

ЯКОСТНИ ИЗЧИСЛЕНИЯ НА КОЛООСИ ЗА ПЪТНИЧЕСКИ ТАЛИГИ

Ваньо Ралев, Добринка Атмаджова
vanio.ralev@gmail.com, atmadzhova@abv.bg

**ВТУ „Тодор Каблешков”,
гр. София, ул. Гео Милев 158,
БЪЛГАРИЯ**

Ключови думи: колооси, пътнически талиги, вагони, якост на железопътни возила.

Резюме: Качеството на превозния процес, опазването живота и здравето на пътниците, както и съхраняването на превозваните товари, в пряка степен зависят от състоянието на железопътните талиги, в това число и от качеството, надеждността, безотказността, дълготрайността на колоосите на железопътните возила. В последните години бяха констатирани редица откази на колооси вследствие недостатъчната им носеща способност, изявяваща се в разрушения и пукнатини от умора на материала в отделни техни елементи. Посочени са класическите методи за пресмятане на якостта на вагонни колооси. Якостните изчисления на колоос за пътнически вагон са направени за прототип рециклирани вагони произведени през 1972 г. в бившата ГДР във вариант купейни вагони за нуждите на международния превоз на пътници и с талиги тип DVJ Gorliz Va, като колооста е предназначена за висока скорост на движение и прототип спални вагони с талиги Y-32, производство на TUVASAS, Турция. Определени са силите натоварващи коша на вагона, талигата и съответно колооста. Якостните изчисления на два варианта вагонни колооси с дискова спирачка са извършени по метода на крайните елементи, чрез използване на програмния продукт Solid Works 2010. Получените напрежения по критерия Von Mises са в границите на допустимите за избрания материал и за двата варианта моделирани вагонни колооси. Зоните с високи напрежения са в прехода на „шийка - предподглавинна част”(преходен радиус), „предподглавинна част – подглавина” и в диафрагмата на колелото от колооста. Препоръчва се извършването на дефектоскопия в опасните зони при всяко влизане в депо на пътническите вагони.

1. УВОД

Най-важното и неотменно изискване за работоспособността на машинните конструкции - запазване на тяхната якост – е съществувало винаги, като най-естествено изискване, но то е водещо и за съвременните технически обекти, особено тези от транспортна техника. Независимо от всички технически изменения на конструкциите, якостта си остава определяща за безопасността на движението на транспортните возила. Вагонните колооси са предназначени да поемат и предават натоварването от вагона на железния път и обратно, да направляват движението на

вагона по релсовия път при минимално съпротивление и максимална безопасност [1,2,3,4].

Качеството на превозния процес, опазването живота и здравето на пътниците, както и съхраняването на превозваните товари, в пряка степен зависят от състоянието на ходовите части, в това число и от качеството, надеждността, безотказността, дълготрайността на колоосите на железопътните возила.

В последните години бяха констатирани редица откази на колооси вследствие недостатъчната им носеща способност, изявяваща се в разрушения и пукнатини от умора на материала в отделни техни елементи.

За якостна оценка на една вагонна колоос е необходимо:

- да се определят максималните възможни натоварвания, действащи върху нея;
- да се избере метод за изчисление;
- да се установят напреженията в най-заstraшените сечения;
- да се сравнят максималните напрежения с допустимите и се направи извод за здравината на колооста.

2. МЕТОДИ ЗА ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА КОЛООСИ ОТ ЖЕЛЕЗОПЪТНИ ВОЗИЛА

За изчисляване на колоос има няколко метода, които се различават основно по отношение на степента на точност, която трябва да се получи с изчислението. Първия метод се отнася индивидуално за силите действащи върху оста като се взима най-неблагоприятния случай на натоварване, т.е. ефекта на всички сили. При втория метод се отчитат само вертикално статично натоварване умножено с коефициент на динамичност. Има редица други емпирични методи, използвани за приблизителна оценка.

Най-известните методи за изчисляване на колоосите са:

- а) Метод TV ("Technische Vereinbarungen" - "технически договори")
- б) Метод DB ("Deutsche Bundesbahnen" - "Немски железопътен транспорт")
- в) Общ метод
- г) Изчисляване на дълготрайност.

Методът TV е приблизителен, тъй като се основава на опън и не отчита умората на материала. Допустимото напрежение се определят от вида и предназначението на вагона.

Методът DB се основа на теоретични постановки на получени експериментални данни и обобщени стойности. При този метод вертикалната и хоризонталната сили се определят чрез умножаване на съответното статично натоварване с коефициент на динамичност.

Общия метод се основава на разглеждане на колооста като гредата на две опори, натоварена с вертикални и хоризонтални сили определени по съответни зависимости. Получените напрежения се сравняват с допустимите напрежения за избрания материал на колооста.

Класическите методи за пресмятане на дълготрайност на оси и валове използват коефициенти, получени по опитен път чрез сравняване на якостните характеристики на идеални по форма, размери, качество на повърхнините образци с тези на реални детайли, като всеки от тях държи сметка за точно определени фактори. Тези коефициенти са много на брой, но не могат да бъдат използвани директно при пресмятане на осите, а само като множители, с които да бъде редуцирано допустимото напрежение на материала, от който е изработен даден елемент. Колооста е подложена на променлив товар. Известно е, че якостта на опън на материала (стомана) се променя

в зависимост от броя на промените в променливото натоварване в съответствие с т.нар. крива на Вьолер.

