

Подобряване на експлоатационните и ремонтни показатели на задвижващия механизъм на барабанните мелници (МШЦ 4,5/6) в минните обогатителни комплекси

Цветан Дамянов, Иван Минин

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

РЕЗЮМЕ. Извършен е преглед и анализ на проблемите свързани с експлоатационната сигурност и повреди, които възникват в задвижващия зъбен механизъм на барабанните мелници в условията на ОП "Елаците". С методите на компютърно моделно изследване е получена картината на напреженията и деформациите в областите на най-голямо натоварване на зъбната двойка "венеч – водещо колело". Анализирани са възможните причини за възникване на неблагоприятни процеси на ускорено износване или аварийно разрушаване.

В заключителната част са направени изводи относно възможностите за оптимизиране на якостните критерии на сигурност за изследваните детайли както и за подобряване на ремонтната технология при възстановяването им.

IMPROVING THE MAINTENANCE AND REPAIR CHARACTERISTICS OF THE DRIVE MECHANISM OF DRUM MILLS IN MINERAL PROCESSING PLANTS

ABSTRACT. Faults related to damage and maintenance, originating at the tooth drive mechanism of drum mills at the mineral dressing plant of the "Elatsite" are overviewed and analyzed. A computer modeling study is applied to view the tension and deformations at locations of the highest loading of the tooth mesh "gear ring – drive wheel". Possible reasons for unfavorable processes of accelerated wearing and accident faulting are also analyzed.

Conclusions are presented in the paper final part about possibilities for optimizing the strength criteria for safety of analyzed details and improving the repair technologies for rehabilitation.

Увод

Барабанните топкови мелници, използвани в най-големите обогатителни фабрики в България (Елаците – мед АД и Асарел – Медет АД) са от типа МШЦ 4,5/6. Това са машини, чрез които се осъществява смилане на рудата. В процеса на обогатяване на полезните изкопаеми това е най-енергопоглътящия процес. Освен това при работа на тези машини има и голям разход на стоманени топки, които представляват смилачата среда. Поради тези причини, технологичният процес "смилане" е най-скъпия в обогатителните предприятия. Като пример, конкретно за мелниците МШЦ 4,5/6, месечният разход е от 120 -140 т. стоманени топки при инсталирана мощност – 2500 кВт.

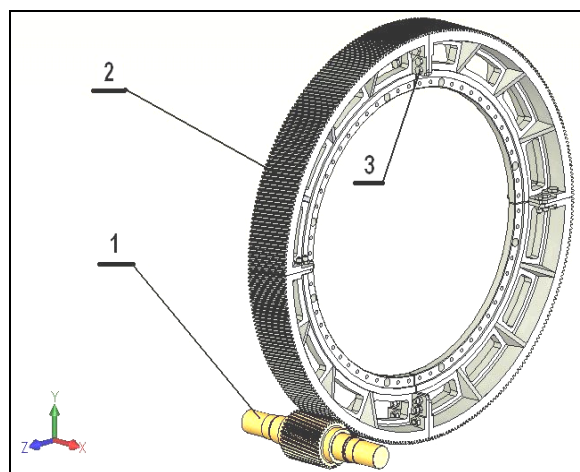
От друга страна, този тип мелници са най-тежките, габаритни и скъпи машинни в комплекса. Към изложеното до тук може да се добавят и големите технологични проблеми при спиране на един или повече мелнични агрегати, тъй като процесът на смилане не е осигурен с междинен склад на продукта, както е в трошачното отделение на предприятието.

Изложените до тук особености на технологичния процес, в който работят барабанните мелници МШЦ – 4,5/6, както и техническите и експлоатационните им параметри, определят тяхната голяма значимост за производствения процес в обогатителните фабрики. Следователно всички изследвания с научно – приложен характер в областта на подобряване на експлоатационните сигурност и срок, намаляване на ремонтните разходи и повишаване качеството на ремонтните операции, могат да имат значителен и ефективен икономически резултат.

В същото направление е и тази изследователска работа, като предмет на изследване е зъбният предавателен механизъм на топкова мелница МШЦ – 4,5/6.

Подробното запознаване с опита от многогодишната експлоатация и ремонтна дейност на такива машини са базата за определяне на силовата зъбна предавка като обект на това изследване.

