

Početni podaci zadatka				
Zadani podaci			Komentar	
Ulazna snaga	P=	10,6 MW	→	P= 10600000 W
Ulazni broj okretaja	nul=	64 s <sup>-1</sup>	→	nul= 3840 min <sup>-1</sup>
Izlazni broj okretaja - približno	niz=	6,7 s <sup>-1</sup>	→	niz= 402 min <sup>-1</sup>
Ozubljenje	strelasto evolventno			Tražena izvedba ozubljenja u zadatku diplomskog rada
Kut kosog ozubljenja β	β=	20 °	Odabrani kut nagiba strelastih zuba	
Orientacijski proračun planetnog prijenosa				
Proračunske i odabrane orientacijske vrijednosti			Komentar	
Izračunati (traženi) prijenosni omjer i=nul/niz	i=	9,552	Proračunski dobiven potrebni prijenosni omjer za ostvarenje tražene izlazne brzine vrtnje	
Izračunati prijenosni omjer prvog stupnja prijenosa i1=	i1=	3,554	→	3,863
Izračunati prijenosni omjer drugog stupnja prijenosa i2=	i2=	2,688	→	2,473
Odabrani orientacijski prijenosni omjer 1. stupnja	i1=	3,55	Upisati odabrani orientacijski prijenosni omjer prvog stupnja prema tablicama ili katalozima	
Odabrani orientacijski prijenosni omjer 2. stupnja	i2=	2,70	Upisati odabrani orientacijski prijenosni omjer drugog stupnja prema tablicama ili katalozima	
Ukupni odabrani orientacijski prijenosni omjer i=i1·i2	i=	9,585	Ukupni orientacijski prijenosni omjer prema odabranim omjerima prvog i drugog stupnja prijenosa	
Odstupanje postignutog prijenosnog omjera s obzirom na zadani	Δi=	0,003418	→	0,34 % ZADOVOLJAVA
Postignuti prijenosni omjer za omjer > 5 smije odstupati ±4%				
Orientacijski proračun prvog stupnja prijenosa			Komentar	
Odabrani orientacijski prijenosni omjer 1. stupnja	i1=	3,55	Prenesena vrijednost	
Ulazni broj okretaja - brzina vrtnje sunčanog zupčanika 1. stupnja	nul=n1=	64 s <sup>-1</sup>	→	nul=n1= 3840 min <sup>-1</sup>
Izlazni broj okretaja 1. stupnja - brzina vodila 1. stupnja	nV1=	18,03 s <sup>-1</sup>	→	nV1= 1081,7 min <sup>-1</sup>
Brzina vrtnje vijenca 1. stupnja prijenosa	n3=	0 s <sup>-1</sup>	→	n3= 0 min <sup>-1</sup>
Unutarnji prijenosni omjer 1. stupnja prijenosa	i0=	-2,55	U ovom slučaju je vijenac zakočen, pa je njegova brzina vrtnje jednaka nuli	
Broj zubi sunčanog zupčanika prvog stupnja	Z1=	36	→	Izračunati standardni prijenosni omjer prema literaturi [1]
Broj zubi vijenca prvog stupnja	Z3=	91,8	Upisati odabrani broj zubi sunčanog zupčanika prvog stupnja prijenosa	
Odabrani broj zubi zupčanika 3 - vijenca 1. stupnja prijenosa	Z3=	-92	Izračunati broj zubi vijenca prvog stupnja prijenosa	
Broj zubi planetnih zupčanika prvog stupnja	Z2=	28	Upisati usvojeni broj zubi vijenca s predznakom -, odnosno zupčanika 3 u prvom prijenosnom omjeru	
Uvjet susjedstva	(Z1+Z2)·sin(180°/p) > Z2+2			Izračunati broj zubi planetnih zupčanika prvog stupnja prijenosa
Izračunati broj planeta prvog stupnja	p<	6,44	Izračunati maksimalni broj planeta prvog stupnja iz uvjeta susjedstva	
Odabrani broj planeta prvog stupnja	p=	4	Upisati odabrani broj planeta prvog stupnja prijenosa	
Uvjet montaže	k=(Z1-Z3)/p			
Faktor k iz uvjeta montaže - mora biti cijeli broj	k=	32	→	ZADOVOLJAVA
Mora biti cijeli broj - tada je uvjet zadovoljen				
Brzine vrtnje prvog stupnja prijenosa			Komentar	
Stvarni postignuti prijenosni omjer prvog stupnja prijenosa	i1=	3,556	Stvarni prijenosni omjer prvog stupnja nakon odabira broja zubi pojedinog zupčanika	