Силите, които се използват при конструктивните пресмятания на колооста, са определени така, че да представляват постоянно натоварване на умора, приложено по време на целия срок на експлоатация, което е еквивалентно на пълния сбор от различни натоварвания, появяващи се по време на нейната експлоатация.

В последните години намира приложение извършването на якостен анализ чрез използване на метода на крайните елементи (МКЕ). По своята същност МКЕ е числен метод за решаване на широк кръг от задачи в областта на механиката. Той се явява продължение на метода на преместванията. Както в метода на преместванията, така и в МКЕ по известни съотношения между силите и преместванията за отделните елементи на конструкцията се стига до изследване (анализ) на поведението на цялата конструкция.

Анализът на конструктивната документация е първият етап от процеса на разработване на изчислителния модел. Той е изключително важен, защото при неправилна оценка на носещите елементи (степени на свобода, ограничения на преместванията, начин на възприемане на натоварванията, взаимодействие със съседни елементи и т.н.) е възможно да се разработи много сложен, но практически неадекватен модел, различаващ се съществено от реалната конструкция.

Разработват се базови и усложнени модели, като по този начин се изследва сходимостта на решенията за всяка отделна конструкция.

3. НАТОВАРВАНИЯ, ДЕЙСТВАЩИ НА ВАГОННА КОЛООС

Колооста изпитва въздействието на почти всички натоварвания, действащи върху вагона. Определянето на основните сили се прави при най-неблагоприятни възможни експлоатационни условия.

Вертикално статично натоварване

Натоварването на една шийка от колооста от брутното тегло на вагона се разпределя по следната зависимост:

$$(1) \quad P_{\text{СТШ}} = (P_{\text{БР}} - n \cdot q_k) / 2n, \text{ kN},$$

където $P_{\text{СТШ}}$ е вертикалното статично натоварване, действащо върху една шийка.

Прилага се в средата на осната шийка, kN; $P_{\text{БР}}$ - брутно тегло на вагона, равно на сумата от тарата T и максималната товароносимост Q ($P_{\text{БР}} = T + Q$), kN; n - брой на осите на вагона; q_k - тегло на една колоос. В зависимост от конструкцията на колооста $q_k = 10,89 \div 12,4$ kN.

Вертикално динамично натоварване

При движение на вагона по реален железен път се получават динамични сили, които зависят от конструкцията на вагона и преди всичко от неговото ресорно окачване, скоростта на движение, както и техническото състояние на железния път и вагона.

Определя се по следната формула:

$$(2) \quad P_d = k_{\text{ВД}} \cdot P_{\text{СТШ}}, \text{ kN},$$

където $k_{\text{ВД}}$ или k_d е коефициентът на вертикална динамика.

Поради несиметричност на трептенията, действащи при движение на вагона, вертикалното динамично натоварване се прилага на едната шийка, а на другата се приема равно на нула.

Вертикално натоварване на осните шийки, предизвикано от действието на центробежната сила

Центробежната сила H_C е хоризонтална сила, появяваща се при движение на вагона в крива, насочена в противоположна посока на центъра на кривата. Тя действа върху целия вагон. Като съсредоточена сила се прилага в масовия център на вагона. Определя се при минимален радиус на кривата и максимално допустимата скорост за този радиус. Вертикално натоварване на осните шийки, предизвикано от действието на центробежната сила се определя по зависимостта:

$$(3) \quad Q_C = H_C \cdot h_C / (n \cdot 2b), \text{ kN};$$

където h_C е разстоянието от масовия център до оста на колооста, m; n - брой на осите на вагона; $2b$ - разстояние между средите на осните шийки, $2b = 2m$.

В системата остава и хоризонталната сила $P_1 = H_C / n$, действаща по оста на колооста, предизвикваща допиране на реборда на външното колело към релсата.

Вертикално натоварване на осните шийки, предизвикано от ветровата сила

При изчисление на вагонна колоос се приема, че наред с центробежната сила, действа и ветрова сила H_B , която се определя от налягането на вятъра при съответните климатични условия и изчислената странична площ на вагона. Ветровата сила се представя като съсредоточена сила с приложна точка в геометричния център на вертикалната надлъжна проекция на вагона.

По аналогия с горното доказателство вертикално натоварване на осните шийки, предизвикано от действието на ветровата сила се определя по зависимостта:

$$(4) \quad Q_B = H_B \cdot h_B / (n \cdot 2b), \text{ kN};$$

където h_B е разстоянието от геометричния център на вертикалната надлъжна проекция на вагона до оста на колооста, m.

В системата остава и още една хоризонтална сила H_B / n , действаща по оста на колооста и способстваща за допирането на реборда на външното колело към релсата.

Действието на центробежната и ветрова сили може да се обедини съгласно формулите:

$$(5) \quad H_{CB} = (H_C + H_B) / n, \text{ kN},$$

където H_{CB} е хоризонтална сила, действаща на една колоос, kN.

