

МИННО-ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ "СВ.ИВАН РИЛСКИ"

ИНЖ. НИКОЛАЙ ДИЧЕВ ДИЧЕВ

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА НАТОВАРВАНЕТО И ЯКОСТНО
ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА ОПОРЕН КРЪГ НА РОТОРЕН
БАГЕР С НЕИЗТЛАСКВАЩА СЕ СТРЕЛА**

АВТОРЕФЕРАТ

НА

ДИСЕРТАЦИЯ

**ЗА ПОЛУЧАВАНЕ НА ОБРАЗОВАТЕЛНАТА И НАУЧНА СТЕПЕН
"ДОКТОР"**

**Научни ръководители:
проф.д-р Христо К. Цветков
проф.д-р Цветан Л. Дамянов**

Шифър: 02.08.05 – „Механизация на мините”

София 2012 г.

Дисертационният труд е обсъден от разширен състав на катедрения съвет на катедра „Минна механизация“ на 20.07.2013 и е насочен за защита към научно жури.

Защитата на дисертационния труд ще се състои на2013 г. отчаса в залана МИННО – ГЕОЛОЖКИ УНИВЕРСИТЕТ „Св. Иван Рилски“ за присъждане на образователна и научна степен „Доктор“ пред Научно жури.

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на сектор „Следдипломна квалификация“ на МГУ „Св Иван Рилски“.

УВОД

Разработването на въглищни месторождения по открит начин понастоящем се прави с използване на комплекси от земекопни транспортни и насипищни машини с непрекъснато действие и големи производителности. Възможността от прилагане на комплексна механизация и автоматизация е свързана с подобрени условия на труд и огромен икономически ефект. Едни от основните земекопни машини в тези комплекси са роторните багери. Поради значителните си предимства тези багери в много случаи изместиха верижните многокофови багери, а даже и еднокюфови багери при разработване на рудни и нерудни полезни изкопаеми. Много страни произвеждат роторни багери, още повече страни експлоатират такива машини.

Все по-голямо внимание се отделя на създаването на високопроизводителни, дълготрайни и сигурни роторни багери от специализираните заводи, както и на модернизацията на роторни багери, работещи в производствени предприятия. В процеса на експлоатация се откриват възможности за модернизация на възли с цел увеличаване на срока им на работа, експлоатационната им сигурност, а в много случаи и на производителността им. Създаването на оптимални конструкции на най-важните възли на роторните багери изисква широкомащабни изследвания и разработване на методи за определяне на натоварването им и на якостното им изчисление.

В настоящата работа се прави опит за анализиране работата на опорно-въртящото устройство на роторен бегер тип SchRs 2000.

Все по-широкото използване на изчислителната техника позволи да се използват методи на изчисление, които преди това бяха само теоретично възможни. Пример е методът на крайните елементи.

Особено внимание е отделено на опорния лагер и на рамите на долния и горния строеж на багера, тъй като е известно, че равномерната коравина на тези елементи може да осигури равномерно натоварване на опорния лагер.

ГЛАВА 1

СЪСТОЯНИЕ НА ПРОБЛЕМА, ЛИТЕРАТУРЕН ПРЕГЛЕД И ЗАДАЧИ

Технологичната схема на работа на роторните багери изисква възможността да се завъртат около оста си без да се включва ходовия им механизъм. За тази цел в конструкциите се предвижда опорно устройство, което служи и за предаване на вертикалните товари от теглото на горното строене и от силите възникващи при копаене върху рамата на ходовия механизъм.

Към това устройство се предявяват най-различни изисквания, най-важните от които са: висока товароносимост, нисък коефициент на триене, надеждност, дълъг живот, ниска начална себестойност, ниска себестойност на разходите за ремонт и поддръжка, малка височина, малко сечение в равнината перпендикулярна на направлението на движение на търкалящите тела, лесен монтаж и демонтаж, възможност за лесно транспортиране, използване на стандартни елементи в конструкцията и др.

Многото години на наблюдения на минното оборудване показват, че при някои опорни устройства на роторни багери се наблюдава скъсен живот на опорния лагер с едновременната поява на пукнатини от умора на материала в конструкцията на опорите.

Според фирмите производители на роторни багери и според много изследователи задоволителният междуремонтен срок е 10 и повече години.

Върху дълготрайността на опорното устройство имат влияние външното статично и динамично натоварване, коравината на лагерните опори, геометрията на елементите на лагерния възел и характеристиките на материалите използвани за изработката им, експлоатационния режим и поддръжката им.

За определяне на статичното и динамично натоварване на опорното устройство се използват различни методи, които могат да бъдат причислени към теоретичните и експериментални такива.

При вече определено външно натоварване опорните устройства трябва да се оразмерят якостно, но тъй като този вид лагери се произвеждат в малки серии, не са стандартизирани

изделия, проектирането и изработката им се извършват от малко на брой високо специализирани производители, методите за оразмеряване не са широко достъпни. Въпреки, че в литературата са описани някои препоръки за проектиране на опорни устройства, основаващи се на теорията на Херц – Беляев и емпирични наблюдения от експлоатацията на подобен тип съоръжения, както и за конструиране на опорни рами в зависимост от максималните допустими провисвания, те не са достатъчно цялостни за да могат да бъдат използвани за проектиране или модификация на опорни устройства за роторни багери.

Направеният литературен обзор и анализ на публикациите в областта на опорно-завъртащите устройства на роторните багери показва, че производството или повторното използване на този тип лагери чрез тяхното възстановяване е напълно обосновано. За да бъде това възможно, точното определяне на натоварването на опорните устройства с изчислителни методи или измервания, както и създаването на методика за оразмеряване на опорни лагери, чрез която да бъдат определени конкретните геометрични и якостни параметри на лагерните възли при проектиране, модернизиране и възстановяване на съществуващи конструкции е от съществена важност.

По този въпрос има разработки и публикации от много автори, които са разгледани в литературния обзор или цитирани в отделни глави на настоящата дисертационна работа.

ГЛАВА 2

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ НА НАУЧНОТО ИЗСЛЕДВАНЕ

С оглед на казаното до тук целта и задачите на дисертационната работа могат да бъдат формулирани по следния начин:

ЦЕЛТА НА НАСТОЯЩИЯ ТРУД Е ДА БЪДЕ НАПРАВЕНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА НАТОВАРВАНЕТО НА ОПОРНИЯ КРЪГ НА РОТОРЕН БАГЕР ТИП SRS2000 И СЪЗДАВАНЕ НА МЕТОДИКА ЗА ИЗБОР И ЯКОСТНО ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА ОПОРНИЯ КРЪГ И ПРЕПОРЪКИ ЗА ПОДОБРЯВАНЕ НА ЕКСПЛОАТАЦИЯТА.

Постигането на поставената цел е възможно, като се решат следните основни задачи:

1. Теоретично изследване на натоварването на опорното устройство

- Статично натоварване
- Определяне на стойността реакцията под роторното колело, при която се задейства т.н. „разпадаща се шайба“
- Определяне на силата F_k , възникваща вследствие на работния процес, приведена към оста на роторното колело на ротора.
- Динамично натоварване на горния строеж от прилагането на силата на копаене

2. Експериментално изследване на натоварването на опорното устройство

- Статично натоварване
- Експериментално определяне на реакцията под роторното колело, при която се задейства „разпадащата се шайба“
- Изследване на натоварването на опорите на разпадащата се шайба
- Експериментално изследване на натоварването на долната рама
- Резултати от измервания на деформациите и напреженията в изследваните точки от рамата на долния строеж на багера за определени положения на горния му строеж при покой
- Изследване на натоварването на опорите на „разпадащата се шайба“
- Експериментално изследване на натоварването на долната рама
- Резултати от измервания на деформациите и напреженията в изследваните точки от рамата на долния строеж на багера за определени положения на горния му строеж при покой
- Резултати от измервания на деформациите и напреженията в изследваните точки от рамата на долния строеж на багера при нормална работа
- Експериментално изследване чрез тензометрия на напрегнатото състояние на основната рама от горния строеж на багера в зависимост от дебалансирането на горния му строеж

- Експериментално изследване на силата в подемния полиспаг при покой и динамичната компонента при работа
- Динамично натоварване на опорния лагер на горната и долната рами

3. Теоретично изследване на опорното устройство. Методика за оразмеряване

- Препоръки за пресмятане и конструиране на опорните кръгови рами на долния и горния строеж на багера
- Методика за определяне на някои основни размери на опорния лагерен възел
- Изисквания към изработката и монтажа на лагерите за въртене на багерите
- Изисквания за експлоатация на лагерите за въртене на горното строене на роторните багери и варианти за ремонт
- Теоретично определяне на напреженията в контактната област под една сачма на лагера на въртенето на багер sRS 2000
- Симуляционно моделно изследване на напреженията в елемент от лагера на въртенето на багер sSR 2000

ГЛАВА 3

ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ОПОРНОТО УСТРОЙСТВО

3.1. СТАТИЧНО НАТОВАРВАНЕ

За определяне на статичното натоварване на опорния лагер е необходимо да се определи силата от теглото на горния строеж на багера и нейните координати.

За целта може да се използва програмния продукт "ST Rs 2000", разработен от колектив от МГУ-София.

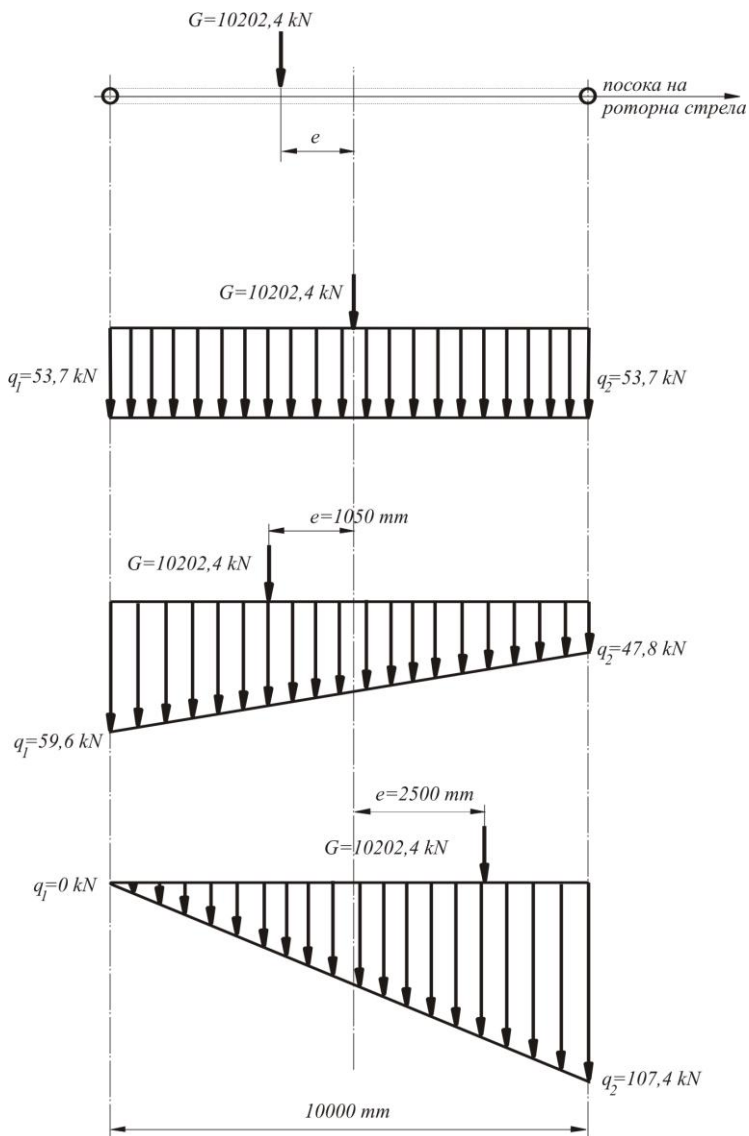
Направеното изчисление на теглото на горния строеж и координатите му чрез използване на програмната система "ST-Rs 2000", за различни положения на багера, приети като "изчислителни" е показано в табл.3.1.

Препоръчаните от завода производител стойност и ексцентрицитета на равнодействащата от теглото на горния строеж е + 1,05 m при покой и -1,05 m при работа с номинална производителност.

Натоварването на търкалящите тела на опорния лагер е представено на фиг.3.1.

Таблица 3.1

Случай	Вид на натоварването	Вертикална сила, натоварваща рамите и опорния лагер и нейните координати	Изчислително положение (фиг.3.2)							
			Табл. №	I	Табл. №	II	Табл. №	III	Табл. №	IV
6а	От собствено тепло	Сила, kN Координата надлъжна, x, m Координата напречна, y, m	12	9940,18	16	9940,18	20	Работи на 3 m под нивото на площадката	21	9940,18
				1,26		1,59				1,92
				-0,04		-0,04				-0,04
6в	От собствено тепло + замърсяване и поглупване	Сила, kN Координата надлъжна, x, m Координата напречна, y, m	13	10015,03	17	10015,03				
				1,03		1,37				
				-0,04		-0,04				
6с	От собствено тепло + замърсяване + натоварване от работа с номинална	Сила, kN Координата надлъжна, x, m Координата напречна, y, m	14	10523,31	18	10523,31		10523,31		
				-0,9		-0,53				-0,25
				-0,02		-0,02				-0,02
6д	От собствено тепло + замърсяване + поглупване + натоварване от	Сила, kN Координата надлъжна, x, m Координата напречна, y, m	15	10780,21	19	10780,21				
				-1,91		-1,52				
				-0,01		-0,001				

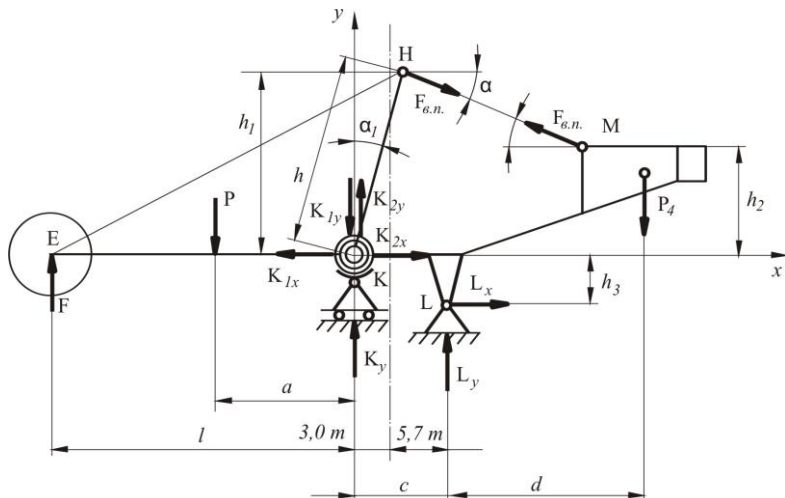


фиг.3.1.

Схема на натоварването на търкалящите тела на опорния лагер

3.2. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СТОЙНОСТТА НА РЕАКЦИЯТА ПОД РОТОРНОТО КОЛЕЛО, ПРИ КОЯТО СЕ ЗАДЕЙСТВА Т.Н. “РАЗПАДАЩА СЕ ШАЙБА”

На фиг.3.2 е показана принципна схема на горния строеж на багера и опорите на т.н. “разпадаща се шайба”.



фиг.3.2. Схема на горния строеж на багера и опорите на т.н. “разпадаща се шайба”

На фиг.3.2. силата F е статична сила, приложена под оста на роторното колело чрез хидравличен крик, за да се определи началото на отделяне на точката K , т.е. когато силата K_y стане равна на 0.

