

**ОПТИМИЗИРАНЕ НА КОНСТРУКЦИЯТА НА ВАЛ ОТ ТЕХНОЛОГИЧЕН
ЗЪБЕН МЕХАНИЗЪМ****DESIGN OPTIMIZATION OF A TECHNOLOGICAL GEAR SHAFT****Владимир Николов**

Технически университет - София

Георги Тонков*

Технически университет - София

Статията е постъпила на 04 ноември 2014г.; приета за отпечатване на 21 ноември 2014г.

Abstract

The research focuses on the design and static load capacity of a technology gear shaft. A new design of the shaft is proposed, consistent with the functionality of the mechanism. The design of the shaft is optimized in dimensions, workability of production, and installation. The technological mechanism works in harsh operating conditions as the gear is open and shock loaded. This adversely affects the other elements and aggregates, including the studied shaft. Design and optimization of the shaft in this operational mode is performed in the software environment of specialized software MITCalc. The results are rich illustrated. They can be used in designing various types of shafts and their multicriteria optimization.

Keywords: shaft strength calculation, geometric dimensioning, shaft optimization, shaft design in a software environment.

ВЪВЕДЕНИЕ

В работата е изследван вал от технологичен зъбен механизъм, който при експлоатация в реални условия претърпява чести повреди. Механизмът е предназначен за смилане на стружки, излизащи директно от стругови-те автомати на поточните линии в лагерните заводи на СКФ Берингс–България ЕАД. Стружките са с различна дължина, дебелина, твърдост и температура. Обикнове-но са жиливи (от лагерна стомана ШХ15), закалени с остри краища и горещи. Част от стружките са показани на фиг. 1. Всяка секунда от обработващите машини из-лизат десетки килограми от този вид стружки,



Фиг. 1. Стружки от обработката на лагерните гривни

които мигновено се натрошават от технологичния зъ-бен механизъм. При отказ или нарушаване на функцио-налността му се затруднява изпълнението на произво-дствения процес.

Валовите в механизма извършват непрекъснато ро-тационно не реверсивно движение. Те са постоянно ударно натоварени в следствие на спецификата на рабо-

та на технологичната зъбна предавка, показана на фиг. 2. В процеса на работа



Фиг. 2. Технологична зъбна предавка от стружкочупец механизъм

валовите претърпяват чести повреди, което налага нере-гламентирано спиране на производството и нарушаване целостта на неговото изпълнение. Най-честите повреди, които се наблюдават върху валовите са разбиване на шпонковите съединения и задиране на лагерните ший-ки. Освен това, поради не фиксирането на зъбните ко-лела в осово направление те се допират, трият и изно-сват вътрешните странични стени на корпуса на меха-низма (фиг. 3). Това предизвиква допълнително съпро-тивление и натоварване както на валовите, така и на останалите елементи и съединения в него.

* E-mail: gptonkov@tu-sofia.bg



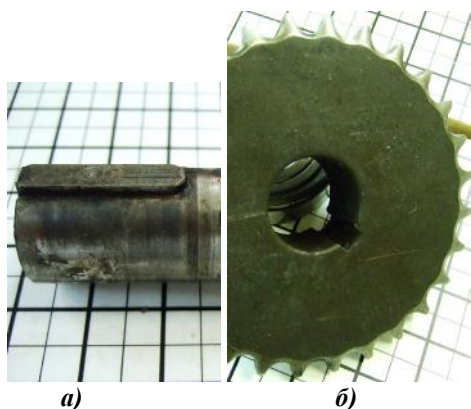
Фиг. 3. Износени повърхнини от вътрешната част на стените на корпуса на механизма

Валове са прави и гладки с еднакъв диаметър по цялата дължина ($d=30\text{ mm}$). Те не са закалени, като и при двата вала се наблюдават сходни повреди (фиг. 4).



Фиг. 4. Задвижващ и задвижван вал в стружкочупещ дробилка

На фиг. 5 и фиг. 6 са показани състоянията на шпонковите съединения под главините на верижното и зъбното колело на задвижващия вал. Поради допълнително фиксиране на верижното колело със стопорен винт, опиращ в горната повърхнина на шпонката, се е избегнало пълното разрушаване на това съединение. Под главината на зъбното колело пораженията върху контактните повърхнини са по-ясно изразени (фиг. 6).



Фиг. 5 Разглобено шпонково съединение вал-верижно колело: а) входящ край на задвижващия вал; б) верижно колело, задвижващо вала на механизма.



