

**ИЗСЛЕДВАНЕ НА ТОВАРОНОСИМОСТТА НА ЦИЛИНДРИЧНА ЗЪБНА ПРЕДВКА  
С ПРАВИ ЗЪБИ****A STUDY ON THE LOAD CAPACITY OF A SPUR GEAR****Георги Петров Тонков\***  
ТУ - София

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

**Abstract**

The research focuses on the static load capacity of a spur gear. The gear works in extreme conditions - continuous shock loads, causing its frequent destruction. Special attention is paid to the study of the impact of the materials used and their heat and chemical-heat treatment. The gear is deciphered and studied at given load, kinematics, mode and geometric constraints imposed on the construction. The study was done in the software environment of the specialized in the field of machine elements software program MITCalc. The program helped to determine the basic causes for the failure of the gear. The results of the final and optimal variant are presented in a systematic way, convenient for use in its next optimization.

**Keywords:** spur gear design, load study, materials for gears.**ВЪВЕДЕНИЕ**

Зъбните предавки се отличават с редица предимства, които са ги наложили като най-разпространените механични предавки. Областта на тяхното изследване се разпростира в много по-широки граници в сравнение с останалите предавки. Тази особеност се явява основна предпоставка за разширяване на техните възможности и приложение в практиката от гледна точка на реализирани силови и кинематични задвижвания и технологични процеси.

В работата е изследвана цилиндрична зъбна предавка (ЦЗПр) с прави зъби. Предавката е част от зъбен механизъм, вграден в производствена линия в лагерните заводи на СКФ Берингс-България ЕАД. По поточните линии в производството, част от които е и изследваната предавка, се осъществяват непрекъснати технологични процеси, свързани с обработката на лагерните гривни на търкалящи се лагери. Причините за изследване на предавката са честите повреди, които настъпват в процеса на нейната експлоатация. Спецификата на производството е наложило тя се задвижва от електродвигател, редуктор и верижна предавка. Поточната линия е внесена от Франция, като двигателят е японски. Техническите параметри на изследваната зъбна предавка са дадени в табл. 1.

**Таблица 1.**

Технически данни за ЦЗПр	Означение и стойности
1. Мощност на използвания електродвигател	$P_1=0,4 \text{ kW}$
2. Обороти на входа и изхода на предавката	$n_1=n_2=43 \text{ min}^{-1}$
3. Предавателно отношение	$i=1$

Данни за геометрията, свалени от зъбната предавка, са посочени в таблица 2.

**Таблица 2.**

Геометрични параметри на зъбните колела	Означение и стойности
1. Брой на зъбите	$z_1=z_2=20$
2. Ъгъл на наклона на зъбите	$\beta=0^\circ$
3. Външен диаметър	$d_{a1}=d_{a2}=100 \text{ mm}$
4. Широчина на зъбните колела	$b_1=b_2=80 \text{ mm}$
5. Отвор за вала	$d_o=30 \text{ mm}$

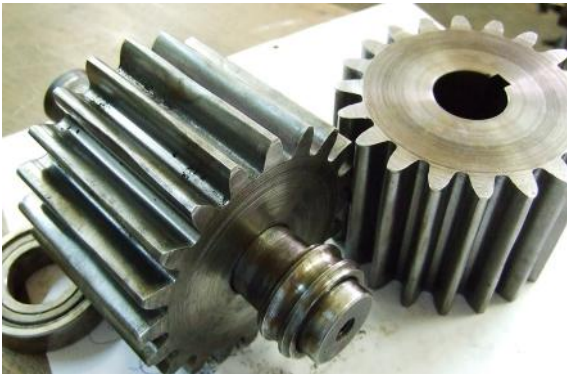
В реални условия на експлоатация, при двусменен режим на работа и ударно натоварване на работната машина, зъбната предавка претърпява чести повреди. Това предизвиква непредвидени престои и нерегламентирани ремонти, което се отразява на производството и съответно на загубите, които търпи предприятието. Най-честите повреди, които се наблюдават при зъбната предавка са:

- силно износване на зъбите по посока на върховия цилиндър;
- откътрване на част от работната зъбна повърхнина;
- задиране;
- пластично деформиране.