Вертикално натоварване от действието на инерционната сила

При опростени изчисления се изхожда от максималната инерционна сила при екстремно задържане, определена по следната формула:

$$(6) \quad P_I = m \cdot a, \text{ kN},$$

където a е ускорението на вагона при екстремно задържане, което се определя съгласно израза $a = (0,2 \div 0,3) \cdot g, \text{ m/s}^2$; m - масата на вагона, kg; g - земно ускорение, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Инерционната сила на вагона се определя по следната зависимост:

$$(7) \quad P_I = (0,2 \div 0,3) \cdot Q_{БР}, \text{ kN},$$

където $Q_{БР}$ е брутното тегло на вагона, равно на сумата от тарата T и товароносимостта Q на вагона ($Q_{БР} = T + Q$).

По аналогия предната ос на вагона ще бъде допълнително натоварена със силата Q_I , а задната - разтоварена със същата сила.

Силата Q_I се определя по следната формула:

$$(8) \quad Q_I = P_I \cdot h_I / 2\ell, \text{ kN};$$

където h_I е разстоянието от масовия център на вагона до оста на колоосите, m; 2ℓ - база на вагона, m.

От доказателството следва, че ще съществува и една надлъжна хоризонтална сила P_I , която ще действа по посока на инерционната сила и ще се поема от буксовите плъзгалки на двете колооси по $P_I/4$ (2 оси, 2 шийки).

При талигов вагон разсъжденията са аналогични.

Върху централния лагер на предната талига ще действа допълнително вертикалната сила $Q_{И}$, а задната талига ще се разтоварва. Силата $Q_{И}$ върху централния лагер може да се определи по предната формула, като в нея разстоянието $h_{И}$ се вземе до централния лагер. Върху шийките на натоварената талига ще действа вертикално натоварване $Q_{И}/4$. Освен него от хоризонталната сила $P_{И}/2$, предната колоос ще се натовари допълнително със силата Q_T .

Силата Q_T се определя по формулата:

$$(9) \quad Q_T = (P_{И}/2) \cdot h_T / 2\ell_T, \text{ kN},$$

където h_T е разстоянието от средата на централния лагер до средата на осите, m; $2\ell_T$ - база на талигата, m;

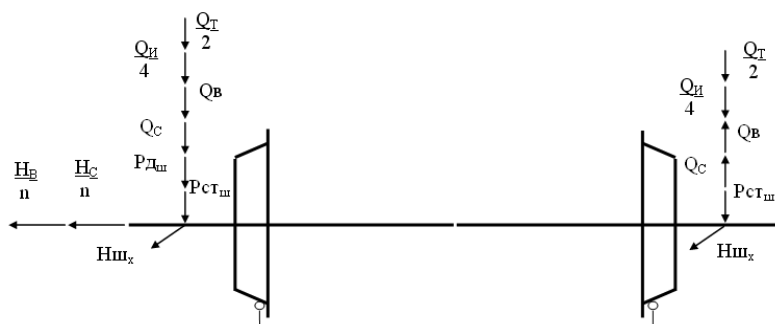
На една шийка действа хоризонтална сила

$$(10) \quad H_{ш_{х}} = P_{И} / 8.$$

Инерционната сила $P_{И}$ се разделя на 8, защото се отчитат броя на осите и шийките на една ос.

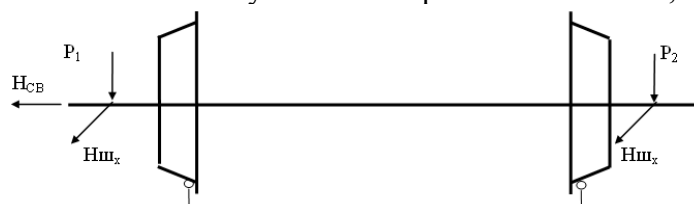
При приближена методика на изчисление, други възможни сили, които действат върху колооста, се пренебрегват [5].

На фиг. 1 са изобразени посочените по-горе вертикални и хоризонтални - напречни и надлъжни сили, действащи върху първата колоос на талигов вагон.



фиг. 1 Натоварвания, действащи върху вагонна колоос

При събиране на силите се получава натоварване на колооста, показано на фиг. 2:



фиг. 2 Сумарни натоварвания, действащи върху вагонна колоос

където $P_1 = P_{СТ_ш} + P_{дш} + Q_С + Q_В + Q_{И}/4 + Q_T/2$; $P_2 = P_{СТ_ш} - Q_С - Q_В + Q_{И}/4 + Q_T/2$;
 $H_{С_В} = H_С/n + H_В/n$; $H_{ш_х} = P_{И}/8$.

Избраните прототипи на пътнически вагони са талиги тип DVJ Gorliz Va и Y-32 (Таблица 1). Пътническите талиги тип DVJ Gorliz Va са на пътнически вагони произведени през 1972 г. в бившата ГДР във вариант купейни вагони за нуждите на международен превоз на пътници. На 08 май 1997 година е пуснат в редовна експлоатация първият експресен пътнически влак съставен от рециклирани пътнически вагони – Експрес “Плевен”. Рециклирането е извършено във Вагонен завод “Дряново” – гр. Дряново [6].

Спалните вагони оборудвани с талига тип Y-32 са сравнително от скоро в парка на БДЖ (от 2012г.).