Познаването на тази сила е полезно при демонтиране на възли и части от роторното колело и задвижването му.

В горната фигура означенията са както следва:

- P - силата на теглото на роторната стрела;
- $F_{в.п.}$ - силата във въжения полиспаст на подемната лебедка;
- P_4 - силата на теглото на балансовата стрела с противотежестта;
- K_y - реакция в отварящата се опора на разпадащата се шайба;
- L - реакция в шарнирите на разпадащата се шайба.

От уравненията за равновесие:

а) При $F=0$

$$F_{\text{с.п.}} = \frac{P \cdot a}{h_1 \cos \alpha}, \text{N} \quad 3.1$$

$$L_y = \frac{1}{c} [P_4(c+d) - P \cdot a - L_x h_3], \text{N} \quad 3.8$$

$$K_y = K_{1y} - K_{2y} = P - L_y + P_4, \text{N} \quad 3.9$$

б) При $F \neq 0$

$$F_{\text{с.п.}} = \frac{P \cdot a - F \cdot l}{h_1 \cos \alpha}, \text{N} \quad 3.11$$

$$L_y = \frac{1}{c} [P_4(c+d) - P \cdot a + F l], \text{N} \quad 3.18$$

$$K_y = P \frac{c+a}{c} - F \frac{c+l}{c} - P_4 \frac{d}{c}, \text{N} \quad 3.21$$

При $K_y = 0$

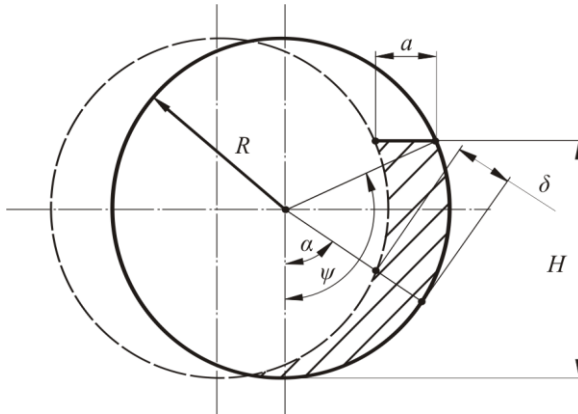
$$F = P \frac{c+a}{c+l} - P_4 \frac{d}{c+l}, \text{N} \quad 3.22$$

3.3. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СИЛАТА F_k , ВЪЗНИКВАЩА ВСЛЕДСТВИЕ НА РАБОТНИЯ ПРОЦЕС, ПРИВЕДЕНА КЪМ ОСТА НА РОТОРНОТО КОЛЕЛО НА БАГЕРА

Силата F_k представлява равнодействащата на всички сили на работния орган на багера в хоризонталната равнина, в която лежи стрелата на багера, породени от работния процес при

установен режим на работа, приведени към оста на роторното колело. F_k е смущаваща сила в модела на динамичната система на багера.

3.3.1. Определяне параметрите на стъпалото на забоя.
Ъгълът ψ , отчитащ височината на стружката



фиг.3.3. Параметри на стъпалото на забоя

$$\psi = \arccos \frac{\frac{D}{2} - H}{H}, \text{ rad} \quad 3.23$$

D – диаметър на роторното колело, m;
 H – височина на стружката, m;

3.3.2. Ъгъл φ на разполагане на кофите по роторното колело

$$\varphi = \frac{2\pi}{n_k}, \text{ rad} \quad 3.25$$

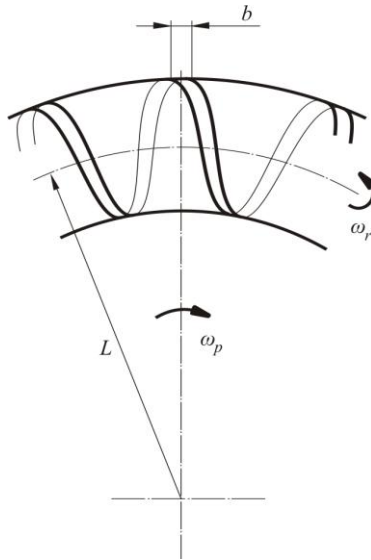
n_k – брой кофи на роторното колело;

3.3.3. Дебелина δ на срязваните стружки

$$\delta = a \left(\sin \alpha + \frac{a}{D} \cdot \cos^2 \alpha \right), \text{ m} \quad 3.26$$

α – текущ ъгъл на завъртане на роторното колело, rad ;
 a – максимална дебелина на стружката, m .
 h_k – височина на кофата, m .

3.3.4. Широчина b на стружката



фиг.3.4. Параметри на срязваната стружка

$$b = \frac{2\pi}{n_k} \cdot \frac{\varpi_p}{\omega_r} \cdot \left(L + \frac{D}{2} \sin \alpha \right), \text{ m} \quad 3.28$$

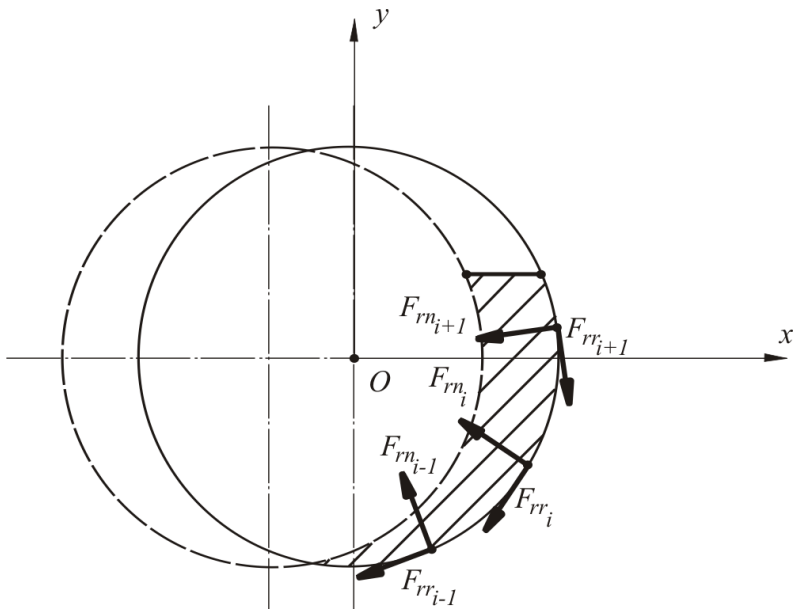
ω_p – ъглова скорост на въртене на горния строеж, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$;

ω_r – ъглова скорост на въртене на роторното колело, $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$;

L – хоризонтална отсечка, свързваща оста на въртене на горното стое на багера с оста на роторното колело, m ;

3.3.5. Сили на рязане

При процеса на копаене в мястото на контакта на зъбите и забоя, вследствие на съпротивлението от срязване на стружката от забоя, възникват системите радиални и нормални, спрямо оста на роторното колело сили F_{rr_i} и F_{rn_i} , $i = 0, 1, 2, \dots, n_{k-1}$, като тук i е индекс, обозначаващ величините отнасящи се за i -тата кофа.



фиг.3.5. Системи радиални и нормални сили F_{rr_i} и F_{rn_i} спрямо оста на роторното колело

Силите F_{rr_i} могат да бъдат представени с израза:

$$F_{rr_i} = Kr \cdot \delta_i \cdot b_i, N \quad 3.29$$

Kr – коефициент на специфичното съпротивление при копаене, N/m^2 ;

δ_i – текуща дебелина на стружката, отрязвана от i -тата

кофа, m;
 b_i – текуща широчина на стружката, отрязвана от
 i -тата кофа, m;

За да бъдат получени различните текущи δ_i и b_i за текущия
ъгъл α за всяка една от кофите, α може да се представи по
следния начин:

$$\alpha = \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}, \text{ rad} \quad 3.30$$

t - време, s;

като при $\alpha > 2\pi$ α приема стойност

$$\alpha = \left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right) - 2\pi, \text{ rad} \quad 3.31$$

Тогава за δ_i и b_i съответно можем да запишем:

$$\delta_i = \alpha \left[\sin \left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right) + \frac{a}{D} \cos^2 \left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right) \right], \text{ m} \quad 3.32$$

$$b_i = \frac{2\pi}{n_k} \cdot \frac{\omega_p}{\omega_r} \left[L + \frac{D}{2} \sin \left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right) \right], \text{ m} \quad 3.33$$

Окончателно за интервала $0 \leq \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} < \psi$ относно FrX и

FrY можем да запишем:

$$FrX = (1 + Kn) Kr \cdot \sum_{i=0}^{n_k-1} a \cdot \frac{2\pi}{n_k} \cdot \frac{\omega_p}{\omega_r} \cdot \left[\sin \left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right) + \right. \\ \left. + \frac{a}{D} \cos^2 \left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right) \right] \cdot \left[L + \frac{D}{2} \sin \left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right) \right] \cos \left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right), N \quad 2.47$$

$$F_{ry} = (1 + Kn)Kr \cdot \sum_{i=0}^{n_k-1} a \cdot \frac{2\pi}{n_k} \cdot \frac{\omega_p}{\omega_r} \cdot \left[\sin\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right) + \right. \\ \left. + \frac{a}{D} \cos^2\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \left[L + \frac{D}{2} \sin\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \sin\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right), \text{ N 3.48}$$

За интервала $\psi \leq \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} < 2\pi$ относно F_{rx} и F_{ry} можем

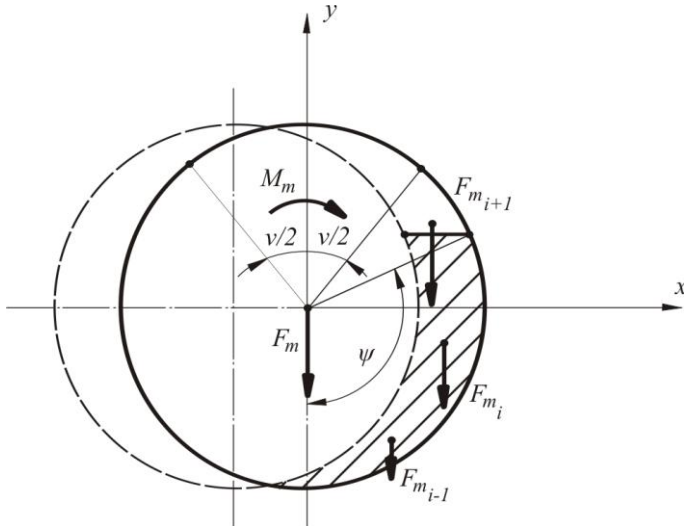
да запишем:

$$F_{rx} = 0 \text{ N} \quad 3.49$$

$$F_{ry} = 0 \text{ N} \quad 3.50$$

3.3.6. Сили от издигане на материала

Силите на тежестта от материала, издиган от всяка кофа създават системата сили F_{m_i} .



фиг.3.8.

v - ъгъл на бункера за разтоварване

$$Fm_i = g.m_i, \text{ N} \quad 3.51$$

m_i – маса на материала в i -тата кофа, kg;

g – земно ускорение, $\frac{m}{s^2}$.

Масите m_i могат да бъдат представени като масите на стружките, отрязвани от забоя от всяка кофа. За системата сили Fm_i записваме

$$Fm_i = g.\rho.\delta_i.b_i.Hm_i, \text{ N} \quad 3.52$$

ρ – плътност на материала, $\frac{kg}{m^3}$;

Hm_i – текуща височина на издигане на материала за всяка кофа, m

За интервала $0 \leq \omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k} < \psi$, относно Fm_i и Mm

можем да запишем:

$$Fm_y = g.\rho.\sum_{i=0}^{n_k-1} a.\frac{2\pi}{n_k}.\frac{\omega_p}{\omega_r} \left[L + \frac{D}{2} \sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \left[\sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) + \frac{a}{D} \cos^2\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \left(\frac{D-a}{2} \right) \left[1 - \cos\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right], \text{ N} \quad 3.54$$

$$Mm = \sum_{i=0}^{n_k-1} \left(\frac{D-a}{2} \right) \cdot \sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \cdot Fm_i, \text{ N.m} \quad 3.55$$

За интервала $\psi \leq \omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k} < \pi - \frac{\psi}{2}$ относно Fm_i и Mm

можем да запишем (3.56):

$$Fm_y = g.\rho.\sum_{i=0}^{n_k-1} a.\frac{2\pi}{n_k}.\frac{\omega_p}{\omega_r} \left(L + \frac{D}{2} \sin\psi \right) \left(\sin\psi + \frac{a}{D} \cos^2\psi \right) \left(\frac{D-a}{2} \sin\psi \right) (1 - \cos\psi), \text{ N}$$

$$Mm = \sum_{i=0}^{n_k-1} \left(\frac{D-a}{2} \right) \cdot \sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \cdot Fm_i, \text{ N.m} \quad 3.57$$

За интервала $\pi - \frac{\nu}{2} \leq \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} < 2\pi$ относно Fm_i и Mm

можем да запишем

$$Fm_y = 0 \text{ N} \quad 3.58$$

$$Mm = 0 \text{ N.m} \quad 3.59$$

3.3.7. Сили от ускорение на материала

Приемаме, че материала в кофите получава ускорение a_a . Това е средното ускорение, при което отрязаната от забоя стружка получава скорост, равна на периферната за периода

$$0 \leq \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} < \psi.$$

Силите от ускорението на материала издигнат от всяка кофа създава системата сили Fa_i .

$$Fa_i = a_a \cdot m_i, \text{ N} \quad 3.60$$

m_i – маса на материала в i -тата кофа, kg.

Масите m_i могат да бъдат представени като масите на стружките, отрязвани от забоя от всяка кофа. За системата сили Fa_i записваме:

$$Fa_i = a_a \cdot \rho \cdot \delta_i \cdot b_i \cdot Hm_i, \text{ N} \quad 3.61$$

Записваме за ускорението a_a :

$$a_a = \frac{\omega_r \cdot \left(\frac{D}{2} - \frac{a}{2} \right)}{\frac{\psi}{\omega_r}}, \frac{m}{s^2} \quad 3.62$$

Изразът $\omega_r \cdot \left(\frac{D}{2} - \frac{a}{2} \right)$, тук представлява периферната скорост на роторното колело по траектория на центъра на тежестта на материала, а изразът $\frac{\psi}{\omega_r}$ - времето за изминаване на ъгъл ψ от центъра на тежестта на материала.

За интервала $0 \leq \omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k} < \psi$, относно F_{ax} , F_{ay} и Ma можем да запишем:

$$F_{ax} = \rho \cdot \sum_{i=0}^{n_k-1} a \cdot \frac{2\pi}{n_k} \cdot \frac{\omega_p}{\omega_r} \left[L + \frac{D}{2} \sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \left[\sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) + \frac{a}{D} \cos^2\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \left(\frac{D-a}{2} \right) \cdot \omega_r^2 \cdot \left[1 - \cos\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \cdot \cos\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right), \text{N 3.63}$$

$$F_{ay} = \rho \cdot \sum_{i=0}^{n_k-1} a \cdot \frac{2\pi}{n_k} \cdot \frac{\omega_p}{\omega_r} \left[L + \frac{D}{2} \sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \left[\sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) + \frac{a}{D} \cos^2\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \left(\frac{D-a}{2} \right) \cdot \omega_r^2 \cdot \left[1 - \cos\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \cdot \sin\left(\omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k}\right), \text{N 3.64}$$

$$Ma = \sum_{i=0}^{n_k-1} \left(\frac{D-a}{2} \right) \cdot Fa_i, \text{N.m} \quad 3.65$$

За интервала $\psi \leq \omega_r.t + i.\frac{2\pi}{n_k} < 2\pi$ относно F_{ax} , F_{ay} и Ma можем да запишем

$$F_{ax} = 0 \text{ N} \quad 3.66$$

$$F_{ay} = 0 \text{ N} \quad 3.67$$

$$Ma = 0 \text{ N.m} \quad 3.68$$

3.3.8. Сили от триенето на материала в затварящия сектор

Системата сили Ft_i от триенето на материала, възникват под въздействието на нормалните компоненти Fmn_i на силите на тежестта на материала Fm .