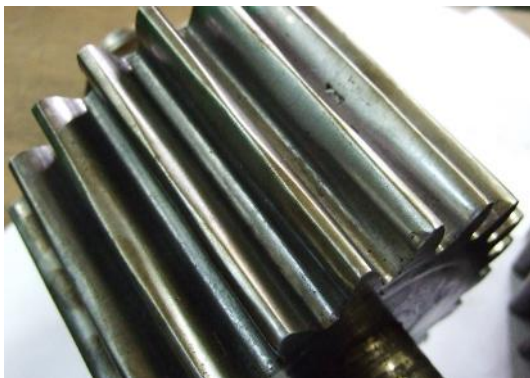
Причините за отказа на изследваната зъбна предавка са комплексни и твърде разнообразни по характер. Свързани са както с проектирането и монтажа, така и с

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

режимите и условията на работа. Характерните повреди са илюстрирани на следващите фигури. На фиг. 1 и фиг. 2 са показани съответно разглобената предавка и дефектиралите колела.

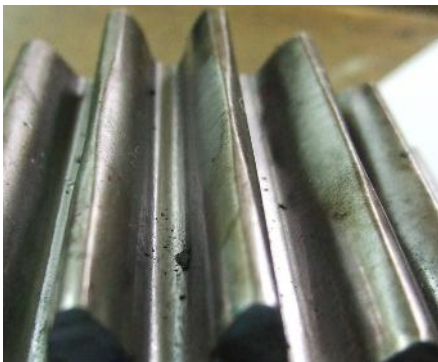


**Фиг. 1.** Разглобена дефектирала зъбна предавка от силов зъбен механизъм



**Фиг. 2.** Повредено зъбно колело

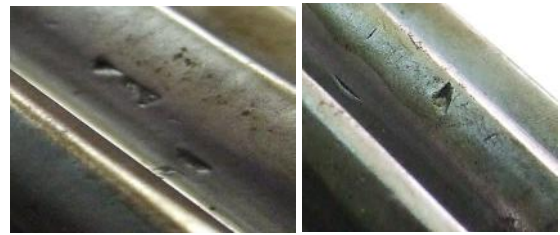
На фиг. 3 е показано абразивно износване на зъбите, което се състои в отнемане на материал и изтъняване на главата на зъба. Това износване е във връзка със скоростта на плъзгане и специфичното плъзгане, които са най-силно изразени в тази част на зъба. В следствие на тази повреда се наблюдава отклонение от началния зъбен профил. Това износване е характерно за откритите предавки, работещи в силно замърсени среди, както в случаят и с разглежданата предавка [1;6;7;8].



**Фиг. 3.** Износване на зъбите

На фиг. 4 са изобразени зъбни повърхнини с нарушена цялост в следствие на откъртване на метални частици от тях. Този вид повреда е много опасна т. к. предавката е застрашена от внезапен отказ на работа (счупване) и възможни аварии. Повредата се среща при закалени, тежко натоварени зъбни колела. Наблюдава се предимно в основата на зъбите, където напреженията от огъване са максимални. Възможни причините за настъпване на повредата са: грешка в проектирането с не-

правилен избор на коефициентите, отчитащи режима на натоварване; непредвидено повишаване на работното натоварване; неправилен избор на материал и термообработка [1;7;8].



**Фиг. 4.** Откъртване на частици метал от работните зъбни повърхнини

На фиг. 5 е показана повреда от задиране (набраздяване) по зъбните повърхнини. Най-силно то е изразено по главата и петата на зъбите. Появява се в следствие на високо контактно напрежение и голяма скорост на плъзгане [1;7;8].



**Фиг. 5.** Задиране по зъбните повърхнини

Повреда от пластично деформиране на зъбите е показана на фиг. 6. Тя настъпва в резултат от съчетаване на високо контактно напрежение и големи сили на триене. Характерна е за тежко натоварени ниско скоростни зъбни предавки [1;7;8].



**Фиг. 6.** Пластично деформиране на зъбите в процеса на експлоатация на зъбната предавка

При ненавременно отстраняване на повредите от зъбните предавки се достига до разбиване и на останалите възли от трансмисията. Следователно правилното проектиране на зъбната предавка е от особено важно значение за нейната ефективна работа и дълготрайност.

## ЦЕЛ

Да се предложи вариант на зъбна предавка, който да е по-устойчив срещу възникващите повреди.

## ИЗЛОЖЕНИЕ

Необходимите задачи, които трябва да се решат за постигане на поставената цел са:

- 1) да се извърши дешифриране на зъбната предавка;
- 2) да се изследва товароносимостта на предавката при зададени входни данни;
- 3) да се установи минималната геометрия на присъединителните повърхнини, издържаща работните натоварвания съгласно табл. 1 и табл. 2.

