

## ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДЕФОРМАЦИОННО-НАПРЕГНАТОТО СЪСТОЯНИЕ НА НАЙ-НАТОВАРЕНИТЕ ДЕТАЙЛИ НА СИЛОВИЯ ПРЕДАВАТЕЛЕН МЕХАНИЗЪМ НА РУДНИЧЕН ЕЛЕКТРОЛОКОМОТИВ ТИП "3300-2А"

**Симеон Савов**

*Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София*

**РЕЗЮМЕ.** Докладът представя теоретико-аналитично изследване на деформационно-напрегнатото състояние на крайните най-натоварени детайли от кинематичната верига на силовия задвижващ механизъм на рудничен акумулаторно-контактен електролокомотив тип "3300-2А". Направено е аналитично изследване и е определено натоварването на детайлите от задвижващата група, съответно преди и след наложилата се тяхна реконструкция чрез класическите методи от теорията за съпротивление на материалите, както и чрез методите за конструиране на машинни елементи. Извършен е статичен компютърен анализ на деформационно-напрегнатото състояние на същите елементи осъществен чрез програми за компютърно моделиране. Представен е анализ на резултатите от изследванията.

### THEORETICAL RESEARCH OF THE DEFORMATION-STRESS CONDITION OF THE MOST LOADED DETAILS OF THE POWER TRANSMISSION MECHANISM OF A MINE ELECTRICAL LOCOMOTIVE OF THE TYPE "3300-2A"

**Simeon Savov**

*University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia*

**ABSTRACT.** This paper presents the theoretically-analytical research of the deformation-stress condition of the last, most loaded details in the kinematic chain of the power-driving mechanism of a mine battery-trolley electrical locomotive of the type "3300-2A".

An analytical research has been done and the load of the driving group details has been defined, respectively before and after their necessary reconstruction through the classic methods of the theory about the resistance of materials and the methods of constructing machine elements.

A static computer analysis of the deformation-stress condition of the same elements has been done with computer modeling programs. An analysis of the results of the researches has been presented.

### Въведение

Рудничният акумулаторно-контактен електролокомотив тип "3300-2А" е с централно разположена покрита кабина, с която се постига удобство и безопасност на машиниста. Симетричността на машината в надлъжно направление осигурява еднакво натоварване на колоосите. Машината е компактна и добре уравновесена. Рамата лежи върху две еднакви и взаимозаменяеми двигателни групи.

Всяка двигателна група се състои от един сериен постояннотокъв двигател и един конусно-планетарен нерегулируем редуктор. Въртящият момент от редукторите се предава посредством полуоси, свързани със спирални барабани, а оттам се предава чрез фрикционни и гуменопалцови съединители към свободно лагеруваните ходови колела. По този начин се осигурява висока степен на еластичност на механичната система и ограничение на стойността на предаваните въртящ и спирален момент в случай на претоварване. Също така се намалява неблагоприятното влияние на ударните натоварвания върху цялата предавка. Локомотивът е снабден с две двигателно-спирални колооси, всяка от които е свързана с основната рама чрез индивидуално окачване върху четири цилиндрични стоманени пружини и съответните

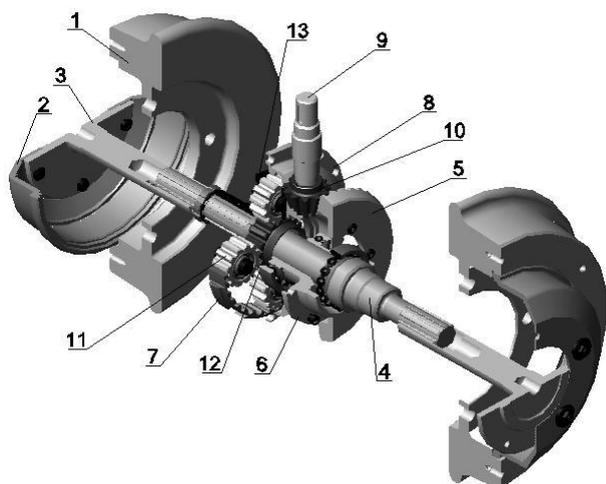
направляващи букси. Индивидуалното окачване на всяка колоос създава добри условия за запазване на сцепните сили между колелата и релсовия път, а оттам се постига и висока стойност на реалния коефициент на сцепление на машината.

