

СРАВНИТЕЛЕН АНАЛИЗ НА CAD СИСТЕМИ ЗА ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ЗЪБНИ ПРЕДАВКИ

COMPARATIVE ANALYSIS OF CAD SYSTEMS FOR CALCULATION OF GEAR TRAINS

Assoc. Prof. Angelova E. PhD.¹, Assist. Prof. Ronkova V. PhD.²

Faculty of Transport ^{1,2}, – University of Rouse, Bulgaria

E-mail: ang@uni-ruse-bg; E-mail: vronkova@uni-ruse.bg

Abstract: The companies producing powerful CAD systems usually give to Technical universities free of charge such systems for creating design drawings' documentation with Works, AutoCAD, Inventor, etc. Those contemporary tendencies support the preparation of technical staff, the advertisement and willingness to work with the concrete program product. It is emphasized that a lot of Bulgarian products which are connected with the design and optimization mainly of gear trains, shafts and bearings have been created and improved at Technical universities. Based upon a real practical example a comparative analysis of the solutions, which have been obtained with the program systems Inventor (Application for gear trains) and GEAR and GEOMER, which have been developed at the University of Ruse is carried out in the presented elaboration. The strength calculations of gear trains are made based upon the standard ISO 6336 in the CAD system Inventor. The programs GEAR and GEOMER are based upon the standards Bulgarian State Standards 1526-78 and 17108-99.

Keywords: GEAR TRAINS, CAD SYSTEMS, DESIGN, OPTIMIZATION

1. Увод

С влизането на България в Европейския съюз въпросите за реструктурирането на производството, модернизирани на наличната техническа база и използването на нови методи и подходи, продиктувани от съвременните CAD системи в инженерната практика, придобиват първостепенно значение.

Информация за възможностите и работата с различни CAD системи най-често се получават чрез интернет или на специални семинари, организирани от дистрибутори. При такава постановка е естествено потенциалните потребители да познават, и то не детайлно, ограничен брой CAD системи, а за съществуването на други дори да не подозират. Съвременна тенденция е на техническите университети да се предоставят безплатно от фирмите разработчици CAD системи за създаване на конструктивна и технологична документация – Solid Works, AutoCAD, Inventor, UniGraphics и др. С това се цели да се подготвят съвременни технически кадри и не на последно място реклама и настройка за работа с конкретния програмен продукт. Трябва да се отбележи, че в техническите университети у нас също бяха разработени и усъвършенствани редица български програмни продукти, свързани с проектирането и оптимизирането главно на машинни елементи – зъбни предавки, валове, лагери. Безспорни успехи в това направление има катедра Машинознание, машинни елементи и инженерна графика при Русенски университет.

В настоящата работа е направен сравнителен анализ на възможностите на CAD системите GEOMER и GEAR, разработени в Русенски университет и Mechsoft вграден в пакета INVENTOR.

2. Предпоставки и начини за решаване на проблема

Сравнителният анализ ще бъде извършен въз основа на реален пример от практиката. Фирма производител предоставя на катедра ММЕИГ при Русенски университет разработена конструктивна документация на тристъпален конусно-цилиндричен редуктор, предназначен за задвижване на трансманипулатор с якостни проблеми във второто и третото стъпало. Поставената от фирмата задача е да се анализира наличната документация и да се повиши товарносимостта на втората и третата предавка при запазване на междуосовите разстояния (корпусите вече са отлети). Изходните данни за двете предавки са представени в табл.1.

В настоящия момент методите за якостно изчисляване на зъбни предавки се сведоха до два – американски (разработван отAGMA) и европейски предлаган чрез петте части на ISO 6336. Последният е водещ за страните от ЕС, но за България той все още остава малко познат. У нас е регламентиран български стандарт за геометрично (БДС 1526-78) и якостно (БДС 17108-98) изчисляване на цилиндрични зъбни предавки. Предвид големия обем на стандартите, конструкторите рядко прибегват до тях при решаване на своите проблеми. В ежедневната си практика те се насочват към определен софтуер. Програмните системи GEOMER и GEAR са реализирани въз основа на БДС 1526-78 и БДС 17108-98, а в CAD системата Mechsoft е залегнал стандартът ISO 6336.