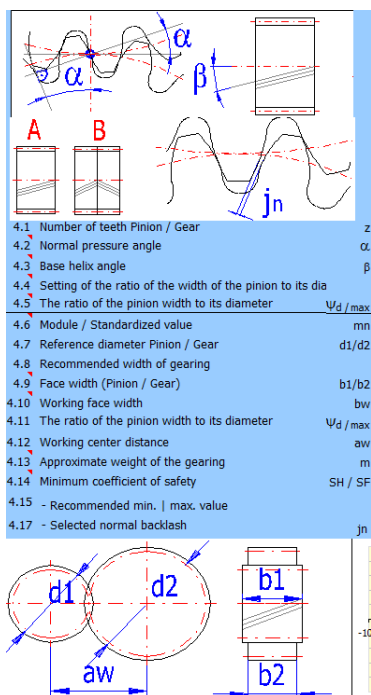
Поставените задачи са решени в софтуерната среда на специализираната програма MITCalc [2;3;4;5]. Тя се използва в областта на машинните елементи. С нея се извършва бързо пресмятане на силови и кинематични предавки, различни механизми и конструкции, механични съединения и детайли. Използва се за проверка на получени от аналитични пресмятания резултати, както и за бързо установяване за практиката на определена геометрия.

В т. 4 от методиката за проектиране на цилиндрични зъбни предавки в средата на MITCalc е извършено автоматизирано дешифриране на предавката. Методиката е базирана на ISO стандарта като алгоритъмът от т. 4 обхваща 16 подточки. Числените стойности на основните геометрични параметри, получени от дешифрирането на изследваната зъбна предавка са визуализирани на фиг. 7.

	Pinion	Gear	
4.1 z	20	20	$i \leq z_1, z_2$
4.2 $\alpha$	20		[°]
4.3 $\beta$	0		[°]
4.4			Design gear
4.5 $\psi_d / \max$	0,8	< 1,1	
4.6 mn	5	5	[mm]
4.7 d1/d2	100,00	100,00	[mm]
4.8	59 - 110		[mm]
4.9 b1/b2	80,00	80,00	[mm]
4.10 bw	80		[mm]
4.11 $\psi_d / \max$	0,80	< 1,1	
4.12 aw	100,000		[mm]
4.13 m	9,644		[kg]
4.14 SH / SF	1,80	6,39	
4.15	0,060	0,240	[mm]
4.16 jn	0,0000		[mm]

Фиг. 7. Параметри от извършеното в MITCalc автоматизирано дешифриране на зъбна предавка

Графичните зависимости от дешифрирането на зъбната геометрия, както и описанието на подточките от алгоритъма на фиг. 7 са представени (на английски) на фиг. 8.



Фиг. 8. Графични зависимости на дешифрираната зъбна предавка

Резултатите от дешифрирането са използвани при изследването на статичната товароносимост на предавката. При установена геометрия, кинематика, силово натоварване и режим на работа, върху товароносимостта влияние оказват видът на използвания материал и неговата термична или химико-термична обработка. В средата на MITCalc са обхванати над 50 вида материали, от които най-често се изработват зъбните колела. Материалите са дадени с техните физико-механични характеристики в стандарти на: ISO, DIN, ANSI, BS, JIS и др. (фиг. 9). При последователен избор на даден материал се установява, че минималният коефициент на сигурност от гледна точка на контактната якост  $S_H$  се изменя значително като в повечето случаи той е по-малък от допустимия  $S_{Hmin}=1,3$ , което не трябва да се допуска за предавката. Например в табл. 3 са дадени за сравнение някои от използваните марки стомани с приложената термо- или химикотермична обработка и полученият коефициент на сигурност след пресмятането в MITCalc.

Таблица 3.

Стомана	Коеф. на сигурност, относно контактната якост на зъбните повърхнини
45 закалена	$S_H = 0,47$
60 карбонитрирана	$S_H = 0,83$
30CrMoV9 нитрирана	$S_H = 1,62$
40X нитроцементирана	$S_H = 1,8$

Съгласно табл. 3, като най-подходящ материал (с най-висока товароносимост, широко разпространен и не скъп) се оказва стомана 40X нитроцементирана. След многократните пресмятания с различни материали, софтуерната програма потвърждава правилността от избора за зъбните колела материал. Окончателно пресмятането на предавката е направено с този материал като част от резултатите са представени по-долу.

