

Міністерство освіти і науки України
Донецький національний технічний університет

Кафедра «Основи проектування машин»

**Синтез і аналіз зубчастих механізмів
з використанням графічної системи КОМПАС- 3D**

Навчальний посібник
до курсового проектування з теорії механізмів і машин

Донецьк 2008

Міністерство освіти і науки України
Донецький національний технічний університет

Кафедра «Основи проектування машин»

Синтез і аналіз зубчастих механізмів
з використанням графічної системи КОМПАС- 3D

Навчальний посібник
до курсового проектування з теорії механізмів і машин

Розглянуто
на засіданні кафедри
«Основи проектування машин»
Протокол № 3 від 9 жовтня 2008 р.

Затверджено на засіданні
навчально-методичної
ради ДонНТУ
Протокол № 5 від 22 жовтня 2008 р.

Донецьк 2008

УДК 621.01(07)

Синтез і аналіз зубчастих механізмів з використанням графічної системи КОМПАС- 3D. Навчальний посібник до курсового проектування з теорії механізмів і машин / Е.Л.Гордієнко, В.Г.Пархоменко. – Донецьк: ДонНТУ, 2008.- 36с.

У навчальному посібнику приведені формули розрахунку геометричних параметрів зубчастих коліс і зачеплення, показана послідовність побудови зубчастого зачеплення як традиційним методом, так і з використанням графічної системи КОМПАС -3D. Приведені алгоритми добору чисел зубів для різних схем планетарних механізмів та послідовність кінематичного аналізу механізму графічним методом.

Укладачі: Е.Л.Гордієнко
В.Г.Пархоменко

Відповідальний
за випуск: В.Г.Нечепаяєв, д.т.н., проф.

Зміст

1. Проектування циліндричного евольвентного зубчастого зачеплення	5
1.1 Визначення геометричних параметрів циліндричної прямозубої евольвентної передачі	5
1.2 Креслення елементів зубчастого зачеплення	12
1.3 Креслення евольвентного нерівнозміщеного зачеплення з використанням графічної системи КОМПАС – 3D	15
2. Синтез і аналіз планетарних механізмів з циліндричними колесами	24
2.1 Однорядний планетарний механізм	24
2.2 Дворядний планетарний механізм	26
2.3 Планетарний механізм з двома зовнішніми зачепленнями	29
2.4 Кінематичне дослідження планетарного механізму графічним методом	32
Контрольні питання	34
Перелік посилань	36

1. Проектування циліндричного евольвентного зубчастого зачеплення

1.1. Визначення геометричних параметрів циліндричної прямозубої евольвентної передачі

Усі геометричні параметри обчислюються з точністю 0,001, значення тригонометричних функцій і $inv \alpha$, беруться з точністю 0,000001.

Визначення геометричних параметрів зубчастих коліс та зачеплення проводимо за вхідними даними:

модуль m , мм;

числа зубців шестірні та колеса z_1 і z_2 ;

параметри вихідного контуру:

коефіцієнт висоти головки зубця $h_a^* = 1,0$;

коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$;

кут профілю вихідного контуру $\alpha = 20^\circ$;

коефіцієнти зміщення вихідного контуру x_1 і x_2 (табл.1.1 або 1.2).

Розрахунок параметрів зачеплення проводимо за наступними формулами:

$$\text{Крок ділильної окружності } p = \pi m \quad (1)$$

$$\text{Радіуси ділильних окружностей } r = 0,5mz \quad (2)$$

$$\text{Радіуси основних окружностей } r_b = r \cos \alpha \quad (3)$$

$$\text{Крок основної окружності } P_b = P \cos \alpha \quad (4)$$

$$\text{Кут зачеплення } inv \alpha_w = \frac{2x_{\Sigma}}{z_{\Sigma}} \operatorname{tg} \alpha + inv \alpha, \quad (5)$$

де $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ - сумарне число зубців.

Кут α_w визначається за значенням $inv \alpha_w$ з таблиці 1.3.

$$\text{Радіуси початкових окружностей } r_w = 0,5mz \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (6)$$

$$\text{Міжосьова відстань } a_w = r_{w1} + r_{w2} \quad (7)$$

$$\text{Радіуси окружностей западин } r_f = m(0,5z - h_a^* - c^* + x) \quad (8)$$

$$\text{Висота зубця } h = a_w - r_{f1} - r_{f2} - c^* m \quad (9)$$

Таблиця 1.1–Значення коефіцієнтів зміщення для нерівнозміщеного зачеплення

Z ₁ \ Z ₂	11		12		13		14		15		16	
	X _Σ	X ₁	X _Σ	X ₁	X _Σ	X ₁	X _Σ	X ₁	X _Σ	X ₁	X _Σ	X ₁
20	1,072	0,576	1,031	0,553	0,990	0,530	0,950	0,507	0,911	0,485	0,873	0,460
21	1,074	0,579	1,033	0,556	0,992	0,534	0,952	0,511	0,913	0,489	0,875	0,464
22	1,076	0,582	1,035	0,559	0,994	0,537	0,954	0,514	0,915	0,493	0,877	0,469
23	1,079	0,585	1,038	0,562	0,997	0,540	0,957	0,518	0,918	0,496	0,879	0,473
24	1,083	0,588	1,041	0,565	1,000	0,543	0,960	0,521	0,920	0,499	0,881	0,477
25	1,087	0,590	1,045	0,568	1,003	0,546	0,963	0,525	0,922	0,503	0,883	0,481
26	1,091	0,592	1,049	0,570	1,006	0,548	0,965	0,527	0,924	0,506	0,884	0,483
27	1,095	0,594	1,053	0,572	1,009	0,551	0,967	0,529	0,926	0,508	0,886	0,486
28	1,098	0,596	1,056	0,574	1,012	0,553	0,970	0,532	0,929	0,510	0,888	0,489
29	1,102	0,598	1,059	0,576	1,016	0,555	0,973	0,534	0,931	0,513	0,890	0,491
30	1,105	0,599	1,062	0,578	1,019	0,557	0,976	0,536	0,933	0,515	0,892	0,494
31	1,108	0,600	1,065	0,579	1,022	0,559	0,978	0,538	0,935	0,517	0,894	0,496
32	1,111	0,601	1,067	0,580	1,024	0,560	0,981	0,540	0,937	0,519	0,896	0,498
33	1,114	0,602	1,070	0,581	1,026	0,561	0,983	0,541	0,939	0,521	0,898	0,500
34	1,117	0,603	1,072	0,582	1,028	0,562	0,985	0,542	0,942	0,522	0,901	0,502
35	1,120	0,604	1,074	0,583	1,030	0,563	0,987	0,543	0,944	0,523	0,903	0,504
36	1,122	0,605	1,077	0,584	1,033	0,564	0,989	0,544	0,946	0,524	0,905	0,506
37	1,125	0,606	1,081	0,585	1,035	0,565	0,991	0,545	0,948	0,525	0,907	0,507
38	1,128	0,607	1,083	0,586	1,038	0,566	0,994	0,546	0,951	0,526	0,909	0,508
39	1,131	0,607	1,086	0,587	1,041	0,567	0,996	0,547	0,953	0,527	0,911	0,509
40	1,134	0,608	1,089	0,588	1,044	0,568	0,999	0,548	0,955	0,528	0,913	0,510
42	1,140	0,609	1,094	0,589	1,048	0,569	1,003	0,550	0,959	0,530	0,917	0,512
44	1,146	0,610	1,099	0,590	1,053	0,570	1,008	0,551	0,964	0,532	0,921	0,514
46	1,152	0,611	1,105	0,591	1,059	0,571	1,012	0,552	0,968	0,533	0,924	0,516
48	1,158	0,611	1,111	0,592	1,065	0,572	1,018	0,553	0,973	0,534	0,928	0,517
50	1,164	0,612	1,117	0,593	1,070	0,573	1,023	0,554	0,977	0,535	0,932	0,518
52	1,170	0,612	1,122	0,593	1,075	0,573	1,028	0,554	0,981	0,535	0,936	0,518
54	1,176	0,612	1,127	0,593	1,080	0,573	1,033	0,554	0,985	0,535	0,941	0,518
56	1,182	0,612	1,132	0,593	1,085	0,573	1,037	0,554	0,990	0,535	0,945	0,518
58	1,188	0,612	1,138	0,593	1,090	0,573	1,041	0,554	0,995	0,535	0,950	0,519
60	1,194	0,613	1,144	0,593	1,095	0,574	1,046	0,555	0,999	0,536	0,955	0,519

Таблиця 1.2 - Значення коефіцієнтів зміщення для рівнозміщеного зачеплення

$Z_1 \backslash Z_2$	11	12	13	14	15	16	17
20	0,356	0,300	0,250	0,200	0,155	0,115	0,102
21	0,360	0,310	0,264	0,220	0,181	0,144	0,110
22	0,382	0,328	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131
23	0,394	0,340	0,298	0,255	0,218	0,182	0,148
24	0,408	0,357	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165
25	0,415	0,368	0,324	0,283	0,247	0,210	0,178
26	0,422	0,379	0,335	0,295	0,259	0,221	0,191
27	0,430	0,389	0,347	0,308	0,270	0,232	0,205
28	0,435	0,395	0,354	0,318	0,279	0,242	0,214
29	0,442	0,401	0,362	0,329	0,288	0,252	0,223
30	0,448	0,408	0,370	0,339	0,297	0,262	0,233
31	0,454	0,415	0,377	0,350	0,306	0,272	0,242
32	0,460	0,422	0,385	0,360	0,315	0,282	0,251
33	0,464	0,427	0,390	0,364	0,321	0,288	0,258
34	0,470	0,431	0,395	0,368	0,327	0,294	0,265
35	0,474	0,436	0,400	0,372	0,333	0,300	0,271
36	0,478	0,440	0,405	0,377	0,339	0,307	0,278
37	0,483	0,445	0,411	0,382	0,345	0,314	0,285
38	0,487	0,450	0,417	0,386	0,351	0,320	0,292
39	0,491	0,455	0,422	0,390	0,357	0,326	0,299
40	0,495	0,460	0,427	0,395	0,363	0,333	0,306
41	0,498	0,462	0,430	0,398	0,367	0,337	0,310
42	0,500	0,465	0,433	0,401	0,370	0,341	0,314
43	0,502	0,468	0,436	0,405	0,374	0,345	0,318
44	0,505	0,470	0,439	0,408	0,377	0,349	0,322
45	0,508	0,473	0,422	0,411	0,381	0,353	0,327
46	0,510	0,475	0,445	0,414	0,384	0,357	0,331
47	0,513	0,478	0,448	0,417	0,387	0,361	0,335
48	0,515	0,481	0,451	0,420	0,391	0,365	0,339
49	0,518	0,484	0,454	0,424	0,394	0,369	0,344
50	0,520	0,487	0,457	0,427	0,398	0,373	0,348
51	0,522	0,490	0,459	0,429	0,401	0,375	0,350
52	0,524	0,492	0,461	0,431	0,403	0,377	0,353
53	0,526	0,494	0,464	0,434	0,406	0,380	0,355
54	0,528	0,497	0,466	0,436	0,408	0,382	0,357
55	0,530	0,499	0,468	0,438	0,411	0,385	0,360
56	0,532	0,501	0,470	0,440	0,413	0,387	0,362
57	0,534	0,503	0,473	0,443	0,416	0,390	0,365
58	0,536	0,506	0,475	0,445	0,418	0,392	0,368
59	0,538	0,508	0,477	0,447	0,421	0,395	0,371
60	0,540	0,510	0,479	0,450	0,423	0,397	0,374