Таблица 1: Геометрични параметри на второ и трето стъпало (обобщени данни по конструктивна документация)

Редуктор за ТС 16Г				Основни параметри, обобщение				
I. Електродвигател – КТ 3517 – 30/4 ТР				Честота на въртене: $n=303,3 \text{ min}^{-1}$ (след конусната зъбна предавка)				
Мощност: $P_{\text{ел}} = 10 \text{ kW}$				II. Зъбни предавки – Степен на точност 8 – В; Трайност: $L_{\text{изпр}} = 6300 \text{ h}$.				
Стъпало	Междоос. разстояние $a_w, \text{ mm}$	Модул $m, \text{ mm}$	Широч. $b_w, \text{ mm}$	Ъгъл на наклон. $(^\circ)$	Коефициенти на препокриване		Допустим и мощности	
					Челен ϵ_α	Осов ϵ_β	$P_{\text{FP}}, \text{ kW}$	$P_{\text{HP}}, \text{ kW}$
2-ро	160	3	46	$10^\circ 8' 30''$	1,66	0,86	7,5	6,7
3-то	200	4	80	$08^\circ 6' 34''$	1,56	0,9	7,7	3,9
III. Зъбни колела – Стомана 18ХГТ, циментована и закалена до HRC 56. Шлифован работен профил.								
Параметри на зъбните колела				Озн.	1-во	2-ро	3-то	4-то
Брой на зъбите				z	20	85	18	81
Коефициент на изместване на изх. контур				x	0	0	+0,38	-0,38

3. Решение на проблема

3.1. Решаване на оптимизационната задача с помощта на програмите GEAR и GEOMER

С цел повишаване товарносимостта на второ и трето стъпало (за удобство в следващите таблици е отбелязано като 1 и 2 предавка, тъй като само те са обект на внимание) е извършена трипосочна оптимизация по модула m , по броя на зъбите z_1, z_2 и по стойностите на коефициентите на изместване на изходния контур x_1, x_2 [1].

Оптималното разпределение на сумарния коефициент на изместване на изходния контур x_Σ между двете зъбни колела се свежда до намиране на стойността $x_{1\text{опт}}$, при която

товароносимостта на предавката $T_{усл}$ има най-голяма стойност [2].

$$(1) T_{усл} = \min[\sigma_{FP1}/Y_{F1} \equiv f(x_1), \sigma_{FP2}/Y_{F2} \equiv f(x_2 - x_1)],$$

където: σ_{FP1} , σ_{FP2} са допустимите напрежения на огъване, съответно за водещото и водимото колела;

Y_{F1} , Y_{F2} - коефициенти на формата на зъба при спазване на ограничението $x_{1min} \leq x_1 \leq x_{1max}$ [3].

За да се определи x_{1opt} на x_1 се дават дискретни стойности със стъпка, осигуряваща желаната точност и се изчисляват стойностите на $T_{усл}$. Оптималното изместване x_{1opt} се определя чрез последователно сравняване на всяка новозчислена стойност $T_{усл}$ с предходната. Анализът на различни случаи от практиката показва, че проблемите стоят много по ясно, когато товароносимостта се изразява чрез допустимата по определен критерий мощност P , която всяко отделно стъпало може да предава (при зададена честота на въртене). Този вариант е за предпочитане, тъй като въртящите моменти, поради разликата в честотите на въртене, се отличават съществено един от друг.

Вариането с Z_{Σ} осигурява различни стойности на коефициента x_{Σ} и различни ъгли на зацепване. Това увеличава значително възможностите за оптимизиране „по x “. Увеличаването на модула на зъбите води до повишаване на тяхната якост на огъване. В същото време при предавки с големи модули к.п.д. намалява. Прието е модулет да се изменя в интервала:

$$(2) m = (0,01 \div 0,025)a_w$$

3.2. Решаване на задачата с помощта на програмна система Mechsoft.

В програмните системи Mechsoft се дефинират три основни вида задачи: проектна, проверочна и оптимизационна. В табл. 2 са посочени входните и изходни величини при решаване на всяка задача. Стойностите на x_1 , x_2 в скоби се задават само, ако потребителят разполага с такива.