### Устройство на силовия предавателен механизъм

Основните елементи на силовия предавателен механизъм, заедно с колооста и ходовите колела, са показани на Фиг. 1. Елементите на схемата са следните: ходови колела /1/, спирални барабани /2/, полуоси /3/, вал /4/, зъбна корона /5/, проходен вал /6/, зъбен венец /7/, лагерна чаша /8/, задвижващ вал /9/, конусно зъбно колело /10/, сателитни зъбни колела /11/, централно зъбно колело /12/ и сателитна каса /13/.

Най-натоварените детайли от кинематичната верига на силовия задвижващ механизъм се явяват вала /6/ и полуосите /3/, при които са наблюдавани и установени случаи на механични повреди в областите на шлицевите им краища. Отнася се до пластична деформация на шлиците и късане на вала и полуоста в най-слабите им

сечения. Тези елементи представляват колоосите на електролокомотива.



Фиг. 1. Силов предавателен механизъм на рудничен електролокомотив тип "3300-2А"

### Определяне на натоварването на изследваните детайли от кинематичната верига на силовото задвижване

Поради симетричността на машината в надлъжно направление и тъй като тя е добре уравновесена, се осигурява еднакво натоварване на двете водещи колооси. Независимото окачване на колоосите осигурява добро сцепление и равномерно разпределение на теглото на машината върху ходовите колела. Въртящият момент от редукторите се предава на ходовите колела посредством предпазни триещи съединители, с които се осигурява възможност за приплъзване при възможно претоварване, на което и да е от ходовите колела, при ненормални работни условия.

Натоварването на детайлите може да се определи от максималния въртящ момент, респективно максималната теглителна сила на локомотива, определена от условието за сцепление. Максималната теглителна сила се разпределя равномерно между двете колооси.

$$F_T^{кол. макс} = \frac{F_T^{лок. макс}}{2}, N \quad (1)$$

където:

$F_{T, кол. макс}$ , N - максимална теглителна сила създавана от една колоос.

$F_{T, лок. макс} = 8093,25$ , N - максимална теглителна сила на локомотива ограничена по условието за сцепление.

$$F_T^{кол. макс} = \frac{8093,25}{2} = 4046,625, N$$

$$M_B^{кол. макс} = F_T^{кол. макс} \cdot \frac{D_k}{2}, Nm \quad (2)$$

където:

$M_B^{кол. макс}$ , Nm - максимален въртящ момент на една колоос.

$D_k = 0,43$ , m - диаметър на ходовите колела.

$$M_B^{кол. макс} = 4046,625 \cdot \frac{0,43}{2} = 870,025, Nm$$

Максималният въртящ момент на колооса се разпределя равномерно между двете полуоси, респективно между двете ходови колела.

$$M_B^{пол. макс} = \frac{M_B^{кол. макс}}{2}, Nm \quad (3)$$

където:

$M_B^{пол. макс}$ , Nm - максимален въртящ момент на една полуос.

$$M_B^{пол. макс} = \frac{870,025}{2} = 435,0125, Nm$$

Поради окачването на ходовите колела, изследваните детайли вал и полуоси са натоварени само на усукване. Максималният усукващ момент на полуоса е равен на максималния въртящ момент на полуоса. Респективно максималният усукващ момент на колооса е равен на максималния въртящ момент на колооса.

$$M_B^{кол. макс} = M_{yc}^{кол. макс} = 870,025, Nm$$

$$M_B^{пол. макс} = M_{yc}^{пол. макс} = 435,0125, Nm$$

### Якостно пресмятане на деформационно-напрегатото състояние на изследваните детайли от кинематичната верига на силовото задвижване

Детайлите (вал и полуоси) са изработени от стомана 40X. Механичните характеристики на стомана 40X са взети от справочни данни. Средните стойности на напреженията, които са използвани са:

$\sigma_B = 900$ , MPa - граница на якост на материала.

$\sigma_s = 690$ , MPa ;  $\tau_s = 420$ , MPa - граници на провлачване на материала при нормално и тангенциално напрежение.

$\sigma_{-1} = 400$ , MPa ;  $\tau_{-1} = 240$ , MPa - граници на умора на материала при нормално и тангенциално напрежение.

Тези стойности са съобразени и със съответната термообработка на детайлите, в случая "подобрение". Извършени са следните изчисления, както за вала, така и за полуосите:

#### Статична проверка на най-слабото сечение

$$\tau_{yc} = \frac{M_{yc}^{пол. макс}}{W_{yc}} \leq [\tau_{yc}], MPa \quad (4)$$

където:

$\tau_{yc}$ , MPa - максимално напрежение на усукване в даденото сечение.