Таблиця 1.3. – Значення евольвентної функції

Мину ты	20°	21°	22°	23°	24°	25°	26°	27°	28°	29°	30°	31°
0	0,014904	0,017345	0,020054	0,023049	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751	0,059809
2	982	431	149	154	465	0,030102	0,034086	438	182	343	946	0,060019
4	0,015059	517	244	259	581	229	225	590	347	522	0,054140	230
6	137	603	340	365	697	357	364	742	513	702	336	441
8	215	690	436	471	814	484	504	894	679	883	531	653
10	293	777	533	577	931	613	644	0,039047	845	0,049064	728	866
12	372	0,017865	629	684	0,027048	0,030741	0,034785	201	0,044012	245	924	0,061079
14	0,015451	952	726	791	166	870	926	355	180	427	0,055122	292
16	530	0,018040	824	899	284	0,031000	0,035067	509	348	609	320	507
18	609	129	921	0,024006	402	130	209	664	516	792	518	721
20	689	217	0,021019	114	521	200	352	819	685	976	717	937
22	769	306	118	0,024223	0,027640	0,031390	494	974	855	0,050160	916	0,062153
24	850	395	217	332	760	521	637	0,040131	0,045024	344	0,056116	369
26	930	0,018485	316	441	880	653	781	287	195	529	317	586
28	0,016011	575	415	550	0,028000	784	925	444	366	715	518	804
30	092	665	514	660	121	917	0,036069	602	537	901	720	0,063022
32	174	755	614	770	242	0,032049	214	759	709	0,051087	922	241
34	255	846	715	881	363	182	359	918	881	274	0,057124	460
36	337	937	815	992	485	315	505	0,041076	0,046054	462	328	680
38	420	0,019028	916	0325103	607	449	651	236	227	650	531	901
40	0,016502	120	0,022018	214	729	583	798	395	400	838	736	0,064122
42	585	212	119	326	852	718	945	556	575	0,052027	940	343
44	669	304	221	439	976	853	0,037092	716	749	217	0,058146	565
46	752	397	324	551	0,029099	988	240	877	924	407	352	788
48	836	0,019490	426	664	223	0,033124	388	0,042039	0,047100	597	558	0,065012
50	920	583	529	778	348	260	537	201	276	788	765	236
52	0,017004	676	0,022633	0,025891	0,029472	397	686	363	452	980	973	460
54	089	770	736	0,026005	598	534	835	526	630	0,053172	0,059181	685
56	174	864	840	120	723	671	985	689	807	365	390	911
58	259	959	944	235	849	809	0,038136	853	985	558	599	0,066137
60	0,017345	0,020054	0,023049	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751	809	364

продовження таблиці 1.3.

Минуты	32°	33°	34°	35°	36°	37°	38°	39°	40°	41°	42°	43°
0	0,066364	0,073449	0,081097	0,089342	0,09822	0,10778	0,11806	0,12911	0,14097	0,15370	0,16737	0,18202
2	591	695	362	628	853	811	842	949	138	414	784	253
4	819	941	627	914	884	844	877	987	179	458	831	30
6	0,067048	0,074188	894	0,090201	915	878	913	0,13025	220	503	879	355
8	111	435	0,082161	489	946	911	949	064	261	547	926	406
10	507	684	428	111	977	944	985	102	303	591	974	457
12	738	932	697	0,091067	0,10008	0,10978	0,12021	0,13141	0,14344	0,15636	0,17022	0,18508
14	969	0,075182	966	356	039	0,11011	057	180	386	680	069	559
16	0,068200	432	0,083235	647	070	045	093	219	428	725	117	611
18	432	683	506	938	102	079	129	258	469	no	166	662
20	665	934	111	0,092230	133	113	165	297	511	815	214	714
22	899	0,076186	0,084049	523	0,10165	0,11146	0,12202	0,13336	0,14553	0,15860	0,17262	0,18766
24	0,069133	439	321	816	196	180	238	375	595	905	311	818
26	367	692	594	0,093111	228	215	275	414	638	950	359	870
28	602	946	868	406	260	249	312	454	680	996	408	92
30	838	0,077200	0,085142	701	292	283	348	493	722	0,16041	457	975
32	0,070075	45	418	998	0,10323	0,11317	0,12385	0,13533	0,14765	0,16087	0,17506	0,19027
34	312	711	693	0,094295	355	352	422	572	807	133	555	080
36	549	968	970	592	388	386	459	612	850	178	604	131
38	787	0,078225	0,086247	891	420	421	496	652	893	224	653	185
40	0,071026	483	525	0,095190	452	455	534	692	936	270	702	238
42	266	741	804	490	0,10484	0,11490	0,12571	0,13732	979	0,16317	0,17752	0,19291
44	506	0,079000	0,087083	791	516	525	608	112	0,15022	363	801	344
46	747	260	363	0,096093	549	560	646	812	065	409	821	398
48	988	520	644	395	581	595	683	853	108	456	901	451
50	0,072230	781	925	698	614	630	721	893	152	502	951	505
52	473	0,080043	0,088207	0,097002	0,10647	0,11665	0,12759	0,13934	0,15195	0,16549	0,18001	0,19558
54	716	306	490	306	679	700	797	974	239	596	051	612
56	959	569	773	611	712	735	834	0,14015	282	642	1001	666
58	0,073204	832	0,089057	917	745	771	872	056	326	689	152	720
60	449	0,081097	0,059342	0,098224	0,10778	0,11806	0,12911	097	0,15370	0,16737	0,18202	0,19774

$$\text{Радіуси окружностей вершин } r_a = r_f + h \quad (10)$$

$$\text{Товщина зубців по ділільних окружностях } S = m(0,5\pi + 2xtg\alpha) \quad (11)$$

$$\text{Товщина зубців по основних окружностях } S_b = 2r_b \left(\frac{S}{2r} + inv\alpha \right) \quad (12)$$

$$\text{Товщина зубців по початкових окружностях } S_w = 2r_w \left(\frac{S}{2r} + inv\alpha - inv\alpha_w \right) \quad (13)$$

$$\text{Крок початкових окружностей } P_w = P \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} \quad (14)$$

$$\text{Перевірити чи виконується рівність } S_{w1} + S_{w2} = P_w$$

$$\text{Товщина зубців по окружностях вершин } S_a = 2r_a \left(\frac{S}{2r} + inv\alpha - inv\alpha_a \right), \quad (15)$$

де $\alpha_a = \arccos(r_b / r_a)$, а $inv\alpha_a$ знаходиться по табл.1.3.

$$\text{Коефіцієнт перекриття } \varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin\alpha_w}{p_b} \quad (16)$$

При проектуванні нерівнозміщеного зачеплення усі вище перелічені параметри окрім S_b , S_a і ε , обчислюються для нульового зачеплення і зачеплення зі зміщенням. Результати обчислення заносяться в таблицю 1.4

Таблиця 1.4 Розрахункові параметри зачеплення

Тип зачеплення	z_1	z_2	m , мм	P , мм	P_b , мм	r_1 , мм	r_2 , мм	r_{b1} , мм	r_{b2} , мм	x_1	x_2	α_w , град	r_{w1} , мм	r_{w2} , мм
Нульове														
Нерівнозміщенне														

Продовження таблиці 1.4

a_w , мм	P_w , мм	r_{f1} , мм	r_{f2} , мм	h , мм	r_{a1} , мм	r_{a2} , мм	S_1 , мм	S_2 , мм	S_{w1} , мм	S_{w2} , мм	S_{b1} , мм	S_{b2} , мм	S_{a1} , мм	S_{a2} , мм	ε

Здійснюємо наступні перевірки якості зубців:

перевірку на незагострення $S_a \geq 0,4m$,

перевірку на відсутність підрізування $0,5z \sin^2 \alpha \geq h_a^* - x$.

Підраховуємо коефіцієнти питомих ковзань:

на ніжці зубця 1-го колеса $v_{H1} = 1 - \frac{z_1 \rho_{a2}}{z_2 \rho_{H1}}$,

де $\rho_{a2} = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}$; $\rho_{H1} = a_w \sin \alpha_w - \rho_{a2}$;

на голівці зубця 2-го колеса $v_{a2} = 1 - \frac{z_2 \rho_{H1}}{z_1 \rho_{a2}}$;

на ніжці зубця 2-го колеса $v_{H2} = 1 - \frac{z_2 \rho_{a1}}{z_1 \rho_{H2}}$,

де $\rho_{a1} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}$; $\rho_{H2} = a_w \sin \alpha_w - \rho_{a1}$

на голівці зубця 1-го колеса $v_{a1} = 1 - \frac{z_1 \rho_{H2}}{z_2 \rho_{a1}}$.

Обчислюємо контрольні розміри, що проставляються на кресленні:

товщина зуба по постійній хорді $\bar{S}_C = S \cos^2 \alpha$,

відстань від окружності вершин до постійної хорди

$$\bar{h}_C = r_a - r - \frac{S}{4} \sin 2\alpha ;$$

довжина загальної нормалі

$W = P_b n + S_b$, де $n = \frac{z}{9}$ - число западин, які охоплюються скобою. Якщо

$\frac{z}{9}$ - дрібне число, то береться ціла частина цього дробу.

1.2 Креслення елементів зубчастого зачеплення

Евольвентне зачеплення будується таким масштабом, щоб висота зуба на кресленні дорівнювала 40 – 50 мм. Бажано, щоб вибраний масштаб був стандартним. З урахуванням прийнятого масштабу складається таблиця геометричних параметрів зачеплення (табл.1.5).