За Fmn_i можем да запишем:

$$Fm_i = Fm_i \cdot \cos(\pi - \alpha), \text{ N} \quad 3.69$$

За Ft_i можем да запишем:

$$Ft_i = \mu Fm_i \cdot \cos(\pi - \alpha), \text{ N} \quad 3.70$$

Тъй като α тук е текущия ъгъл за i -тата кофа:

$$Fm_i = Fm_i \cdot \cos\left(\pi - \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right), \text{ N} \quad 3.71$$

$$Ft_i = \mu Fm_i \cdot \cos\left(\pi - \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right), \text{ N} \quad 3.72$$

μ - коефициент на триене при плъзгане между материала в кофите и повърхността на затварящия сектор на роторното колело.

Системата сила Ft_i се редуцира до момент Mt и равнодействаща Ft с проекции по x и y съответно Ftx и Fty .

Силите на триене от материала в затварящия сектор на роторното колело възникват само в интервала

$\frac{\pi}{2} \leq \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} < \pi - \frac{\nu}{2}$. Вътре в този интервал Ftx , Fty , и Mt

приемат интервалите на изменение на Fm_i . За интервала

$\frac{\pi}{2} \leq \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} < \psi$ в този случай записваме:

$$\begin{aligned} Ftx = & \mu \cdot g \cdot \rho \cdot \sum_{i=0}^{n_k-1} a \cdot \frac{2\pi}{n_k} \cdot \frac{\omega_p}{\omega_r} \left[L + \frac{D}{2} \sin\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \left[\sin\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right) + \right. \\ & + \frac{a}{D} \cos^2\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right) \left] \cdot \left(\frac{D-a}{2}\right) \left[1 - \right. \\ & \left. - \cos\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right) \right] \cdot \cos\left(\pi - \omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right) \cdot \cos\left(\omega_r \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k}\right), \text{ N} \quad 3.73 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Fty = \mu.g.\rho.\sum_{i=0}^{n_k-1} a. \frac{2\pi}{n_k} . \frac{\omega_p}{\omega_r} \left[L + \frac{D}{2} \sin\left(\omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k}\right) \right] & \left[\sin\left(\omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k}\right) + \right. \\
 + \frac{a}{D} \cos^2\left(\omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k}\right) & \left. \right] \left(\frac{D-a}{2} \right) \left[1 - \right. \\
 - \cos\left(\omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k}\right) & \left. \right] . \cos\left(\pi - \omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k}\right) . \sin\left(\omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k}\right), \quad \text{N 3.74}
 \end{aligned}$$

$$Mt = \sum_{i=0}^{n_k-1} R_0.Ft_i, \text{ N.m} \quad 3.75$$

R_0 – радиус на затварящия сектор, m.

За интервала $\psi \leq \omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k} < \pi - \frac{\nu}{2}$, относно Ftx , Fty и Mt

можем за запишем:

$$\begin{aligned}
 Ftx = \mu.g.\rho.\sum_{i=0}^{n_k-1} a. \frac{2\pi}{n_k} . \frac{\omega_p}{\omega_r} \left[L + \frac{D}{2} \sin\psi \right] & \left[\sin\psi + \right. \\
 + \frac{a}{D} \cos^2\psi & \left. \right] \left(\frac{D-a}{2} \right) (1 - \cos\psi) \cos(\pi - \alpha) \cos\left(\omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k}\right), \text{N} \quad 3.76
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Fty = \mu.g.\rho.\sum_{i=0}^{n_k-1} a. \frac{2\pi}{n_k} . \frac{\omega_p}{\omega_r} \left[L + \frac{D}{2} \sin\psi \right] & \left[\sin\psi + \right. \\
 + \frac{a}{D} \cos^2\psi & \left. \right] \left(\frac{D-a}{2} \right) (1 - \cos\psi) \cos(\pi - \alpha) \sin\left(\omega_r.t + i. \frac{2\pi}{n_k}\right), \text{N} \quad 3.77
 \end{aligned}$$

$$Mt = \sum_{i=0}^{n_k-1} R_0 \cdot Ft_i, \text{ N.m} \quad 3.78$$

За интервала $\pi - \frac{\nu}{2} \leq \omega_r t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} < \frac{\pi}{2}$, относно Ftx , Fty и Mt

можем за запишем:

$$Ftx = 0 \text{ N} \quad 3.79$$

$$Fty = 0 \text{ N} \quad 3.80$$

$$Mt = 0 \text{ N.m} \quad 3.81$$

3.3.9. Получаване на изразите за проекциите Fkx и Fky по x и y на силата Fk и момент Mk .

За Fkx , Fky и Mk записваме:

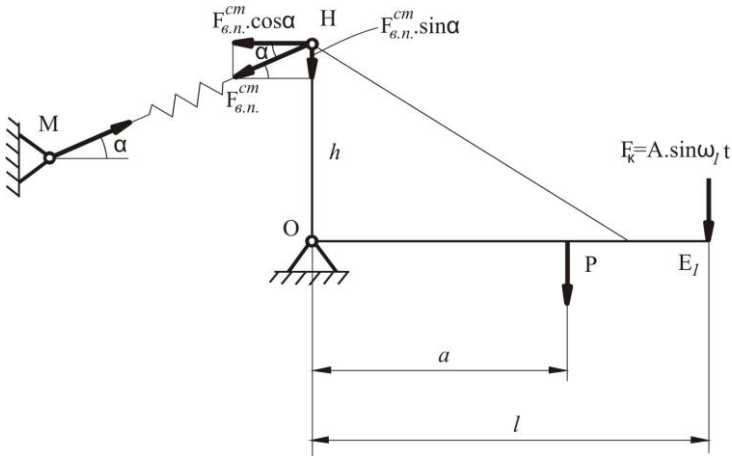
$$Fkx = Frx + Fax + Ftx, \text{ N} \quad 3.82$$

$$Fky = Fry + Fmy + Fay + Fty, \text{ N} \quad 3.83$$

$$Mk = Mr + Mm + Ma + Mt, \text{ N.m} \quad 3.84$$

Моментът Mk създава реактивен момент, който се предава на рамата на редуктора и двигателите.

3.4. ДИНАМИЧНО НАТОВАРВАНЕ НА ГОРНИЯ СТРОЕЖ ОТ ПРИЛАГАНЕТО НА СИЛАТА ПРИ КОПАЕНЕ



фиг.3.11. Схема на динамичната система на баетер SRs 2000

От фиг.3.11 се вижда, че за да определим λ_{cm} уравнението $\sum M_0 k_i = 0$ е съставено за статично състояние на системата, т.е. $F_k = 0$:

$$-P \cdot a + F_{e,n}^{cm} \cdot \cos \alpha \cdot h = 0$$

$$F_{e,n}^{cm} = \frac{P \cdot a}{h \cdot \cos \alpha} = c \cdot \lambda_{cm}$$

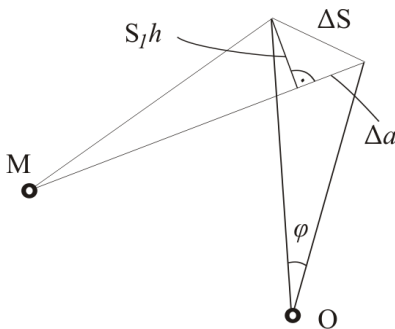
$$\lambda_{cm} = \frac{P \cdot a}{c \cdot h \cdot \cos \alpha} \quad 3.85$$

$$P \cdot a = F_{e,n}^{cm} \cdot h \cdot \cos \alpha \quad 3.86$$

където: P е силата на теглото на роторната стрела;
 a – разстояние от оста на окачване на роторната

- стрела до директрисата на силата P ;
 h – разстояние от точка O до точка H ;
 $F_{e.п}^{cm}$ – сила във въжения полиспастр при статично състояние на системата;
 F_K – сила от копаенето, приложена към периферията на роторното колело;
 c – пружинна константа;
 λ_{cm} – статично удължение (деформация).

3.4.1. Незатихващи трептения



фиг.3.12
Премествания на
стрелата на багер
SRs 2000

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = M_o^e$$

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = P \cdot a - F_{e.п}^{\partial_{ун}} \cdot \cos \alpha \cdot h$$

$$F_{e.п}^{\partial_{ун}} = c \cdot \lambda_{\partial_{ун}}$$

$$\lambda_{\partial_{ун}} = \lambda_{cm} + \Delta a$$

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = P \cdot a - c \cdot \lambda_{\partial_{ун}} \cdot h \cdot \cos \alpha - c \cdot \Delta a \cdot h \cdot \cos \alpha ,$$

но от 2.86 следва, че $P \cdot a - \lambda_{\partial_{ун}} \cdot c \cdot h \cdot \cos \alpha = 0$

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = -k_1 \cdot \Delta a ,$$

3.87

$$k_1 = c \cdot h \cdot \cos \alpha$$

$$\Delta a = \Delta a(\varphi)$$

$$\Delta S_1 \approx \Delta S = \varphi \cdot h$$

$$\Delta a = \Delta S_1 \cos \alpha = h \cdot \cos \alpha \cdot \varphi$$

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = -k_1 \cdot h \cdot \cos \alpha \cdot \varphi$$

$$\text{При } k = k_1 \cdot h \cdot \cos \alpha$$

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} + k \cdot \varphi = 0 \quad | : I_o$$

$$\ddot{\varphi} + \omega^2 \cdot \varphi = 0 \quad 3.88$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{I_o}}$$

$$\varphi(t) = C_1 \cdot \cos \omega t + C_2 \cdot \sin \omega t \quad 3.89$$

I_o е известно. C_1 и C_2 се определят от началните условия

$$\text{при } t = 0; \quad \varphi(0) = \varphi_0 \text{ и } \dot{\varphi}(0) = -\dot{\varphi}$$

следователно

$$C_1 = \varphi_0 \text{ и } C_2 = \frac{\dot{\varphi}_0}{\omega}$$

$$\varphi(t) = \varphi_0 \cdot \cos \omega t + \frac{\dot{\varphi}_0}{\omega} \cdot \sin \omega t \quad 3.90$$

3.4.2. Принудени трептения

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = P \cdot a - F_{e.n} \cdot \cos \alpha \cdot h + A \cdot \sin \omega_1 t \cdot l$$

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = P \cdot a - c \cdot \lambda_{cm} \cdot h \cdot \cos \alpha - c \cdot \Delta a \cdot h \cdot \cos \alpha + A \cdot l \cdot \sin \omega_1 t ,$$

$$\text{но } P.a - c.\lambda_{cm}.h.\cos\alpha = 0$$

$$I_o.\ddot{\varphi} = -k.\varphi + A.I.\sin\omega_1 t \quad | : I_o$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{k}{I_o} \varphi = \frac{A}{I_o} .I.\sin\omega_1 t$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{I_o}}$$

$$\ddot{\varphi} + \omega^2 = A_1.I.\sin\omega_1 t \quad 3.91$$

$$\text{За } A_1 = \frac{A.I}{I_o}$$

$$\varphi(t) = \varphi^{ог}(t) + \eta$$

$$\varphi^{ог}(t) = C_1 \cos\omega t + C_2 \sin\omega t$$

$$\text{а) } \eta = ?$$

$$\text{1 случай } \omega_1 \neq \omega$$

$$\eta = -H_1.\sin\omega_1 t \quad 3.92$$

Замества се 3.92 в 3.91

$$H_1.(\omega^2 - \omega_1^2) = A_1$$

$$H_1 = \frac{A_1}{\omega^2 - \omega_1^2}$$

$$\varphi(t) = C_1 \cos\omega t + C_2 \sin\omega t + \frac{A_1.\omega_1}{\omega^2 - \omega_1^2} .\sin\omega_1 t \quad 3.93$$

Начални условия:

при $t = 0$; $\varphi(0) = \varphi_0$ и $\dot{\varphi}(0) = \dot{\varphi}_0$

$$\frac{d\varphi}{dt} = -C_1 \cdot \omega \cdot \sin \omega t + C_2 \cdot \omega \cdot \cos \omega t + \frac{A_1 \cdot \omega_1}{\omega^2 - \omega_1^2} \cdot \sin \omega_1 t \quad 3.94$$

$$\text{При } t = 0; \quad C_1 = \varphi_0 \text{ и } C_2 = \frac{1}{\omega} \left[\dot{\varphi}_0 - \frac{A_1 \cdot \omega_1}{\omega(\omega^2 - \omega_1^2)} \right]$$

$$\varphi(t) = \varphi_0 \cdot \cos \omega t + \left(\frac{\varphi_0}{\omega} - \frac{\omega_1}{\omega} \cdot \frac{A_1 \cdot \omega_1}{\omega^2 - \omega_1^2} \right) \cdot \sin \omega t + \frac{A_1 \cdot \omega_1}{\omega^2 - \omega_1^2} \cdot \sin \omega t \quad 3.95$$

2 случай $\omega_1 \approx \omega$ - биене;

3 случай $\omega_1 = \omega$ - резонанс

3.4.3. Принудени трептения с отчитане на съпротивителната сила, пропорционална на първата степен на скоростта

$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = P \cdot a - F_{\text{в.п}}^{\text{дин}} \cdot \cos \alpha \cdot h - F^{\text{съпр}} \cdot \cos \alpha \cdot h + A \cdot l \cdot \sin \omega_1 t$$
$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = P \cdot a - c \cdot \lambda_{\text{см}} \cdot h \cdot \cos \alpha - c \cdot \Delta a \cdot h \cdot \cos \alpha - \beta v_1 \cos \alpha \cdot h + A \cdot l \cdot \sin \omega_1 t, \quad 3.96$$

но $P \cdot a - c \cdot \lambda_{\text{см}} \cdot h \cdot \cos \alpha = 0$

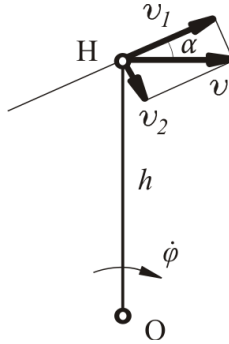
$$I_o \cdot \ddot{\varphi} = c \cdot \Delta a \cdot h \cdot \cos \alpha - \beta v_1 \cos \alpha \cdot h + A \cdot l \cdot \sin \omega_1 t, \quad 3.97$$

където: $F^{\text{съпр}} = \beta \cdot v$ е съпротивителна сила;

β - коефициент на пропорционалност;

v - скорост на точката Н.

v_1 - проекция на v върху направление на h .