Таблица 2: Типове задачи

Начален прозорец	Входни данни	Изходни данни	Вид на задачата
a_w	$u, \alpha, \beta, a_w, b_w, (x_1, x_2)$	m, z_1, z_2, x_1, x_2	оптимизационна
a_w, m	$u, \alpha, \beta, m, a_w, x_{\Sigma}, (x_1, x_2), b_w$	z_1, z_2, x_1, x_2	оптимизационна
m, z_1, z_2, x, b	$u, \alpha, \beta, m, z_1, z_2, x_{\Sigma}, (x_1, x_2), b_w$	a_w	проверочна
All according	$u, \alpha, \beta, (x_1, x_2)$	$m, a_w, x_{\Sigma}, b_w, z_1, z_2, (x_1, x_2)$	проектировъчна

Разпределянето на x_{Σ} между двете зъбни колела се извършва на база уравненията:

$$(3) x_1 = x_{\Sigma}/(u + 1), x_2 = x_{\Sigma} - x_1$$

При определяне броя на зъбите z_1 и z_2 ъгълът на зацепване $\alpha_{t\omega}$ е винаги близък до 20° .

4. Резултати и дискусия

4.1. Получени резултати с програмни системи GEAR и GEOMER

За да се повиши товароносимостта и за двете зъбни предавки се приема ъгъл $\beta=15^\circ$. Материалите се запазват същите като малкото зъбно колело се циментова и закалява до твърдост HRC=58, а голямото до HRC=56 (вж. табл. 1).

Оптимизацията на предавките е извършена с програмна система GEAR. Намерена е съвкупност от предавки задоволяващи ограниченията в предавателното число $\pm 2\%$ и осигуряващи различни стойности на x_{Σ} (табл. 3 и табл. 4).

Таблица 3: Формирани зъбни предавки в рамките на предавателното число $u = 4,25$ с гранично горно и долно отклонение $\pm 2\%$, $m = 3$ (извадка от екран)

Брой зъби		Предавателно отношение	Относителна грешка в предавателното число	Сумарен коефициент на изместване	Ъгъл на зацепване в челно сечение
Задвижващо колело	Задвижвано колело				
Z_1	Z_2	Z_1/Z_2	$\Delta u \%$	x_{Σ}	$\alpha_{t\omega}$
20	86	4,30	1,1765	-1,3678	15°41'33"
20	85	4,25	0	-0,9467	17°30'49"
20	84	4,2	-1,1765	-0,4841	19°10'30"
19	82	4,315	1,548	1,1219	23°27'47"
19	81	4,263	0,3090	1,7225	24°44'15"
19	80	4,210	-0,9288	2,3529	25°57'12"

Таблица 4: Формирани зъбни предавки в рамките на предавателното число $u = 4,5$ с гранично горно и долно отклонение $\pm 2\%$, $m = 5$ (извадка от екран)

Брой зъби		Предавателно отношение	Относителна грешка в предавателното число	Сумарен коефициент на изместване	Ъгъл на зацепване в челно сечение
Задвижващо колело	Задвижвано колело				
Z_1	Z_2	Z_1/Z_2	$\Delta u \%$	x_{Σ}	$\alpha_{t\omega}$
14	64	4,57	1,587	-1,3597	19°10'03"
14	63	4,50	0	-0,1435	21°10'46"
14	62	4,43	-1,587	-0,6977	23°01'20"

За всяка една от намерените предавки е възможно построяването на силов блокиращ контур [3]. На база различни анализи е установено, че ъгълът на зацепване $\alpha_{t\omega}$ на предавката с максимална товароносимост е в границите $20^\circ \leq \alpha_{t\omega} \leq 24^\circ$ [1]. За всяка предавка от този интервал е построен „силов блокиращ контур“. Най-добрите решения са показани в табл. 5 и табл. 6.