$W_{yc}$ , m<sup>3</sup> - съпротивителен момент на напречното сечение при усукване.

$[\tau_{yc}]$ , MPa - допустимо тангенциално напрежение на усукване.

### Проверка на най-слабото сечение на умора на материала

Детайлите се натоварват по симетричен цикъл, защото възможностите за движение на машината са еднакви и в двете посоки на движение, т.е. машината е напълно реверсивна. При динамично натоварване на детайла по симетричен цикъл, както е в случая:

$$\tau_{yc} \leq \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D \cdot [n]} = [\tau_{-1}] \text{ MPa} \quad (5)$$

където:

$[\tau_{-1}]$ , MPa - допустимо тангенциално напрежение на умора на материала.

$[n]$  - необходим коефициент на сигурност.

$$[n] = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \quad (6)$$

където:

$n_1$  - коефициент, отчитащ неточността при определяне на натоварванията и напреженията.

$n_2$  - коефициент, отчитащ влиянието на механичните свойства и нееднородността на материала, както и на технологичните методи за изработването му.

$n_3$  - коефициент, отчитащ важността на детайла в конструкцията, последствията от неговото разрушаване и неговата дълготрайност.

$(K_{\tau})_D$  - обобщен коефициент.

$$(K_{\tau})_D = \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} \quad (7)$$

където:

$K_{\tau}$  - ефективен коефициент на концентрация на напреженията.

$\beta_{\tau}$  - коефициент на качество на повърхнините.

$\varepsilon_{\tau}$  - коефициент на абсолютните размери при тангенциални напрежения.

### Деформационна проверка на най-слабото сечение

$$\varphi = \frac{M_{yc}^{пол. макс}}{G \cdot J_{yc}} \cdot \frac{180^{\circ}}{\pi} \leq [\varphi] \text{ } \% \quad (8)$$

където:

$\varphi$ , % - относителен ъгъл на усукване.

$G$ , N/m<sup>2</sup> - модул на ъглова деформация.

$J_{yc}$ , m<sup>4</sup> - полярен инерционен момент на сечението.

$[\varphi]$ , % - допустим относителен ъгъл на усукване.

### Проверка на издръжливостта на заваръчните шевове

Шевовете на полуоста са натоварени на срязване. И двата шева са абсолютно еднакви.

$$\tau_{cp} = \frac{F}{a \cdot 0.707 \cdot s \cdot l} \leq [\tau_{cp}] \text{ MPa} \quad (9)$$

където:

$\tau_{cp}$ , MPa - напрежение на срязване в заваръчния шев.

$F$ , N - сила, действаща в заваръчните шевове.

$a$  - брой на заваръчните шевове.

$s$ , m - катет на шева.

$L$ , m - дължина на шева.

$[\tau_{cp}]$ , MPa - допустимо тангенциално напрежение на срязване при заваръчните шевове.

### Проверка на шлиците

Шлиците са проверени дали ще издържат на смачкване и срязване, а средните шлице на вала, поемащи въртящия момент на колооста, са проверени и на огъване.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot M_{yc}^{пол. макс} \cdot K_H}{z \cdot d_{cp} \cdot h \cdot l} \leq [\sigma_{cm}] \text{ MPa} \quad (10)$$

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot M_{yc}^{пол. макс} \cdot K_H}{z \cdot d_{cp} \cdot b \cdot l} \leq [\tau_{cp}] \text{ MPa} \quad (11)$$

$$\sigma_{oz} = \frac{2 \cdot M_{yc}^{пол. макс} \cdot K_H \cdot 6 \cdot h}{z \cdot d_{cp} \cdot b^2 \cdot l} \leq [\sigma_{oz}] \text{ MPa} \quad (12)$$

където:

$\sigma_{cm}$ , MPa - нормално напрежение на смачкване.

$\tau_{cp}$ , MPa - тангенциално напрежение на срязване.

$\sigma_{oz}$ , MPa - нормално напрежение на огъване.

$K_H$  - коефициент, отчитащ неравномерното натоварване върху шлиците.

$z$  - брой на шлиците.

$d_{cp}$ , m - среден диаметър на шлицевото съединение.

$h$ , m - работна височина на шлиците.

$l$ , m - дължина на шлиците.

$b$ , m - ширина на шлиците.