Таблица 1. Технически параметри на вагоните

Параметри	Пътнически вагони с талиги тип	
	DVJ Gorliz Va	Y-32
Междурелсие	1435 mm	1435 mm
Дължина на вагона с буферите	24 500 mm	26 400 mm
База на вагона	17 200 mm	19 000 mm
Височина на буферите от ниво глава релса	1060 mm	1060 mm
Височина на вагона от ниво глава релса	4 250 mm	4 050 mm
Височина на пода от ниво глава релса	1 255 mm	1 255 mm
Широчина на вагона	2 880 mm	2 825 mm
Тип на талигата	DVJ - Görlitz Va	Y-32
Разстояние между осите на талигата	2 500 mm	2 600 mm
Маса на вагона	41 t	48/51 t
Брой на местата за сядане/легла	78	30
Допустима максимална скорост по конструкция	160 km/h	160 km/h

Премаме следните стойности на силите натоварващи колоосите с дискова спирачка:

$$P_1 = P_{CT_{ш}} + P_{дш} + Q_c + Q_{И} / 4 + Q_T / 2 =$$

$$= 57,623 + 8,087 + 3,225 + 10,43 + 7,214 / 4 + 6,204 / 2 = 84,27 \text{ kN}$$

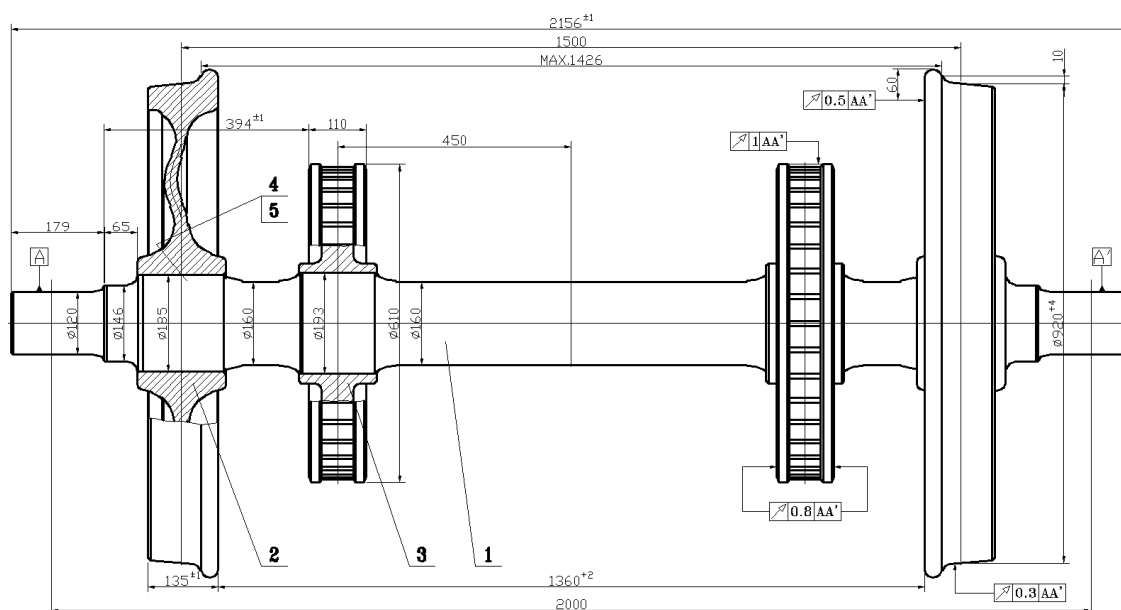
$$P_2 = P_{CT_{ш}} - Q_c - Q_B + Q_{И} / 4 + Q_T / 2 = 57,623 - 3,225 - 10,43 + 7,214 / 4 + 6,204 / 2 = 48,874 \text{ kN}$$

$$H_{CB} = 21,5 / 4 + 38,3 / 4 = 14,95 \text{ kN} \text{ и } H_{ш_{х}} = 103,397 / 8 = 12,925 \text{ kN}$$

4. ЯКОСТНО ИЗЧИСЛЕНИЕ НА КОМПЛЕКТ ВАГОННА КОЛООС ЗА ПЪТНИЧЕСКИ ТАЛИГИ

На якостни изчисления ще подложим два варианта вагонна колоос за пътнически талиги:

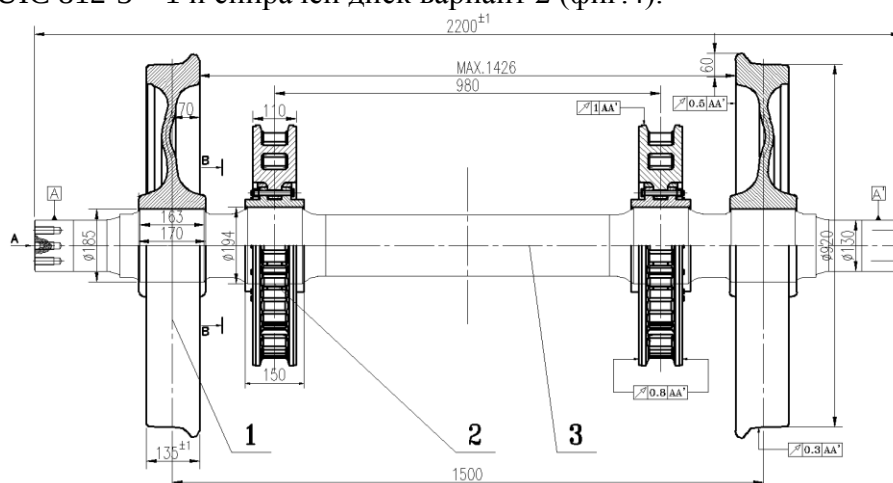
- **комплект колоос вариант 1**, състояща се от ос с диаметър в шийките $\phi 120 \text{ mm}$, колело по UIC 812-3 – 1 и спирачен диск вариант 1 (фиг.3);



фиг.3 Комплект колоос вариант 1.