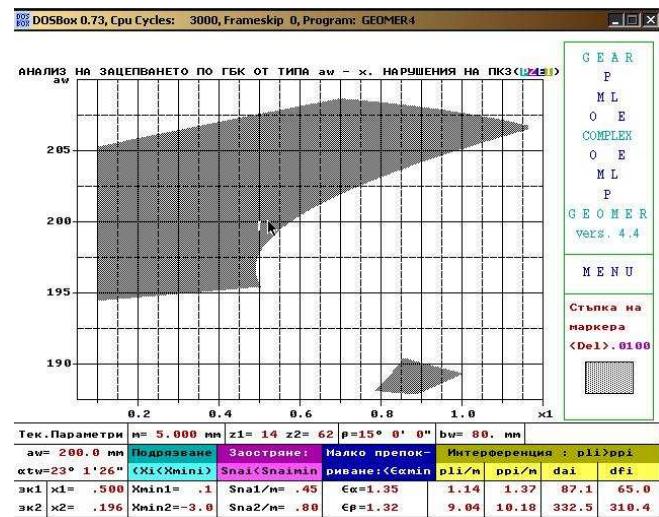
За да бъдат избрани окончателни варианти е необходимо да се построят и геометричните блокиращи контури на предавките – фиг. 1. Построени са с програмна система GEOMER.

Таблица 5: Силов блокиращ контур (предавка 1) - извадка от екран, $z_1=19, z_2=81$

Товароносимост на зъбната предавка							Плъзгане на работния профил			
№	Коефициент на изместване на изходния контур		Допустима мощност на предавката, kW				Скорост на плъзгане на работния профил, m/s			
	X_1	X_2	Якост на огъване	Контактна якост	минимална	Задвижващо колело	Задвижвано колело	максимална		
									P_{F1}	P_{F2}
1	-0,2	1,922	11,57	20,17	10,64	10,64	10,64	91,369	392,267	392,267
2	-0,1	1,822	12,43	19,72	11,22	11,22	11,22	115,568	367,618	367,618
3	0	1,722	12,94	19,29	11,75	11,75	11,75	139,065	342,780	342,780
4	0,1	1,722	13,21	18,88	12,23	12,23	12,23	161,937	317,743	317,743
5	0,2	1,522	13,78	18,50	12,67	12,67	12,67	184,246	292,507	292,507
6	0,3	1,422	14,35	18,14	13,06	13,06	13,06	206,044	267,060	267,060
7	0,4	1,322	14,56	17,83	13,41	13,41	13,41	227,380	241,401	241,401
8	0,5	1,222	15,08	17,57	13,70	13,70	13,70	248,291	215,519	248,291
9	0,6	1,122	15,55	17,38	13,96	13,96	13,96	268,813	189,406	268,813
10	0,7	1,022	15,99	17,28	14,16	14,16	14,16	288,977	163,058	288,977
11	0,8	0,922	16,38	17,29	14,32	14,32	14,32	308,808	136,461	308,808
12	0,9	0,822	17,55	17,18	14,43	14,43	14,43	328,331	109,613	328,331
13	1,0	0,722	17,52	17,13	14,49	14,49	14,49	347,568	82,501	347,568
14	1,1	0,622	18,11	17,07	14,51	14,51	14,51	366,537	55,113	366,537
15	1,2	0,522	19,29	16,98	14,47	14,47	14,47	385,255	27,444	385,255

Таблица 6: Силов блокиращ контур (предавка 2)- извадка от екран, $z_1=14, z_2=62$

Товароносимост на зъбната предавка							Плъзгане на работния профил			
№	Коефициент на изместване на изходния контур		Допустима мощност на предавката, kW				Скорост на плъзгане на работния профил, m/s			
			Якост на огъване		Контактна якост		минимална	Задвижващо колело	Задвижвано колело	максимална
	X_3	X_4	P_{F3}	P_{F4}	P_{H3}	P_{H4}	P	V_{S3}	V_{S4}	V_S
1	0.1	0.596	8.56	11.83	10.68	10.68	8.56	87,663	110,555	110,555
2	0.2	0.496	9.02	11.75	11.21	11.21	9.02	95,467	100,383	100,383
3	0.3	0.396	9.22	11.65	11.69	11.69	9.22	103,100	90,087	103,100
4	0.4	0.296	9.68	11.57	12.10	12.10	9.68	110,579	79,663	110,579
5	0.5	0.196	10.15	11.44	12.46	12.46	10.15	117,917	69,103	117,917
6	0.6	0.096	10.61	10.61	12.75	12.75	10.61	125,127	58,402	125,127
7	0.7	-0.096	11.05	11.05	12.99	12.99	11.05	132,218	47,553	132,218



Фиг. 1 Блокиращ контур „ a_w-x ” $m=5, z_1=14, z_2=62$

За окончателни се приемат предавките за първо стъпало №11, а за второ стъпало №5. Те имат по-ниска скорост на плъзгане по работния профил в сравнение с другите възможни варианти и коефициентите x_1 и x_2 са разположени в допустимата област на геометричните блокиращи контури.