Таблиця 1.5 – Значення геометричних параметрів зачеплення

Геом. Параметр	r_1	r_2	r_{b1}	r_{b2}	r_{w1}	r_{w2}	a_w	r_{a1}	r_{a2}	r_{f1}	r_{f2}	h	p	S_1	S_2
Дійсне значення мм															
На кресленні мм															

Побудова евольвентних профілів зубів виконується в такій послідовності (рис. 1.1).

Проводимо лінію центрів, на якій відкладаємо міжосьову відстань $a_w = O_1O_2$. Проводимо початкові окружності радіусами r_{w1} і r_{w2} , які торкаються в полюсі зачеплення P, основні окружності радіусами r_{b1} і r_{b2} та лінію зачеплення, дотичну до основних окружностей, яка повинна пройти через полюс P. Проводимо перпендикуляри O_1N_1 і O_2N_2 з центрів O_1 і O_2 на лінію зачеплення:

$\angle N_1O_1P = \angle N_2O_2P = \alpha_w$. Будуємо евольвенти двох зубчастих коліс, що дотинаються в полюсі P. Для побудови евольвентного профілю зуба першого колеса відрізок теоретичної лінії зачеплення N_1P ділимо на рівні частини (в нашому випадку на 4). Ці відрізки відкладаємо по основній окружності першого колеса вправо і вліво від точки N_1 . Отримаємо точки 0,1,2,3,4,5,6,7. Через ці точки, крім 0, проводимо дотичні до основної окружності. На дотичній, що проведена через точку 1, відкладаємо один відрізок, рівний $\frac{1}{4}N_1P$, на дотичній, що проведена через точку 2, відкладаємо два відрізка, рівних $\frac{1}{4}N_1P$ і т. д.

Виконавши аналогічні побудови на кожній з дотичних, отримаємо ряд точок. Крива, проведена через ці точки, є евольвентою зуба першого колеса, яка проходить через полюс P.

Таким же способом будується евольвентний профіль зуба другого колеса, для чого використовується відрізок PN_2 , який треба розділити на 6 – 8 рівних частин, так як $z_2 > z_1$ і $PN_2 > PN_1$.

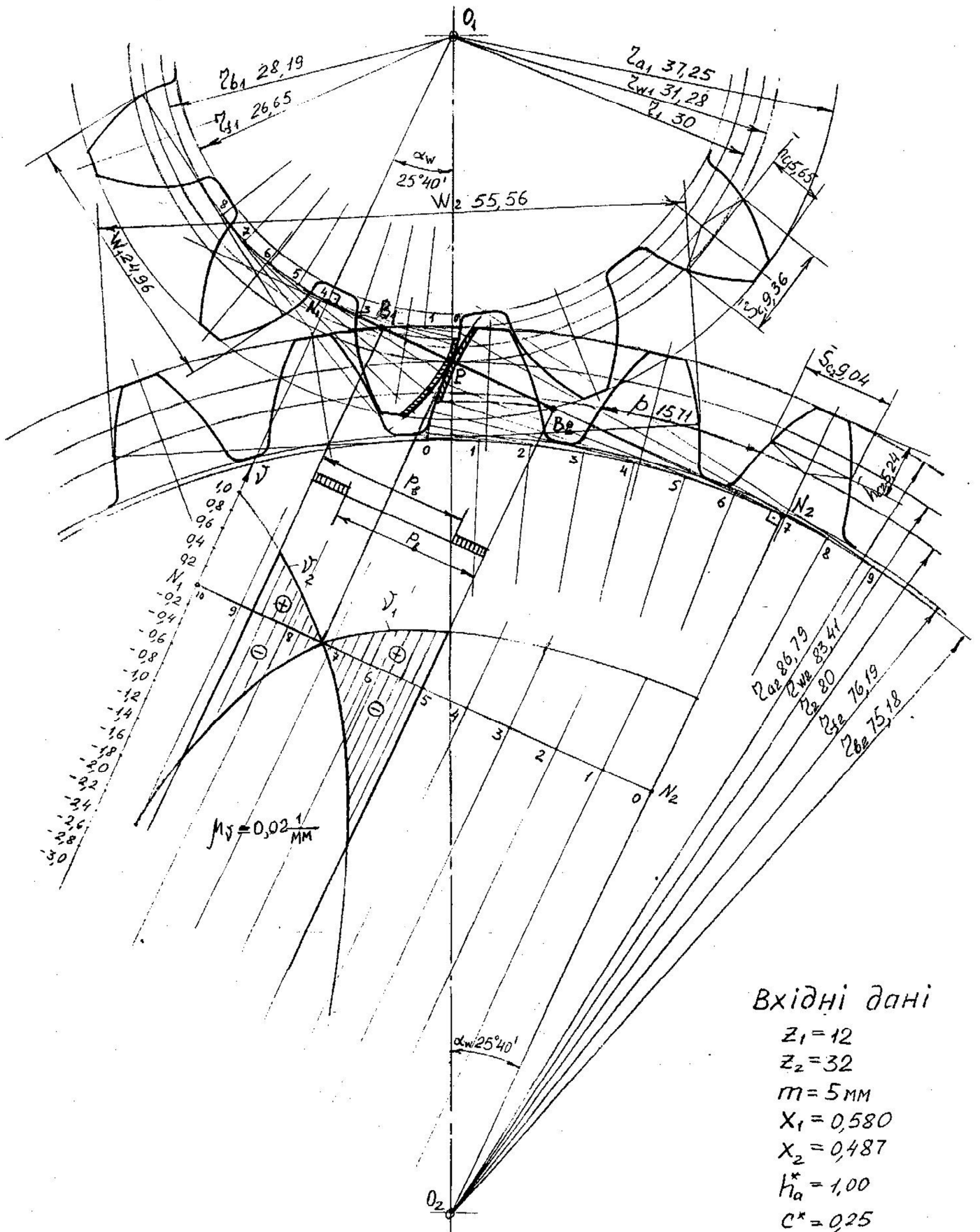


Рисунок 1.1 - Креслення зачеплення

Проводимо окружності вершин радіусами r_{a1} та r_{a2} , та окружності западин радіусами r_{f1} і r_{f2} . Контролюємо висоту зуба h . Якщо $r_f < r_b$, то профіль ніжки зуба від основної окружності до окружності западин будується по радіальній прямій, що з'єднує початок евольвенти з центром колеса. Основа зуба кожного колеса сполучається з окружністю западин радіусом $\rho = 0,25m$.

Проводимо ділильні окружності радіусами r_1 і r_2 . Від кожної евольвенти

відкладаємо по ділильній окружності $\frac{S}{2}$ і проводимо радіальну пряму – вісь

симетрії зуба. По законам симетрії та за допомогою шаблона або лекала будуюмо симетричний профіль зуба кожного колеса. Для побудови осей симетрії сусідніх

зубів використовуємо шаг по ділильній окружності p : відрізок, рівний $\frac{p}{4}$

відкладаємо від осі симетрії зуба 4 рази по ділильній окружності і через отриману точку проводимо радіальну пряму – вісь симетрії сусіднього зуба. Так будуюмо 5 – 6 зубів на кожному колесі.

На кресленні проставляються обчислені значення параметрів: $p, r, r_w, r_b, r_a, r_f, \alpha_w$.

Визначається активна частина лінії зачеплення B_1B_2 (довжина зачеплення). Точки B_1 і B_2 – це точки перетину теоретичної лінії зачеплення N_1N_2 з окружностями вершин.

Будуються робочі ділянки профілів зубів, для визначення яких з центра кожного колеса проводяться до евольвент дуги окружностей радіусами O_1B_1 та O_1B_2 - для першого колеса, і O_2B_1 та O_2B_2 - для другого колеса.

На активній частині лінії зачеплення B_1B_2 будуються зони двохпарного та однопарного зачеплення.

На теоретичній лінії зачеплення, яка виноситься, як показано на рис. 1.1, будуються графіки коефіцієнтів питомих ковзань обчислених за таблицею 1.6.

Таблиця 1.6 – **Значення коефіцієнтів питомих ковзань.**

Величина	Положення										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{\rho_2}{\rho_1}$	0	$\frac{1}{9}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{4}{6}$	$\frac{5}{5}$	$\frac{6}{4}$	$\frac{7}{3}$	$\frac{8}{2}$	$\frac{9}{1}$	∞
$\frac{\rho_2 z_1}{\rho_1 z_2}$	0										∞
$v_1 = 1 - \frac{\rho_2 z_1}{\rho_1 z_2}$	1										$-\infty$
$\frac{\rho_1}{\rho_2}$	∞	$\frac{9}{1}$	$\frac{8}{2}$	$\frac{7}{3}$	$\frac{6}{4}$	$\frac{5}{5}$	$\frac{4}{6}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{2}{8}$	$\frac{1}{9}$	0
$\frac{\rho_1 z_2}{\rho_2 z_1}$	∞										0
$v_2 = 1 - \frac{\rho_1 z_2}{\rho_2 z_1}$	$-\infty$										1

1.3 Креслення евольвентного зачеплення з використанням графічної системи КОМПАС-3D

Креслення евольвентного зачеплення з використанням КОМПАС 3D здійснюємо наступним чином.

1. Запускаємо програму КОМПАС-3D V6 Plus.
2. Обираємо формат листа. Клацанням правою кнопкою миші по листу, вибираємо пункт “Параметри поточного креслення, у вікні (рис.1.2) обираємо формат листа А1.

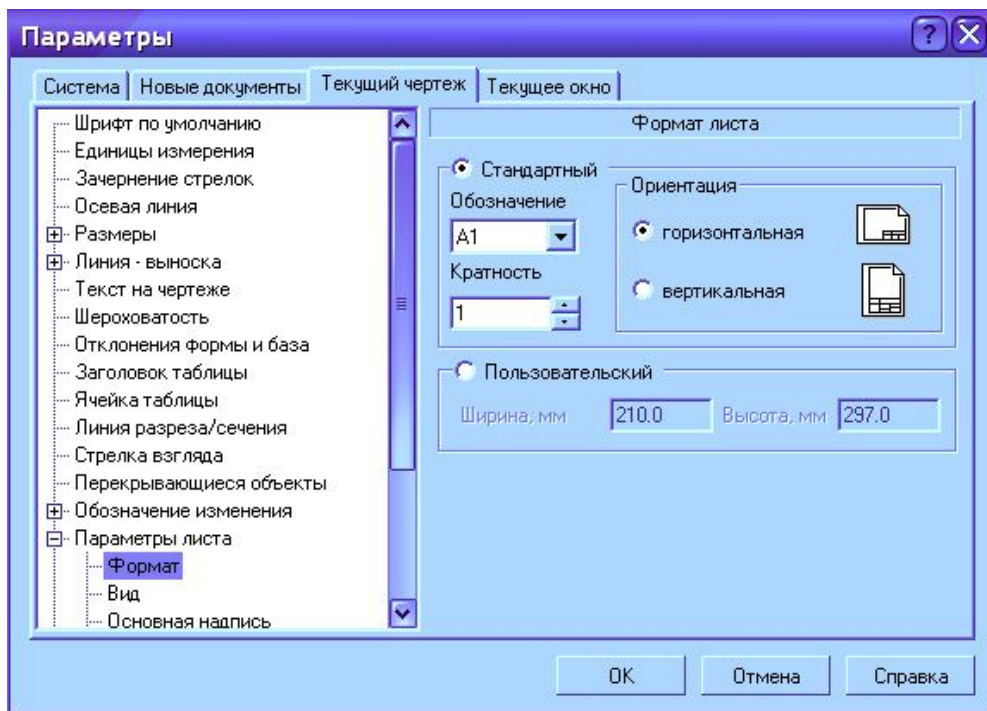






Рисунок 1.2. - Параметри листа

Примітка.