Фиг. 9. Материали за изработка на цилиндрични и конусни зъбни колела

Получени резултати от пресмятането на изследваната зъбна предавка:

**Spur gearing, Helical gearing [mm/ISO]**

**1.0 Options of basic input parameters**

Pw [kW]	0,400	0,390	<= Max. Pw
n [/min]	43,0	43,0	i <= n1,n2
Mk [Nm]	88,84	86,66	Pw <= Mk,n
i	1,00	1,00	
i	1,00	0,00%	

**2.0 Options of material, loading conditions, operator**

DIN

E...Alloy structural steel 37 Cr 4 (Rm=1570 MPa) nitro-case-hard.

E...Alloy structural steel 37 Cr 4 (Rm=1570 MPa) nitro-case-hard.

D...Heavy shocks

D...Heavy shocks

Double-sided symmetrically supported gearing - type 2

11....(Ra max. = 25 / v max. = 3)

KAS 2,00

Lh 20000 [h]

SH / SF 1,30 1,70

**Spur gearing Helical gearing**

**6.0 Basic dimensions of gearing**

z	20	20	
b	80	80	[mm]
mn	5		[mm]
mt	5,0000		[mm]
p	15,708		[mm]
pt	15,708		[mm]
ptb	14,761		[mm]
a	100,0000		[mm]
av	100,0000		[mm]
aw	100,0000		[mm]
$\alpha$	20,00		[°]
$\alpha t$	20,0000		[°]
$\alpha wn$	20,0000		[°]
$\alpha wt$	20,0000		[°]
$\beta$	0,00		[°]
$\beta b$	0,0000		[°]
da	110,0000	110,0000	[mm]
d	100,0000	100,0000	[mm]
db	93,9693	93,9693	[mm]
df	87,5000	87,5000	[mm]
dw	100,0000	100,0000	[mm]
ha	5,0000	5,0000	[mm]
hf	6,2500	6,2500	[mm]
sna	3,4744	3,4744	[mm]
sta	3,4744	3,4744	[mm]
sn	7,8540	7,8540	[mm]
st	7,8540	7,8540	[mm]
sb	8,1764	8,1764	[mm]
sa*	0,6949	0,6949	[modul]
dY	0,0000		[modul]
x1+x2	0,0000		[modul]
x	0,0000	0,0000	[modul]

**12.0 Force conditions (forces acting on the toothing)**

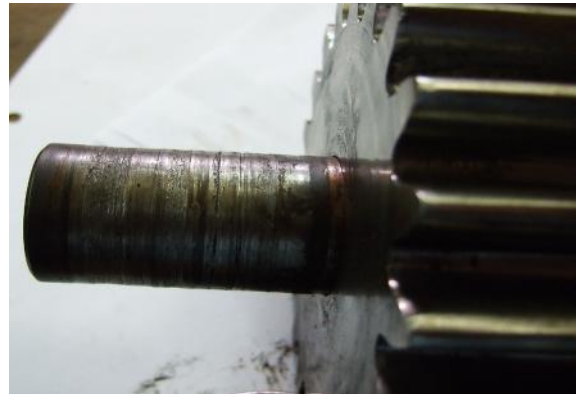
Ft	1776,74	[N]
Fn	1890,77	[N]
Fa	0,00	[N]
Fr	646,68	[N]
Mo	0,00	[Nm]
v   vmax	0,23	< 3 [m/s]
wt   wt*	49,97	9,99 [N/mm   MPa]

**ИЗВОД**

От изследването на предавката се установи, че са допуснати грешки в проектирането и монтажа, което се потвърждава от следните факти:

1) Неправилно избран материал за зъбните колела и съответна химико-термична обработка, при което коефициентът на сигурност от гледна точка на контактната якост се оказва по-малък от допустимия.

2) Резултатите, получени при якостното пресмятане показват, че минималният диаметър на присъединителния отвор на колелото и съответно диаметърът на вала в най-натоварената част (под зъбното колело) трябва да бъдат не по-малки от 54 mm, а съответно диаметърът под лагерните шийки не по-малък от 42 mm. В изследваната предавка тези диаметри са 30 mm (фиг. 10). На фиг. 11 са показани резултатите от софтуерното пресмятане на тези диаметри (т. 16. от алгоритъма на използваната методика в MITCalc).