4.2. Получени резултати с програмна система Mechsoft

И за двете зъбни предавки се решава оптимизационната задача с означение „ a_w ” в начален прозорец. Основен недостатък при работа в български условия е обстоятелството, че Mechsoft работи само с материали включени в стандарта ISO. Посочени са 50 вида марки материали с техните характеристики, за съжаление слабо познати и неизползвани у нас. Конструкторът е принуден да търси аналог на традиционно използвани у нас материали за изработка на зъбни колела, което неминуемо води до известна условност и вероятност за сериозни грешки. В случая за аналог на стомана 18 ХГТ е избрана стомана 16 МпГ5 с $\sigma_{Hlim} = 1270MPa$ и $\sigma_{Flim} = 700MPa$. Получените решения са показани в табл. 7.

Таблица 7: Решения с програма Mechsoft

Предавка	a_w	m	Z_1	Z_2	b_w	X_1	X_2	S_{H1}	S_{H2}	S_{F1}	S_{F2}
1 пр.	160	3	20	83	46	0,00322	0,05548	1,059	1,205	2,236	2,559
2 пр.	200	4	17	79	80	0,2578	0,05548	1,079	1,258	1,561	1,627

Програма Mechsoft представя резултатите от якостната проверка чрез коефициентите за сигурност:

S_H – коефициент на сигурност от появата на питинг;

S_F – коефициент на сигурност от разрушаване на зъба от огъване.

4.3. Сравнителен анализ

Директното сравнение на получените резултати е невъзможно, тъй като двете CAD системи представят крайните резултати в различен вид. По тази причина, а и с цел да бъде избегнато влиянието на различията между двете методики, предавките предложени от програмата GEAR са пресметнати в средата Mechsoft. Получените резултати са съпоставени с резултатите предложени като решение на задачата от програмата Mechsoft – табл. 8.

Таблица 8: Сравняване на резултатите за предавките предложени от CAD Mechsoft и програма GEAR

параметър	I група предавки Mechsoft		II група предавки GEAR		I група предавки Mechsoft		II група предавки GEAR	
	първо стъпало		първо стъпало		второ стъпало		второ стъпало	
	колело 1	колело 2	колело 1	колело 2	колело 1	колело 2	колело 1	колело 2
SH	1,059	1,205	1,007	1,148	1,079	1,258	1,108	1,286
SF	2,236	2,559	2,936	2,689	1,561	1,627	2,175	2,058
SHst	2,310	2,310	2,028	2,028	1,745	1,745	1,787	1,787
SFst	4,562	5,12	5,737	5,251	3,23	3,35	4,538	4,315

Ако за по-добри се смятат решенията с по-високи коефициенти на сигурност, то за първото стъпало предавката предложена от системата GEAR е по-добра от тази предложена от програмата Mechsoft по отношение на якост на огъване, и по-слаба по отношение на проверките свързани с контактната якост. За второто стъпало предавката предложена от системата GEAR е по-добра от тази на Mechsoft във всяко отношение.

Стандартите БДС и ISO регламентират точно решаване на проверочната задача. Алгоритъмът на проектировъчната задача е дело на конкретен авторски колектив. В таблица 9 са посочени резултатите получени при проектиране на първата предавка с програми Mechsoft (N4 вж.табл.2) и GEAR. Получените резултати са при зададена мощност $P=10kW$. Предавката получена с Mechsoft е с по-големи габарити.