Ulazna brzina vrtnje - brzina vrtnje sunčanog zupčanika 1. stupnja	n1=	64 s <sup>-1</sup>	→	n1= 3840,0 min <sup>-1</sup>
Stvarna izlazna brzina vrtnje - brzina vrtnje vodila 1. stupnja	nV1=	18,00 s <sup>-1</sup>	→	nV1= 1080,0 min <sup>-1</sup>
Brzina vrtnje vijenca 1. stupnja prijenosa	n3=	0 s <sup>-1</sup>	→	n3= 0 min <sup>-1</sup>
Relativna brzina vrtnje sunčanog zupčanika Z1 prema vodilu V1	n1V1=	46,00 s <sup>-1</sup>	→	n1V1= 2760,0 min <sup>-1</sup>
Relativna brzina vrtnje vijenca Z3 prema vodilu V1	n3V1=	-18,00 s <sup>-1</sup>	→	n3V1= -1080,0 min <sup>-1</sup>
Relativna brzina vrtnje planetnog zupčanika Z2 prema vodilu V1	n2V1=	-59,14 s <sup>-1</sup>	→	n2V1= -3548,6 min <sup>-1</sup>
Relativna brzina vrtnje planetnog zupčanika s obzirom na vodilo				
Momenti prvog stupnja prijenosa			Komentar	
Snaga na ulaznom vratilu reduktora - snaga pogonskog stroja	P1=	10,6 MW	→	P1= 10600000 W
Brzina vrtnje ulaznog vratila - brzina vrtnje pogonskog stroja	n1=	3840 min <sup>-1</sup>	Prenesena vrijednost	
Kutna brzina ulaznog vratila	ω1=	402,12	Prenesena vrijednost	
Moment na ulaznom vratilu reduktora - moment pogonskog stroja	T1=	26360 Nm	Izračunati moment na ulaznom vratilu prvog stupnja - moment na sunčanom zupčanicu prvog stupnja	
Prijenosni omjer prvog stupnja prijenosa	i1=	3,556	Prenesena vrijednost	
Moment na izlaznom vratilu prvog stupnja - moment na vodilu	TV1=	-93725 Nm	Izračunati moment na izlaznom vratilu, odnosno vodilu prvog stupnja prijenosa	
Stvarni unutarnji prijenosni omjer prvog stupnja	i0=	2,56	Izračunati stvarni unutarnji prijenosni omjer prvog stupnja prijenosa	
Moment na vijencu prvog stupnja - mirujućim vijencima	T3=	67365 Nm	Izračunati moment na mirujućem vijencu prvog stupnja prijenosa - moment kojim vijenac treba držati	
Moment na planetnim zupčanicima prvog stupnja	T2=	20502 Nm	Prenosivi moment u zahvatu svih planetnih zupčanika prvog stupnja	
Kontrola ispravnosti proračuna momenta	T1+T3+TV1=0			ZADOVOLJAVA
Orientacijski razmak osi i modul prvog stupnja prijenosa			Komentar	
Faktor nejednolikosti raspodjele opterećenja na planetu	ky=	1,1	Faktor nejednolikosti raspodjele opterećenja zbog netočnosti izrade zupčanika i slično	
Moment na jednoj strani ozubljenja u jednom zahvatu planeta	T1'=	2819,1	Moment koji prenosi jedan zahvat zuba, samo s jedne strane strelastog ozubljenja	
Konstanta K2 za zupčanike s kosim zubima	K2=	320	Vidi literaturu [2]	
Omjer broja zuba u promatranom zahvatu	iz=	1,286		
Minimalni omjer širine zupčanika i diobenog promjera	Ψbd=	0,164		
Maksimalni omjer širine zupčanika i diobenog promjera	Ψbd=	0,564		
Odabrani omjer širine zupčanika i diobenog promjera	Ψbd=	0,3		
Faktor primjene	KA=	1,5	Vidi literaturu [2]	
Faktor dodatnih dinamičkih opterećenja	KV=	1,1	Vidi literaturu [2]	
Faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu	KHα=	1,1	Vidi literaturu [2]	
Faktor raspodjele opterećenja uzduž bog zuba	KHβ=	1,2	Vidi literaturu [2]	

Minimalna vrijednost sigurnosti na pitting	Shmin=	1,3	Vidi literaturu [2]
Dinamička čvrstoća boka zubi	σHlim=	1170 N/mm <sup>2</sup>	Vidi literaturu [2] za odabrani materijal 42CrMo4