- а) Щоб побачити лист цілком, використовуємо “Показати все” 
- б) Щоб позбутися слідів видалених ліній, використовуємо “Відновити зображення”  .
- в) Щоб завершити побудову, використовуємо “Створити об’єкт”  (якщо кнопка не активна, активуємо її за допомогою команди).
- г) Щоб перервати команду, використовуємо “Перервати команду”  .

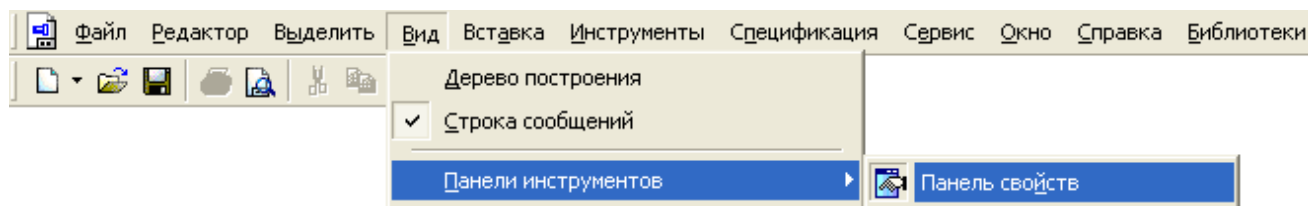




Рисунок 1.3 Команда активації панелі властивостей (свойств)

3. Проводимо лінію центрів O_1O_2 . Клацаємо по значку “Геометрія”  на бічній панелі, далі активуємо “Відрізок”  і проводимо вертикальний відрізок необхідної довжини, заздалегідь вибравши стиль лінії “Осьова” (рисунок 1.4)

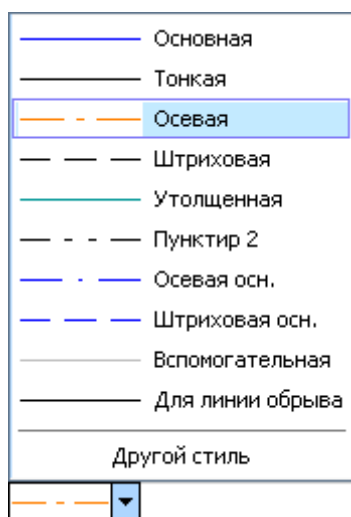

















Рисунок 1.4 - Вікно для вибору стилю лінії

4. Створюємо окружності за радіусами (r_b, r_w, r, r_a, r_f) . Вибираємо “Геометрія”, “Коло” , курсором фіксуємо центр, на панелі властивостей вводимо радіус окружності, ставимо прапорець перед словом “Радіус”, натискаємо . Операцію повторюємо для побудови всіх десяти окружностей.

5. Позначаємо полюс зачеплення P. Обираємо ”Позначення” (“Обозначения”) . Вводимо текст , обираємо 7 розмір шрифту. Клацанням лівою кнопкою миші на кресленні показуємо місце поряд з полюсом зачеплення (точка дотику початкових окружностей). Вводимо “P”.

6. Будуємо лінію зачеплення. Обираємо “Пряму, дотичну до двох кривих”  . Виділяємо основні окружності  , Отримана лінія зачеплення повинна пройти через точку P . Позначимо точки зіткнення лінії і основних окружностей N_1 і N_2 (див. пункт 5). Обираємо «Геометрія», “Відрізок” і з'єднуємо точки N_1 і N_2 з P .
7. Контролюємо кут зачеплення $\alpha_w = \angle N_1 O_1 P_1 = \angle N_2 O_2 P_2$. На бічній панелі “Вимірювання 2D”  , клацаємо на значку “Кут по 3 точкам” .
8. Будуємо евольвенту зубця шестірні, для чого відрізок теоретичної лінії зачеплення $N_1 P$ розбиваємо на 5-7 рівних частин. Для цього клацнемо лівою кнопкою миші по значку “Точки по кривій”  , на панелі властивостей виставляємо необхідну кількість ділянок, клацаємо по відріzkу $N_1 P$.
9. Виміряємо довжину однієї ділянки. На бічній панелі “Вимірювання 2D”  , клацаємо на значку “Відстань між двома точками”  . Відрізки зміряної довжини відкладаємо на основній окружності шестірні праворуч і ліворуч від точки N_1 : “Точка на заданій відстані”  , вводимо зміряну довжину, кількість крапок, клацаємо на N_1 , потім на колі за останньою точкою.
10. Проводимо дотичні через точки. Обрати “Дотична пряма через точку кривої”  . Дотичні проводяться через всі точки, починаючи з першої зліва від осьової лінії для шестірні і з першої справа для колеса.
11. На дотичній до основної окружності шестірні, проведеної через точку 1, відкладаємо відрізок, який дорівнює зміряному в пункті 9. Для цього використовуємо функцію “Точка на заданій відстані”  . На панелі стану для кожної точки задається відстань, яка дорівнює номеру точки помноженому на початкову відстань.
12. З'єднаємо кінці побудованих відрізків за допомогою функції “Крива Без'є”  на бічній панелі. Допоміжні прямі і точки, використані для побудови евольвенти, можна виділити: Виділити/ По типу/Точки/OK/Delete і Виділити/По стилю

кривої/Допоміжна/OK/Delete.

13. Після виконаних операцій для шестірні повторюємо аналогічні операції для колеса. В результаті маємо креслення, зображене на рис.1.5.

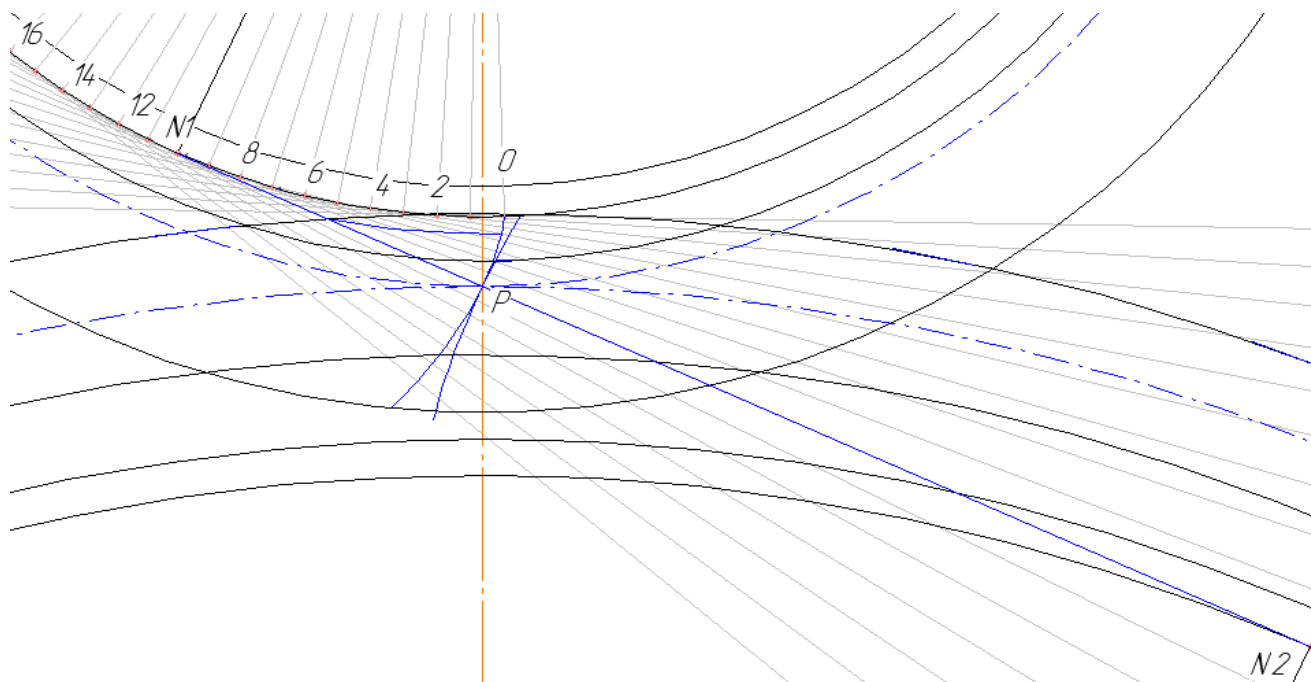









Рисунок 1.5 - Побудова евольвент

14. Викреслювання галтелей. Якщо $r_f \geq r_b$, то сполучаємо евольвенту з колом западин радіусом $0,25m$. Якщо $r_f \leq r_b$ від основи евольвенти до окружності западин проводимо радіальну пряму, а потім у основи зубця робимо сполучення радіусом $0,25m$. Для цього вибираємо "Скругляти"  і в рядку "Радіус скруглення" ставимо необхідне значення. Якщо частина евольвенти розташована вище окружності вершин, то усікаємо її, використовуючи "Редагування"  \ "Усікти криву 2 точками" .

15. Побудова точки, через яку пройде вісь симетрії зубця. Для цього на бічній панелі вибираємо "Точка на заданій відстані". В рядку "Відстань" ставимо значення $\frac{S}{2}$, в рядку "Кількість крапок" ставимо значення "1". Від кожної евольвенти на ділильній окружності створюємо точку.

16. Затиснувши на клавіатурі кнопку Ctrl, виділяємо евольвенту і галтель. На лівій панелі вибираємо команду "Редагування" \ "Симетрія" . Відображаємо виділені

частини щодо побудованої точки.