Задвижването на мелничния барабан се осъществява чрез синхронен двигател с мощност 2 500kW, който посредством съединител задвижва водещия вал 1 на зъбната предавка (виж фиг.1). На същата фигура може да се види и водимият зъбен венец 2, който предава движението на барабания мелничен корпус.



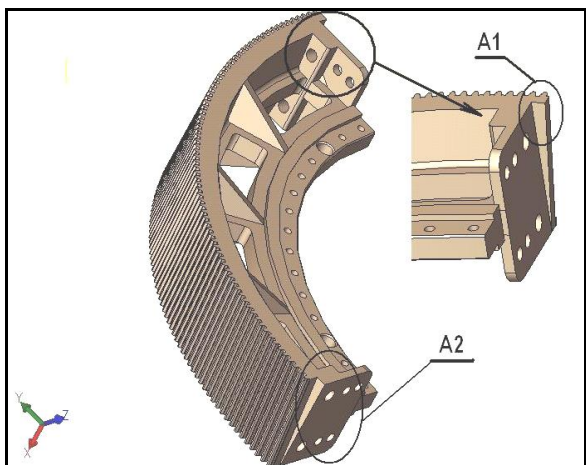
Фиг. 1.

Основните технически параметри на зъбния предавателен механизъм са дадени в таблица 1, а на фиг. 2 могат да се видят характерните конструктивни особености на зъбните сектори, от които е сложен венецът чрез специални болтови съединения.

Таблица 1

Параметър	Водещ вал	Водим венец
Делителен диаметър, мм	753	6 395
Брой зъби – z, бр.	35	316
Ъгъл на наклон на зъба, °	6°	6°
Маса, кг.	4 650	26 000
Въртящ момент, KNm (максимален)	160	1 445
Честота на въртене – n, 1/сек	2.44	0.263
	2.51	0.278

Тази съставна конструкция се определя от технологични предпоставки, свързани с изработването на венеца, който е с големи габаритни размери. Главен недостатък на такова техническо решение е намалената коравина на зъбите над конзолния праг поради намаленото от въздушната междина, сечение в областта A1, (Фиг. 2). От своя страна посочените особености създават предпоставки за увеличаване деформация и повишени локални напрежения в и около зъбите от тази област.



Фиг. 2.

Описаният механизъм представлява открита цилиндрична зъбна предавка с наклонени зъби. От техническите данни в таблица 1 се вижда, че това е ниско скоростна и силно натоварена механична предавка, която работи при относително малка динамика на преходните и установени режими, но при силно влошени условия за ефективно смазване и защита от агресивно външно въздействие на работната среда.

Поради тези причини, най – честите повреди са напукване и чупене на зъби, както и късане на зъбния вал около лагерните шийки. За зъбния венец е особено характерно интензивното износване на зъбите до степен, при която сечението на зъбите добива триъгълна форма.

Подобряването на експлоатационния срок и сигурност чрез намаляване на предпоставките за механични повреди като недопустими напрежения от претоварване, неблагоприятно натоварване или концентрация на напрежения поради конструктивни недостатъци е главната задача на изследването.

То е извършено чрез методите на компютърната симулация и анализ с метода на крайните елементи (МКЕ). Като база са използвани тримерни CAD – модели на изследваните обекти или части от тях.

Методика на изследването

С цел получаване на възможно най-точни резултати, процесът на изследване е осъществен съгласно предварително разработена методика и се характеризира със следните особености:

1. Прецизно параметриране на геометричните модели по форма, метрика и физико-механични константи на материала .

2. Определяне на условията на силово натоварване по големина и разпределение.

3. Дефиниране на ограниченията на степените на свобода чрез пълно фиксиране или ограничаване на една или две степени на подвижност на съответните повърхнини на обекта.

4. Прецизиране на силовото натоварване върху контактната повърхност на зъбните двойки, като е отчетено разпределението на тази контактна сила ($F_n = 233 \text{ KN}$) върху повече от един зъб, така както е при зъбни предавки с наклонени зъби. В случая при ъгъл на наклона $\delta = 6^\circ$, най - неблагоприятното разпределение на нормалната контактна сила върху хеликоидалната контактна повърхност се осъществява едновременно върху два съседни зъба.