фиг.3.13 Скорости на стрелата на багер SRs 2000

$$v = h.\dot{\varphi}$$

$$v_1 = v.\cos\alpha = h.\cos\alpha.\dot{\varphi}$$

$$\Delta a = h.\cos\alpha.\ddot{\varphi}$$

$$I_o.\ddot{\varphi} = -c.h.\cos\alpha.h.\cos\alpha.\ddot{\varphi} - \beta.h.\cos\alpha.h.\cos\alpha.\dot{\varphi} + A.a.\sin\omega_1.t \quad 3.98$$

и ако означим $k = c.h.\cos\alpha.h.\cos\alpha$ и разделим на I_o :

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + \omega^2\varphi = A.\sin\omega_1.t = A.\cos\left(\frac{\pi}{2} - \omega_1.t\right) \quad 3.99$$

където:

$$2n = \frac{\beta.h^2.\cos^2\alpha}{I_o}; \quad \omega^2 = \frac{k}{I_o}; \quad A_1 = \frac{A.I}{I_o}; \quad 3.100$$

Решението на уравнение 2.99 ще бъде:

$$\varphi = \varphi_{общо} + \varphi_{частно}$$

$$\varphi_{\text{часно}} = A_{np} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \omega_1 t - \varepsilon\right)$$

1 случай $n < \omega$, малко съпротивление

$$\begin{aligned} \varphi &= e^{-nt} (C_1 \cos k * t + C_2 \sin k * t) + A_{np} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \omega_1 t - \varepsilon\right) \\ \dot{\varphi} &= e^{-nt} \cdot (C_2 k * \cos k * t - C_1 k * \sin k * t) - \\ &- n e^{-nt} \cdot (C_1 \cdot \cos k * t + C_2 \sin k * t) - A_{np} \cdot \omega_1 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \omega_1 t - \varepsilon\right) \end{aligned} \quad 3.101$$

Константите C_1 и C_2 определяме от началните условия:

$$\text{За } t = 0; \quad \varphi(0) = 0 \text{ и } \dot{\varphi}(0) = 0$$

$$\varphi(0) = C_1 + A_{np} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon\right) = 0$$

$$C_1 = A_{np} - \sin(-\varepsilon) \quad 3.102$$

$$\dot{\varphi}(0) C_2 k * - n C_1 - A_{np} \cdot \omega_1 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon\right) = 0$$

$$\begin{aligned} C_2 &= \frac{A_{np} \cdot \omega_1 \cdot \cos \varepsilon + A_{np} \cdot n \cdot \sin \varepsilon}{k * } = \\ &= \frac{A_{np}}{k *} (\omega_1 \cdot \cos \varepsilon + n \cdot \sin \varepsilon) \end{aligned} \quad 3.103$$

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= e^{-nt} \left\{ \sin \varepsilon \cdot \cos k * t + \frac{1}{k *} \cdot (\omega_1 \cdot \cos \varepsilon + n \cdot \sin \varepsilon) \sin k * t \right\} + \\ &+ \cos\left(\frac{\pi}{2} - \omega_1 \cdot t - \varepsilon\right) \end{aligned} \quad 3.104$$

2 случай $n > \omega$, голямо съпротивление

$F_{cm} = F(t)$ периодична с период T_{cm} . Разлагаме в ред на Фурие:

$$F(t) = a_0 + \sum_{j=1}^n (a_j \cos j\omega_1 t + b_j \sin j\omega_1 t)$$

но в случая $a_0 = 0$,

$$F(t) = A \cdot \cos \omega_1 t,$$

$$\varphi(t) = A^* \cdot e^{-nt} \sqrt{n^2 - \omega^2} t + \beta + A_2 \sin(\omega_1 t + \nu), \quad 3.105$$

където:

$$A^* = \sqrt{c_1^2 + c_2^2}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{c_1}{c_2}; \quad A_2 = \sqrt{(A')^2 + (B')^2}; \quad \theta = \operatorname{arctg} \frac{A'}{B'}$$

$$A' = \frac{(\omega^2 - \omega_1^2)A}{d \cdot [(\omega^2 - \omega_1^2) + 4n^2 \cdot \omega_1^2]}, \quad 3.106$$

$$B' = \frac{2n \cdot \omega_1 \cdot A}{d \cdot [(\omega^2 - \omega_1^2) + 4n^2 \cdot \omega_1^2]} \quad 3.107$$

$d = I_0$ –инерционен коефициент

При установеното движение практическо значение имат само принудителните трептения,

$$\varphi(t) = A_{np} \cdot \sin(\omega_1 t + \nu), \quad 3.108$$

Трептенията, предизвикани от смущаващата сила

$$F_{cm} = A \cdot \sin(\omega_1 t + \delta), \quad 3.109$$

се определят при

$$A_{np} = \sqrt{(A')^2 + (B')^2}, \quad 3.110$$

$$\varepsilon = \delta - \theta,$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \operatorname{tg}(\delta - \theta) = \frac{\operatorname{tg} \delta - \operatorname{tg} \theta}{1 + \operatorname{tg} \delta \cdot \operatorname{tg} \theta}, \quad 3.111$$

$$A_{np} = \frac{A}{d \cdot \sqrt{(\omega^2 - \omega_1^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot \omega_1^2}}, \quad 3.112$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2 \cdot n \cdot \omega_1}{\omega^2 - \omega_1^2}, \quad 3.113$$

за $k = \omega$ и $n = \omega_1$.

Изводи

1. Изведените зависимости, които позволяват да се определят силите при копаене са приведени към ротора, за да дадат възможност за якостно оразмеряване и избор на лагери и задвижване на роторното колело.
2. Зависимостите, описващи трептенията на горния строеж на багера, имат пряка зависимост от динамичните характеристики на полиспаста за повдигане на роторната стрела.
3. Изведената зависимост, определяща реакцията на забоя под роторното колело, има гранична стойност, предизвикваща задействане на т.нар. "разпадаща се шайба". Тази стойност влияе на стойността на реакцията под предните опори (т. К), заради условията за равновесие на механичната система на горното строене на багера.
4. Изведени са зависимости, позволяващи да се определи стойността на реакцията под роторното колело, предизвикваща задействане на т.нар. "разпадаща се шайба".

ГЛАВА 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА НАТОВАРВАНЕТО НА ОПОРНОТО УСТРОЙСТВО

4.1. СТАТИЧНО И ДИНАМИЧНО НАТОВАРВАНЕ НА ОПОРНИЯ ЛАГЕР И НА РАМИТЕ НА ГОРНИЯ И ДОЛНИЯ СТРОЕЖ НА БАГЕРА

4.1.1. Статично натоварване

Статичното натоварване на горната и долната рама и опорния лагер между тях се определя чрез претегляне на горния строеж на багера.

Измерването на теглото на горния строеж на багера се прави по методика, предложена от завода производител.

Под опорите A , B , C и D на горния строеж на багера се разполагат четири хидравлични крика, снабдени с тарирани манометри.

След изпълнение на необходим брой измервания (според изискванията на методиката) на силите на теглото на горния строеж, натоварващи опорите A , B , C и D се определят средните стойности на тези сили P_A , P_B , P_C и P_D .

Координатите на центъра на тежестта на горния строеж се определят по формулите:

$$X''_{ц.г.с.} = \frac{P_A \cdot X_A + P_B \cdot X_B + P_C \cdot X_C + P_D \cdot X_D}{P_A + P_B + P_C + P_D}, \text{ m} \quad 4.1$$

$$Y''_{ц.г.с.} = \frac{P_A \cdot Y_A + P_B \cdot Y_B + P_C \cdot Y_C + P_D \cdot Y_D}{P_A + P_B + P_C + P_D}, \text{ m} \quad 4.2$$

Необходимата корекция на координатите на центъра на тежестта, поради наклона на багера се прави по формулите:

$$\Delta X_{ц.г.с.} = h_{ц.г.с.} \cdot \text{tg}(\alpha_{х.г.с.}), \text{ m} \quad 4.3$$

$$\Delta Y_{ц.г.с.} = h_{ц.г.с.} \cdot \text{tg}(\alpha_{у.г.с.}), \text{ m} \quad 4.4$$

където:

$\Delta X_{ц.г.с.}$ е корекция на координатата на центъра на тежестта по ос x ;

$\Delta Y_{ц.г.с.}$ - корекция на координатата на центъра на тежестта по ос y ;

$h_{ц.г.с.}$ - височина на центъра на тежестта на горния строеж на багера над опорния лагер на въртене на горния строеж;

$\alpha_{x.г.с.}$ - ъгъл на наклона на горния строеж спрямо ос x ;

$\alpha_{y.г.с.}$ - ъгъл на наклона на горния строеж спрямо ос y ;

Ъглите $\alpha_{x.г.с.}$ и $\alpha_{y.г.с.}$ се определят от маркшайдерско измерване

$$X_{ц.г.с.} = X''_{ц.г.с.} \pm \Delta X_{ц.г.с.}, \text{ m} \quad 4.5$$

където:

знак + се приема при наклон към роторното колело;

знак – се приема при наклон към балансовата стрела.

$$Y_{ц.г.с.} = Y''_{ц.г.с.} \pm \Delta Y_{ц.г.с.}, \text{ m} \quad 4.6$$

Ако координатите имат по-големи стойности от допустимите, определени при проектирането на багера, масата на необходимата противотежест може да се определи по формулите:

$$P_{пр} = \frac{P_{г.с.} \cdot X'_{ц.г.с.} - P_{г.с.} \cdot X_{ц.г.с.}}{X_{пр} - X'_{ц.г.с.}}, \text{ kN} \quad 4.7$$

където:

$P_{пр}$ е силата на теглото на необходимата допълнителна маса, която следва да се добави към баланса, kN;

$P_{г.с.} = P_A + P_B + P_C + P_D$ - силата на теглото на горния строеж на багера, kN;

$X'_{ц.г.с.}$ - координата по ос x на силата на теглото на горния строеж, препоръчана от производителя на багера, m;

$X_{ц.г.с.}$ - координата по ос x на силата на теглото на горния строеж, получена от измерването, m ;

$X_{пр}$ - координата по ос x на силата на теглото на допълнително необходимата маса, която следва да се добави към баланса, m .

Сравнителни данни са дадени в таблица 4.1.

Таблица 4.1.

Рудник, багер SRs2000, стр.№	Начин на определяне	Сила на теглото на Г.С., $P_{г.с.}$, kN	Координати на $P_{г.с.}$		Правилно ли е балансиран горния строеж
			$X_{г.с.}, m$	$Y_{г.с.}, m$	
Трояново- север 571	теоретично	9940,18	+1,37	-0,04	дебалансиран назад – слабо
Трояново- север 571	експериментално	9998,65	+0,048	+0,014	дебалансиран напред към роторното колено - силно

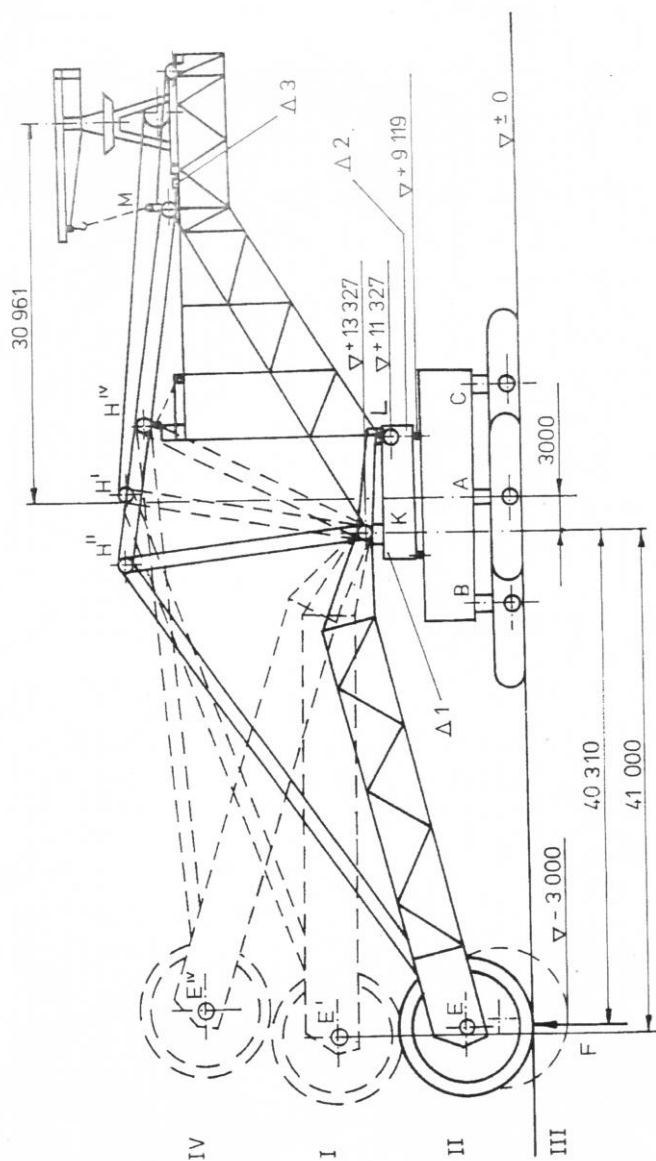
4.1.2. Експериментално определяне на реакцията под роторното колело, при която се задейства разпадащата се шайба

4.1.2.1. Общи сведения и постановка на задачата.

Багерът беше поставен в изчислително положение II (фиг.4.2).

Силата се прилагаше нарастващо от нула през около 100 kN, докато се получи начало на задействане на разпадащата се шайба, т.е. когато реакцията в точка K стане равна на нула.

Едновременно с това се отчиташе напрежението в елемент от конструкцията под кухите оси L от окачването на разпадащата се шайба.



фиг.4.2 Схема на на разположението на хидравличните цилиндри за повдигането на

Зависимостта на напрежението във функцията от силата F е дадена в таблица 4.2.

Таблица 4.2

№ по ред	Налягане в хидравличния крик, МПа	Площ на буталото на крика, cm^2	Сила F , kN	Деформация ε , μS^*	Механично напрежение, σ , Па
1	0	490,87	0	0	0
2	22	490,87	105,94	18	$37,8 \cdot 10^5$
3	41	490,87	197,43	55	$115,5 \cdot 10^5$
4	60	490,87	288,93	90	$189,0 \cdot 10^5$
5	83	490,87	399,68	129	$270,9 \cdot 10^5$
6	103	490,87	496,00	155	$325,5 \cdot 10^5$
7	120	490,87	577,85	195	$409,5 \cdot 10^5$
8	140	490,87	674,16	237	$497,7 \cdot 10^5$
9	160	490,87	770,47	265	$556,5 \cdot 10^5$
10	170	490,87	818,62	286	$598,5 \cdot 10^5$

След като силата F достигна стойност около 818,62 kN, хидравличният крик повдигаше без съществена промяна на силата F , което означаваше, че реакцията в точка K е много близка до нула и при достатъчен ход на крика разпадащата се шайба ще започне да се отваря.

Резултати от определянето на максималната стойност на силата F и тарирането на тензосъпротивителните датчици Д1 и Д2 под точки K и L :

1. Датчик Д2 под оста на окачването на разпадащата се шайба (точка L от фиг.4.2).

2. Датчик Д1 под отварящата се опора на разпадащата се шайба (точка K от фиг. 4.2).

$$\text{При } F = 818,62 \text{ kN} \quad \varepsilon = 0 \quad \alpha_p = 28970 \mu\text{S}$$

$$\text{При } F = 0 \text{ kN} \quad \varepsilon = 180 \quad \alpha_n = 29150 \mu\text{S}$$

$$\varepsilon = \alpha_n - \alpha_p = 29150 - 28970 = 180 \mu\text{S} \quad 4.8$$

* μS – микрострейн – мярка за относително удължение. 1 μS е равен на удължение 1 микрон на 1 метър

където:

- α_p - показание на тензоменричния прибор при $F = 0$ (опората K е натоварена);
- α_n - показание на тензоменричния прибор при $F = 818,62 \text{ kN}$ (опората K е разтоварена).

3. Сравнение на експериментално получените стойности на силата F , при която започва отваряне на разпадащата се шайба с теоретично пресметнати с използване на програмната система.

