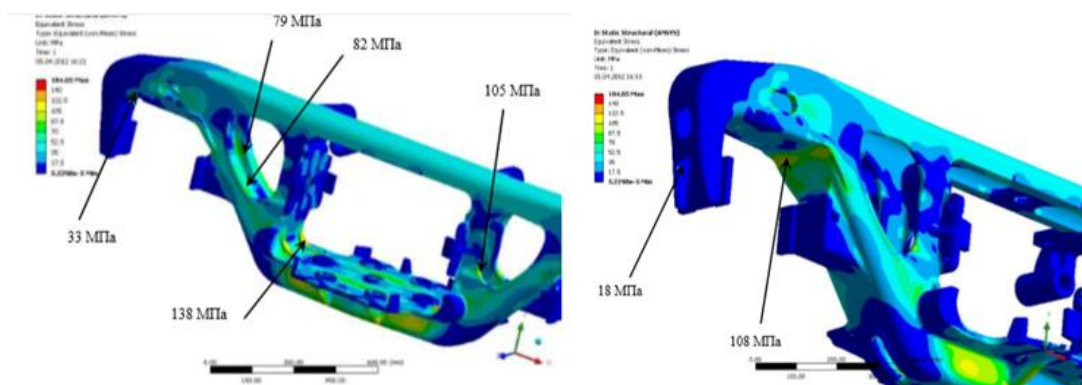
$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,z}} \geq [n] \quad (1)$$

мұндағы  $\sigma_{a,N}$ - симметриялық цикл және циклдердің базалық саны кезінде  $N_0 = 10^7$ , МПа жүктеудің тұрақты режимі кезінде бақылау аймағы үшін төзімділік шегі (амплитудасы бойынша);

$\sigma_{a,z}$ - есептік қызмет ету мерзімі ішінде пайдалану кернеулерінің нақты режимінің зақымдаушы әсеріне баламалы циклдердің базалық санына келтірілген шартты симметриялы циклдың  $N_0$ ,

динамикалық кернеу амплитудасының шамасы, МПа;

$[n]$ - таңдалған қызмет мерзімі үшін шаршауға төзімділік қорының минималды рұқсат етілген коэффициенті.



3-сурет – III есептік режимдегі бүйірлік раманың кернеулі жай-күйі  
Fig.3 – Stress state of the side frame in design mode III

Есептеу мәні  $\sigma_{a,N}$  формула бойынша есептеледі

$$\sigma_{a,N} = \overline{\sigma_{a,N}} \cdot (1 - z_p \cdot v_{\sigma_{a,N}}) \quad (2)$$

Мұндағы  $\overline{\sigma_{a,N}}$  - бақылау аймағының төзімділік шегінің орташа (орташа) мәні, МПа;

$z_p$ - тарату квантили  $\sigma_{a,N}$ ; вагондардың негізгі жүк көтергіш бөлшектері үшін бөлу ықтималдығын қабылдау ұсынылады  $P=0.95$  және  $z_p = 1,645$ ;

$v_{\sigma_{a,N}}$ - материалдың төзімділік шегінің өзгеру коэффициенті.

Мәні  $v_{\sigma_{a,N}}$  қалған құймалар үшін,  $v_{\sigma_{a,N}}=0,1$ .

Мәні  $\overline{\sigma_{a,N}}$ , мына формула бойынша есептеледі:

$$\overline{\sigma_{a,N}} = \frac{\overline{\sigma_{-1}}}{(\overline{k_{\sigma}})_k} \quad (3)$$

Мұндағы  $(\overline{k_{\sigma}})_k$  - тегіс стандартты үлгінің төзімділік шегіне қатысты таңдалған бақылау аймағындағы төзімділік шегін төмендетудің жалпы коэффициентінің орташа мәні.