а)



б)

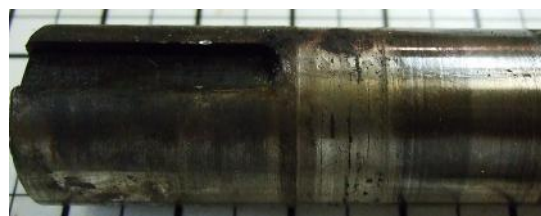


б)

Фиг. 6. Разбито шпонково съединение под главината на зъбното колело: а) смачкани шпонкови повърхнини; б) състояние на канала на вала

На фиг. 6а и фиг. 6б се виждат смачканите повърхнини на шпонките, а на фиг. 5а и фиг. 5б – разбитият шпонков канал във вала. Поради аналогичността на повредите в двата вала, по-надолу е обхванат случаят само със задвижващия вал като по-характерен в предавката (с две шпонкови съединения и като цяло по-сложна конструкция).

На фиг. 7 са изобразени задралите лагерни шийки.



а)



б)

Фиг. 7. Повърхнини на задралите лагерни шийки на вала: а) след верижното колело; б) след зъбното колело

Тези повреди с течение на времето довеждат до невъзможността механизмът да изпълнява функционалното си предназначение.

За отстраняване на повредите на валове е необходимо да се вземат съответни мерки, които са разгледани по-долу в работата.

ИЗВОДИ от направеното изследване на състоянието на задвижващия вал

1) Причините за разбиване на шпонковото съединение под главината на зъбното колело при известни: режим на работа; силово натоварване; кинематика и геометрия (широчина на главината) се дължат на грешки в конструкцията на вала и неправилно оразмеряване на шпонковото съединение. Те могат да се избегнат при прилагане на следните мерки:

- увеличаване диаметъра на вала;
- избор на подходящ материал за вала и шпонката;
- подходящо приложена термообработка за вала.

2) Причините за задиране на лагерните шийки на вала се крият основно във вида на реализираната сглобка. За съединението между вала и вътрешната гривна на лагера сглобката трябва да бъде с гарантирана стегнатост. На практика това условие не е изпълнено.

ЦЕЛ

След изясняване на причините за настъпилите повреди на задвижващия вал, да се предложи вариант за оптимизиране на неговата конструкция от гледна точка на товароносимост и функционалност.

ЗАДАЧИ за решаване

- 1) Да се предложи нова и обоснована по-функционална конструкция на задвижващия вал в механизма.
- 2) Якостно да се изчисли валът като се определят минималният диаметър в най-натоварената част.
- 3) Да се оптимизира валът по габарит като се вземе пред вид използвания материал и приложената върху него термообработка.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Относно първата от формулираните за решаване задачи, необходими за постигане на поставената цел е извършено следното:

- подробно е проучена конструкцията на технологичния зъбен механизъм;
- специално внимание е отделено на лагерните възли и съединенията, в които участва валът;
- софтуерно е генериран компютърен модел на вала и механизма в CAD средата на Inventor [1], след което е анализирана предложената конструкция, а резултатите са показани по-долу на фигурите.

При софтуерното проектиране и оптимизирането на зъбната предавка от технологичния механизъм в MPTCalc [1,2], се установи че минималният препоръчителен диаметър на задвижващия вал е $D_B=42,42$ mm, а на задвижвания $D_A=42,07$ mm (фиг. 8). Тук обаче не са уточнени видът на материала, габаритът и конструктивните особености на вала.

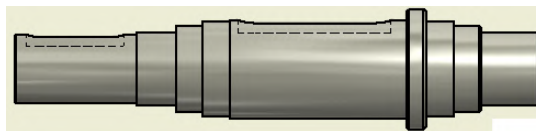
16.0 <input checked="" type="checkbox"/> Preliminary design of shaft diameters (steel)			
Recommended shaft diameter for:		Pinion	Gear
16.1	- Main power-transmitting shafts DA	54.59	54.14
16.2	- Small, short shafts DB	42.42	42.07

Фиг. 8. Препоръчителни диаметри на валове при направените предварителни изчисления

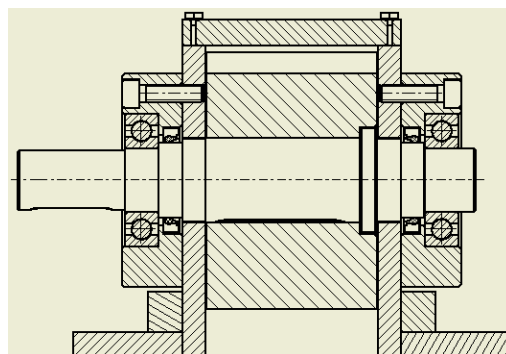
За осовото фиксиране на зъбното колело и лагерите върху задвижващия вал, както и за улеснение на реали-

зираните сглобки и извършвания цялостен монтаж е необходимо той да бъде стъпален [3]. Броят на стъпалата е определен конструктивно като е съобразен с функционалните особености и технологията на изработка. В зависимост от тези съображения са предложени:

- принципно нова конструкция на изследвания вал (фиг. 9);
- нов конструктивен вариант на възела, в който той участва (фиг. 10).