5. Уточняване на видовете и броя на симулационните студии както следва:

- линеен структурен анализ на обектите на изследване с цел определяне на големината и разпределението на еквивалентните напрежения (по von Mises), а при необходимост и на коефициента на експлоатационна сигурност (FOS)

- честотен анализ на същите обекти и определяне на собствените (резонансни) честоти и форми с оглед тълкуването на опасността от възникване на резонансни явления при определени режими на работа.

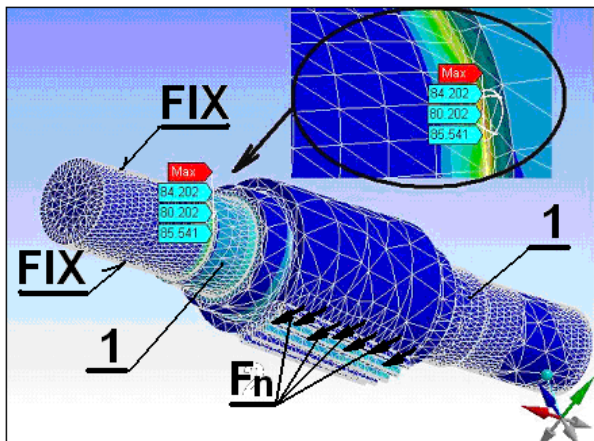
6. Оптимизиране на обектите с цел намаляване до приемливи граници на изчислителните операции, в съответствие с възможностите и производителността на използваните микропроцесорни изчислителни машини .

Резултатите и анализ

Съгласно описаната по-горе методиката са моделирани и симулационно изследвани, показаните на фиг. 3 до фиг. 13 обекти В първата част са представени резултатите от извършения линеен структурен анализ на деформационно напреженовото състояние, а във втората - на собствените трептения на задвижващия вал и зъбни сегменти с 5 зъба от зоната A1, която е с най-неблагоприятно натоварване на зъбите в тези области на венеца.

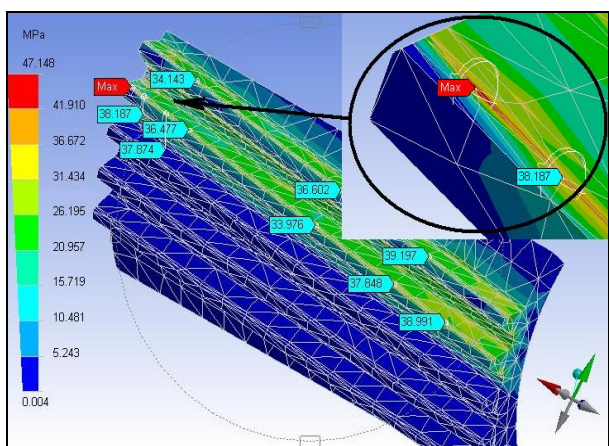
Деформационно-напреженов структурен анализ

Водещ вал – Този елемент от предавателния механизъм (фиг. 3) е изработен от прокатна въглеродна стомана и предава едностранно чрез шийката (FIX) двигателния въртящ момент ($M_{dv} = 160 \text{ KNm}$). Лагерните опори са разположени върху повърхностите 1 на съответните цилиндрични шийки и ограничават преместването в радиално и аксиално направление.



Фиг. 3.

Натоварването на зъбите от приложената върху контактната повърхност, разпределена сила F_n е показано на същата фигура. Тъй като моделирането на вал с 36 зъба ще увеличи неприемливо броя на крайните елементи при дискретизацията, то бе прието да се работи с модел, който има зъбонарязване в малка област (5 зъба). С цел прецизиране на резултата от студията за определяне картината на деформациите и напреженията при зъбите на вала, е извършено второ изследване на друг модел, който представя само зъбонарязаната част от вала (виж фиг.4).



Фиг. 4.