$[\sigma_{cm}]$ , MPa - допустимо максимално напрежение на смачкване.

$[\tau_{cp}]$ , MPa - допустимо тангенциално напрежение на срязване.

$[\sigma_{oz}]$ , MPa - допустимо максимално напрежение на огъване, което се изчислява по абсолютно същия начин както  $[\sigma_{cm}]$ .

Резултатите от аналитичното изследване на най-натоварените детайли от силовия предавателен механизъм са представени съответно за полуоста в таблица 1., а за вала в таблица 2.

Таблица 1.

Резултати от аналитичното изследване на полуоста

Полуост	Допустима стойност	Получена стойност	n	[n]	
Най-слабо сечение	$[\tau_{yc}] = 71,71$ , MPa	$\tau_{yc} = 37,476$ , MPa	7,8	4,1	
	$[\tau_{-1}] = 37,665$ , MPa	$\tau_{yc} = 37,476$ , MPa	3,62	3,6	
	$[\varphi] = 0,25$ , %/m	$\varphi = 1,053$ , %/m	-	-	
Заваръчни шевове	$[\tau_{cp}] = 27,66$ , MPa	$\tau_{cp} = 8,9987$ , MPa	42	4,1	
Шлице	8 бр.	$[\sigma_{cm}] = 143,05$ , MPa	$\sigma_{cm} = 73,4$ , MPa	8	4,1
		$[\tau_{cp}] = 73,756$ , MPa	$\tau_{cp} = 9,7863$ , MPa	30,9	4,1
	14 бр.	$[\sigma_{cm}] = 143,05$ , MPa	$\sigma_{cm} = 25,165$ , MPa	23,3	4,1
		$[\tau_{cp}] = 73,756$ , MPa	$\tau_{cp} = 10,066$ , MPa	30	4,1

Таблица 2.

Резултати от аналитичното изследване на вала

Вал		Допустима стойност	Получена стойност	n	[n]
Най-слабо сечение	Ø35	$[\tau_{yc}] = 74,78 \text{ ,MPa}$	$\tau_{yc} = 51,71 \text{ ,MPa}$	5,93	4,1
		$[\tau_{\perp}] = 39,683 \text{ ,MPa}$	$\tau_{yc} = 51,71 \text{ ,MPa}$	2,76	3,6
		$[\varphi] = 0,25 \text{ ,\%/m}$	$\varphi = 2,12 \text{ ,\%/m}$	-	-
Най-слабо сечение	Ø40	$[\tau_{yc}] = 74,78 \text{ ,MPa}$	$\tau_{yc} = 34,642 \text{ ,MPa}$	8,8	4,1
		$[\tau_{\perp}] = 39,683 \text{ ,MPa}$	$\tau_{yc} = 34,642 \text{ ,MPa}$	4,13	3,6
		$[\varphi] = 0,25 \text{ ,\%/m}$	$\varphi = 1,24 \text{ ,\%/m}$	-	-
Шлиц краини	8 бр.	$[\sigma_{cm}] = 143,05 \text{ ,MPa}$	$\sigma_{cm} = 73,4 \text{ ,MPa}$	8	4,1
		$[\tau_{cp}] = 73,756 \text{ ,MPa}$	$\tau_{cp} = 12,583 \text{ ,MPa}$	24	4,1
Шлиц краини	14 бр.	$[\sigma_{cm}] = 143,05 \text{ ,MPa}$	$\sigma_{cm} = 25,165 \text{ ,MPa}$	23,3	4,1
		$[\tau_{cp}] = 73,756 \text{ ,MPa}$	$\tau_{cp} = 11,185 \text{ ,MPa}$	27	4,1
Шлиц средни	8 бр.	$[\sigma_{cm}] = 143,05 \text{ ,MPa}$	$\sigma_{cm} = 70,432 \text{ ,MPa}$	8,3	4,1
		$[\tau_{cp}] = 73,756 \text{ ,MPa}$	$\tau_{cp} = 22,136 \text{ ,MPa}$	13,7	4,1
		$[\sigma_{of}] = 143,05 \text{ ,MPa}$	$\sigma_{of} = 41,742 \text{ ,MPa}$	14	4,1
	14 бр.	$[\sigma_{cm}] = 143,05 \text{ ,MPa}$	$\sigma_{cm} = 43,165 \text{ ,MPa}$	13,6	4,1
		$[\tau_{cp}] = 73,756 \text{ ,MPa}$	$\tau_{cp} = 17,266 \text{ ,MPa}$	17,5	4,1
		$[\sigma_{of}] = 143,05 \text{ ,MPa}$	$\sigma_{of} = 41,438 \text{ ,MPa}$	14,2	4,1

При всяка една проверка е необходимо да бъде изпълнено условието:

$$n \geq [n] \quad (13)$$

където:

n - действителен коефициент на сигурност. Определя се като отношение на граничното към действителното напрежение, за всеки конкретен случай.