Orientacijski razmak osi prvog stupnja prijenosa	a'≥	260,01 mm	
Privremeno odabrani razmak osi prvog stupnja prijenosa	a'=	260 mm	
Modul zupčanika s ravnim zubima	mn=	6,4 mm	Proračunati modul za zupčanike s ravnim zubima
Odabrani standardni normalni modul zupčanika	mn=	8 mm	Odabrani modul zupčanika prema standardu Din 868 iz literature [2]
Tangencijalni modul za koso ozubljenje	mt=	8,51 mm	Izračunati tangencijalni modul za koso ozubljene zupčanike
Geometrija ozubljenja prvog stupnja			Komentar
Diobeni promjer sunčanog zupčanika	d1=	306,483 mm	
Diobeni promjer planetnog zupčanika	d2=	238,376 mm	
Diobeni promjer vijenca	d3=	-783,235 mm	
Teorijski razmak osi između sunčanog zupčanika i planetnih zupčanika	ad=	272,430 mm	
Teorijski razmak osi između planetnih zupčanika i vijenca	ad=	272,430 mm	
Odabrani razmak osi	a=	273,000 mm	Prihvatljiv je nestandardni razmak osi za planente reduktore
Tjemena zračnost prema preporuci ISO	c=	2 mm	
Relativna visina glave zuba	ha0*=	1,25	
Visina glave zuba alata	ha0=	10,00 mm	
Faktor pomaka profila x1	x1=	0,072	Izračunato u kontrolnom proračunu prof. Orlića
Faktor pomaka profila x2	x2=	0,000	Izračunato u kontrolnom proračunu prof. Orlića
Faktor pomaka profila x3	x3=	-0,072	Izračunato u kontrolnom proračunu prof. Orlića
Promjer preko korijena zuba - sunčani zupčanik	df1=	287,635 mm	
Promjer preko korijena zuba - planetni zupčanik	df2=	218,376 mm	
Promjer preko korijena zuba - vijenac	df3=	-804,387 mm	
Promjer preko glave zuba - sunčani zupčanik	da1=	323,624 mm	
Promjer preko glave zuba - planetni zupčanik	da2=	254,365 mm	
Promjer preko glave zuba - vijenac	da3=	-768,376 mm	
Širina zupčanika	b=	91,945 mm	
Usvojena širina zupčanika	b=	80 mm	
Izbor ulja			Komentar
Obodna brzina na diobenom krugu pogonskog zupčanika	v=	61,62 m/s	
Tangencijalna sila	Ft=	18396,18 N	
Stribeckov pritisak	ks=	4,00	
Potreban viskozitet	v40=	66,3 mm <sup>2</sup> /s	
Orientacijski proračun drugog stupnja prijenosa			Komentar
Odabrani orientacijski prijenosni omjer 2. stupnja	i2=	2,70	Prenesena vrijednost
Ulazni broj okretaja - brzina vrtnje sunčanog zupčanika 2. stupnja	n2=nV1=	18,00 s <sup>-1</sup> → n2= 1080,0 min <sup>-1</sup>	Brzina vrtnje ulaznog vratila 2. stupnja jednaka je brzini vrtnje vodila prvog stupnja (V1)
Izlazni broj okretaja 2. stupnja - brzina vodila 2. stupnja	nV2=	6,67 s <sup>-1</sup> → nV2= 400,0 min <sup>-1</sup>	Brzina vrtnje izlaznog vratila reduktora - u ovom slučaju je vratilo spojeno na vodilo, a vijenac zakočen
Brzina vrtnje vijenca 2. stupnja prijenosa	n6=	0,00 s <sup>-1</sup> → n6= 0,0 min <sup>-1</sup>	U ovom slučaju je vijenac zakočen, pa je njegova brzina vrtnje jednaka nuli
Standardni prijenosni omjer 2. stupnja prijenosa	i0=	-1,70	Izračunati standardni prijenosni omjer prema literaturi [1]
Broj zubi sunčanog zupčanika drugog stupnja	Z4=	50	Upisati odabrani broj zubi sunčanog zupčanika drugog stupnja prijenosa
Broj zubi vijenca drugog stupnja	Z6=	85	Izračunati broj zubi vijenca drugog stupnja prijenosa
Odabrani broj zubi zupčanika 3 - vijenca 2. stupnja prijenosa	Z6=	-86	Upisati usvojeni broj zubi vijenca s predznakom - , odnosno zupčanika 3 u prvom prijenosnom omjeru