1- ос; 2- колело; 3 диск.

- комплект колоос вариант 2, състояща се от ос с диаметър в шийките $\phi 130$ mm, колело по UIC 812-3 – 1 и спирачен диск вариант 2 (фиг.4).

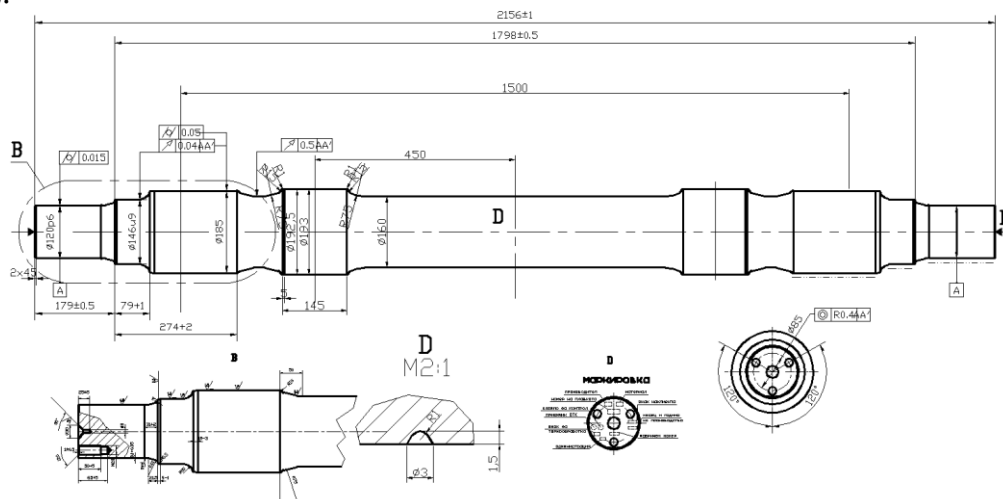


фиг.4. Комплект колоос вариант 2.

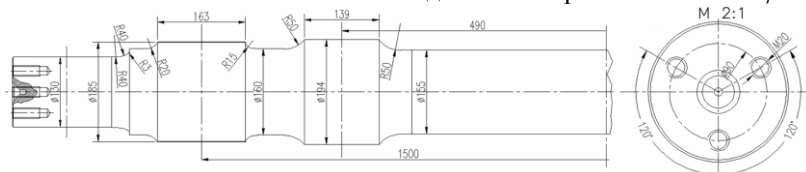
1- колело; 2 -диск; 3 -ос.

4.1. Конструкции оси от вагонни колооси за пътнически талиги

Осите на вагонни колооси за пътнически вагони за дискова спирачка са в две конструктивни разновидности със шийки с диаметри $\phi 120$ mm (фиг.5) и $\phi 130$ mm (фиг.6).



фиг.5. Вагонна ос за пътническа колоос за дискова спирачка със шийки $\phi 120$ mm.



фиг.6. Вагонна ос за пътническа колоос за дискова спирачка със шийки $\phi 130$ mm.

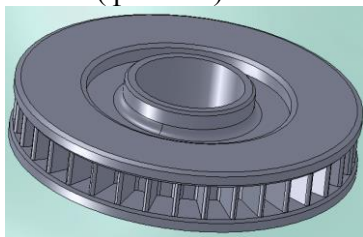


фиг. 7. Модел на ос с диаметър на шийката $\phi 120$ mm. фиг. 8. Модел на ос с диаметър на шийката $\phi 130$ mm.

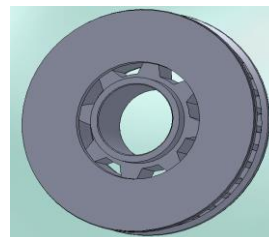
4.2. Конструкции колела от вагонни колооси за пътнически талиги

Колелата на вагонни колооси за пътнически вагони са в две конструктивни разновидности по UIC 812-3 - 1 (фиг.9.) и с дълга главина UIC 812-3 - 2 (фиг.10.).

Спирачните дискове за пътнически вагони в момента в експлоатация от БДЖ са в две конструктивни разновидности – спирачен диск за талиги тип Gorliz Va (фиг. 13.) и талиги тип Y32 (фиг. 14.).



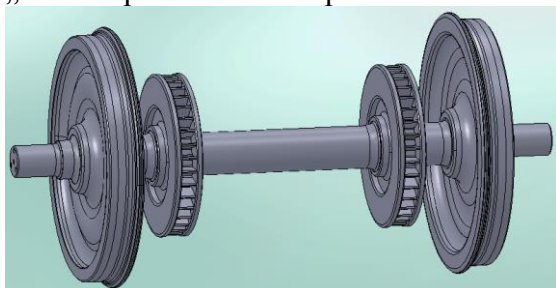
фиг. 15. Спирачен диск за талиги тип Gorliz Va



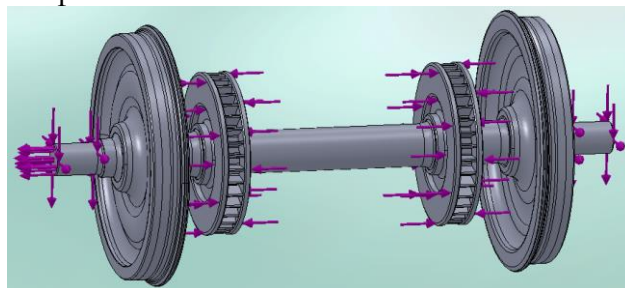
фиг. 16. Спирачен диск за талиги тип Y32.