Төзімділік шегінің төмендеу коэффициентінің мәні кернеудің геометриялық және технологиялық концентраторларына байланысты.

$$(\overline{k_{\sigma}})_k = \overline{k_{\sigma}} \cdot \frac{K_H \cdot K_Y}{K_M \cdot K_{пов}} \quad (4)$$

мұндағы  $\overline{k_{\sigma}}$  - бөлшектің пішіні мен өлшемдерінің жергілікті өзгеруіне байланысты шаршауға төзімділіктің төмендеуін ескеретін тиімді кернеу концентрациясы коэффициенті: қиманың өзгеруі, дәнекерлеу, тесіктер, кесіктер, гальтельдер және т.б

$K_H$ - материалдың әртектілік коэффициенті;

$K_Y$ - беттік беріктендіру әсерінің коэффициенті

$K_M$ - бөлшек өлшемдерінің әсер ету коэффициенті (масштабты фактор);

$K_{пов}$  бөлшектердің сенімділігі сапасының әсер ету коэффициенті.

$$(\overline{k_{\sigma}})_k \approx 2,2$$

Арбашаның құйылған бөлшектерінің шаршауын бағалау брутто тік статикалық жүктемесінің әсерінен баламалы кернеулердің ең жоғары деңгейі бар қималар үшін жүргізіледі.

Материалға циклдік жүктеме әсер еткен кезде шаршау қисығы пайда болады:

$$N_i \cdot \sigma_i^m = const$$

мұндағы  $N_i$ - жүктеме циклдерінің саны;

$\sigma_i^m$ - берілген нүктедегі материалдың кернеуі, МПа.

Әртүрлі кернеулері бар жүктеме әсер еткен жағдайда жиынтық шаршау осы кернеуге әрбір кернеу кезіндегі циклдар санының туындысының қосындысына тең болады.

Осылайша, торапта әртүрлі циклдік жүктемелер пайда болған кезде оларды тұрақты амплитудасы бар жүктемемен ауыстыруға болады

$$N_1 \cdot \sigma_1^m = \sum N_i \cdot \sigma_i^m \quad (5)$$

Бұл түрлендіру кірістілік шегінен төмен кернеулер үшін жарамды болады.

Поездың қозғалысы кезінде тораптағы кернеулердің мәні жүгі бар шамақтың салмағынан статикалық кернеулер бойынша және динамика коэффициенті бойынша анықталады

$$\sigma_i = \sigma_{ст} \cdot K_{di} \quad (6)$$

-  $V < 15$  м/с ( $\approx 55$  км/ч)

$$\bar{K}_{di} = a \cdot \frac{V_i}{15}$$

-кесте - 32 жыл қызмет ету мерзіміне бүйірлік раманың зерттелетін аймақтары үшін шаршауға төзімділік қорының коэффициентін есептеу нәтижелері

Table 2 - Results of calculation of the fatigue resistance coefficient for the studied side frame zones for the service life of 32 years

Шаршауға арналған бүйірлік раманың көлденең қимасы	Шаршауға төзімділік қорының коэффициенті, n		
	Есептеу нәтижелері бойынша	Минималды рұқсат етілген мән	
		1	2
Аймақ 1	2,56	2,0	1,8
Аймақ 2	3,61		
Аймақ 3	2,71		
Аймақ 4	2,24		
Аймақ 5	2,49		

-  $V > 15$  м/с

$$\bar{K}_{di} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{V_i - 15}{f_{ст}}$$

аламыз

$$N_1 \cdot \sigma_1^m = \sigma_{ст}^m \sum N_i \cdot \bar{K}_{di}^{-m} \quad (7)$$

Әрбір кернеудегі циклдар саны формула бойынша есептеледі

$$N_i = N_p \cdot p_i \quad (8)$$

мұнда  $N_p$ - циклдердің жалпы саны;

$p_i$ - вагонның берілген жылдамдық диапазонында болу ықтималдығы.

Нәтижесінде біз аламыз

$$N_0 \cdot \sigma_{a,з}^4 = N_p \cdot \sigma_{ст}^4 \sum \bar{K}_{di}^{-4} \cdot p_i \quad (9)$$

Осыдан

$$\sigma_{a,з} = \sigma_{ст} \cdot \sqrt[4]{\frac{N_p}{N_0} \sum \bar{K}_{di}^{-4} \cdot p_i} \quad (10)$$

32 жыл қызмет ету мерзіміне бүйірлік раманың зерттелетін аймақтары мен рессор үстіндегі арқалықтар үшін шаршау кедергісі қорының коэффициентін есептеу нәтижелері.