Broj zubi planetnih zupčanika drugog stupnja	Z5=	18	Izračunati broj zubi planetnih zupčanika drugog stupnja prijenosa
Uvjet susjedstva		(Z4+Z5)·sin(180°/p) > Z5+2	
Broj planeta drugog stupnja	p<	10,52	Izračunati maksimalni broj planeta drugog stupnja iz uvjeta susjedstva
Odabrani broj planeta drugog stupnja	p=	4	Upisati odabrani broj planeta drugog stupnja prijenosa
Uvjet montaže		k=(Z1-Z3)/p	
Faktor k iz uvjeta montaže - mora biti cijeli broj	k=	34 → ZADOVOLJAVA	Mora biti cijeli broj - tada je uvjet zadovoljen
Brzine vrtnje drugog stupnja prijenosa			Komentar
Stvarni postignuti prijenosni omjer drugog stupnja prijenosa	i2=	2,72	Stvarni prijenosni omjer drugog stupnja nakon odabira broja zubi pojedinog zupčanika
Brzina vrtnje sunčanog zupčanika 2. stupnja	n4=	18,00 s <sup>-1</sup> → n4= 1080 min <sup>-1</sup>	Prenesena vrijednost
Stvarna izlazna brzina vrtnje - brzina vrtnje vodila 2. stupnja	nV2=	6,62 s <sup>-1</sup> → nV2= 397,1 min <sup>-1</sup>	Izračunata stvarna brzina vrtnje vodila drugog stupnja
Brzina vrtnje vijenca 2. stupnja prijenosa	n6=	0,00 s <sup>-1</sup> → n6= 0 min <sup>-1</sup>	Prenesena vrijednost
Relativna brzina vrtnje sunčanog zupčanika Z4 prema vodilu V2	n4V2=	11,38 s <sup>-1</sup> → n4V2= 682,9 min <sup>-1</sup>	Relativna brzina vrtnje sunčanog zupčanika s obzirom na vodilo
Relativna brzina vrtnje vijenca Z6 prema vodilu V2	n6V2=	-6,62 s <sup>-1</sup> → n6V2= -397,1 min <sup>-1</sup>	Relativna brzina vrtnje vijenca s obzirom na vodilo
Relativna brzina vrtnje planetnog zupčanika Z5 prema vodilu V2	n5V2=	-31,617647 s <sup>-1</sup> → n5V2= -1897,1 min <sup>-1</sup>	Relativna brzina vrtnje planetnog zupčanika s obzirom na vodilo
Momenti drugog stupnja prijenosa			Komentar
Moment na ulaznom vratilu drugog stupnja - izlaz prvog stupnja	T4=	93725 Nm	Prenesena vrijednost - moment na izlaznom vratilu prvog stupnja
Prijenosni omjer drugog stupnja prijenosa	i2=	2,72	Prenesena vrijednost
Moment na izlaznom vratilu drugog stupnja - moment na vodilu	TV2=	-254930,85 Nm	Izračunati moment na izlaznom vratilu, odnosno vodilu drugog stupnja prijenosa
Stvarni unutarnji prijenosni omjer drugog stupnja	i0=	1,72	Izračunati stvarni unutarnji prijenosni omjer drugog stupnja prijenosa
Moment na vijencu drugog stupnja - mirujućci vijenac	T6=	161206 Nm	Izračunati moment na mirujućem vijencu drugog stupnja prijenosa - moment kojim vijenac treba držati

Moment na planetnim zupčanicima drugog stupnja	T5=	33741	Prenosivi moment u zahvatu svih planetnih zupčanika drugog stupnja
Kontrola ispravnosti proračuna momenta	T4+T6+TV2=0	ZADOVOLJAVA	
Orijentacijski razmak osi i modul drugog stupnja prijenosa			Komentar
Faktor nejednolikosti raspodjele opterećenja na planete	ky=	1,1	Faktor nejednolikosti raspodjele opterećenja zbog netočnosti izrade zupčanika i slično
Moment na jednoj strani ozubljenja u jendom zahvatu planeta	T1' =	4639,4	Moment koji prenosi jedan zahvat zuba, samo s jedne strane strelastog ozubljenja
Konstanta K2 za zupčanike s kosim zubima	K2=	320	Vidi literaturu [2]
Omjer broja zuba u promatranom zahvatu	iz=	2,778	
Minimalni omjer širine zupčanika i diobenog promjera	Ψbd=	0,239	