Показаните в различни характерни точки стойности на напрежението се отнасят за еквивалентното по von Mises напрежение, тъй като зъбите са натоварени едновременно на натиск и огъване

Напреженията по von Mises могат да се изразят чрез трите главни напрежения:

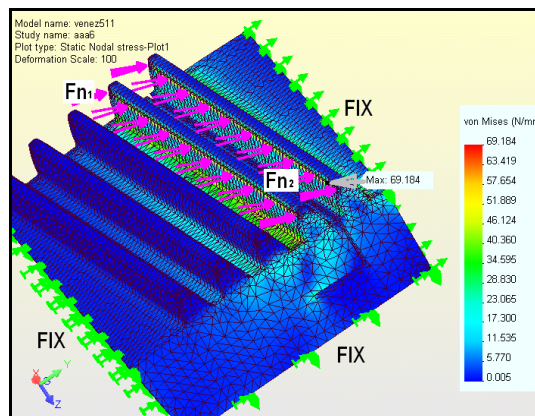
$$\sigma_{von} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}, \text{ Pa}$$

Характерна особеност за силовото натоварване на зъбите при съвместната работа на тази цилиндрична предавка с наклонени зъби ($\delta = 6^\circ$), е че са избрани възможните най-тежки условия на работа при които и двата зъба понасят едновременно максималното натоварване в непосредствена близост до върховете си. При тези условия на фиг. 4 се вижда, че средната стойност на най-големите екви-

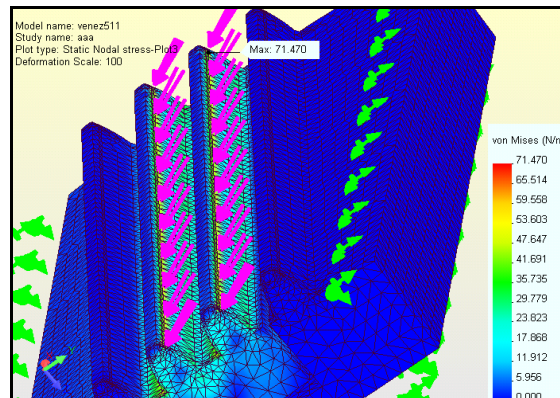
лентни напрежения са получени върху същите контактни повърхнини и се променят в тесни граници (36 – 39 MPa). Най-голямата стойност на σ_{von} от тази студия е $\sigma_{von} = 47$ MPa и локализирано в края на един от зъбите. Анализът на увеличения частичен изглед от фиг. 4 показва, че това максимално напрежение е получено за област със силно деформирана мрежа на крайните елементи. Това може да се обясни като отклонение в точността на работа на изчислителния модул, поради влошените параметри на дискретизация в тази част от модела.

На фиг. 3 максималните напрежения достигат (85 - 87 MPa), но само за концентратора на напрежение, който се е получил в основата на стъпалото между две от шийките на вала. Това са шийки, които предават двигателния въртящ момент. За всички останали области, напреженията не надвишават (10 – 15 MPa) или коефициент на сигурност $FOS > 10$.

Зъбен венец – Вече бяха разгледани особености на конструкцията и обосновано очакваното неблагоприятно натоварване на зъбите, които са разположени в областите на свързване на съседните сегменти на венеца. По тази причина всички опити съгласно методиката на изследване, са насочени към многовариантно изпитване на опростен представителен модел. Такъв е геометричният модел от фиг. 5 до фиг. 8, който представя част от венеца с 5 зъба от зоната с Г-образно подрязване на основния пръстен. За различните случаи са вариран разпределението на натоварването върху зъбите, както и посоката на въртене, която променя направлението на силите F_n



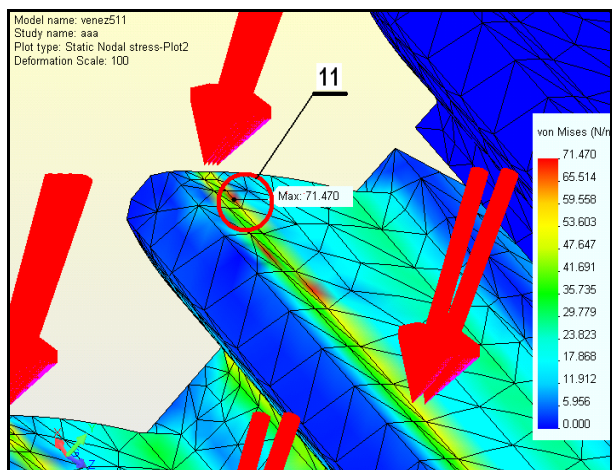
Фиг. 5.



Фиг. 6.

Фиг. 6 показва картината на разпределение на напреженията при работа (натоварване) на двата подрязани зъба,

а на фиг. 7 е локализирана зоната на максимално напрежение: $\sigma_{\text{von}}^{\text{max}} = 71,5 \text{ MPa}$.