4.4. Изчисления на комплект колоос вариант 1

Колооста (фиг.17) натоварваме с вертикална сила в лява шийка $P_1 = 84,27 \text{ kN}$ и с вертикална сила $P_2 = 48,874 \text{ kN}$ в дясна шийка, хоризонтална сила по надлъжната ос на оста $H = 14,95 \text{ kN}$ и хоризонтална сила напречно на надлъжната ос на оста $H_{\text{шх}} = 12,925 \text{ kN}$. Спирачния диск натоварваме със сила 2000N. Запъваме колелата в контакта „колело-релса”. Натоварването е показано на фиг. 18.



фиг. 17. Модел на колоос вариант 1.



фиг. 18. Натоварване на колоос вариант 1.

Резултатите от изследването са следните:

Material Properties - AISI 4340 Steel, normalized

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	2.05e+011	N/m ²	Constant
Poisson's ratio	0.32	NA	Constant
Shear modulus	8e+010	N/m ²	Constant
Mass density	7850	kg/m ³	Constant
Tensile strength	1.11e+009	N/m ²	Constant
Yield strength	7.1e+008	N/m ²	Constant
Thermal expansion coefficient	1.23e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	44.5	W/(m.K)	Constant
Specific heat	475	J/(kg.K)	Constant

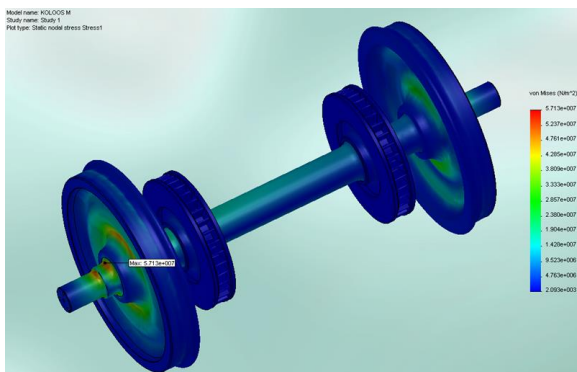
Mesh Information

Mesh Type: Solid Mesh; Jacobian Check: 4 Points; Element Size: 35.88 mm; Tolerance: 1.794 mm; Number of elements: 69372; Number of nodes: 115889.

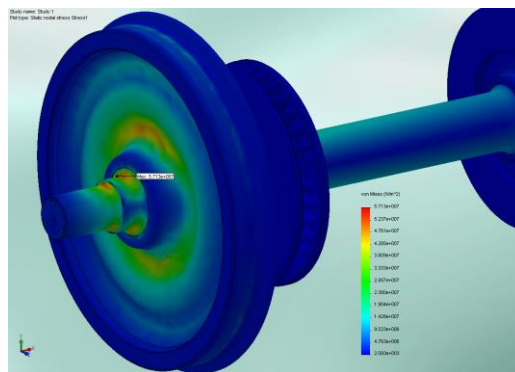
Study Results - Default Results

Name	Type	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	5.71288e+007 N/m ² Node: 109781	(-846.686 mm, 64.426 mm, -37.196 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	0.000201841 Element: 63792	(-906.173 mm, 55.783 mm, -21.9 mm)

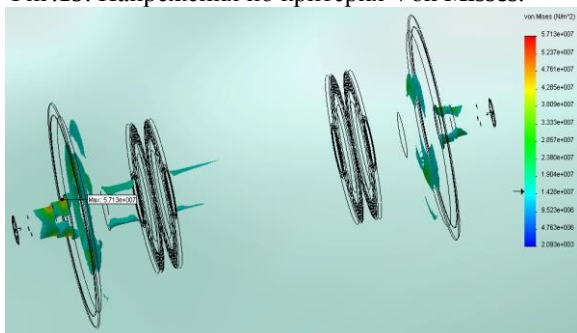
Максималното напрежение по критерия Von Misses е 57,129 МПа, получено в оста в областта на прехода от предподглавинната към подглавинната част, показани на фиг.19. и 20. На фиг. 21 са показани областите с напрежения над 15 МПа.



Фиг.19. Напрежения по критерия Von Misses.

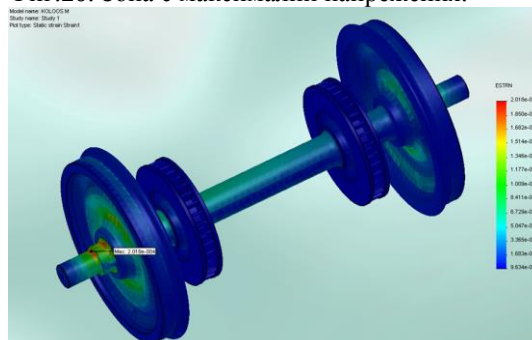


Фиг.20. Зона с максимални напрежения.