Измерена стойност:

$$F = 818,62 \text{ kN}$$

Пресметната стойност (формула 3.22)

$$F = 805,90 \text{ kN}$$

4.1.3. Изследване на натоварването на опорите на разпадащата се шайба

Като използваме програмната система [38] можем да пресметнем реакциите в опорните точки K и L при подемна сила под роторното колело $F = 0$ и $F = 805,90 \text{ kN}$.

От фиг.3.2 – изчислително положение II (формула 3.18):

$$L_y = 7992,42 \text{ kN}$$

$$K_y = 0 \text{ и } F = 805,90 \text{ kN}$$

Нека $F = 0$

$$L_y = 4259,64 \text{ kN}$$

$$K_y = 4539,93 \text{ kN}$$

От направеното изчисление се вижда, че при прилагане на силата F реакцията в точка K се изменя от $4539,93 \text{ kN}$ до нула, а в шарнирните опори – от $7992,42 \text{ kN}$ до $4259,64 \text{ kN}$, т.е. с $3732,78 \text{ kN}$.

Тъй като експериментът показва, че тензосъпротивителните преобразуватели имат линейна характеристика, в изследваните точки може да се определят и мащабите на осцилограмите:

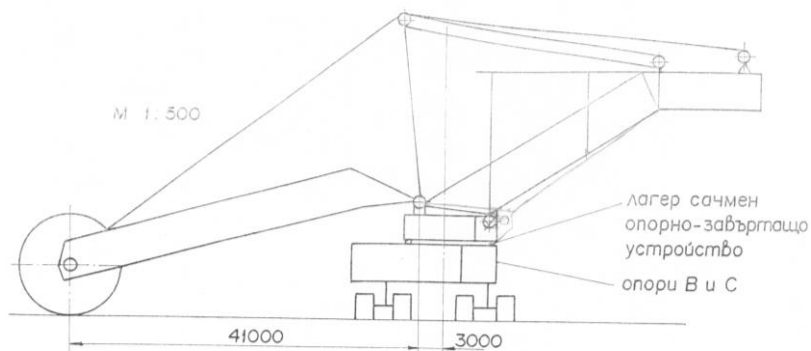
$$1\mu S = \frac{0,5 \cdot \Delta L_y}{\Delta \varepsilon} = \frac{0,5 \cdot 373278}{286} = 6,53 \text{ kN за точка } L,$$

$$1\mu S = \frac{0,5 \cdot \Delta L_y}{\Delta \varepsilon} = \frac{0,5 \cdot 453993}{180} = 12,61 \text{ kN за точка } K.$$

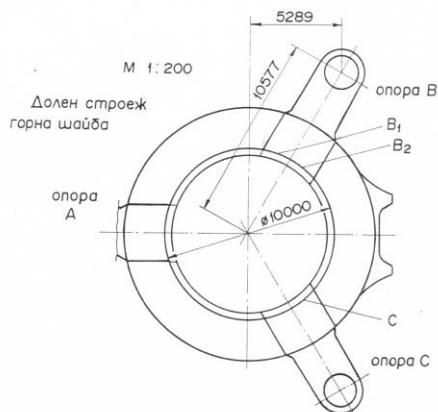
От получените мащаби се вижда, че коравината на предната опора K , в зоната на датчиците е близо два пъти по-голяма от тази в точка L .

4.1.4. Експериментално изследване на натоварването на долната рама

Местата (точките) на измерване бяха определени върху долната рама, в опорите B и C под опорния лагер фиг.4.3 а и б.



а)



б)

фиг.4.3 Положение на местата(точките) на измерване върху долната рама на багер SRs 2000, в опорите В и С под опорния лагер

Измерването беше направено чрез тензометрия. Тъй като за статично неопределени системи, каквито са изследваните рами, посоките на главните деформации и напрежения не могат да се определят предварително, във всички точки бяха залепени и използвани розетки от тензосъпротивителни датчици.

4.1.5. Резултати от измервания на деформациите и напреженията в изследваните точки от рамата на долния строеж на багера за определени положения на горния му строеж при покой

При това измерване бяха определени разликите в напрегнатото състояние на рамата в точки В и С при завъртане на горния строеж на багера на $\sim 180^\circ$.

Резултатите от измерването на деформациите в точките В₁, В₂ и С са показани в таблица 4.3.

Таблица 4.3

Датчик №	Отчетена относителна деформация, $\varepsilon_I - \varepsilon_{II}$	Мярка	Опора В		Опора С
			усилено поле	неусилено поле	неусилено поле
			розетка B_1	розетка B_2	розетка С
1	2	3	4	5	6
1	$\Delta\varepsilon_1$	μS	+15	+39	-68
2	$\Delta\varepsilon_2$	μS	-38	-66	+59
3	$\Delta\varepsilon_3$	μS	-56	-84	+68

Таблица 4.4.

Номер	Главни деформации, ε Главни направления, α Главни напрежения, σ	Мярка	Опора В		Опора С
			страна B_1	страна B_2	
1	2	3	4	5	6
1	$\Delta\varepsilon_{max}$	μS	+19,08	+52,83	+90
2	$\Delta\varepsilon_{min}$	μS	-60,08	-97,83	-90
3	α_0	$^\circ$	-13 ⁰ 7'	-17 ⁰ 38'	-20 ⁰ 30'
4	α_∞	$^\circ$	+76 ⁰ 53'	+72 ⁰ 22'	+69 ⁰ 30'
5	$\Delta\sigma_{max}$	Pa	+39,9.10 ⁵	+108,8.10 ⁵	+185,4.10 ⁵
6	$\Delta\sigma_{min}$	Pa	-123,7.10 ⁵	-201,5.10 ⁵	-185,4

4.1.6. Резултати от измервания на деформациите и напреженията в изследваните точки от рамата на долния строеж на багера при нормална работа

Това измерване имаше за цел да бъдат определени амплитудите на деформациите и напреженията в материала на изследваните точки от конструкцията на багера, като резултат от динамичното ѝ натоварване.

Резултатите от измерването на деформациите в точки B_1 , B_2 и С са показани в таблица 4.5, а в таблица 4.6 са дадени изчислените напрежения.

Таблица 4.5

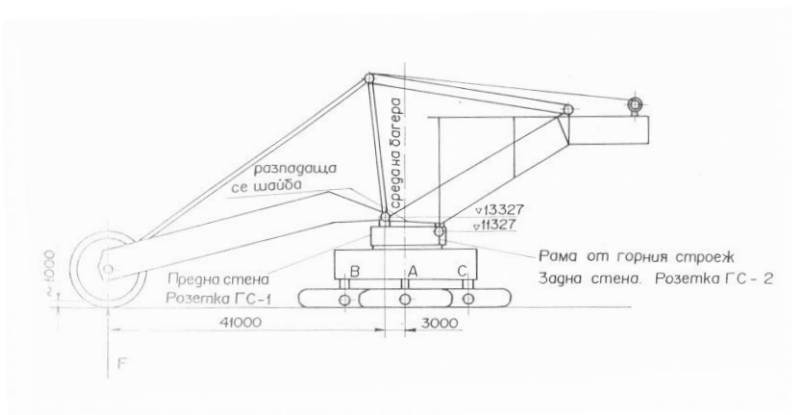
Датчик №	Отчетена двойна амплитуда на относителната деформация	Мярка	Опора В		Опора С
			усилено поле	неусилено поле	неусилено поле
			розетка В1	розетка В2	розетка С
1	2	3	4	5	6
1	$\Delta\varepsilon_1$	μS	4	15	6,5
2	$\Delta\varepsilon_2$	μS	13,5	35	25
3	$\Delta\varepsilon_3$	μS	8,5	60	40

Таблица 4.6

Датчик №	Отчетена относителна деформация, $\varepsilon_{Г-С_{II}}$	Марка	Опора В		Опора С
			усилено поле	неусилено поле	неусилено поле
			розетка В ₁	розетка В ₂	розетка С
1	2	3	4	5	6
1	$\Delta\sigma_1$	Pa	$8,4 \cdot 10^5$	$31,5 \cdot 10^5$	$13,6 \cdot 10^5$
2	$\Delta\sigma_2$	Pa	$28,4 \cdot 10^5$	$73,5 \cdot 10^5$	$52,5 \cdot 10^5$
3	$\Delta\sigma_3$	Pa	$17,8 \cdot 10^5$	$126 \cdot 10^5$	$84,0 \cdot 10^5$

4.1.7. Експериментално изследване чрез тензометрия на напрегнатото състояние на основната рама от горния строеж на багера в зависимост от дебалансирането на горния му строеж

Горната част на багера беше ориентирана по оста на движение на багера. Крикът трябваше да създаде вертикална сила, чието направление да минава през оста на роторното колело (фиг. 4.15).



фиг.4.15 Приложна точка на силата F и положение на местата(точките) на измерване върху горната рама на багер SRs 2000

Върху избраните точки от рамата на горния строеж на багера бяха монтирани две розетки от тензосъпротивителни датчици, означени с ГС-1 и ГС-2.

Резултатите от измерването са показани в таблица 4.7.

Таблица 4.7

Натоварване		Измерена относителна деформация					
		точка ГС-1 (предна)			точка ГС-2 (задна)		
		датчик №			датчик №		
		N_1	N_2	N_3	N_1	N_2	N_3
t	kN	μS	μS	μS	μS	μS	μS
1	2		4	5	6	7	8
10	98,1	-11	-17	+ 13	+7	+27	-3
20	196,2	-17	-31	+20	+8	+35	-5
30	294,3	-25	-49	+28	+11	+48	-8
40	392,4	-34	-76	+41	+14	+59	-12
50	490,5	-42	-93	+50	+14	+56	-11
60	588,6	-47	-96	+53	+16	+66	-10

Максималните деформации и ъглите на главните направления и чрез тях – максималните напрежения при натоварване 70 тона (686,7 kN) са показани в таблица 4.8.

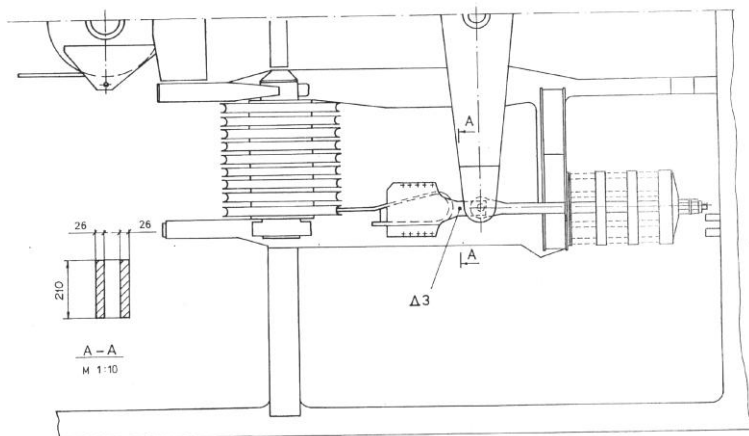
Таблица 4.8

Но мер по №	Главни деформации Главни направления Главни напрежения	Мярка [$\mu\text{m/m}$]	Рама на горния строеж	
			точка ГС-1	точка ГС-2
1	2	3	4	5
1	$\Delta\epsilon_{\max}$	μS	+175,5	+80,05
2	$\Delta\epsilon_{\min}$	μS	-164,5	-74,05
3	α_0	l^0	+34°25'	+38°
4	α_∞	l^0	+124°25'	+128
5	$\Delta\sigma_{\max}$	Pa	+361,5.10 ⁵	+164,9.10 ⁵
6	$\Delta\sigma_{\min}$	Pa	-338,9.10 ⁵	-152,5.10 ⁵

4.1.8. Експериментално изследване на силата в подемния полиспаст при покой и динамичната компонента при работа

За да се определи натоварването на подемния въжен 40-кратен полиспаст беше прието да се определи силата в един негов клон.

Разположението на тензосъпротивителните датчици и напречното сечение на ухото в мястото на датчиците е показано на фиг. 4.21.



фиг.4.21

Разликата в показанията на тензометричния прибор ще позволи да се определи натоварването на този клон от полиспаста, а чрез него може да се определи сумарната сила, натоварваща полиспаста в зависимост от това дали вдига или спуска стрелата или е в покой.

Силата в подемяния полиспаст за разглежданото положение IV (фиг.4.2) е:

$$F_{en}^{IV} = 40 \cdot F_g = 40 \cdot 112481 = 449924 \text{ kN};$$

при покой на долното стъпало (изчислително положение II) е:

$$F_{en}^{II} = 476743 \text{ kN};$$

при работа с нормално натоварване, нормална сила на рязане на долното стъпало

$$F_{en}^{II} = 540618 \text{ kN}$$

4.1.9. Динамично натоварване на опорния лагер на горната и долната рами

Коефициент на динамичност, на натоварването на опорния лагер при работа на багера

Коефициентът на динамичност се определя по формулата:

$$K_{\delta}^{o.l} = \frac{2.F_{\delta.c}^{\max}}{F_{\delta.c}^{\min} + F_{\delta.c}^{\max}}$$

където:

$K_{\delta}^{o.l}$ е коефициентът на динамичност на натоварването на опорния лагер;
 $F_{\delta.c}^{\min}$ и $F_{\delta.c}^{\max}$ са съответно минималната и максималната стойност на натоварването на опорния лагер от трептящата горна част на багера при работа, N

Коефициента на динамичност може да бъде определен и чрез напреженията в рамата непосредствено до лагера:

$$K_{\delta} = \frac{2.\sigma_e^{\max}}{\sigma_e^{\min} + \sigma_e^{\max}}$$

$$K_{\delta} = \frac{2.3130.10^4}{1870.10^4 + 3130.10^4} = 1,25$$

4.1.10. Динамично натоварване на подемното въже при работа

Коефициента на динамичност може да бъде определен чрез силите в полиспаста:

$$K_{\delta} = \frac{2.F_{BП_{\max}}^I}{F_{BП_{\min}}^I + F_{BП_{\max}}^I} = \frac{2.58436}{58436 + 54020} = 1,039$$

Изводи

1. При статичното измерване на силата на теглото на горното строене има малка разлика с теоретично получената стойност. Тази разлика се дължи в голяма степен на работата на багера повече от 30 години и многото допълнително усилвани възли по роторната стрела и роторното колело, като кофи, зъби, бункери, затварящ щит, както и материал в роторното колело и др.

2. Получените стойности за силата F под роторното колело, предизвикваща отварянето на „разпадащата шайба“ се различават с по-малко от 1 процент от теоретично изчислените, което е напълно приемливо при инженерни изчисления.

3. От получените резултати за натоварването на опорите на разпадащата се шайба се вижда, че коравината на предната опора K , в зоната на датчиците е близо два пъти по-голяма от тази в точка L .

4. Направеното изследване на напрегнатото състояние на елементи от рамите на долния и горния строеж на багера позволява да се изясни в достатъчна степен причината за появяването на пукнатини в отговорни заваръчни шевове, което е предпоставка за правилни решения на проблема.

5. В изследваните точки от рамите са констатирани промени в главните напрежения $\sigma_{\max}$ от 0 до 200.105 Pa, дължащи се на неуравновесеността на горния строеж.

6. От получените резултати за силата във въжения полиспаст се вижда, че разликата между експериментално и теоретично получената стойност на силата във въжения полиспаст е по-малка от 2,5%, което е напълно приемливо при инженерни изчисления.

7. Констатирани са също промени на главните напрежения, дължащи се на динамичността на натоварването, при което амплитудата на главните напрежения достига 126.105 Pa.