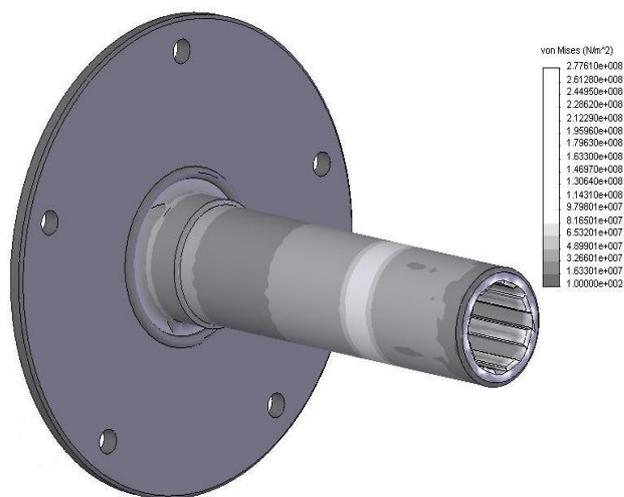
### Статичен компютърен анализ на деформационно-напрегнатото състояние на най-натоварените детайли от кинематичната верига

Методиката на изследване, която е използвана, е базирана на програмите COSMOSWorks и SolidWorks. Те са проектирани за съвместна работа и позволяват симулационно тримерно моделно изследване, чрез метода на крайните елементи. Изследвано е деформационно-напрегнатото състояние на вала и една от полуосите (двете полуоси са абсолютно еднакви), като изследването е извършено върху сглобена единица (Asseby), която включва: двете полуоси (3), вала (6) и сателитна каса (13) показани на фиг. 1. По този начин се избягва неестественото деформиране на шлицевите краища на детайлите, при прилагане на силите директно върху шлиците, което се получава в случай на самостоятелно изследване на интересувашите ни детайли. Също така се постига коректно задаване на силите, които са приложени в отворите на сателитната каса, в които влизат осите на сателитните зъбни колела (11). Фиксирането на модела е извършено, като съпротивленията са приложени в отворите на двете полуоси, които са предназначени за монтажните болтове на полуосите. Изследването на детайлите в сглобено състояние ни позволява да постигнем по-прецизни крайни резултати.

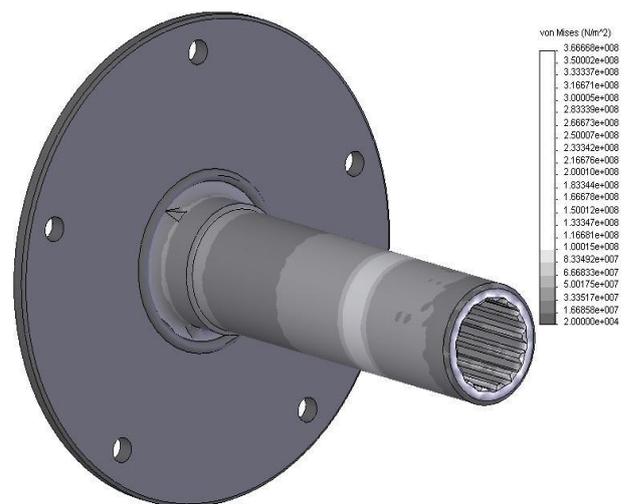
Този метод на изследване ни дава възможност да получим разпределението на еквивалентното напрежение

по von Mises, разпределението на фактора на сигурност FOS по Mises-Henky, разпределението на тангенциалните  $\tau_{yz}$  и нормалните напрежения  $\sigma_z$  в изследваните детайли. Можем да получим и картина на разпределението на големината на абсолютната деформация (u), също така и разпределението на големината на относителната деформация ( $\epsilon$ ) в интересувашите ни сечения от изследваните детайли, вал и полуос.