Фиг.21. Области с напрежения над 15 МПа

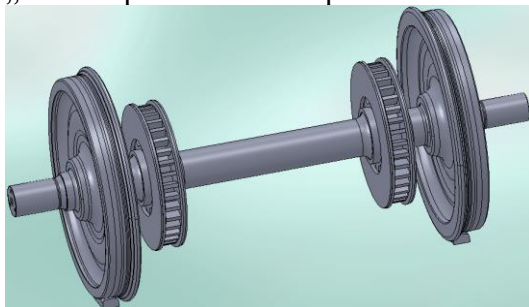
Коефициента на относителна деформация е $2,018 \cdot 10^{-4}$ (фиг.22.).



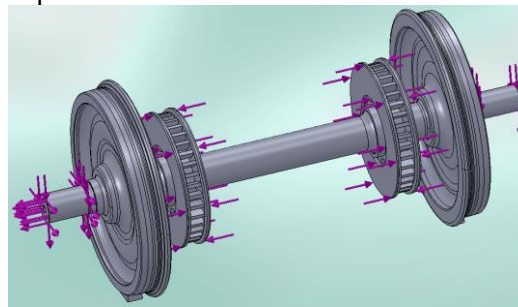
Фиг. 22. Коефициент на относителна деформация.

4.5. Изчисления на комплект колоос вариант 2

Колооста (фиг.23.) натоварваме с вертикална сила в лява шийка $P_1 = 84,27 \text{ kN}$ и с вертикална сила $P_2 = 48,874 \text{ kN}$ в дясна шийка, хоризонтална сила по надлъжната ос на оста $H = 14,95 \text{ kN}$ и хоризонтална сила напречно на надлъжната ос на оста $H_{\text{шх}} = 12,925 \text{ kN}$. Спирачния диск натоварваме със сила 2000 N . Запъваме колелата в контакта „колело-релса”. Натоварването е показано на фиг.24.



Фиг.23. Модел на колоос вариант 2.



Фиг.24. Натоварване на колоос вариант 2.

Резултатите от изследването са следните:

Mesh Information

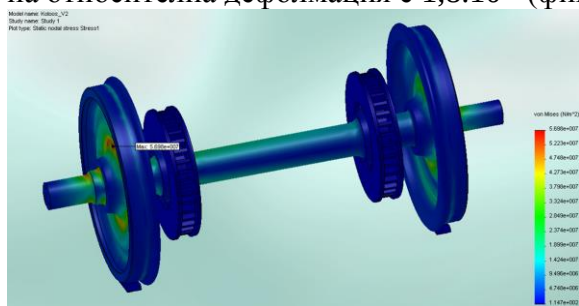
Mesh Type: Solid Mesh; Jacobian Check: 4 Points; Element Size: 38.139 mm; Tolerance: 1. 9069 mm; Number of elements: 52959; Number of nodes: 91054.

Study Results - Default Results

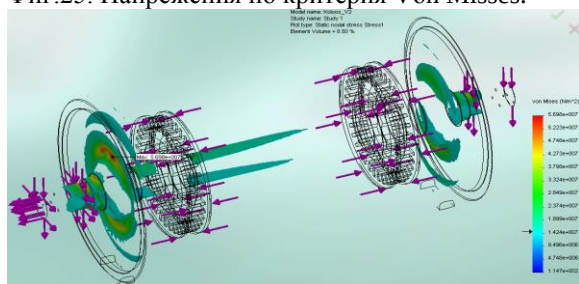
Name	Type	Max	Location
Stress1	VON: von Mises Stress	5.69754e+007 N/m ² Node: 25220	(-761.797 mm, 187.898 mm, 7.07527 mm)
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	0.000180807 Element: 49370	(-892.702 mm, 59.0571 mm, -21.4966 mm)

Максималното напрежение по критерия Von Misses е 56,975 МПа, получено в оста в областта на прехода от предподглавинната към подглавинната част, показани на

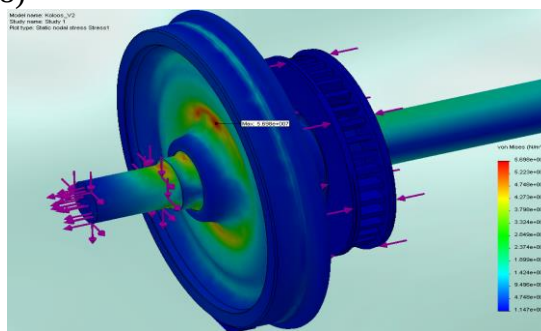
фиг.25. и 26. На фиг. 27 са показани областите с напрежения над 15 МПа. Коефициента на относителна деформация е $1,8 \cdot 10^{-4}$ (фиг.28)



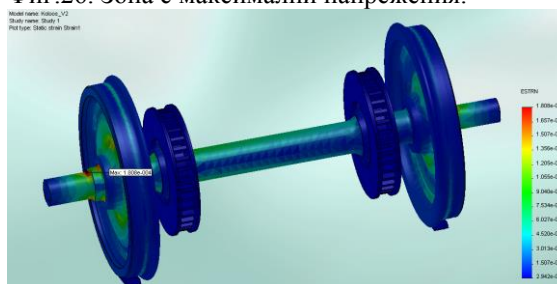
Фиг.25. Напрежения по критерия Von Misses.



Фиг.27. Области с напрежения над 15 МПа



Фиг.26. Зона с максимални напрежения.