Фиг. 10. Диаметрите на валове в зъбната предавка са 30 mm по цялата дължина при необходим минимален диаметър 42 mm

**16.0 Preliminary design of shaft diameters (steel)**

Recommended shaft diameter for:

16.1 - Main power-transmitting shafts DA	54,59	54,14	[mm]
16.2 - Small, short shafts DB	42,42	42,07	[mm]

Фиг. 11. Препоръчителни минимални диаметри на валове в предавката

3) Не са избрани правилно коефициентите, отчитащи тежките режими и реалните условия на работа на предавката, както и коефициентът на относителна широчина на зъбните колела  $\psi_a$ . Съгласно стойността на този коефициент, отчетена от т. 4.5 (фиг. 12), широчината на зъбния венец на колелата  $b_1$  и  $b_2$  трябва да бъде около (но по-малка) от 110 mm, а тя е 80 mm (фиг. 12).

**4.5 The ratio of the pinion width to its diameter**

$\psi_d / \max$	0,8	< 1,1
-----------------	-----	-------

**4.9 Face width (Pinion / Gear)**

b1/b2	80,00	80,00	[mm]
-------	-------	-------	------

Фиг. 12. Стойности на коефициента  $\psi_a$  и широчина на зъбните колела  $b_1$  и  $b_2$

4) Настъпилите повреди по зъбните повърхнини на колелата.

- 5) Нефиксиран в осово направление зъбни колела.
- 6) Неподходящо избрани сглобки (всичките са с хлабина).

За тези факти говорят повредите, настъпили в съединенията на зъбния механизъм. Те са илюстрирани на следващите фигури.

На фиг. 13 и фиг. 14 са показани елементите на повредено шпонково съединение в зъбната предавка.



**Фиг. 13.** Шпонка под зъбното колело със смачкани странични повърхнини

На фиг. 13 се виждат смачканите шпонкови повърхнини, а на фиг. 14 – разбит шпонков канал.



**Фиг. 14.** Разбит шпонков канал във вала под главината на колелото

На фиг. 15 и фиг. 16 са показани съответно остатък от счупен лагер и разбито лагерно гнездо на зъбната предавка.



**Фиг. 15.** Разбит лагер



**Фиг. 16.** Разбито лагерно легло

От фиг. 17 се вижда състоянието на задралата лагерна шийка от вала на предавката.



**Фиг. 17.** Задрала лагерна шийка на вала

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При проектирането на тежко натоварени зъбни предавки, съществена роля върху тяхната товароносимост оказва изборът на подходящ материал със съответната термообработка за зъбните колела.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Арнаудов К., Й. Димитров, П. Йорданов, Л. Лефтеров. Машинни елементи. Техника, София, 1980.
- [2] Тонков Г., Д. Ралев, А. Хинков. Пособие за проектиране на машинни елементи. Пропелер, София, 2013. ISBN 978-954-392-127-0.
- [3] Тонков Г., К. Гочева, Е. Красенов; Г. Тонкова. „Автоматизиране на процеса на проектиране на машинни елементи и механични предавки с CAD системите MITCalk и Autodesk Inventor. I част – „Общи положения при пресмятането и проектирането на машинни елементи с MITCalk и Autodesk Inventor“. 10 МНТК по Авангардни материали и обработки – АМО 2010. Варна, 27 - 29 юни 2010 г. Сборник доклади, ISSN 1313-4264, стр. 260 – 272.
- [4] Тонков Г. „Проектиране на зъбни предавки с CAD/CAM системи“. II част – „Геометрично моделиране на спрегнати зъбни предавки с CAD системи“. Осма международна конференция (АМО '08), „Авангардни машиностроителни обработки“. Кранево, 18 - 20 юни 2008 год. Сборник доклади, ISSN 1313-4264, стр. 165-173.
- [5] Хинков А., Г. Тонков, Д. Ралев. Практическо ръководство. Проектиране на двустъпален цилиндричен редуктор с MITCalc. Пропелер, София, 2013. ISBN 978-954-392-128-7.
- [6] Dimitrov L. Principles of mechanical engineering design. Heron press, Sofia 2009. ISBN 978-954-580-257-7.
- [7] Niemann G., H. Winter. Maschinenelemente Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe. Springer Verlag, 2. Auflage, 2003. ISBN 3-540-11149-2.
- [8] Steinhilper W., B. Sauer. Konstruktionselemente des Masschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben. Springer Verlag, 5. Auflage, 2005. ISBN-10 3-540-29629-8.