Както резултатите от картината на разпределение на напреженията, така и числените стойности на фактора на сигурност показват, че най-натоварените области за полуоската са тези около радиалния технологичен канал в края на вътрешните шлицы, там, където сечението на полуоската е най-малко. Стойностите на еквивалентното напрежение както за полуоската с осем шлица (фиг. 2.), така и за тази с четиринадесет шлица (фиг 3.) достига средно до  $\sigma_{von} = 72,88 \text{ ,MPa}$ .



Фиг. 2. Разпределение на напреженията по von Mises за полуоската преди реконструкцията

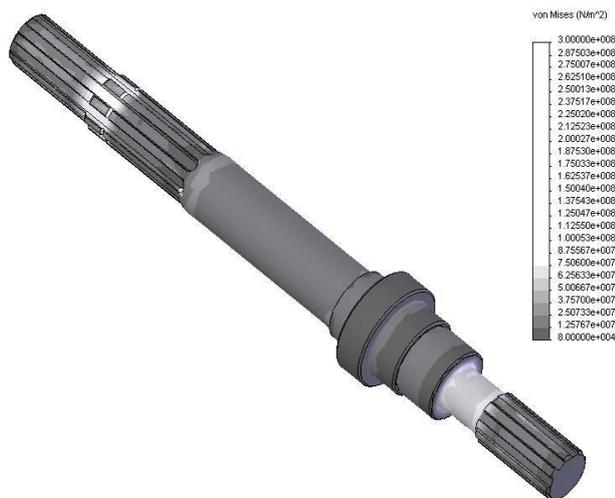


Фиг. 3. Разпределение на напреженията по von Mises за полуоската след реконструкцията

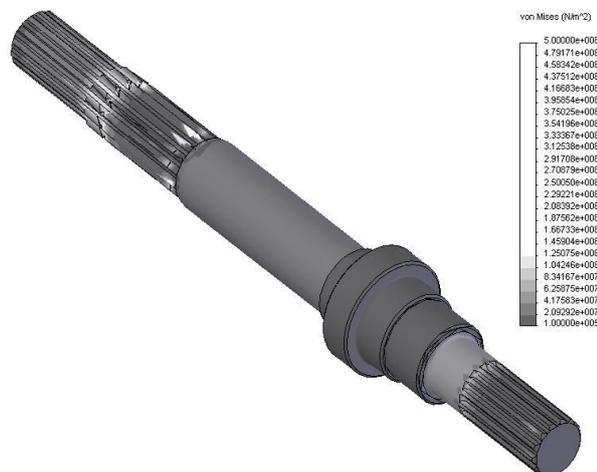
Еквивалентните напрежения в шлиците и областите около тях достигат средно до  $\sigma_{von} = 31,2 \text{ ,MPa}$  при първия вариант, а при втория  $\sigma_{von} = 27,15 \text{ ,MPa}$ . Това показва, че след реконструкцията на полуоската има понижаване на напреженията в областта на шлиците. Максималните

еквивалентни напрежения се локализируют в областта на шлицевите краища, където се намират най-големите концентратори на напрежение. При реконструирания вариант еквивалентните напрежения в тези области достигат по-високи стойности поради това, че шлиците при втория вариант са с по-сложна форма и създават повече зони с концентрация на напрежение.

Фигурите 4. и 5. позволяват да се направят подобни изводи за разпределението на еквивалентните напрежения върху крайните шлице. Тук се забелязва локализиране на най-големите стойности на напреженията в областите на цилиндричното изтъняване в краищата на вала, както и в прехода от средни към крайни шлице.



Фиг. 4. Разпределение на напреженията по von Mises за вала преди реконструкцията



Фиг. 5. Разпределение на напреженията по von Mises за вала след реконструкцията

Стойността на еквивалентното напрежение в най-слабото сечение на вала преди реконструкцията е  $\sigma_{von} = 54,33$  ,MPa, а след това е  $\sigma_{von} = 46,15$  ,MPa. Наблюдава се понижаване на напрежението в тази област, за разлика от областта на средните шлице, поради увеличаване брой концентратори на напрежение в тази област.

Резултатите от статичният компютърен анализ са изложени съответно за полуоста в таблица 3., а за вала в таблица 4. Представени са стойностите на напреженията по von Mises, факторът на сигурност FOS по Mises-Henky,

тангенциалните  $\tau_{yz}$  и нормалните напрежения  $\sigma_z$ , както и абсолютната ( $u$ ) и относителна ( $\epsilon$ ) деформация в съответните зони на изследваните детайли.

Таблица 3.