Фиг. 9. Предложен конструктивен вариант на задвижващия вал в зъбния механизъм

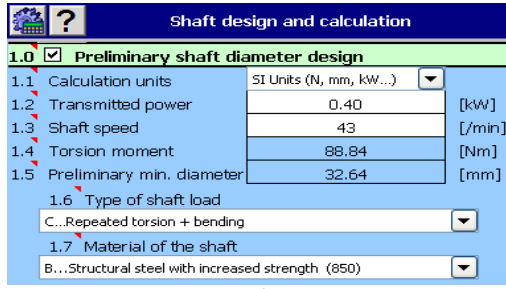


Фиг. 10. Предложена конструкция на възела от механизма, в който валът участва

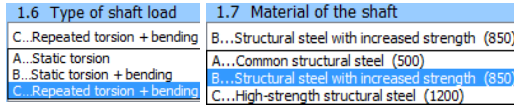
Задача две и задача три, формулирани по-горе, са решени съвместно, поради тяхната неизбежна обвързаност. Якостното изчисляване, геометричното оразмеряване и оптимизирането на вала по габарит са извършени в средата на MPTCalc. Получените резултати са обобщени и представени в систематизиран вид, следвайки алгоритъма от заложената изчислителна методика в програмата.

По уточнената конструктивна форма на вала е извършено многовариантно пресмятане, в което са заложени различни параметри, показатели, материали и коефициенти, отчитащи реалните условия, режими на работа и много други фактори. Те са отразени в извършеното софтуерно пресмятане на следващите фигури.

На фиг. 11 е представена информацията от първа точка на софтуерния алгоритъм. В подточка едно е избрана основната система, в която се извършват изчисленията – това е международната система SI. Във втора и трета подточки са зададени входящата мощност и обороти, които са известни предварително. В четвъртата подточка е показан пресметнатият въртящ момент, а в петата пресметнатият препоръчителен минимален диаметър на вала. В шестата подточка се посочва типа на натоварването (динамично усукване плюс огъване). В седмата подточка се избива вида на материала (легирана стомана 40X, незакалена). При този случай минималният диаметър на вала е $d_{min}=32,64$ mm. Вижда се, че при посочения материал и режим на работа минималният диаметър се получава с над 10 mm по-малък от този даден в подточка 16.2 от фиг. 8 (където най-вероятно материала е с характеристика на ниско въглеродна конструкционна стомана).



а)



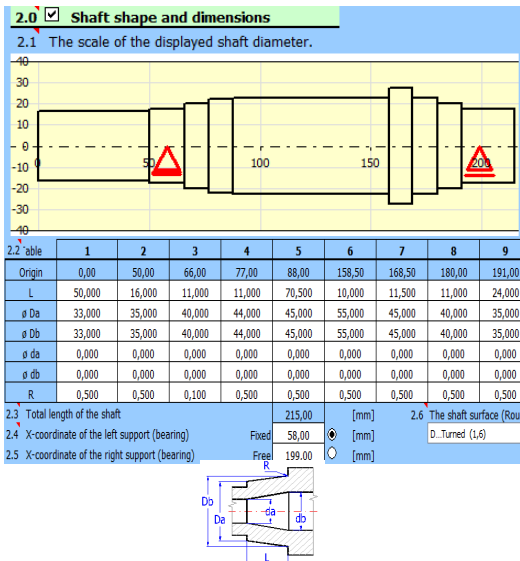
б)

в)

Фиг. 11. Резултати от точка първа от алгоритъма за проектиране на вал в MITCalc: а) зададени силиви и кинематични параметри; б) избрано натоварване; в) посочен материал

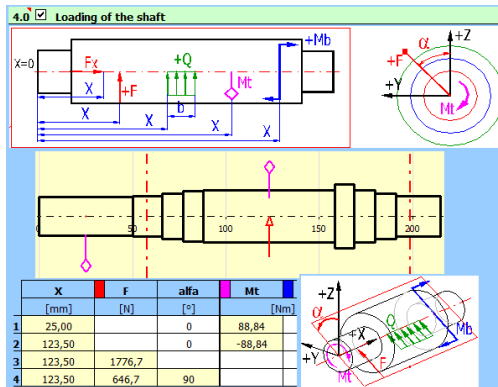
Изчислителният минимален диаметър обаче е по-голям от този на реалния вал ($d=30\text{ mm}$) с почти 13 mm . Това потвърждава една от причините за разбиването на шпонковите съединения.