Фиг. 7.

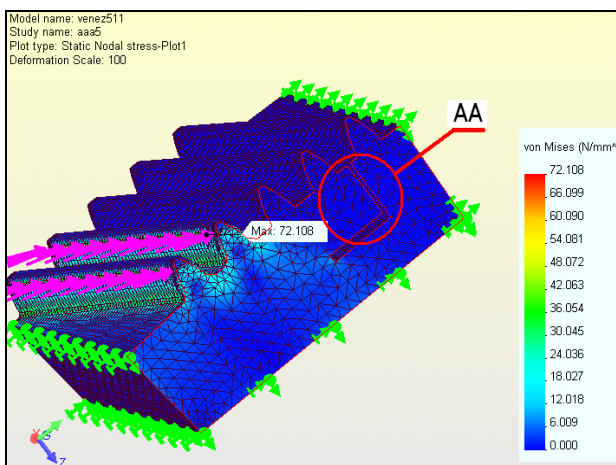
И в този случай това е област от края на зъба, където се променя геометрията на модела и качеството на дискретизация.

От разгледаните варианти на натоварване на венеца могат да се направят следните изводи:

1) Долната граница на коефициента на сигурност в областите с най-големи еквивалентни напрежения на слиза под 2, т.е. $FOS > 2$ и то за контактните повърхности на зацепване между зъбните двойки на венеца и вала. При това може да се получи интензивно износване ако условията на смазване са неблагоприятни.

2) В областта AA (фиг. 8) за случай на натоварване както и при фиг. 6 ще настъпват периодични деформации на подрязаната част от основата на зъба. По абсолютна стойност огъването не надвишава $\delta = 15 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$, а еквивалентното напрежение - $\sigma_{\text{von}} = 17 \text{ MPa}$.

3) Всички резултати от фиг. 5 до фиг. 8 показват, че еквивалентните напрежения извън зъбонарязаната част на венеца са $\sigma_{\text{von}} < 6 \text{ MPa}$ и $FOS > 25$. Това се отнася за всички зони в областта на основния пръстен.



Фиг. 8.

Собствени честоти и форми

Неблагоприятните последствия от възникването на условия за резонансни явления в механичната система "вал-венец" е предпоставка за извършване на компютърно изследване на механичните трептения. Посредством някои специализирани инженерни приложения на МКЕ за честотен анализ на механични обекти, тук са определени собствените честоти и форми на двата елемента (вал и венец). Методиката на симулационното изследване отразява следните специфични особености:

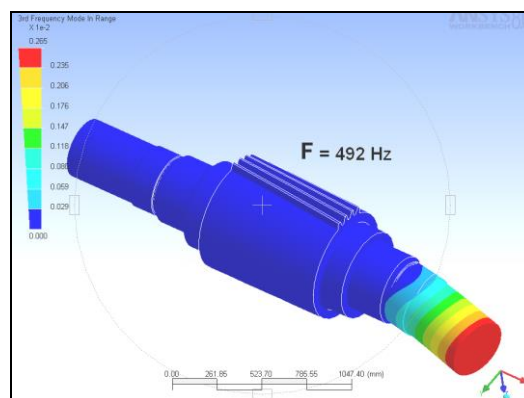
- Задвижващият зъбен вал получава повреди както на зъбите, така и на шийката, която предава въртящия момент и за това е изследван като цял обект.

- Зъбният венец се поврежда най-често в областта на зъбния гребен. От друга страна този възел има много големи габаритни размери, което определя изключително голям брой на крайните елементи ($N_k > 10^6$) при дискретизацията и практически неприемлив обем на изчислителните операции. Поради тези причини тук и в този случай е достатъчно да се изследва не целия венец, а само характерна и представителна част от него. Това е същия обект, който беше използван и при структурния анализ и представлява сегмент с 5 зъба от областта AA (виж фиг. 6), където сечението на венеца е отслабено поради конструктивна-технологични причини.