Резултати от статичният компютърен анализ на полуоста

Полуост	$\sigma_{von}$ , MPa	$\sigma_z$ , MPa	$\tau_{yz}$ , MPa	FOS	$u$ , mm	$\epsilon$
Най-слабо сечение	72,88	-	39,46	9,55	0,0445	$2,94 \cdot 10^{-4}$
Заваръчни шевове	5,14	-	8,25	70,13	0,1100	$3,19 \cdot 10^{-5}$
Шлице	8 бр.	31,20	71,58	9,387	0,0441	$1,18 \cdot 10^{-4}$
	14 бр.	27,15	22,74	10,493	19,20	$0,0451$

Таблица 4.

Резултати от статичният компютърен анализ на вала

Вал	$\sigma_{von}$ , MPa	$\sigma_z$ , MPa	$\tau_{yz}$ , MPa	FOS	$u$ , mm	$\epsilon$	
Най-слабо сечение	$\varnothing 35$	54,33	-	52,83	11,45	0,0347	$2,12 \cdot 10^{-4}$
	$\varnothing 40$	46,15	-	35,48	15,60	0,0410	$1,77 \cdot 10^{-4}$
Шлице крайни	8 бр.	32,26	71,32	13,15	39,91	0,0298	$6,14 \cdot 10^{-5}$
	14 бр.	20,32	25,16	12,47	38,37	0,0353	$5,39 \cdot 10^{-5}$
Шлице средни	8 бр.	20,23	70,81	21,82	41,33	0,0757	$7,10 \cdot 10^{-5}$
	14 бр.	28,73	45,03	15,16	46,58	0,0823	$5,99 \cdot 10^{-5}$

## Верификация на резултатите

Относно полуоста може да се обобщи следното:

За най-слабото сечение на полуоста (радиалния задшлицев технологичен канал) може да се отбележи, че издържа максималното статично натоварване от  $\tau_{yc} = 37,476$  ,MPa. Този извод се потвърждава и от резултатите от структурния моделен анализ, при който се получава  $\tau_{yz} = 39,46$  ,MPa. От извършеното аналитично изследване на умора при динамично натоварване по симетричен цикъл, както е случаят, за същото сечение на този детайл е установено, че сечението издържа натоварването, но с много малък запас от якост  $n = 3,62$  при допустим  $[n] = 3,6$ . Деформационната проверка на полуоста за същото сечение показва, че полученият относителен ъгъл на усукване  $\varphi = 1,053$  , $^{\circ}/m$  е доста по-голям от допустимия такъв при променливо натоварване  $[\varphi] = 0,25$  , $^{\circ}/m$ . Относно заваръчните шевове на полуоста аналитичната проверка показва, че те издържат натоварването от  $\tau_{cp} = 8,9987$  ,MPa. При изчисленията са отчетени и динамичните натоварвания. При компютърният моделен анализ се получава  $\tau_{yz} = 8,25$  ,MPa. Относно шлиците на полуоста

аналитичната проверка показва, че при първоначалния вариант с осем шлицы с правоъгълно напречно сечение  $\sigma_{см}=73,4$ , МПа;  $\tau_{ср}=9,7863$ , МПа, както и при реконструирания вариант с четиринадесет шлицы с трапецовидно напречно сечение  $\sigma_{см}=25,165$ , МПа ;  $\tau_{ср}=10,066$ , МПа, същите издържат натоварването както на смачкване, така и на срязване. Напреженията получени от симуляционното изследване са съответно  $\sigma_z=71,58$ , МПа ;  $\tau_{yz}=9,387$ , МПа за първоначалния вариант, а за реконструирания  $\sigma_z=22,74$ , МПа;  $\tau_{yz}=10,493$ , МПа. Промяната на броя на шлиците, както и формата на напречното им сечение, води до значително намаляване напрежението им на смачкване, за сметка на лекото повишаване на напрежението на срязване, но не и над допустимите напрежения на срязване.