17. Використовуємо функцію "Точка на заданій відстані" , від точки симетрії першого зубця відкладаємо на ділильному колі відстань рівну p . Виділяємо повністю перший зуб і, використовуючи функцію "Редагування"  "Симетрія" , відображаємо зуб відносно другої точки симетрії. Аналогічні операції проводимо для побудови 5-6 зубців на шестірні і колесі.

18. Через точки симетрії зубців проводимо осьові лінії. В результаті отримуємо креслення зубців зачеплення (рисунок 1.6).

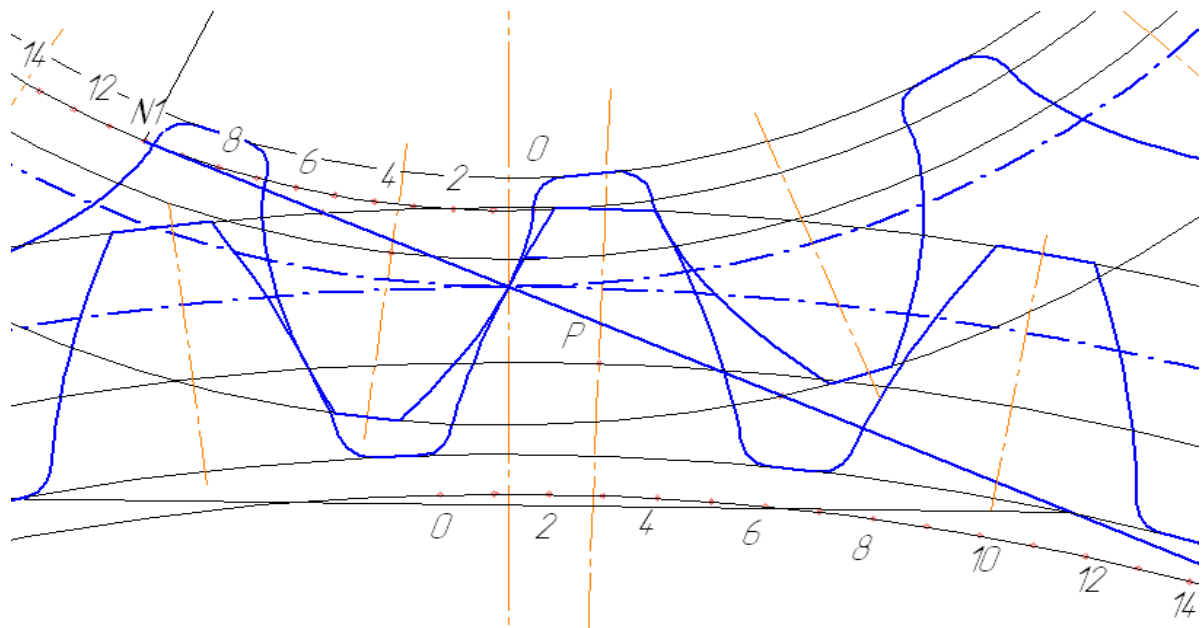








Рисунок 1.6 - Викреслювання зубчастого зачеплення

19. Побудова активних профілів зубців. Знаходимо точки перетину окружностей вершин з лінією зачеплення (дотичною до основних окружностей). Позначимо їх B_1 і B_2 - це активна лінія зачеплення або довжина зачеплення (див. рисунок 1.7). Радіусами O_1B_1 і O_2B_2 проводимо дуги до перетину з евольвентними частинами зубців, що контактують. Виділяємо евольвенту зубця, використовуємо функцію "Копіювати" , а потім "Вставити" . Вставку об'єкту проводимо, паралельно зсунувши його щодо оригіналу на 5-7 мм. Штриховку активної частини профілю робимо таким чином: розбиваємо одну з евольвент на 8-10 частин,

використовуючи на лівій панелі функцію “Точки на кривій”  .

В кожній точці проводимо дотичну за допомогою функції “Дотична пряма через точку кривої”  . До кожної дотичної проводимо перпендикуляр через ці ж точки - «Перпендикулярна пряма»  . За допомогою функції “Відрізок”  сполучаємо у напрямку перпендикуляра оригінал і копію евольвенти.

Аналогічні операції проводимо з другим зубчастим колесом (рисунок 1.7).

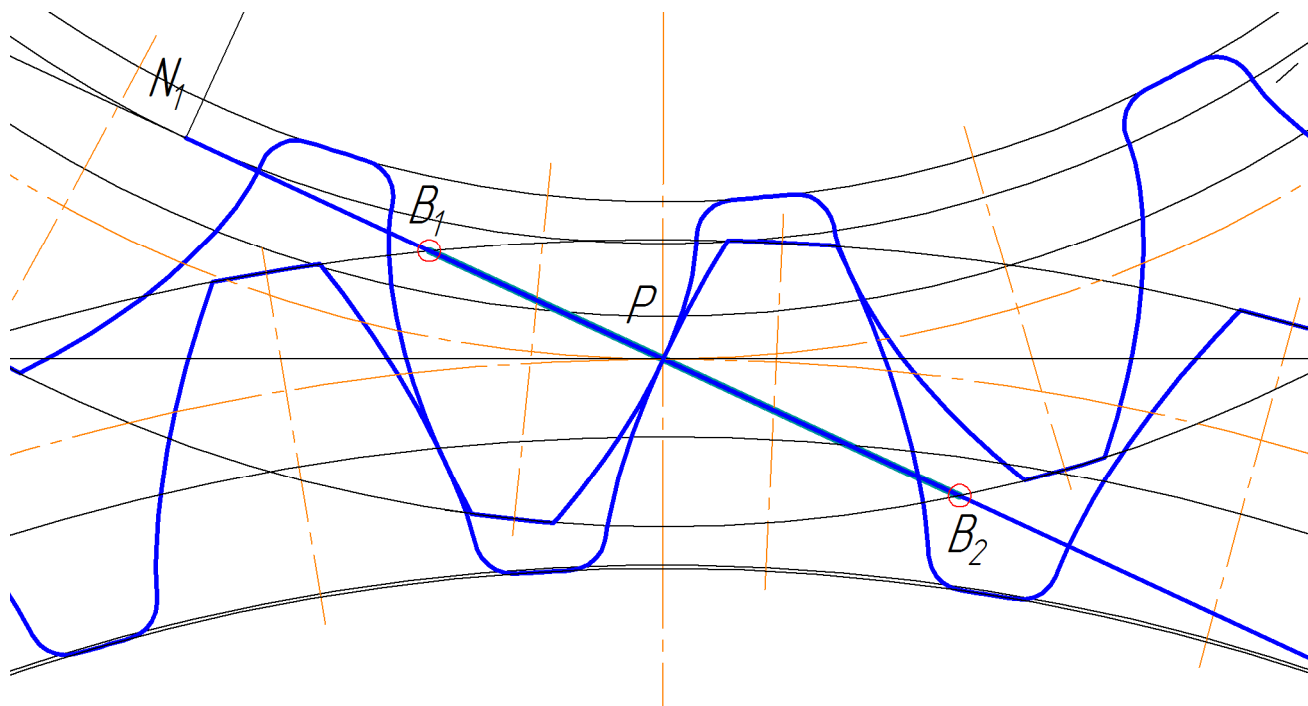


Рисунок 1.7 - Побудови активних профілів зубців




20. Будуємо графіки коефіцієнтів питомих ковзань v_1 і v_2 (див. рисунок 1.1). Для цього в точках N_1, N_2 проводимо перпендикуляри до лінії зачеплення, використовуючи “Перпендикулярний відрізок”  . На необхідній відстані від лінії зачеплення, обумовленій обраним масштабним коефіцієнтом μ_v , будуємо перпендикулярну пряму до отриманих ліній, використовуючи ту ж функцію. Обираємо “Точки на кривій”  , в графі “Кількість ділянок” ставимо 10, виділяємо необхідну пряму. Через кожну отриману точку, окрім крайніх, проводимо перпендикулярну допоміжну пряму - “Перпендикулярна пряма”  . Біля кожної прямої ставимо її порядковий номер, починаючи з нульового (див.

рисунок 1.1). Використовуючи функцію "Точка на заданій відстані", будемо точки, які потім сполучаємо командою "Крива Без'є". Аналогічно будемо другий графік.

21. Будемо постійну хорду. Через точку перетину осьової лінії одного з зубців (одного з крайніх) з ділильною окружністю проводимо дотичні до основної окружності: "Дотична пряма через зовнішню точку". Використовуючи "Відрізок", сполучаємо точки перетину дотичних і евольвентних частин між собою, а також з точкою перетину осьової лінії з ділильним колом (рисунок 1.8).