Конструктивното оразмеряване на вала, направено въз основа на входящите данни, изложените обосновки и получените и анализирани резултати е показано в точка втора от софтуерния алгоритъм на програмата MITCalc (фиг. 12).

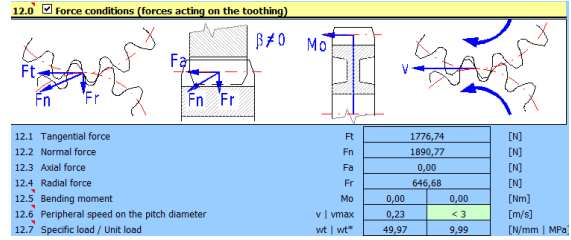


Фиг. 12. Оразмеряване на конструкцията на задвижващия вал

В точка четвърта от алгоритъма са зададени силите и въртящият момент, действащи върху вала (фиг. 13). Техните стойности са взети от изчислената зъбна предавка (фиг. 14) на технологичния механизъм [2].

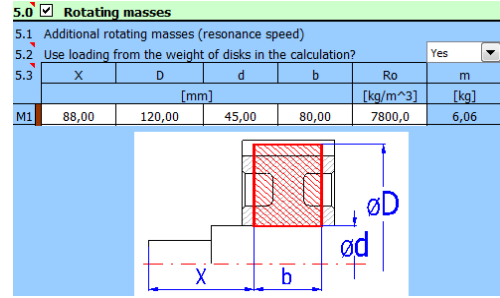


Фиг. 13. Натоварващи усилия върху вала



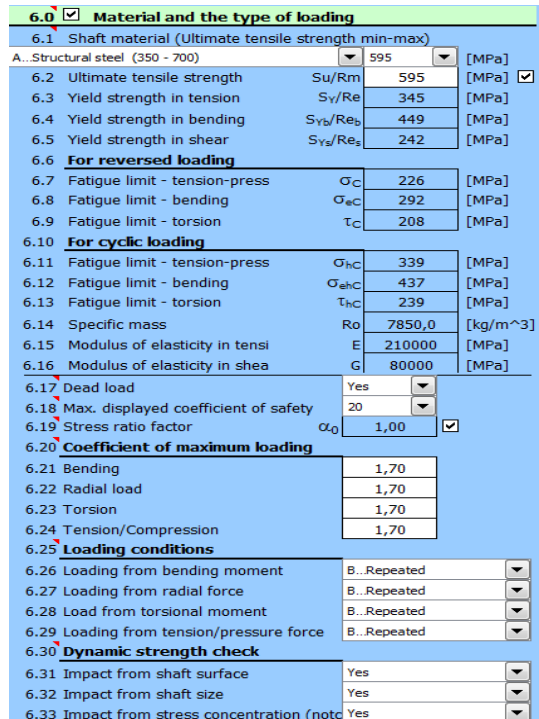
Фиг. 14. Сили в зъбното зацепване, натоварващи валовите в механизма

На фиг. 15 е изчислена масата на зъбното колело, установено върху вала. Тя е необходима при динамичното изчисляване и при определяне на провисването на вала.



Фиг. 15. Определяне масите на ротиращите елементи, закрепени върху вала

Фиг. 16 визуализира информацията, заложена в точка 6 от алгоритъма за проектиране на валове в MITCalc. След многократни пресмятания с последователно избрани различни стомани и в зависимост от получените резултати, за вала е избрана легирана стомана 40X поради следните съображения – висока якост, добра обработваемост, широко разпространена, ниска цена, възможна както термична, така и химикотермична обработка. В случая такава не е предвидена, заради по-високата цена на изделието. Окончателните пресмятания са направени с този материал.