Бүйірлік рамаға арналған есептік және сынақ жүктемелері және III есептік режим кезіндегі олардың арақатынасының коэффициенттері, жүктемелердің үйлесуі

Біріздендірілген бүйір рамасы үшін (1-4) формулалар бойынша есептелген кернеу қарқындылығы коэффициентін есептеу нәтижелері 3-кестеде келтірілген.

3-кесте -  $K_I$  есептеу нәтижелері  
Table 3 - Results of  $K_I$  calculations

№	Күштің мәні, Н	Қалыпты кернеу деңгейі, МПа	Осьтік жүктемелер, Н	$K_I$ Мәні,
1	5762	235	10061	16,76
2	4904	200	8804	14,67
3	2452	100	3773	6,28

**Қорытынды:** бүйірлік раманың беріктігін есептеу нәтижелерін талдау барлық зерттелетін аймақтардағы, сондай-ақ раманың басқа элементтеріндегі эквивалентті кернеулер барлық есептеу

режимдерінде максималды рұқсат етілгеннен аспайтындығын және барлық заманауи нормативтік талаптарға сәйкес келетіндігін көрсетті.

#### ӘДЕБИЕТ

- [1] Алямовский, А.А. SolidWorks/ COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
- [2] Змеева В.Н., Лебединский С.Г. Вероятностное прогнозирование длительности развития усталостных трещин в литых сталях деталей грузовых вагонов // Вестник ВНИИЖТ. - 2000. – №2. - С.44-47.
- [3] Шадур Л.А. Вагон. Конструкция, теория и расчет / Л. А. Шадур. – М.: - 1980. – 440 с.
- [4] Solonenko V.G., Makhmetova N.M., Musaev J.S., Bekzhanova S.E., Kvashnin M.Ya. The method of limiting speed when passing turnouts of railway vehicles with bogies of zk-1 // News of the National academy of sciences of the Republic of Kazakhstan. Series of geology and technical sciences. 2019. Vol. 1, N 433. P. 151-162 (in Eng.).

#### REFERENCES

- [1] Alyamovskii A.A. SolidWorks/COSMOSWorks. *Inzhenernyi analiz metodom konechnyx elementov*/ [In Russian: Engineering analysis finite element method]– М.: DMK Press, 2004. – 432 p.
- [2] V.N. Zmeeva S.G. Lebedskii *Veroyatnostnoe prognozirovanie dlitelnosti razvatiye ustalostnykh treshin v lityx stalyax detalei gruzovykh wagonov* / [In Russian: Probabilistic prediction of the duration of the development of fatigue cracks in cast steel parts of freight cars] // Vestnik VNIIZHT - 2000. – №2. - P.44-47.
- [3] Shadur L.A. *Wagon. Konstrukciya, teoriya i raschet* [In Russian: Railway carriage. Design, theory and calculation] / L.A. Shadur. – М.: - 1980. – 440 p.
- [4] Solonenko V.G., Makhmetova N.M., Musaev J.S., Bekzhanova S.E., Kvashnin M.Ya. The method of limiting speed when passing turnouts of railway vehicles with bogies of zk-1 // News of the National academy of sciences of the Republic of Kazakhstan. Series of geology and technical sciences. 2019. Vol. 1, N 433. P. 151-162 (in Eng.).

#### ЖҮК АРБАШАСЫНЫҢ БҮЙІР РАМАСЫН БЕРІКТІК ПЕН ШАРШАУДЫҢ БҮЗЫЛУЫНА ҚАРСЫ ТҮРУ ҮШІН ЕСЕПТЕУ

Сүлеева Нүргүл Зинабдинқызы, ҚазККА қауымд. профессоры, «М. Тынышбаев атындағы Қазақ көлік және коммуникациялар академиясы» АҚ, [nur\\_1912@mail.ru](mailto:nur_1912@mail.ru);

Батырбек Роза Жаксылыкқызы, магистрант, «М. Тынышбаев атындағы Қазақ көлік және коммуникациялар академиясы» АҚ, [Roza\\_96\\_26@mail.ru](mailto:Roza_96_26@mail.ru)