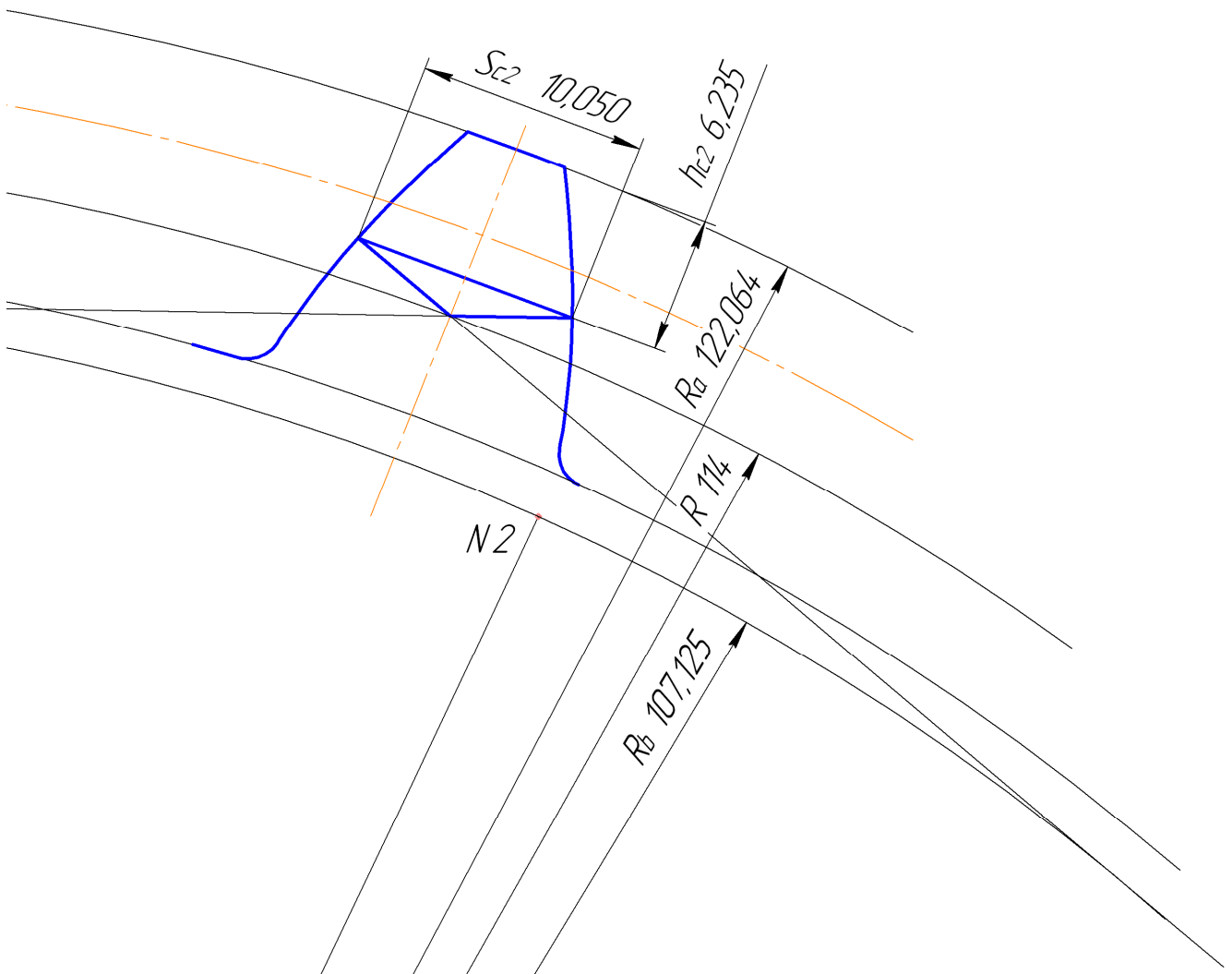





Рисунок 1.8 - Побудова постійної хорди

22. На кресленні проставляємо отримані розрахунком значення кроку на ділильній окружності, вибираючи “Розміри” \ “Розмір дуги окружності” , радіуси окружностей та використовуючи функцію “Розміри” \ “Радіальний розмір” , а також розміри, що відносяться до постійної хорди і кут зачеплення. Для позначення розміру загальної нормалі необхідно в точці симетрії западин провести дотичну до основної окружності. Точки перетину дотичної і евольвентних частин крайніх зубців дадуть точки для позначення розміру W (рисунок 1.1).

23. Для усунення всіх точок, допоміжних кривих використовуємо “Виділити \ По типу” або “Виділити \ По стилю кривої”, де вибираємо відповідні параметри.

24. Для усунення ліній, що знаходяться за полем креслення, використовуємо команду “Редагування” \ “Усікти криву двома точками” .

Після всіх побудов маємо отримати креслення зачеплення (рисунок 1.1).

Усі рисунки у данному розділі посібника, окрім рисунка 1.1, зроблені за допомогою стандартних засобів операційної системи Windows (методом копіювання екрану).

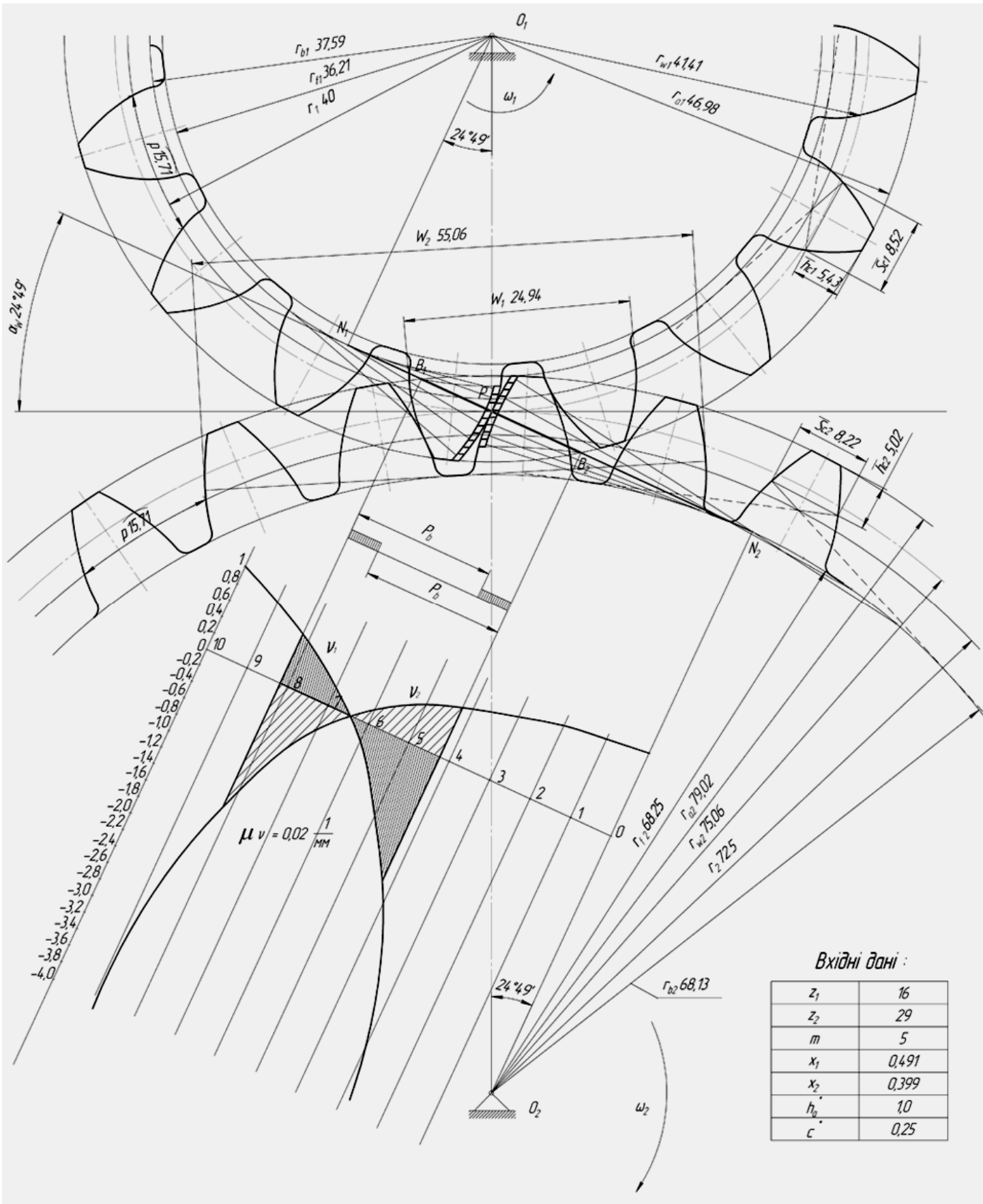


Рисунок 1.9 - Зачеплення, побудоване з використанням системи КОМПАС-3D

2. Синтез і аналіз планетарних механізмів з циліндричними колесами

Мета проектування планетарної передачі – добір чисел зубів коліс по заданому передаточному відношенню.

Відомо, що числа зубів коліс планетарного механізму при постановці декількох сателітів повинні задовольняти трьом умовам: умові співвісності, умові сусідства й умові складання.

Задача добору чисел зубів коліс по цим трьом умовам і заданому передаточному відношенню має багато рішень. З отриманого набору варіантів чисел зубів вибирається оптимальний за будь-якою додатковою умовою (наприклад, умовою одержання мінімальних габаритів механізму).

Добір чисел зубів коліс роздивимося для трьох схем планетарних механізмів. Вихідними даними є: ω_1 – кутова швидкість центрального колеса 1, ω_H – кутова швидкість водила Н, k – число сателітів. Модулі всіх коліс приймаємо однаковими. Найбільше число зубів не повинно перевищувати $Z_{\max} = 150$ (для колеса з внутрішніми зубами), найменше число зубів $Z_{\min} = 17$ – з умови неперізування (колеса нульові).

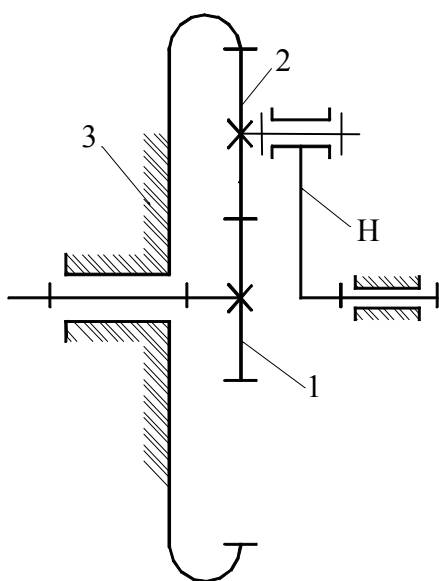


Рисунок 2.1 – Кінематична схема однорядного планетарного механізму

2.1 Однорядний планетарний механізм

Алгоритм добору чисел зубів коліс Z_1 , Z_2 і Z_3 (рисунок 2.1) такий.

Використовуючи засіб Вілліса, виражаємо

U_{1-H} через числа зубів коліс:

$$U_{1-H} = 1 - U_{1-3}^{(H)} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}, \text{ звідки}$$

$$\frac{Z_3}{Z_1} = U_{1-H} - 1 = \frac{\omega_1}{\omega_H} - 1 = \gamma$$

Отримане число γ замінюємо рядом простих дробів зі знаменниками 16, 17, 18, Чисельник кожного дробу одержуємо, перемноживши прийнятий знаменник на γ і відкинувши дробну частину $\frac{[16 \cdot \gamma]}{16}$, $\frac{[17 \cdot \gamma]}{17}$, $\frac{[18 \cdot \gamma]}{18}$,

Розглядаємо дріб із найменшим знаменником. Приймавши Z_1 рівним знаменнику, а Z_3 рівним чисельнику, визначаємо Z_2 з умови співвідності:

$$Z_3 = Z_1 + 2 \cdot Z_2, \text{ звідки } Z_2 = \frac{Z_3 - Z_1}{2}.$$

Якщо Z_2 одержимо не ціле, то чисельник збільшуємо на 1 і знову визначаємо Z_2 .

Перевіряємо передаточне відношення, завдавшись припустимою його відносною похибкою Δ .

Для цього обчислюємо $U'_{1-H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$ і порівнюємо його з заданим

$$U_{1-H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} : \quad \frac{|U_{1-H} - U'_{1-H}|}{U_{1-H}} \leq \Delta.$$

Якщо нерівність виконується, то перевіряємо умову складання:

$$Z_1 \cdot U_{1-H} = k \cdot E, \quad Z_1 \cdot \left(1 + \frac{Z_3}{Z_1}\right) = k \cdot E,$$

$$\text{тобто } \frac{Z_1 + Z_3}{k} = E,$$

де k – число сателітів,

E – будь-яке ціле число.