#### Относно вала може да се обобщи следното:

От направения анализ на деформационно-напрегнатото състояние на детайла за най-слабото сечение на вала може да се каже, че преди реконструкцията (шийка  $\varnothing 35$ )  $\tau_{yc}=51,71$ , МПа, както и след нея (шийка  $\varnothing 40$ )  $\tau_{yc}=34,642$ , МПа, шийката издържа максималното статично натоварване. Този извод се потвърждава и от резултатите от структурния моделен анализ, при който се получава  $\tau_{yz}=52,83$ , МПа и  $\tau_{yz}=35,48$ , МПа. От извършеното аналитично изследване на умора при динамично натоварване по симетричен цикъл за същото сечение на този детайл може да се отбележи, че преди реконструкцията шийката не издържа напрежението на умора. След реконструкцията шийката издържа същото това напрежение. Деформационната проверка на вала за същото сечение показва, че преди реконструкцията, както и след нея, полученият относителен ъгъл на усукване  $\varphi=2,12$ ,  $\varphi=1,24$ ,  $\varphi/m$  е доста по-голям от допустимия такъв при променливо натоварване  $[\varphi]=0,25$ ,  $\varphi/m$ . Относно шлиците на вала, предаващи въртящия момент на полуосите (крайните шлицы), аналитичната проверка показва, че при първоначалния вариант на вала с осем шлицы с правоъгълно напречно сечение, както и при реконструирания вариант на вала с четиринадесет шлицы с трапецовидно напречно сечение, същите издържат натоварването както на смачкване  $\sigma_{см}=73,4$ , МПа и  $\sigma_{см}=25,165$ , МПа, така и на срязване  $\tau_{ср}=12,583$ , МПа и  $\tau_{ср}=11,185$ , МПа. При компютърният моделен анализ се получава  $\sigma_z=71,32$ , МПа ;  $\sigma_z=25,16$ , МПа и  $\tau_{yz}=12,15$ , МПа ;  $\tau_{yz}=12,47$ , МПа. Относно шлиците на вала, поемащи целия въртящ момент на колооста (средните шлицы), аналитичната проверка показва, че при първоначалния вариант на вала, както и при реконструирания вариант, същите издържат натоварването на смачкване  $\sigma_{см}=70,432$ , МПа ;  $\sigma_{см}=43,165$ , МПа, срязване  $\tau_{ср}=22,136$ , МПа ;  $\tau_{ср}=17,266$ , МПа и на огъване  $\sigma_{ог}=70,432$ , МПа ;  $\sigma_{ог}=43,165$ , МПа. Напреженията получени от симуляционното изслед-

ване са съответно  $\sigma_z=70,81$ , МПа ;  $\sigma_z=45,03$ , МПа и  $\tau_{yz}=21,82$ , МПа ;  $\tau_{yz}=15,16$ , МПа. Промяната в броя на шлиците, както и формата на тяхното напречно сечение, води до намаляване натоварването на шлиците (средните и крайните шлицы) и до понижаване напреженията на смачкване, срязване и огъване в тях.

## Заклучение

Резултатите от компютърното симуляционно изследване потвърждават резултатите получени от аналитичното изследване. Извършената реконструкция решава в много голяма степен описания проблем (разрушаване на изходящия вал на силовата предавка). Независимо от това, и в двата детайла (вал и полуос) съществуват зони, представляващи концентратори на напрежение, където, както показва структурният линеен анализ, стойностите на напреженията са доста високи. Проблемите, свързани с деформационните проверки и тези на умора на материала, в съчетание с възможни неточности при изработката на детайлите и неправилна термообработка, както и под въздействието на многобройните концентратори на напрежение, могат да доведат с течение на времето до големи деформации и напрежения и дори до повреди в детайла. От друга страна, в случай на увеличаване на осовия натиск върху дадено ходово колело, поради неравномерно разпределение на сцепното тегло на машината, породено от несъвършенствата на релсовия път, и в случай на отказ на предпазните съединители, в следствие на продължителна работа при тежки работни условия, може да доведе до значително увеличаване на натоварването на изследваните детайли. В резултат на извършената работа може да се направи заключение, че реконструкцията почти напълно решава проблемите свързани със статичната и динамична якост на детайлите.

## Литература

- Дамянов, Цв., З. Михалков. и др. 2001. *Симуляционно моделиране на минни транспортни машини и системи*. Отчет по тема № 13/2001 на МЕМФ, София, МГУ.
- Николов, Н., Г. Димчев. и др. 1992. *Ръководство за конструктивни упражнения по машинни елементи*. С., Техника.
- Обрешков, Д. 1989. *Теория на механизмите и машините и машинни елементи*. С., Техника.
- Стойчев, Г. 2000. *Метод на крайните елементи*. София. ТехноЛогика ЕООД.
2004. *SolidWorks – Основен курс*. София.
- Христов, Д., Г. Петков. и др. 1967. *Пресмятане и конструиране на машинни елементи*. С., Техника.