Таблица 9: Проектиране на предавка при зададени: предавателно число, мощност, честота на въртене, материали, степен на точност

софтуер	a_w	m	Z_1/Z_2	b_w	β	X_1	X_2
GEAR	160	3	19/81	46	15	0,8	0,922
Mechsoft	200	3,5	21/89	53	15	0,16603	0,03917

Показаните резултати са на база решаването на конкретен реален пример. За да се осигури представителност на изводите за общото машиностроене и в частност за нашата страна, в тема по ФНИ 2008-ТФ-03 „Съвременни методи и подходи за изследване и оптимизиране на машинните елементи” бяха решени и анализирани множество примери обхващащи три характерни групи материали: циментирани стомани; обемно закалени стомани и стомани с нормализация и подобряване. Предавателните числа се изменят от $1 \div 6,3$, а относителната ширина ψ_{ba} от $0,2 \div 0,4$ [4]

Въз основа на получените решения могат да се направят следните изводи:

- Програмните системи GEAR и Mechsoft базирани съответно на якостните методики за изчисляване на цилиндрични зъбни предавки БДС 17 108-89 и ISO 6336 решават еднакво успешно проверочната задача чрез сравняване на допустими и действителни напрежения или допустима предавана мощност (GEAR) и изчислени коефициенти на сигурност (Mechsoft).

- При решаване на проектната и оптимизационна задачи Mechsoft предлага само едно решение. Програмата GEAR предлага съвкупност от решения, оптимизирани по отношение на модул, брой зъби и коефициенти на изместване на изходния контур. Най-доброто решение може да бъде избрано по комплексни критерии.

- Двете програмни системи използват различни марки материали. Това е една от основните причини за „условното“ използване на Mechsoft у нас.

- Оптималното разпределение на x_{Σ} между двете зъбни козела в Mechsoft се извършва на базата $x_1 / x_2 = z_2 / z_1$. Такъв подход е удачен само в случаите, когато материалите на двете козела са еднакви или с близки якостни характеристики. Подобно разпределение в повечето от случаите не води до постигане на максимална товароносимост.

- В програмата Mechsoft се работи с ограничена област от геометричния блокиращ контур. В действителност стойностите на x_1 и x_2 могат да се избират от по широк интервал, което се вижда от построения с програмна система GEOMER блокиращ контур „а_ω -x₁“. Подобен похват за ограничение е неоправдан по отношение на постигане на максимална товароносимост.

- Конструкторите трябва да приемат решенията на проектировъчните задачи безрезервно само, ако добре познават техния алгоритъм и целевите функции на оптимизация.

Заклучение:

- Различията в заложените методики, по отношение проверката на товароносимост, в разглежданите CAD системи не намалява техните достоинства, а само е индикатор, че въпросът с якостните изчисления на зъбните предавки е сложен и търпи развитие. При разработване на конструктивна документация е необходимо съгласуване на якостната методика със съответния потребител. При отговорни случаи е желателно провеждане на паралелни изчисления по различни методики.

- Считаме, че е наложително да се сформира авторски колектив от специалисти по зъбни предавки, с опит при създаване на CAD системи, с цел разработване на българска версия за автоматизирано изчисляване на зъбни предавки на база ISO 6336 с традиционно използваните у нас материали за изработване на зъбни козела.

Литературата

[1] Ненов П. Параметрично оптимизиране на цилиндрични зъбни предавки. Монография, С., Техника, 2002, 152 стр;

[2] Ненов П., Д. Андреев, П. Стаматов и И. Спасов. Курсово проектиране по машинни елементи, Техника– С., 2007, 254 стр.

[3] Ненов П., Е. Ангелова, Б. Калоянов. Проектирование оптимизированных зубчатых передач, Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiejq Mechanika Z82, Gliwice, 1985, 85-89p

[4] Ангелова Е. А., Добрева и колектив Съвременни методи и подходи за изследване, изпитване и оптимизиране на машинни елементи, Тема по ФНИ 2008–ТФ -03. Отчетна документация, Русе, 2008

[5] Програмна система INVENTOR, документация (HELP).

Изследванията са подкрепени по договор № BG051PO001-3.3.04/28, „Подкрепа за развитие на научните кадри в областта на инженерните научни изследвания и иновациите“. Проектът се осъществява с финансовата подкрепа на Оперативна програма „Развитие на човешките ресурси“ 2007-2013, съфинансирана от Европейския социален фонд на Европейския съюз“.