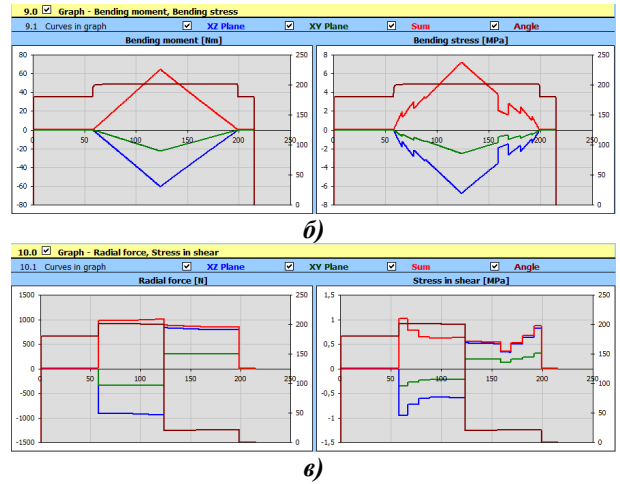
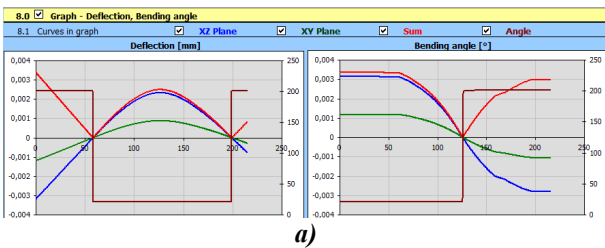
Фиг. 16. Физико-механични характеристики на избрания материал, коефициенти и режими на натоварване

На фиг. 17 са показани резултатите от якостните пресмятания за вала, автоматизирано генерирани в точка 7 от софтуерния алгоритъм. Тази информация е справочна, тъй като конструктивно вала вече е оразмерен, но е много важна от гледна точка на оптимизиране по диаметрален габарит. От представените резултати става ясно, че диаметърът в най-натоварената част – под зъбното колело може да бъде доста по-малък, т. к. полученият в точка 7.13 изчислителен коефициент на сигурност ($S_{изч}=11,28$) е много по-голям от допустимия, посочен в точка 6.20 ($S_{доп}=1,7$). Окончателно е прието валът да бъде с размерите от фиг. 12, поради отчетените при изследването функционалните и конструктивни особености на механизма.

7.0 Results - summary			
	x	y	z
7.1 Reaction in the support R1	0	-346,27191	-908,80962
7.2 Reaction in the support R2	0	-300,40809	-786,87016
7.3 Total shaft weight	m	2,20	[kg]
7.4 Maximum deflection	y	0,0034	[mm]
7.5 Maximum angular deflection	φ	0,0310	[°]
7.6 Angular deflection in R1	ϑ	0,0033	[°]
7.7 Angular deflection in R2	ϑ	0,0030	[°]
7.8 Max. bending stress	σ_e	7,2	[MPa]
7.9 Max. stress in shear	τ_s	1,0	[MPa]
7.10 Max. stress in torsion	τ_t	12,6	[MPa]
7.11 Max. stress in tension/press	σ_g	0,0	[MPa]
7.12 Max. equivalent stress	σ_r	21,8	[MPa]
7.13 Min. static safety	SF_{st}	11,28	
7.14 Min. dynamic safety	SF_D	22,13	
7.15 Critical speed (A)	n_c	105141,5	[/min]
Critical speed (B)	n_c	107301,8	[/min]
Critical speed (C)	n_c	95035,6	[/min]

Фиг. 17. Якостни и геометрични характеристики на вала

На фиг. 18 са изобразени графичните зависимости на: големината и ъгълът на провисване на вала (фиг. 18а); огъващия момент и напреженията от огъване (фиг. 18б); радиалната резултатна сила и възникващите напрежения (фиг. 18в). Програмата позволява да се отчетат и много други графични зависимости и специфични моменти, но те са обект на разглеждане при други обстоятелства.



Фиг. 18. Графични зависимости на оптимизирания вал: а) провисване; б) огъващи моменти и напрежения; в) радиални усилия и напрежения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Правилният подход при якостното изчисляване и геометричното оразмеряване на задвижващия вал е от съществено значение за цялостната работа на зъбния механизъм.

Проектирането на вала в специализираната софтуерна среда на MTCalc позволи да се получат бързи и точни резултати, използвани за неговото оптимизиране и производство. Такъв подход довежда до намаляване на: вложения труд, време, габарити и цена на изделието и същевременно до подобряване на функционалността, надеждността и дълготрайността.

Получените резултати могат да се използват още при аналогично оптимизиране на задвижвания вал, лагерните възли и шпонковите съединения в механизма и при други подобни конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Тонков Г., Д. Ралев, А. Хинков. Пособие за проектиране на машинни елементи. Пропелер, София, 2013. ISBN 978-954-392-127-0.
- [2] Тонков Г. „Изследване на товароносимостта на цилиндрична зъбна предавка с прави зъби”. Сборник доклади ТУ - Габрово, 2014, ISSN 1313-230X.
- [3] Steinhilper W., B. Sauer. Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. Springer Verlag, 5. Auflage, 2005. ISBN-10 3-540-29629-8.