Для кожного варіанта чисел зубів перевіряється можливість установки на

водилі двох, трьох або чотирьох сателітів.

Далі знаменник дроби збільшуємо на 1 (переходимо до дослідження наступного дроби) і весь розрахунок повторюється. У такий спосіб можна перебрати множину дробів і одержати набір варіантів Z_1 , Z_2 і Z_3 і відповідних їм значень "k", які записуються у вигляді таблиці.

В зв'язку з тим, що з ростом знаменника росте і чисельник (ростуть габарити механізму), то при проектуванні механізму доцільним вважаємо діапазон знаменників від 17 до 30.

З отриманої таблиці обирається оптимальний варіант із погляду найменших габаритів механізму з заданим числом сателітів „k” і за умови відсутності підрізування зубів усіх зубчатих коліс.

Обраний варіант із $k=3$ або 4 перевіряється на виконання умови сусідства: .

$$(Z_1 + Z_2) \sin \frac{180}{k} > Z_2 + 2$$

2.2 Дворядний планетарний механізм

Алгоритм добору чисел зубів коліс Z_1 , Z_2 , Z_3 і Z_4 з числом сателітів $k = 3$ такий.

Для даної схеми механізму (рисунок 2.2) згідно засобу Вілліса:

$$U_{1-H} = 1 - U_{1-4}^{(H)} = 1 + \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3},$$

$$\text{звідки } \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = U_{1-H} - 1 = \frac{\omega_1}{\omega_H} - 1 = \gamma.$$

Отримане число γ замінюємо рядом простих дробів із знаменниками 17, 18, 19, Чисельник кожного дробу одержуємо, перемноживши прийнятий знаменник на γ і відкинувши дробну частину $\frac{[17 \cdot \gamma]}{17}$, $\frac{[18 \cdot \gamma]}{18}$, $\frac{[19 \cdot \gamma]}{19}$,

Розглянемо дріб із найменшим знаменником. Чисельник розбиваємо на два співмножники, один із яких

$n = \frac{Z_4}{Z_3}$ приймаємо з конструктивних

розуміннь рівним 3, 4 або 5. Другий співмножник, округлений до цілого числа, вважаємо рівним Z_2 .

З умови співвісності визначаємо Z_3 :

$$Z_1 + Z_2 = Z_4 - Z_3,$$

$$Z_1 + Z_2 = n \cdot Z_3 - Z_3,$$

$$\text{звідки } Z_3 = \frac{Z_1 + Z_2}{n - 1}.$$

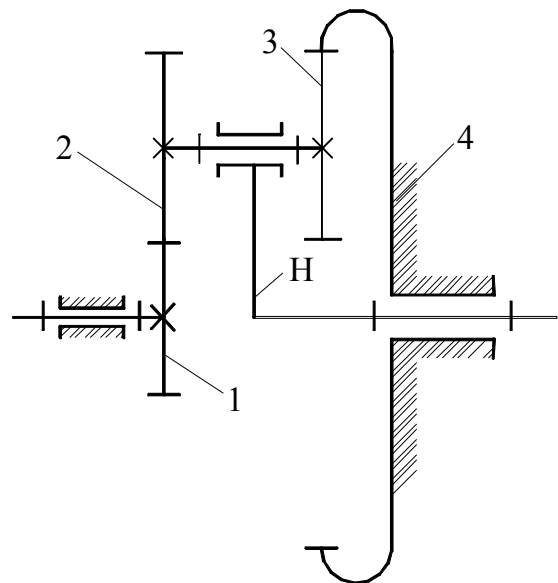


Рисунок 2.2 – Кінематична схема дворядного планетарного механізму

Якщо Z_3 одержимо цілим, то визначаємо $Z_4 = n \cdot Z_3$. Якщо Z_3 не ціле, то умова співвісності не дотримується. Тоді приймаємо для розрахунку інший варіант розбивки чисельника на співмножники (інше число "n") і розглядаємо такий дріб.

Перевіримо умову складання:

$$Z_1 \cdot U_{1-H} = k \cdot E,$$

$$Z_1 \cdot \left(1 + \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} \right) = k \cdot E,$$

$$\text{звідки } \frac{Z_1 \cdot Z_3 + Z_2 \cdot Z_4}{Z_3 \cdot k} = E,$$

де $k = 3$ – прийняте число сателітів;

E – будь-яке ціле число.

Визначаємо фактичне передаточне відношення $U'_{1-H} = 1 + \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$ і

порівнюємо його з заданим $U_{1-H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \gamma + 1$, та визначаємо відносну похибку:

$$\frac{|U_{1-H} - U'_{1-H}|}{U_{1-H}} \leq \Delta.$$

При виконанні всіх умов, приведених вище, числа зубів Z_1 , Z_2 , Z_3 і Z_4 видаються на екран.

Далі знаменник дроби збільшуємо на 1 (переходимо до дослідження наступного дроби) і весь розрахунок повторюється. У такий спосіб можна одержати набір варіантів чисел зубів Z_1 , Z_2 , Z_3 і Z_4 , розглянувши деякий раціональний із погляду габаритів механізму діапазон знаменників, наприклад від 17 до 30. З отриманої таблиці обирається оптимальний варіант із погляду найменших габаритів механізму з заданим числом сателітів „ k ”, і за умови відсутності підрізування зубів усіх зубчатих коліс.

Обраний варіант із $k=3$ або 4 перевіряється на виконання умови сусідства:

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{180}{k} > z_2 + 2.$$

2.3 Планетарний механізм з двома зовнішніми зачепленнями

Розглянемо добір чисел зубів коліс планетарного механізму, який подано на рисунку 2.3 (передача Давида) - випадок, коли $U_{1-H} < 1$.

Алгоритм добору чисел зубів коліс Z_1 , Z_2 , Z_3 і Z_4 такий. Використовуючи засіб Вілліса, одержимо передаточне відношення U_{1-H} через числа зубів:

$$U_{1-H} = 1 - U_{1-4}^{(H)} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3},$$

$$\text{звідки } \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3} = 1 - U_{1-H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = \gamma, \quad \gamma < 1.$$

Отримане число γ заміняємо рядом дробів із знаменниками 16, 17, 18, Чисельник кожного дробу одержуємо, перемноживши прийнятий знаменник на γ і відкинувши дробну частину: $\frac{[16 \cdot \gamma]}{16}$, $\frac{[17 \cdot \gamma]}{17}$, $\frac{[18 \cdot \gamma]}{18}$,

Розглядаємо дріб із найменшим знаменником. Приймаємо Z_2 , рівним чисельнику, а Z_1 – знаменнику, $\frac{Z_4}{Z_3} = 1$, тобто $Z_4 = Z_3$. Визначаємо Z_3 і Z_4 з умови співвісності: осі центральних коліс повинні збігатися із віссю водила, тобто $Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4$.

$$\text{В зв'язку з тим що } Z_4 = Z_3, \text{ то } Z_1 + Z_2 = 2 \cdot Z_3, \quad Z_3 = \frac{Z_1 + Z_2}{2} = Z_4.$$

Якщо Z_3 одержали не ціле, то до чисельника дробу додаємо 1 і повторюємо розрахунок Z_3 .

Перевіряємо задане передаточне відношення, задавшись припустимою його відносною похибкою Δ . Для цього

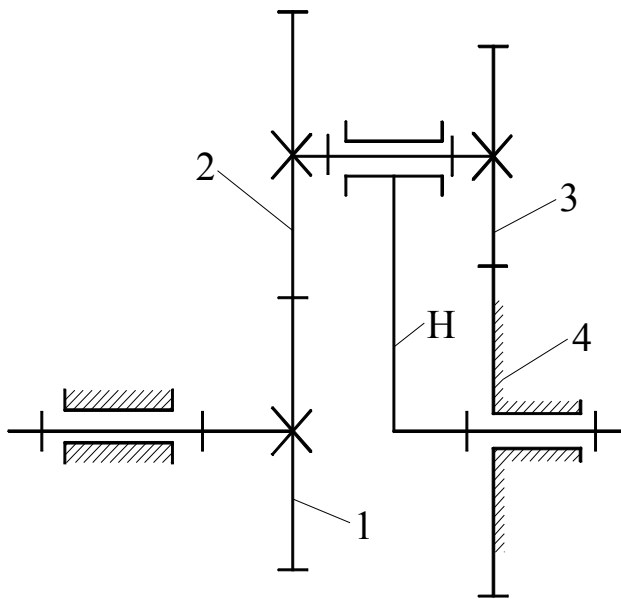


Рисунок 2.3 – Кінематична схема планетарного механізму з двома зовнішніми зачепленнями

перевіряємо умову складання:

$$Z_1 \cdot U_{1-H} = k \cdot E, \quad Z_1 \cdot \left(1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}\right) = k \cdot E,$$

оскільки $Z_4 = Z_3$, то одержуємо $\frac{Z_1 - Z_2}{k} = E$,

де k – число сателітів; E – будь-яке ціле число.

Для кожного варіанта чисел зубів перевіряється умова складання для 3-х значень "k": 3, 4 і 2, і числа сателітів, що задовольняють цій умові, записуються у таблицю після відповідних Z_1 , Z_2 , Z_3 і Z_4 .

Далі знаменник дроби збільшуємо на 1 (переходимо до дослідження наступного дроби), і весь розрахунок повторюється. У такий спосіб можна

визначаємо передаточне відношення U'_{1-H} , що відповідає прийнятним числам зубів, і порівнюємо його з заданим $U_{1-H} = \frac{\omega_1}{\omega_H}$:

$$U'_{1-H} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3},$$

$$\frac{|U_{1-H} - U'_{1-H}|}{U_{1-H}} \leq \Delta.$$

Якщо нерівність виконується, то

перебрати множину дробів і одержати набір варіантів Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 і k , розглянувши деякий раціональний із погляду габаритів механізму діапазон знаменників, наприклад, від 17 до 30.

Аналізуючи отриману таблицю, обираємо оптимальний варіант із погляду найменших габаритів механізму з заданим числом сателітів „ k ” і за умови відсутності підрізування зубів усіх зубчатих коліс.

Якщо обраний варіант із $k = 3$ або 4 , то необхідно перевірити виконання умови сусідства: $(Z_3 + Z_4) \cdot \sin \frac{180^\circ}{k} > Z_3 + 2$ (при $Z_3 > Z_2$).