## РАСЧЕТ БОКОВОЙ РАМЫ ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ НА ПРОЧНОСТЬ И СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТНОМУ РАЗРУШЕНИЮ

**Сүлеева Нүргүл Зинабдинқызы**, ассоц. профессор КазАТК, Казахская академия транспорта и коммуникаций имени М. Тынышпаева, г. Алматы, Казахстан, [nur\\_1912@mail.ru](mailto:nur_1912@mail.ru);

**Батырбек Роза Жаксылыкқызы**, магистрант, Казахская академия транспорта и коммуникаций имени М. Тынышпаева, г. Алматы, Казахстан, [Roza\\_96\\_26@mail.ru](mailto:Roza_96_26@mail.ru)

**Аннотация.** В статье приводятся результаты расчетов от действия вертикальных статических нагрузок, вертикально-динамической, продольно-инерционной и центробежной возникающей в кривых участках пути.

Получены результаты расчета боковой рамы на прочность и получены графики НДС при различных режимах. Для определения напряжений, которые возникали в боковой балке, принимались оценочные зоны. Анализ результатов расчета на прочность боковой рамы показал, что эквивалентные напряжения во всех исследуемых зонах, которые подвержены частым изломам в эксплуатации, а также в остальных элементах рамы не превышают максимально допустимых во всех расчетных режимах.

**Ключевые слова:** боковая рама, надрессорная балка, тележка, эквивалентные напряжения, коэффициент вертикальной динамики, расчетные режимы, прочность, надежность.

The Bulletin of Kazakh Academy of Transport and Communications named after M. Tynyshpayev  
ISSN 1609-1817. Vol. 116, No.1 (2021), pp.89-95

## STUDY OF SYNCHRONOUS TRACTION SYSTEM WITH LINEAR MOTORS

**Semyat Akhatov**, Master (Eng.), doctoral student, assistant teacher, Kazakh Academy of transport and communications named after M. Tynyshpayev (KazATC), Almaty, Kazakhstan, [semyat@mail.ru](mailto:semyat@mail.ru)

**Vladimir Solonenko**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Kazakh Academy of transport and communications named after M. Tynyshpayev (KazATC), Almaty, Kazakhstan, [v.solonenko@mail.ru](mailto:v.solonenko@mail.ru)

**Narzankul Makhmetova**, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Kazakh Academy of transport and communications named after M. Tynyshpayev (KazATC), Almaty, Kazakhstan, [makhmetova\\_n1958@mail.ru](mailto:makhmetova_n1958@mail.ru)

**Abstract.** The article considers variants of different forces that can occur during operation in linear electric motors with synchronous traction in high-speed ground transport. The main forces that exert external forces on the crew in the lateral direction are determined. In order to ensure safe operation of the crews, the article proposes to compensate the guiding forces of non-contact interaction of superconducting electromagnets on the crew by lateral forces, which in turn can act as excitation of synchronous motors with current-conducting track elements. Constructive combined systems of synchronous traction and direction with suspension system implemented abroad are analyzed. Detailed schemes of winding connection of combined systems of synchronous traction and direction are offered. Mathematical apparatus for calculation of guiding forces in case of application of combined systems of synchronous traction and direction are offered in the article. Calculation-theoretical analysis of different constructive combined systems of synchronous traction and direction has been carried out, as a result of which the vertical type of combined systems of synchronous traction and direction with wave winding in the path has been chosen more preferably. This choice is optimal for energy performance and material consumption for the track winding. A scheme of the combined synchronous traction and direction system with a suspension system in linear traction motors is proposed, with a description of the main elements of the design. Traction and levitation forces are determined by the interaction, and the drawbacks of electrodynamic suspension systems in the form of weakly damped oscillations under various perturbations are also noted. To solve this problem, it is proposed to include a damping coil, which is rigidly connected to the levitating coil in the scheme of synchronous traction and direction to provide damping of the oscillatory process.

**Keywords:** ground transport, combined systems, suspension electromagnets, track structure, synchronous motor, braking force, electrodynamic force, inductance.