Фиг. 28. Коефициент на относителна деформация.

Получените напрежения по критерия Von Misses са в границите на допустимите за избрания материал и са с незначителна разлика – 2,66% между двата варианта моделирани вагонни колооси. Зоните с високи напрежения са в прехода на „шийка - предподглавинна част“, „предподглавинна част – подглавина“ и в диафрагмата на колелото от колооста. Именно в тези зони в последните години бяха констатирани редица откази на колооси вследствие недостатъчната им носеща способност. Препоръчва се извършването на дефектоскопия в опасните зони при всяко влизане в депо на пътническите вагони [7-11].

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Якостните изчисления на колоос за пътнически вагон са направени за прототип рециклираните вагони произведени през 1972 г. в бившата ГДР във вариант купейни вагони за нуждите на международния превоз на пътници и с талиги тип DVJ Gorliz Va, като колооста е предназначена за висока скорост на движение и спални вагони с талиги тип Y-32.

Определени са силите натоварващи коша на вагона, талигата и съответно колооста.

Якостните изчисления на колоосите са извършени по метода на крайните елементи, чрез използване на програмния продукт Solid Works 2010. Получените напрежения по критерия Von Misses са в границите на допустимите за избрания материал и са с незначителна разлика – 2,66% между двата варианта моделирани вагонни колооси.

Зоните с високи напрежения са в прехода на „шийка - предподглавинна част“, „предподглавинна част – подглавина“ и в диафрагмата на колелото от колооста. Препоръчва се извършването на дефектоскопия в опасните зони при всяко влизане в депо на пътническите вагони. По-нататъшните изследвания трябва да са насочени към изследване на технологични и експлоатационни фактори влияещи на качеството, надеждността, безотказността и дълготрайността на колоосите на железопътните возила.

6. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Караджов Т. Ж. Димитров, Вагони, С. Техника, 1988, 276 с.
- [2] Стоилов В., Ръководство за курсово и дипломно проектиране по дисциплината "Вагони", ВМЕИ, 1986
- [3] Стоилов В., Славчев С., Вагони, ТУ София, С. 2014
- [4] Petrovic D., Rakanovic R., Zeleznicka vozila Praktikum., Kraljevo, 2006
- [5] NIKOLOV V., MODELING AND STRENGTH ANALYSIS OF THE AXLES OF BOGIE WITH VARIABLE-GAUGE WHEELSETS, The Fourth International Symposium for Students CPMA 2015
- [6] Пенчев Цв., Ахмаджова Д. Въпроси от експлоатацията, ремонта и рециклирането на пътнически вагони, ВТУ „Т. Каблешков“, София, 2003
- [7] Димитров Ж., В. Николов, Анализ и характеристика на проблемите с дълготрайността на локомотивните колооси. , XIV научно-техническа конференция с международно участие "ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ - УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ", Варна, 2008
- [8] Николов В., Методика за пресмятане на локомотивни оси и влиянието на радиусите на закръгление върху тяхната дълготрайност., XIV научно-техническа конференция с международно участие "ТРАНСПОРТ, ЕКОЛОГИЯ - УСТОЙЧИВО РАЗВИТИЕ", Варна, 2008
- [9] Николов В., В. Стоилов, Моделиране и якостен анализ на осите на електрически локомотиви серия 46. , XVIII научна международна конференция "ТРАНСПОРТ 2008" София, 2008
- [10] Николов В., Сравнителен анализ на якостните характеристики на осите на електрически локомотиви серии 43, 44, 45 и 46. , XIX международна научна конференция "Транспорт 2009"., 2009
- [11] Николов В., Влияние на диаметрите на запресованите части върху якостните качества на локомотивните оси. , XVI международна научно-техническа конференция "Trans & motauto '09", Слънчев бряг, 2009.

STRENGTH CALCULATIONS TO WHEELSETS FOR PASSENGER BOGIES

Vanio Ralev, Dobrinka Atmadzhova
vanio.ralev@gmail.com, atmadzhova@abv.bg

**Todor Kableshkov University of Transport, 158 Geo Milev str., Sofia
BULGARIA**

Key words: wheelset, passenger bogies, wagons, railway vehicle strength

Abstract: The quality of the transport process, the protection of the life and health of passengers, as well as the storage of the goods transported depend directly on the condition of the bogies, including the quality, reliability, reliability and durability of the wheelsets of the railway vehicles. In recent years they found a number of failures due to insufficient wheelsets their carrying capacity, presenting in damage and cracks of fatigue in the individual elements. Classified methods for calculating the strength of wheelsets wagons are specified. The rigid wagon wheelsets calculations were made for prototype recycled wagons produced in 1972 in the former German Democratic Republic in the variant wagon for the needs of international passenger transport and DVJ Gorliz Va type bogies, the wheel set being designed for high speed movement and prototype sleep wagons with Y-32 type bogies, production of TUVASAS, Turkey. The forces loaded on the wagon, the bogie, and the wheelset are determined. The strength calculations of two wheelset variants were performed using the Finite Element Method using the Solid Works 2010 software. Von Misses stresses are within the tolerance limits for the selected material and for two variants of modeled wagon wheelsets. The high tension zones are in the transition of "axle - dust" (fillet radius), "dust – wheel seat" and in the wheel arch diaphragm. It is recommended to perform defectoscopy in the hazardous areas at each entry into the depot of the wagons.