8. Измерени са също и промени в напрегнатото състояние в две точки от рамата на горния строеж чрез прилагане на повдигаща вертикална сила под роторното колело. При прилагане на сила от 70 тона (686,7 kN), $\sigma_{\max}$ достига стойности приблизително 360.105 Pa. При това изследване не беше констатирано знакопроменливо натоварване в избраните точки от рамата на долния строеж.

9. Изследването показва, че промените в напрежението на материала може да доведат до разрушенията, които се наблюдават, само при твърде продължително въздействие и умора на материала.

10. Коефициентът на динамичност, изчислен от данните за силата във въжения полиспаст е нисък при работа в слаби хомогенни глини. Ниският коефициент на динамичност се дължи и на еластичността и демпферното действие на въжения полиспаст.

ГЛАВА 5

ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ОПОРНОТО УСТРОЙСТВО. МЕТОДИКА ЗА ОРАЗМЕРЯВАНЕ

5.1. ПРЕПОРЪКИ ЗА ПРЕСМЯТАНЕ И КОНСТРУИРАНЕ НА ОПОРНИТЕ КРЪГОВИ РАМИ НА ДОЛНИЯ И ГОРНИЯ СТРОЕЖ НА БАГЕРА

Въртенето на роторното колело и роторната стрела с платформата са двете основни движения, които характеризират процеса на копаене на роторните багери. От тази гледна точка въртенето на горното строене е от особена важност за безотказна и безопасна работа на машината и нейната висока надеждност.

Фирма „Rothe Erde” , един от световните производители на лагерни опорни въртящи устройства, препоръчва долната опорна кръгова рама да се изработва със следната височина [73]:

$$h = (0, 2...0, 3) D_p \text{ - височина за малки и средни натоварвания} \quad 5.1$$

$$h = (0, 31...0, 4) D_p \text{ – височина за тежки натоварвания,} \quad 5.2$$

където:

D_p е диаметър на търкаляне на сферите на лагерния пръстен.

Руските производители препоръчват следните съотношения [48]:

$$H_{ГОКР} = (0, 2...0, 3) D_p, \quad 5.3$$

където:

$H_{ГОКР}$ - височина на горна опорна кръгова рама;

D_p - диаметър на търкаляне на сферите по лагерния пръстен;

$$H_{\text{ДОПР}} = (1,1...2) H_{\text{ГОКР}} \quad 5.4$$

където:

$H_{\text{ДОПР}}$ - височина на долна опорна кръгова рама.

Фирма „INA”, която е един от производителите на този тип лагери, дава следната формула за максималните провисвания на долната опорна кръгова рама [74]:

$$\delta_i = \frac{d_p^2 + 7d_p}{16} \quad 5.5$$

където:

δ_i е максимално допустимо провисване между опорите на долната опорна рама (в милиметри)

d_p е диаметър на търкаляне на сферите по лагерния пръстен (в метри)

Максимално допустимите провисвания за тежко натоварени мостови кранове са със стойност $1/1000$. Следва да се има предвид и собственото тегло на гредата. Тък като това изискване е най-строго, се препоръчва при проектиране на нови опорно въртящи устройства то да бъде вземано под внимание.

5.2. МЕТОДИКА ЗА ОПРЕДЕЛЯНЕ НА НЯКОИ ОСНОВНИ РАЗМЕРИ НА ОПОРНИЯ ЛАГЕРЕН ВЪЗЕЛ

При този тип лагерования, където оборотите на въртене са по-малко от 10 оборота в минута изчисленията се правят по формулите на Херц за контактни напрежения само за статична товароносимост.

1. Диаметърът на сферичното търкалящо се тяло (сачма) се избира по следната емпирична формула [48]:

$$D_c = A_1 \sqrt{G_{bc}} \quad 5.6$$

където:

G_{bc} - тегло на горното строене на багера, t;

D_c - диаметър на сачмата, m;

A_1 - безразмерен коефициент със следните стойности;

0,02 - за еднопътен лагер;

0,012 - за двупътен лагер.

2. Избор на броя сачми в лагера по условието [59]:

$$\frac{F_{\max}}{D_c^2} \leq 4 \text{ МПа}, \quad 5.7$$

където:

$F_{\max}$ – най-често срещащо се максимално натоварване, което възниква по време на работа на сачма от лагера, N;

D_c – диаметър на сачмата, mm.

3. Определяне на широчината на лагерния сегмент b [26].

Изчисленията се извършват с натоварване:

$$P_1 = 2P_{cp}, \quad 5.8$$

$$P_{cp} = \frac{G_{GC}}{\pi D_{\lambda}} \quad 5.9$$

където:

P_{cp} - средно натоварване на кръга на търкаляне;

P_1 - натоварване на единица дължина от кръга на търкаляне при ексцентрицитет, N/mm.

$$e = 0,25D_{\lambda}, \quad 5.10$$

където:

D_{λ} - диаметър на лагера по кръга на търкаляне, mm;

e - радиус на централното ядро на опорния кръг.

За ширината на сегмента b изхождаме от равенството:

$$lb = \frac{P_1 l}{P_{\text{дон}}} K_{\text{д}} \quad 5.11$$

$$b = \frac{P_1}{P_{\text{дон}}} K_{\text{д}} \quad 5.12$$

където:

b - широчина на сегмента, mm;

$P_{\text{дон}}$ - допустим повърхностен натиск, Pa;

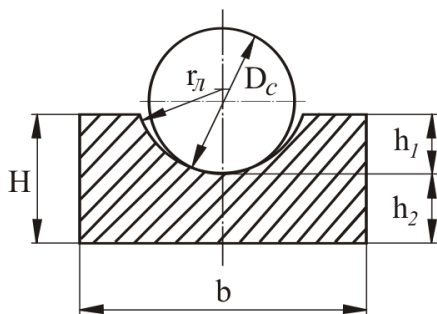
$K_{\text{д}} = 1,05 \dots 1,15$ - коефициент на динамичност при работа между горна и долна опорни кръгови рами.

4. Избор на материал:

Сачмите се изработват от лагерни стомани по DIN (100Cr6, 105CrMn5 и др.) или по ГОСТ (ШХ15, ШХ15СГ), като твърдостта на сачмите е в границите $HR_C = 60 \dots 65$.

Сферичните пътища за търкаляне се изработват в Германия от следните предпочитани марки стомани 42CrMo4V, Сk45N, Сk60N. Най- използвана е първият вид. В бившата ГДР освен горните марки стомани, е ползвана стомана -50CrV4V (на багер SRs 2000)

5. Основни размери на напречното сечение.



фиг. 5.2 Основни размери на напречното сечение на лагерния пръстен

$h_1 = 0,2D_c$ – височина на реборда на лагера, mm.

Тази височина се избира по конструктивни съображения на база съществуващи такива лагери.

$r_{\lambda} = 0,525D_c$ - радиус, с какъвто се изработва канала за търкаляне на съчмата.

Височината h_2 е височина на напречното сечение под сачмата до основата на лагерния пръстен. Тя се избира след пресмятане на контактна якост по формулите на Herz – Беляев, ползвани от фирма „INA“, производител на лагери [62]:

$$P_{\max} = \frac{1}{\xi \eta^3} \sqrt[3]{\frac{3FE^2(\sum K)^2}{8\pi^3(1-\nu^2)^2}}, \text{ N/mm}^2 \quad 5.13$$

$P_{\max}$ е максимално контактно напрежение.

$$a = \xi^3 \sqrt[3]{\frac{3F(1-\nu^2)}{E \sum K}}, \text{ mm} \quad 5.14$$

a е полуос на елипсовидната контактна площадка.

$$b = \eta^3 \sqrt[3]{\frac{3F(1-\nu^2)}{E \sum K}} \quad 5.15$$

b е втората полуос на елипсовидната контактна площадка.

$$\sum K = \frac{2}{d_w}(2-S) \quad 5.16$$

$\sum K$ е коефициент, чиято стойност зависи от кривините на контактуващите тела.

$$S = \frac{d_w}{2r_{\lambda}} \quad 5.17$$

S отношение между диаметъра на сачмата и диаметъра на лагерния канал.

$$\cos \tau = \frac{S}{2 - S} \quad 5.18$$

$\cos \tau$ помощен коефициент, който се определя на база кривините на контактуващите тела.

Така изчислената стойност на $\cos \tau$ служи за определяне величините на ξ , η и ψ/η от специализирани таблици [62].

Останалите величини са :

$E = 2,10 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ - модул на еластичност

$\nu = 0,3$ – коефициент на Пуасон за стомана

В горните формули $F = F_{\max}$, където $F_{\max}$ в N е най-често срещащото се максимално натоварване на сачма

6. Максимално контактно напрежение:

$$P_{\max} \leq P_{\text{дон}} \leq 1,67 R_{p0,2} \quad 5.19$$

където:

$P_{\text{дон}}$ - допустимо напрежение;

$R_{p0,2}, \text{ N/mm}^2$ - граница на провлачване

на термообработения (с подобрени качества)
материал.

7. Проверка за площта на контактната елипса:

$$S_{\text{ел}} = \pi ab \geq \frac{F_{\max}}{R_{0z}}$$

където:

$S_{\text{ел}}$ - площ на контактната елипса, mm^2 ;

a - голяма полуос, mm ;

b - малка полуос, mm

$F_{\max}$ - най-често срещащо се максимално натоварване, което възниква по време на работа на сачма от лагера, N .

8. Определяне на височината на лагерния пръстен:

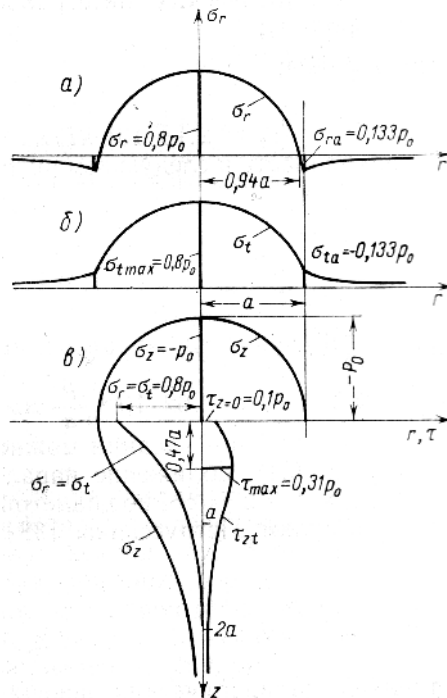
При $a > b$ $h_2 \geq 5a$

При $a < b$ $h_2 \geq 5b$

Основание да се приеме предложения минимален размер на $h_2 \geq 5a$, където a е дължина на по-голямата полуос на елипсовидната площадка е изложеното в [41].

9. Разпределяне на напреженията в областта на контакта

На фиг.5.3 са показани разпределението на напреженията на повърхността и по оста Z при контакт на сачма с равнина.



фиг. 5.3. Разпределение на напреженията в петното на контакта и в дълбочина на материала на лагерния пръстен

Както се вижда от графиката нормалните напрежения на повърхността на контакта σ_r и σ_t са равни на $0,8P_{\max}$. От контактната повърхност надолу тези напрежения намаляват и при $Z = 2a$ стават незначителни. Напрежението σ_z на повърхността на контакта е $\sigma_{z\max} = P_{\max} = P_0$.

Отначало σ_z бавно намалява, а от дълбочина $Z = 0,5a$ започва да пада по-бързо. При $Z = 2a$ $\sigma_z = 0,2P_{\max}$.

При $Z = 2a$ напрежението σ_z става незначително.

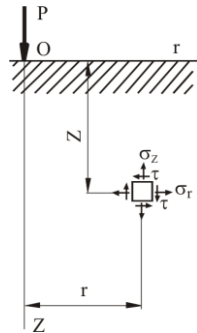
Тангенциалните напрежения на повърхността имат стойност:

$$\tau_{z=0} = \frac{1}{2}(\sigma_{z\max} - \sigma_{r\max}) = \frac{1}{2}(P_{\max} - 0,8P_{\max}) = 0,1P_{\max} \quad 5.20$$

На дълбочина $Z = 0,47a$ имаме максимална стойност на $\tau = 0,31P_{\max}$. С увеличаване на дълбочината тангенциалните напрежения τ падат и при $Z > 3a$ са незначителни.

10. Проверката на напреженията σ_z в дълбочина по оста Z :

$$\sigma_z = -1,5 \frac{F_{\max} z^3}{\pi R^5} \quad 5.21$$



фиг. 5.4. Схема за определяне на разпределението на напреженията в дълбочина по оста Z

където:

$$R = \sqrt{z^2 + r^2} \quad 5.22$$

Формулата важи само за точки, които не са в близост с приложената съсредоточена сила $F_{\max}$ [47].

Освен горе изложеното за определяне височината h_2 от опорната повърхност до контакта на сачмата с опорния пръстен може да се ползва формулата (5.22a) – [10]. Тази формула за определяне напрежението под центъра на контакта по оста z е получена от В. М. Макушин.

$$\frac{\sigma_z}{p_0} = - \frac{1}{(1 + \xi^2)(1 + \beta^2 \xi^2)} \quad 5.22a$$

където:

$p_0 = p_{\max}$, изчислено по формула 5.13 от [61].

$\xi = \frac{z}{b}$, безразмерна дълбочина

$\beta = \frac{b}{a}$, отношение на дължините на полуосите на

контактната елипса

При изчислени полуоси и $p_{\max}$ се задава величината z , съответно на очакваната височина h_2 . След проверочното изчисление, ако за зададено h_2 напрежението σ_z се различава чувствително от пресметнатия повърхностен натиск, то се задават нови стойности z съответно h_2 и се преизчислява.

Контактните напрежения при $Z = 2a$ са $\sigma_z = 0,2P_{\max}$. Обикновено $P_{\max}$ е в границите от 1300 до 1800 N/mm^2 , т.е. при $Z = 2a$ $\sigma_z = 260...360$ N/mm^2 . Това напрежение е все

още доста високо за опорния пръстен. При това лагерът на въртенето поема хоризонталните и вертикални сили в процеса на копаенето. Ето защо е целесъобразно разстоянието от контактната площадка до основата на лагерния пръстен да се приема в границите:

$$h_2 = (5...8)a, \text{ mm} \qquad 5.25$$

5.3. ИЗИСКЕАНИЯ КЪМ ИЗРАБОТКАТА И МОНТАЖА НА ЛАГЕРИТЕ ЗА ВЪРТЕНЕ НА БАГЕРИТЕ

Лагерите с по-малки размери дават възможност по-лесно да се транспортират и монтират на място и затова се изработват цели.

Основна част от лагерите са с големи размери и е наложително да се изработват като съставни. При тях, за да се избегне развалцоването в местата на стиковането между отделните сегменти вследствие действието на контактните напрежения, в края си сегментите са освободени на разстояние, по-голямо от $2a$ (ос на контактната площадка). По този начин се освобождават от натоварване сачмите в мястото на стиковката.

Лагерните сегменти се изработват от ковани и подобрени стоманени заготовки. След механичната си обработка пръстените се закаляват газопламъчно или индукционно с ТВЧ, след което се обработват механично до точни размери чрез шлайфане.

Съвсем минимални отклонения от равнинността на основата, върху която ляга лагера, дават големи разлики в натоварванията върху сачмите, поради което от особена важност е точността, с която са изработени лагерите и носещите им конструкции. Независимо от всичко, все пак малки отклонения от равнинността остават, които се отстраняват, като подлагерната основа се покрива със специална саморазливаща се смола, която в последствие се втвърдява. Смолата трябва да има достатъчна якост и еластичност, за да може да поеме натоварването от лагера на въртенето.