По алгоритмам, що викладені у підрозділах 2.1 – 2.3, розроблена програма добору чисел зубів планетарного редуктора для персональних комп'ютерів з використанням об'єктно-орієнтованої мови програмування Object Pascal – Delphi 4. Дана програма включена в комплекс програм "Теорія механізмів і машин", що використовується при виконанні курсового проекту за однойменним курсом.

Дистрибутив комплексу програм "Теорія механізмів і машин", включаючи керівництво користувача, розміщено в Інтернет на сервері науково-дослідної частини кафедри "Основи проектування машин" за адресою:

<http://m-lab.donntu.edu.ua/computersystem/>.

2.4 Кінематичне дослідження планетарного механізму графічним методом

Метод заснований на побудові діаграм лінійних та кутових швидкостей.

Побудова цих діаграм заснована на наступних положеннях теоретичної механіки:

1. При обертальному русі ланки лінійні швидкості його точок пропорційні радіусу окружності, яка є траєкторією цієї точки. Тобто закон розподілу швидкостей точок вздовж радіуса – лінійний;

2. Плоско-паралельний рух ланки можна замінити миттєвим обертальним рухом навколо миттєвої осі обертання, що проходить через миттєвий центр швидкостей.

З використанням масштабного коефіцієнта μ_1 зображуємо кінематичну схему планетарного механізму у двох проекціях, для чого спочатку визначаємо радіуси початкових окружностей нульових зубчатих коліс за формулою:

$$r_{wi} = 0,5 \cdot m \cdot Z_i.$$

На одній з проекцій зображуємо 3 сателіта (якщо $k = 3$) – рисунок 2.4 а,б.

На рисунку 2.4 б будемо діаграму лінійних швидкостей. Для цього обчислюємо швидкість точки А:

$$V_A = \omega_1 \cdot r_{wi}, \text{ м/с},$$

Обравши відрізок (aq_1), який зображує \bar{V}_A , визначаємо масштабний коефіцієнт діаграми лінійних швидкостей:

$$\mu_V = \frac{V_A}{(aq_1)}, \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Будемо лінію 1 – закон розподілу швидкостей точок колеса 1 вздовж радіуса, урахувачи, що швидкість точки O_1 дорівнює нулю. За властивостями початкових окружностей зубчатих коліс $\bar{V}_{A1} = \bar{V}_{A2}$, $\bar{V}_{B3} = \bar{V}_{B4}$. Але $\bar{V}_{B4} = 0$, тому що колесо 4 нерухоме, отже і $\bar{V}_{B3} = 0$, тобто точка В – це миттєвий центр швидкостей сателіта. Таким чином, лінія 2,3 характеризує закон розподілу швидкостей точок коліс 2 і 3. Побудувавши цю лінію, проводимо вектор $\overline{cq_2}$, який зображує $\bar{V}_{C2,3}$. Оскільки $\bar{V}_{C2,3} = \bar{V}_{CH}$, а $\bar{V}_{OH} = 0$, будемо лінію Н – закон розподілу швидкостей точок водила Н.

Побудову діаграми кутових швидкостей проводимо за такою послідовністю (рисунок 2.4 в). Накресливши горизонтальну вісь кутових швидкостей ω , обираємо на ній точку О, від якої перпендикулярно осі ω відкладаємо будь яку відстань h і з точки Р проводимо до осі ω промені, паралельні лініям розподілу лінійних швидкостей з рисунка 2.4 б.

Відрізки (0–1), (0–2,3) і (0–Н) зображують кутові швидкості відповідних ланок за масштабом:

$$\mu_\omega = \frac{\mu_V}{\mu_1 \cdot h}, \frac{\text{рад/с}}{\text{мм}}.$$

Визначаємо кутові швидкості ланок:

$$\omega_1 = (0 - 1) \cdot \mu_\omega;$$

$$\omega_{2,3} = (0 - 2,3) \cdot \mu_\omega;$$

$$\omega_H = (0 - H) \cdot \mu_\omega.$$

Рекомендовано відстань h обирати так, щоб масштабний коефіцієнт μ_ω був

числом, зручним для використання, наприклад, $\mu_\omega = 1 \frac{\text{рад/с}}{\text{мм}}$.

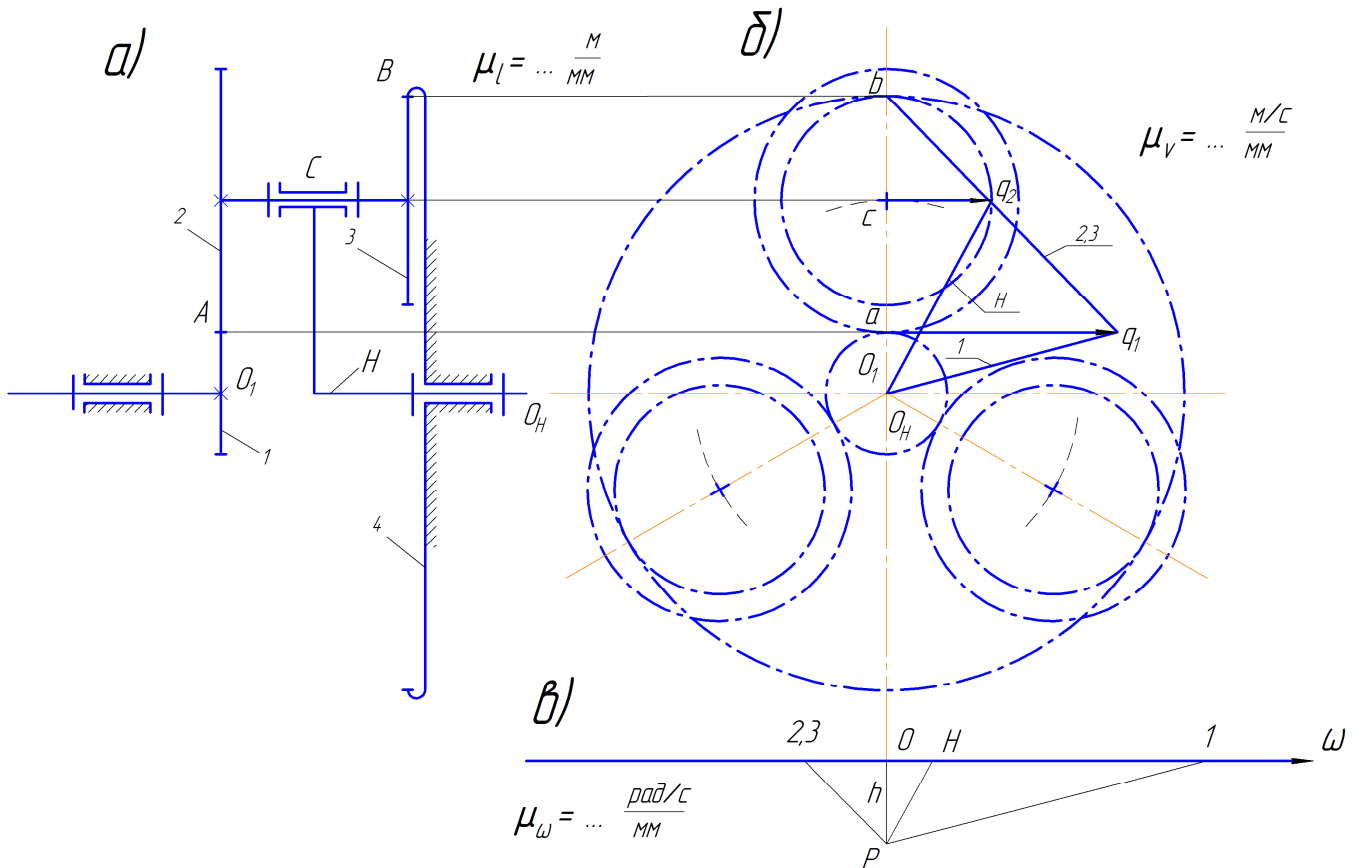


Рисунок 2.4 - Схема планетарного механізму і діаграми швидкостей

Контрольні питання

1. Покажіть на кресленні та назовіть усі зображені окружності. Дайте їх визначення.
2. Виведіть формулу товщини зуба по ділильній окружності.
3. Покажіть лінію зачеплення, довжину зачеплення, зони однопарного та двохпарного зачеплення. Поясніть їх зв'язок з коефіцієнтом перекриття.
4. Покажіть радіуси кривини евольвент на початку зачеплення, в полюсі та в кінцевій точці контакту.
5. Знайдіть на профілі зуба зони однопарного та двохпарного зачеплення.
6. Знайдіть на профілі зуба другого (першого) колеса точку контакту з заданою точкою першого (другого) колеса.
7. Які зміщення кожного з коліс, а також пари, були використані у Вашому проекті? Які параметри коліс та зачеплення і яким чином змінюються у порівнянні з нульовим зачепленням?
8. Яке зачеплення називається щільним?
9. Що таке вихідний контур та які його параметри? Що таке коефіцієнт зміщення?
10. У якому випадку зуб підрізується інструментальною рейкою?
Поясніть зміст величини та знаку коефіцієнта питомих ковзань.
11. Виведіть формулу передаточного відношення спроектованого редуктора.
12. Чи дійсна формула $\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_1}{z_2}$, якщо колесо 2 сателіт?
13. Яким умовам повинен задовольняти планетарний механізм?
14. Що має відбуватися, якщо не виконується умова співвісності? Умова сусідства?
15. Напишіть залежність між числами зубів, виходячи із умови співвісності.
16. Якщо сателіт створюють два колеса різного діаметра, то за яким

перевіряється умова сусідства?

17. Чи треба перевіряти редуктор на виконання умов співвісності, сусідства та складання, якщо маємо один сателіт?
18. Назвіть вид абсолютного руху сателіта.
19. На яких положеннях теоретичної механіки заснована побудова діаграми лінійних швидкостей? Яка послідовність будовань?
20. Як користуватися діаграмами щоб визначити лінійні та кутові швидкості?

Перелік посилань

1. Проектування циліндричного евольвентного зубчатого зачеплення. Навчальний посібник до курсового проектування з теорії механізмів і машин. Донецьк, 2002-34с.
2. Навчальний посібник з вивчення комп'ютерної графіки в системі КОМПАС-3D 5. Донецьк, ДонНТУ, 2003-60с.
1. Методичні вказівки до оформлення курсових проектів (робіт). – Донецьк: ДонНТУ, 2000 – 14 с.

Синтез і аналіз зубчастих механізмів
з використанням графічної системи КОМПАС-3D.
Навчальний посібник до курсового проектування
з теорії механізмів і машин

Укладачі: Гордієнко Емілія Леонідівна
Пархоменко Валентина Георгіївна

Формат 60×84 1/36; ум. друк. арк. 2,25. Тираж – 200 екз.

Адреса: м. Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