Водещ вал – Резултатите от честотния анализ на вала са представени в табличен вид (Табл. 2) и визуализирани за III хармонична ($f_3 = 492 \text{ Hz}$) на фиг. 9 и на фиг. 10 за V хармонична ($f_5 = 777 \text{ Hz}$). Може да се установи, че застрашени от опасност за резонанс са тези части на вала, които нямат ограничение на степените на свобода (свободна шийка и основната зъбонарязана част между лагерните опори). На фиг. 9 се виждат много добре в подходящ мащаб, възможните деформации при трета хармонична честота на свободната крайна шийка на вала. Собствените трептения при тази честота са в равнина, перпендикулярна на оста.

Таблица 2

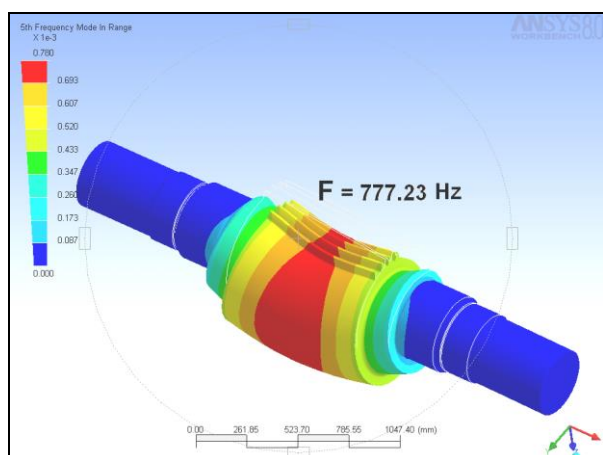
№	Параметър	Честота, Hz
1.	I Резонансна	$F_1 = 221 \text{ Hz}$
2.	II Резонансна	$F_2 = 491 \text{ Hz}$
3.	III Резонансна	$F_3 = 492 \text{ Hz}$
4.	IV Резонансна	$F_4 = 772 \text{ Hz}$
5.	V Резонансна	$F_5 = 777 \text{ Hz}$
6.	VI Резонансна	$F_6 = 938 \text{ Hz}$



Фиг. 9.

Фиг. 10 показва картината на деформациите при V хармонична честота ($f_5 = 777 \text{ Hz}$). Вижда се, че в този случай

се променят формите на зъбонарязаната част на вала, което може да създаде неблагоприятни условия при работа на зъбната двойка “вал-венец”.



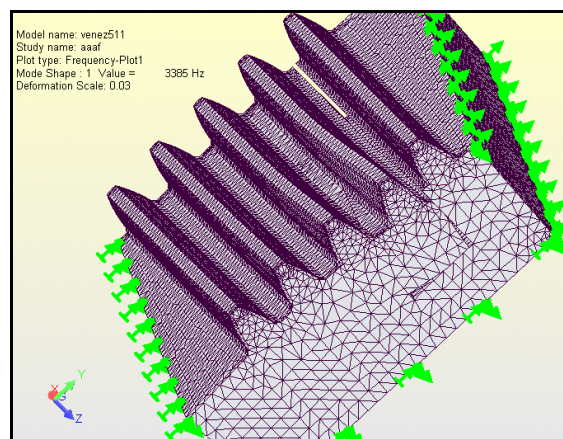
Фиг. 10.

Казаното по-горе е от значение при появата на принудени механични трептения с близки или равни на собствените честоти.

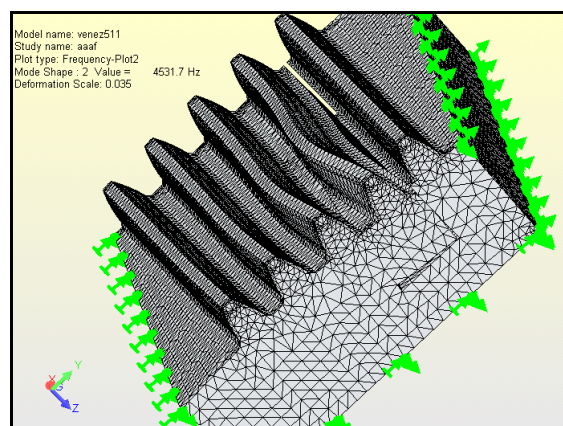
Зъбен венец - В табл. 3 са обобщени резултатите от честотното изследване на зъбния венец и представени като деформации на фиг. 11, фиг. 12 и фиг. 13. И за трите случая при $f_1 = 3385$ Hz, $f_2 = 4531$ Hz и $f_3 = 4691$ Hz е характерно, че собствените трептения се проявяват в най-голяма степен при зъбите около подрязания конзолен участък в зоната на свързване на съседните сегменти от венеца. Друга особеност е появата на сложни по форма деформационни вълни при нарастване на честотата на собствените трептения. Трябва да се отбележи, че при възникване на условия за такива деформации, като принудените трептения с близка до тази собствена честота ще настъпи силно и неблагоприятно изменение на контактните условия между сдружените зъбни двойки. В този случай не съществува опасност от възбуждане на резонансни явления тъй като собствените честоти са много по-високи от принудените в стационарен режим.