Провисванията между опорите на долна опорна кръгова рама се компенсират чрез монтиране на специални подложки с различна дебелина под лагера така, че да се запази максимално

равнинността на лагера. Подложките могат да бъдат от различен материал, като стомана, гума.

По същия начин се постъпва и с горна опорна рама.

Сегментите се подреждат по такъв начин, че в очакваното най-голямо провисване на долна опорна кръгова рама да има стиковка на сегментите. Сачмите се подреждат, като се почне от сачмата с най-голям размер. Отляво и отдясно се продължава нареждането на сачми със западащ размер по диаметър.

5.4. ИЗИСКВАНИЯ ЗА ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА ЛАГЕРИТЕ ЗА ВЪРТЕНЕ НА ГОРНОТО СТРОЕНЕ НА РОТОРНИТЕ БАГЕРИ И ВАРИАНТИ ЗА РЕМОНТ

Лагерът за въртене на горното строене на роторните багери е един от най-важните елементи на машината. Той се намира постоянно в работа, независимо дали багерът работи или не.

При конструирането на лагера на въртене се търси максимален срок на работа не по-малък от десет години. Срокът на живот на лагера по възможност трябва да бъде кратен на живота на багера, т.е. при живот на багера от 30 години, лагерът да бъде сменен не повече от два пъти – на десетата и двадесетата година. Тези срокове са валидни, когато машината достигне своята годишна производителност по заложените параметри от производителя. Най-добрият случай е когато живота на лагера е равен на живота на машината.

Често при експлоатацията на лагера се наблюдава появата на язви и отлющвания на материала от горните и долните лагерни сегменти и сачми. Това е признак, че контактните напрежения са над допустимите за материала, от който са изработени лагерните сегменти и сачмите. Наблюдават се и сачми, които са загубили своята форма. Това означава, че носещите горна и долна опорни кръгови рами са с неподходяща коравина. Вследствие на това сачмите остават или без товар, или се претоварват и спират въртенето си. Получава се триене при плъзгане, вместо триене при търкаляне, при което по сачмата се получават площадки от износването и тя губи формата си. Същото се наблюдава и при замърсен със спечен въглищен прах и липса на мазане лагер.

Други чести повреди са скъсани заварки, поява на пукнатини и местни деформации по горна и долна опорни кръгови рами. Причините за появата на тези повреди могат да бъдат следните:

- недостатъчна коравина на горна и долна опорни кръгови рами
- грешки, допуснати при монтажа на машината, например некачествено нивелиране на опорните повърхности на лагера, некачествено изпълнени заварки
- ползване на несъответстващи на изискванията и некачествени материали с дефекти като разслоявания, прищипвания и микропукнатини.
- в процеса на експлоатацията при ремонтни и други дейности често се променя балансирането на машината спрямо оста на въртене. При измерванията, които се правиха на 13 броя машини в мини „Марица-Изток”, се констатира, че само три са в добро състояние.

Центърът на тежестта на багерите SRs2000 при покой трябва да бъде 1050 мм от оста на въртене по посока на балансната стрела. За да бъде възстановено положението на центъра на тежестта, се налага на някои от машините да се постави допълнителен баласт от 30 тона или да се приемат конструктивни промени по тях.

Стремежът на конструкторите и статиците при проектирането е по време на работа центърът на тежестта на горното строене да бъде с минимални отклонения от оста на въртене.

Когато центърът на тежестта на горното строене е в близост до максимално допустимия ексцентритет за багер SRs2000

$$e = \frac{D_{\text{Л}}}{4} = e_{\text{max}} = 0,25D_{\text{Л}}, \text{ m} \quad 4.26$$

то 1/3 от дължината на долната опорна кръгова рама поема около 50 % от тежестта на горното строене. По време на работа на багера, когато центъра на тежестта е близо до $e = 0,25D_{\text{Л}}$ на лагера, крайните сачми на лагера са натоварени максимално. Техният товар се предава на долния лагерен пръстен. Постоянната работа с така изместен център на тежестта

предизвиква претоварване, умора на материала, от което лагера на въртенето по-бързо се поврежда. По горна и долна опорни рами вследствие на претоварването се появяват повреди по заваръчните шевове, пукнатини в основния материал, а понякога и местни деформации.

След установяване на изместване центъра на тежестта напред в посока към роторното колело, трябва да се работи с по-малки натоварвания на роторното колело.

Срутванията на земни маси върху роторното колело по време на работа също може да предизвика моментно свръхнатоварване на лагера за въртенето на горното строене и горна и долна опорни кръгови рами. Такъв е случаят в мини „Марица-Изток” с багер SRs2000, инвентарен № 242, където възстановителните работи продължиха около три месеца.

От особена важност при експлоатацията на лагера за въртенето е грижата за поддръжка уплътненията на лагера с цел недопускане замърсяване на каналите на търкаляне с прах от въглища, пръст и вода. Мазането най-често се осъществява автоматично с помпа за локално мазане с няколко извода. Гресите, които се използват, обикновено са с противозадирни присадки, влагоустойчиви и с добра пластична якост. Лагерът за въртенето трябва най-малко два пъти в годината да се почиства основно и да се проверява за повредени сачми.

Лагерът за въртенето на горното строене е отговорен и скъпоструващ възел от машината и неговата дълготрайност и пригодност за ремонт е от особена важност. Подмяната на този вид лагер за багер SRs2000 трае около 10-15 работни дни. В мини „Марица-Изток” са разработени досега два варианта за ремонт на такъв вид лагери, които се състоят най-общо в следното:

- продълбочаване канала, по който се търкалят сачмите и подлагане подложка под лагерните сегменти, равна на отнетия материал при оформянето на новия канал за търкаляне. Диаметърът на сачмите се запазва същият.
- продълбочаване канала, по който се търкалят сачмите и преработката му за монтаж на сачма с по-голям диаметър, като се съблюдава височината на лагерния комплект да се запази равна на оригиналната. За повърхностната термообработка на лагерните сегменти в мини „Марица –Изток” се използва установка с ТВЧ.

5.5. ТЕОРЕТИЧНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА НАПРЕЖЕНИЯТА В КОНТАКТНАТА ОБЛАСТ ПОД ЕДНА САЧМА НА ЛАГЕРА НА ВЪРТЕНЕТО НА БАГЕР SRs 2000

В таблица 5.1 са дадени изчисленията за оригинално изпълнения лагер и още два варианта със сачма с диаметър 200 mm (едноредов лагер) и с диаметър 120 mm (двуредов лагер). Сравнителните изчисления са водени съгласно формулите в раздел 5.2.

Таблица 5.1

Диаметър на сачмата, [mm]	Брой сачми	Fmax, [N]	Fmax/Dc ² , [MPa]	Pmax, [N/mm ²]	a, [mm]
150	190	115 000	5,100	1 724,39	15,13
200	146	149 589	3,700	1 506,20	18,47
120	440	49 636,36	3,446	1 490,67	10,758

От таблицата е видно, че добри резултати, според изложената в раздел 5.2 методика, се получават за двуредов лагер с два реда сачми по 220 броя в ред.

Теоретично определяне на напреженията под една сачма от опорен лагер със 192 сачми и диаметър 150 mm

Изходни данни:

Маса на горния строеж – 1040 t.

При работно състояние с най-често срещащо се максимално работно натоварване:

$$\Sigma q = 115 \text{ kN}$$

$$a = 15,324 \text{ mm}$$

$$b = 2,135 \text{ mm}$$

$$P_{\max} = 1679,149 \frac{N}{mm^2}$$

Теоретично определяне на напреженията под една сачма от опорен двуредов лагер с 440 сачми и диаметър 120 mm

Исходни данни:

Маса на горния строеж – 1040 t.

При работно състояние с най-често срещащо се максимално работно натоварване:

$$0,5 \cdot \Sigma q = 48,663 \text{ kN}$$

$$a = 10,688 \text{ mm}$$

$$b = 1,489 \text{ mm}$$

$$P_{\max} = 1460 \frac{N}{mm^2}$$

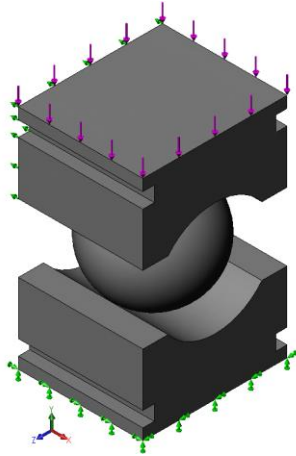
5.6. ТЕОРЕТИЧНО ОПРЕДЕЛЯНЕ НА НАПРЕЖЕНИЯТА В КОНТАКТНАТА ОБЛАСТ ПОД ЕДНА САЧМА НА ЛАГЕРА НА ВЪРТЕНЕТО НА БАГЕР SRS 2000

Методиката на симулационното компютърно изследване се състои в провеждане на серия от компютърни симулации в среда на CAE-програмата COSMOSWorks при дефиниране на граничните условия и натоварване за уточнените работни режими на обекта. Схематично съдържанието на разглежданата методика може да бъде представено така:

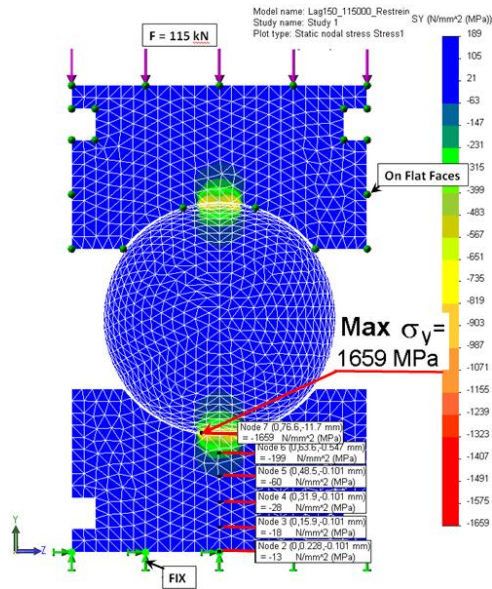
- създаване на тримерен CAD-модел на елемент от опорния лагер
- определяне на параметрите на работните режими за които ще се извършва изследването
- избор на програмната система за CAE – анализ
- дефиниране на граничните условия (степените на свобода) и натоварването
- получаване на графичните и числени резултати, който характеризират деформационно-напреженовото състояние на изследвания обект
- анализ на резултатите с оглед на разпределението на стойностите на напреженията

Компютърното приложение на метода на крайните елементи, с което е реализиран представения по-нататък структурен деформационно-напреженов FE-анализ е програмата COSMOS Works, а 3D-CAD-моделът е създаден със SolidWorks 2008.

На фигура 5.7 е показан общия вид на CAD-CAE модела на елемента от опорния лагер, използван в изследването. На фигура 5.8 е показано разпределението на нормалните напрежения в сечение преминаващо през оста на сачмата и перпендикулярно на посоката на търкаляне по гивната.

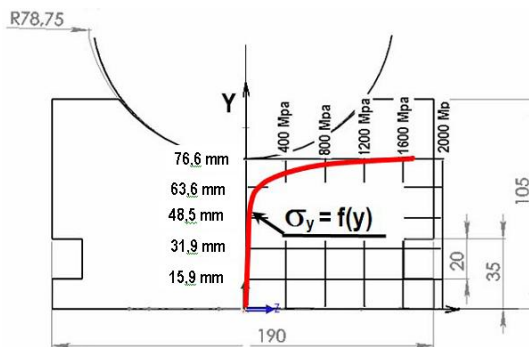


фиг. 5.7. CAD-CAE-модел на елемент от еднореден лагер със сачма с диаметър 150 mm с изобразени в общ вид координатна система, натоварвания и ограничения на степените на свобода.



фиг. 5.8. Напречно сечение на CAE-модела с резултати за нормалните напрежения σ_y по оста Y

На фигура 5.9 е изобразена графично $\sigma_y = f(Y)$.



фиг. 5.9. Функция на изменение на нормалното напрежение σ_y от разстоянието до контактната повърхност.

Получаването на данни за градиента на $\sigma_y = f(Y)$ се обосновава от нуждата за по-добро познаване на разпределянето на напреженията в гивната под региона на контакта между сачмата и самата гивна, с цел по-точното определяне на възможната дълбочина на отнемане на материал от повърхността на търкаляне при ремонт на лагерния възел.

Получените резултати за напреженията в областта на контакт между сферичен търкалящ се елемент и тороидален канал на лагерната гивна са близки до аналитично получените по методика за пресмятане, която се базира на теорията на Херц-Беляев и се използва от всички производители на такива лагери. Възможността да бъде получена $\sigma_y = f(Y)$ може да се приложи за прецизиране на границата на допустимото намаляване на дебелината на лагерните гивни. Дадения метод позволява да бъде определено и напреженово деформационното състояние на всички елементи на лагера, което дава ясна представа за влиянието на конструктивното изпълнение на лагерния възел върху разпределянето на напреженията и деформациите.

Предложеният метод за моделно изследване на деформации и напрежения може да се използва за изследване и на други конструкции на лагерни опори, като такива с двуредови сачмени или ролкови лагери.

В заключение може да се обобщи, че компютърното моделно изследване, базирано на CAD-CAE приложение на метода на крайните елементи е ефективен подход в процеса на проектиране, конструиране и определяне на ремонтния ресурс на опорните лагерни възли в тежката минна механизация.

Изводи

1. Въз основа на ползваните литературни източници и известния от курса по “Съпротивление на материалите” метод за оразмеряване на греди по допустимо провисване е предложено долната опорно кръгова рама да се раздели на отделни греди между опорите към ходовия механизъм, като отношението:

$$\frac{f_{\max}}{l} \leq 0,001$$

където $f_{\max}$ е максималното провисване на гредата, mm; l – разстоянието по дъга между опорите, mm.

2. Направени са изчисления на контактните напрежения по теорията на Херц за използвания сега лагер, както и за вариант на двуредов лагер, които показват че стойностите на контактните напрежения за еднореден лагер са по-големи от тези за двуредов.

3. Методиката за определяне на някои основни размери на опорния лагер дава основание е да се твърди, че височината на лагерната пъточка h_2 може да бъде от 5 до 8 пъти дължината на голямата ос на елипсата на контакта a .

4. Методиката може да се използва при проектиране и конструиране на лагери, както и за практически цели при ремонти за определяне на дълбочината на удълбаване на улея на търкаляне.

5. Дадени са насоки по отношение правилната експлоатация на опорния лагер и грижите, които трябва да се полагат за него.

6. Дадени са насоки за ремонта на опорния лагер.

7. Резултатите, получени от симулационно моделното изследване на елемент от опорния лагер за напреженията в областта на контакта между сферичен търкалящ се елемент и тороидален канал на лагерната гривна са близки до аналитично получените по методика за пресмятане, която се базира на теорията на Херц-Беляев и се използва от всички производители на такива лагери.

8. Данните получени за $\sigma_y = f(Y)$ могат да се приложат за прецизиране на границата на допустимото намаляване на дебелината на лагерните гривни.

9. Възможността да бъде определено напреженово деформационното състояние на всички елементи на лагера

дава ясна представа за влиянието на конструктивното изпълнение на лагерния възел върху разпределението на напреженията и деформациите.

10. Предложеният метод за моделно изследване на деформации и напрежения може да се използва за изследване и на други конструкции на лагерни опори, като такива с двуредови сачмени или ролкови лагери.