Таблица 3

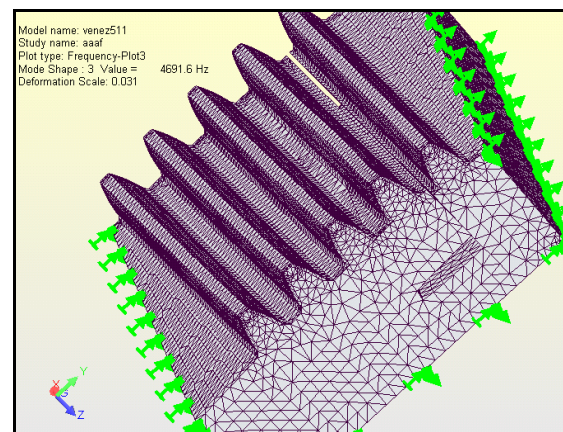
Mode No.	Frequency(Rad/sec)	Frequency(Hertz)	Period(Seconds)
1	21277	3385	0.00029542
2	28485	4531.7	0.00022067
3	29490	4691.6	0.00021315
4	34290	5455.2	0.00018331
5	37082	5899.4	0.00016951



Фиг. 11.



Фиг. 12.



Фиг. 13.

Обобщаващи изводи

1. Анализът на резултатите от извършения линеен структурен анализ показва, че най-големите стойности на деформациите и напреженията са локализирани в две области – контактните повърхнини при съвместна работа на зъбните двойки и концентраторите на напрежение в преходите (стъпалата) между различните повърхнини. За вала това е силно изразено (виж фиг. 3) в стъпалото между задвижващата и опорната лагерни шийки. В съчетание с периодичното знакопроменливо натоварване при въртене, в тази зона може да настъпи умора на материала и разруша-

ване. Експлоатационната практика потвърждава направения извод.

2. В областите на свързване на зъбните сектори от венеца настъпват радиални периодични деформации на конзолните прагове с честота $f_1 = 0.26 \text{ Hz}$ и $f_2 = 3385 \text{ Hz}$ и амплитуда $\delta = 15 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$. Въпреки малката амплитуда и ниска честота, тези участъци от зъбния венец при такава конструкция създават условия за намалена уморна якост на материала и ускорено износване на зъбния профил на венеца и вала. По тази причина авторите смятат, че е необходимо да се извърши реконструкция на зъбния венец в областите на свързване между отделните сектори.

Заклучение

Използваният изследователски метод за статично моделно симулационно изследване на зъбния предавателен механизъм на топковите барабанни мелници МЦШ-4,5/6 позволява чрез компютърното инженерно приложение на МКЕ да се получи деформационно-напреженовата картина на голямо-габаритен и тежко натоварен механизъм. В минната практика тази възможност има голямо значение, тъй-

като прогнозните резултати са предпоставка за научно-изследователска работа в следните направления:

1. Детайлно аналитично изследване за различни частни случаи на натоварване при стационарни и преходни работни режими ;

2. Експериментално изследване в промишлени условия;

3. Подобряване на техническо-експлоатационните параметри на барабанните мелниците от този тип;

4. Подобряване на ремонтната технология и усъвършенстване на конструкцията на този вид механизми

Литература

ТехноЛогика ЕООД, *SolidWorks – Основен курс*, София, 2004.

Цветков Хр. *Обогатителни машини*, София, Техника, 1985.

Дамянов, Ц., Михалков, З., и др., *Симулационно моделиране на минни транспортни машини и системи*, Отчет по тема № 13/2001 на МЕМФ, 2001, София, МГУ.

Стойчев, Г., *Метод на крайните елементи*, София, 2000.