ОБЩИ ИЗВОДИ

1. Направено е теоретично изследване на натоварването на опорния лагер за багер SRs 2000.28.3.0:
 - а. Статично натоварване
 - б. Динамично натоварване
2. Изведени са зависимости, които позволяват да се определят силите при копаене.
3. Изведени са зависимости, описващи трептенията на горния строеж на багера.
4. Изведени са зависимости, позволяващи да се определи стойността на реакцията под роторното колело, предизвикваща действие на т.н. "разпадаща се шайба".
5. Направено е експериментално изследване на натоварването на опорния лагер при покой.
6. Направено е експериментално определяне на стойността на реакцията под роторното колело, при която се действа т.н. "разпадаща се шайба".
7. Направено е експериментално определяне на механични напрежения в елементи от опорните рами на горния и долния строеж на багера.
8. Експериментално изследване на силата в подемния полиспаст при покой и динамичната компонента при работа.
9. Направено е експериментално определяне на статичното натоварване на опорния лагер от силата на теглото на горния строеж на багера и определяне на координатите им.
10. Направено е сравнение на теоретично и експериментално получените данни за един и същи багер.
11. Въз основа на ползваните литературни източници и известния от курса по "Съпротивление на материалите" метод за оразмеряване на греди по допустимо провисване е предложено долната опорно кръгова рама да се раздели на отделни греди между опорите към ходовия механизъм, като отношението $\frac{f_{\max}}{l} \leq 0,001$,

където f_{max} е максималното провисване на гредата, mm;
 l – разстоянието по дъга между опорите, mm.

12. Направени са изчисления на контактните напрежения за използвания сега лагер по теорията на Херц за контактните напрежения, както и за два нови варианта – с използване на двуредов и едноредов лагер.

Същото изчисление е направено и по метода на крайните елементи.

13. Предложена е методика за определяне на някои основни размери на опорния лагер, които могат да се използват за практически цели при ремонти.
14. Дадени са някои насоки по отношение правилната експлоатация на опорния лагер и грижите, които трябва да се полагат за него.

ГЛАВА 6

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При разработването на настоящата дисертационна работа са направени теоретични и експериментални изследвания на натоварването на опорния лагер на въртенето и на долната и горна пръстеновидни рами и част от получените резултати намират приложение при уравновесяването на горния строеж на багерите.

Постигнатите резултати, систематизирани в изводите към дисертационната работа показват, че поставените задачи са решени и формулираната в Глава 2 цел е постигната.

Получените, при разработването на дисертацията, резултати може да се класифицират в няколко основни групи:

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ:

1. Изведени са теоретични зависимости за определяне на натоварването на опорно завъртащото устройство от силите при копаене, от дебалансирането на горния строеж на багера и от динамиката на процеса копаене, резултатите от изчисленията по които са достатъчно близки до експериментално определените.
2. Предложена е методика за статично уравновесяване на роторен багер.

3. Предложена е методика за определяне на основни размери на опорния лагер.

4. Създадена е методика за определяне на напреженията и тяхното разпределение в дълбочина на лагерния пръстен чрез симулационно моделно изследване, базирано на CAD-CAE приложението на метода на крайните елементи.

ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ:

1. В резултат на изследване на трептенията на работната стрела и на горния строеж на роторните багери SRs 2000 са получени данни за свободните и принудени трептения във вертикалната равнина.

2. Изяснени са причините за напукване на заваръчните шевове на долната рама под опорния лагер.

3. Изяснено е и влиянието на ексцентрицитата на теглото на горния строеж върху натоварването на опорния лагер и пръстеновидните рами на долния и горния строеж на багера.

4. Теоретично и експериментално е определена стойността на реакцията под роторното колело, при която се задейства т.нар. “разпадаща се шайба”.

5. В избрани точки от долната и горна платформи експериментално е изследвано напрегнатото им състояние.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ТЕМАТА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. Дичев, Н., П.Недялков. Компютърно изследване на динамичното натоварване на механичната система на роторен багер тип SchRs-2000. Международна годишна сесия на МГУ, т.49, св.III, София, 2006 г.

2. Цветков, К., Н.Дичев. Изследване натоварването на опорния кръг на роторен багер с неизтласкваща се стрела тип SchRs-2000. Международна годишна сесия на МГУ, т.49, св.III, София, 2006 г.

3. Илиев, З., Д.Ташева, Н.Дичев, А.Кинов. Програма за определяне на натоварването на опорния лагер на въртенето на горния строеж при роторни багери SRS 2000.28.3 (2x500 KW)+VR. Международна годишна сесия на МГУ, т.50, св.III, София, 2007 г.

4. Дичев, Н., Д.Тодоров. Определяне на натоварването върху долния пръстен на лагера на въртене на горното

строе на багерите SRs 2000 в Мини “Марица-изток” ЕАД.
“Минно дело и геология” – бр.10/2007 г.

5. Дамянов, Ц., Н.Дичев. Сравнителен анализ на аналитичните и CAD-CAE методи за определяне на контактните напрежения в сачмените търкалящи лагери, използвани при минните роторни багери. Международна годишна сесия на МГУ, т.52, св.III, София, 2009 г.

ЛИТЕРАТУРНА СПРАВКА

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины, Москва, „Машиностроение“, 1984.
2. Александров В. М., Б. Л. Ромалис. Контактные задачи в машиностроении, Москва, „Машиностроение“ 1980.
3. Беляев Н. М. Сопротивление материалов, Москва, Государственное издательство физико-математической литературы, 1962.
4. Бонев Димитър. Допустими напрежения в машиностроенето, София, изд. „Техника“, 1967.
5. Вайнон А.А. Подъемно-транспортные машины, Москва, „Машиностроение“, 1975.
6. Вальчихин Ю. А. Влияние погонов на долговечность работы шаровых опорно-поворотных устройств, Вестник машиностроения, № 2, 2004.
7. Василев Д., З. Михалков, В. Василев. Минни машини, София, 2003.
8. Вершинский А. В., М. М. Гохберг, В. П. Семенов. Строительная механика и металлические конструкции, Ленинград, „Машиностроение“ Ленинградское отделение, 1984.
9. Волков Д. П., В. А. Черкасов. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей, Москва, „Машиностроение“, 1969.
10. Галахов М. А., А. Н. Бурмистров. Расчет подшипниковых узлов, Москва, „Машиностроение“, 1988.
11. Гарбузов З. Е., В. К. Ильгисонис, Г. А. Мутушев, Г. Б. Нарец, Л. Е. Подборский, В. П. Успенский. Землеройные машины непрерывного действия, Москва, Ленинград, Машиностроение, 1965.
12. Годишник на Минно-геоложия университет „Св. Иван Рилски“ – София, том 49, св. III: Механизация, електрификация и автоматизация на мините, София, изд. къща „Св. Иван Рилски“, 2006.
13. Горовой А. И. Ремонт роторных экскаваторов и комплексов, Москва, „Недра“, 1978.
14. Горнотранспортное оборудование карьеров, Сборник, Киев, „Техніка“, 1971.
15. Горные, строительные и дорожные машины (республиканский межведомственный научно-технический сборник № 7), Киев, „Техніка“, 1968.
16. Горные, строительные и дорожные машины (республиканский межведомственный, научно-технический сборник № 13), Киев, „Техніка“, 1972.

17. Горные, строительные и дорожные машины (республиканский межведомственный научно-технический сборник № 14), Киев, „Техніка”, 1972.
18. Горные, строительные и дорожные машины (республиканский межведомственный научно-технический сборник № 21), Киев, „Техніка”, 1976.
19. Горные, строительные и дорожные машины (республиканский межведомственный научно-технический сборник № 26), Киев, „Техніка”, 1978.
20. Горные, строительные и дорожные машины (республиканский межведомственный научно-технический сборник № 34), Киев, „Техніка”, 1982.
21. Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины (республиканский межведомственный научно-технический сборник № 41), Киев, „Тэхніка”, 1988.
22. Гринкевич П. С. Строительные машины, Москва, „Машиностроение”, 1975.
23. Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Том 1, Москва, „Машиностроение”, 1968.
24. Дивизиев Владимир Й. Товароподемни машини, София, ДИ „Техника”, 1966.
25. Домбровский Н. Г. Многоковшовые экскаваторы. Конструкции, теория и расчет. Москва, „Машиностроение”, 1972.
26. Захариев Крум, Георги Димчев, Иван Иванов, Георги Георгиев. Лагерни възли с търкалящи лагери, София, „Техника”, 1992.
27. Кинов А. Д. Дисертация „Усъвършенстване на работния процес на роторните багери”, 1994.
28. Кисьов Иван. Наръчник на инженера, част II-Механика, София, „Техника”, 1965.
29. Когаев В. П., Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. Москва, „Машиностроение”, 1985.
30. Коларов И., Н. Коцев, С. Стойчев. Метални конструкции на подземнотранспортни и строителни машини (Ръководство за лабораторни упражнения). София, „Техника”, 1990.
31. Колесников Е. Ф., Г. В. Ничке, А. В. Осипенко. О распределении нагрузок в шариковых опорно-поворотных устройствах. Киев, „Техника”, 1972.
32. Конструирование крупных машин, Выпуск II Экскаваторы, Уралмашзавод, Научно-исследовательский институт тяжелого машиностроения, Москва, Машгиз, 1963.
33. Косилова А. Г., М. Ф. Сухов. Технология производства подъемно-транспортных машин, Москва, „Машиностроение”, 1972.
34. Костов Константин Г., Торком Е. Мечикян, Теодор Б. Недев, Асен М. Янев, Людмила Д. Андонова, Борислав Т. Борисов, Иван Т. Иванов. Избор на материали и якостно оразмеряване в машиностроенето, София, ДИ „Техника”, 1988.
35. Левина З. М., Д. Н. Решетов. Контактная жесткость машин, Москва, „Машиностроение”, 1971.
36. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие. Книга 2. Москва, „Машиностроение”, 1988.
37. Отчет по договору № 4 на НИС при МГУ № 1765, 2002.

38. Отчет по договор № 1836. Архив на НИС при МГУ, 2004.
39. П е р е л ь Л. Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник. Москва, "Машиностроение", 1983.
40. П е т у х о в П. З. , Г. П. К с ю н и н, Л. Г. С е р л и н. Специальные краны, Москва, "Машиностроение", 1985.
41. П и н е г и н С. В., Контактная прочность и сопротивление качению, Москва, "Машиностроение", 1969.
42. П и с а р е в Алекси М., Цветан Н. П а р а с к о в, Стефан Н. Б ъ ч в а р о в. Курс по теоретична механика, II част Динамика , София, "Техника", 1988.
43. П о д э р н и Р. Ю., Механическое оборудование карьеров, Москва, Издательство московского государственного горного университета, 2003.
44. П о д э р н и, Р. Ю. , Горные машины и комплексы для открытых работ, Москва, "Недра", 1971.
45. Расчет и оптимизация изделий машиностроения: Сб. научных трудов, Свердловск, Академия наук СССР, Уральский научный центр, 1987.
46. Р у д е н к о Н. Ф., М. П. А л е к с а н д р о в, А. Г. Л ы с ь к о в. Курсовое проектирование грузоподъемных машин, Москва, Машгиз, 1963.
47. Справочник машиностроителя, том 3, Москва, Машгиз, 1962.
48. Справочник механика открытых работ. Экскавационно-транспортные машины непрерывного действия (под ред. М.И. Щадова и В.М. Владимирова), Москва, "Недра", 1989.
49. С п р и ш е в с к и й А. И., Подшипники качения. Москва, "Машиностроение", 1969.
50. Т о ш е в Божидар Н., Теоретична механика, София, ДИ "Техника", 1973.
51. Ч а в о в Тодор. Стоманени конструкции, София, "Техника", 1978.
52. Ч у д н о в с к и й В. Ю. Исследование динамических свойств конструкции роторных экскаваторов, журнал "Горное оборудование и электромеханика" №1/ 2006.
53. Ч у д н о в с к и й В. Ю. Механика роторных экскаваторов, Иерусалим, комп. "Мика К. А.", 2002.
54. Ч у л к о в Н. Н. Расчет приводов карьерных машин, Москва, "Недра", 1987.
55. Ш е й р е т о в К. Минни машини, част втора. София, "Техника", 1983.
56. Ш е й р е т о в К о н с т а н т и н Т., Васил Д. В а с и л е в, Ангел Д. К и н о в, Христо К. Ц в е т к о в. Курсово проектиране по минни машини, София, "Техника", 1980.
57. Ш е ф ф л е р М., Г. П а й е р, Ф. К у р т. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин, Москва, "Машиностроение" 1980.
58. Bredow S. , D. Strammer. Einsatz von Kugeldrehverbindungen. Hebezeuge und Fordermittel, Berlin, Verlag Technik, Heft 8, 1977.
59. Durst W., W. Vogt. Schaufelradbagger. Trans Tech Publications, 1986.
60. Eschmann, Hasbargen, Weigang. Ball and Roller Bearings. Theory, Design, and Application. München, Wien, R. Oldenburg Verlag, 1985.
61. FAG Kugelfischer Georg Schafer KGaA. Katalog WL 41 510/3 RuA. Fag Лагерунгсстехник, 1993.
62. INA. Technisches Taschenbuch. INA Walzlager Schaeffler KG, 1992.
63. Integritet i vek konstrukcija. Godina IV, broj 1. Beograd, Drustvo za integritet i vek konstrukcija (DIVK), Institut za ispitivanje materijala (IMS), 2004.

64. Kunze G., H. Göhring, K. Jacob. Baumaschinen, Erdbau- und Tagebaumaschinen. Vieweg. 2002.
65. Kurth Friedrich. Stahlbau. Band I. Berlin, VEB VERLAG TECHNIK, 1972.
66. Kurth Friedrich. Stahlbau. Band 2. Berlin, VEB VERLAG TECHNIK, 1981.
67. Matthias K.(Technische Universität Dresden). Erforderliche Härtetiefe bei Wälzpaarungen, Berlin, Verlag Technik GmbH, Heft 5,1979
68. Matthias K.(Technische Universität Dresden). Lebensdauer von Drehverbindungen, Berlin, Verlag Technik, Heft 1,1979.
69. Pajer G., F. Kurth, M. Pfeifer, J. Hojdar. Tagebaugroßgeräte und Universalbagger. Berlin, VEB VERLAG TECHNIK, 1979.
70. Rothe Erde Großwalzlager Katalog. Dortmund, Rothe Erde GmbH, 2003.
71. Rusiński Eugeniusz, Jerzy Czmochowski, Tadeusz Smolnicki. Zaawansowana metoda elementow skończonych w konstrukcjach nosnych. Wrocław, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2000.
72. Rusinski E., T. Smolnicki, Prz. Moczko. Modification of SchRs 4600x30 excavator body's slewing bearing and its supporting structure. GDMB Medienverlag, 2005.
73. Rusiński Eugeniusz, Zdzisław Wach (Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wrocławska). Wybrane zagadnienia modernizacji portalu ładowarkozwałowarki ŁKZs-1600 metoda elementow skonczonych. X konferencja naukowa Problemy Rozwoju Maczyn Roboczych, Zakopane, Styczeń 1997.
74. Rusiński Eugeniusz, Tadeusz Smolnicki, Gregorz Przybilek (Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej), Roman Jankowiak (POLTEGOR – project). Analiza ustroju nośnego podwozia koparki metoda elementow skonczonych. V Miedzynarodowa Konferencja Naukowa KOMPUTEROWE WSPOMAGANIE PRAC INZYNIERSKICH. Polanika Zdroj 31 maja ÷ 3 czerwca 2000 roku.
75. Scheffler M., Pajer G., Kurth F. Grundlagen der Fördertechnik, Berlin, VEB VERLAG TECHNIK, 1982.