Maksimalni omjer širine zupčanika i diobenog promjera	Ψbd=	0,639	
Odabrani omjer širine zupčanika i diobenog promjera	Ψbd=	0,3	
Faktor primjene	KA=	1,5	Vidi literaturu [2]
Faktor dodatnih dinamičkih opterećenja	KV=	1,1	Vidi literaturu [2]
Faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu	KHα=	1,1	Vidi literaturu [2]
Faktor raspodjele opterećenja uzduž bog zuba	KHβ=	1,2	Vidi literaturu [2]
Minimalna vrijednost sigurnosti na pitting	Shmin=	1,3	Vidi literaturu [2]
Dinamička čvrstoća boka zubi	σHlim=	1170 N/mm <sup>2</sup>	Vidi literaturu [2] za odabrani materijal 42CrMo4
Orijentacijski razmak osi drugog stupnja prijenosa	a'≥	464,02 mm	
Privremeno odabrani razmak osi drugog stupnja prijenosa	a'=	464 mm	
Modul zupčanika s ravnim zubima	mn=	9,03 mm	Proračunati modul za zupčanike s ravnim zubima
Odabrani standardni normalni modul zupčanika	mn=	10 mm	Odabrani modul zupčanika prema standardu Din 868 iz literature [2]
Tangencijalni modul za koso ozubljenje	mt=	10,64 mm	Izračunati tangencijalni modul za koso ozubljene zupčanike
Geometrija ozubljenja drugog stupnja			Komentar
Diobeni promjer sunčanog zupčanika	d4=	532,089 mm	
Diobeni promjer planetnog zupčanika	d5=	191,552 mm	
Diobeni promjer vijenca	d6=	-915,193 mm	
Teorijski razmak osi između sunčanog zupčanika i planetnih zupčanika	ad=	361,820 mm	
Teorijski razmak osi između planetnih zupčanika i vijenca	ad=	361,820 mm	
Odabrani razmak osi	a=	362,000 mm	Prihvatljiv je nestandardni razmak osi za planente reduktore
Tjemena zrčanost prema preporuci ISO	c=	3 mm	
Relativna visina glave zuba	ha0*=	1,25	
Visina glave zuba alata	ha0=	12,50 mm	
Faktor pomaka profila x4	x4=	0,018	Izračunato u kontrolnom proračunu prof. Orlića
Faktor pomaka profila x5	x5=	0,000	Izračunato u kontrolnom proračunu prof. Orlića
Faktor pomaka profila x6	x6=	-0,018	Izračunato u kontrolnom proračunu prof. Orlića
Promjer preko korijena zuba - sunčani zupčanik	df4=	507,449 mm	
Promjer preko korijena zuba - planetni zupčanik	df5=	166,552 mm	
Promjer preko korijena zuba - vijenac	df6=	-940,553 mm	
Promjer preko glave zuba - sunčani zupčanik	da4=	552,448 mm	
Promjer preko glave zuba - planetni zupčanik	da5=	211,551 mm	
Promjer preko glave zuba - vijenac	da6=	-895,552 mm	
Širina zupčanika	b=	159,627 mm	
Usvojena širina zupčanika	b=	120 mm	
Izbor ulja			Komentar
Obodna brzina na diobenom krugu pogonskog zupčanika	v=	30,09 m/s	
Tangencijalna sila	Ft=	17438,31 N	
Stribeckov pritisak	ks=	1,11	
Potreban viskozitet	v40=	52,5 mm <sup>2</sup> /s	
Proračun vratila i osovina			
Proračun ulaznog vratila prvog stupnja planetnog prijenosnika			
Moment na ulaznom vratilu prvog stupnja	T1=	26360 Nm → T1=	26360037,45 Nmm
Dopušteno naprezanje na torziju	τtdop=	40 N/mm <sup>2</sup>	Odabrana (iskustvena) vrijednost
Omjer unutarnjeg i vanjskog promjera vratila	c=	0,78	Pretpostavljena orijentacijska vrijednost
Vanjski promjer vratila	d≥	174,67 mm	
Unutarnji promjer vratila	du=	136,24 mm	
Usvojeni vanjski promjer vratila	d=	155 mm	Usvojena vrijednost vanjskog promjera vratila
Usvojeni unutarnji promjer vratila	du=	90 mm	Usvojena vrijednost unutarnjeg promjera vratila
Kontrola izvedenog promjera ulaznog vratila prvog stupnja			
Maksimalno tangencijalno naprezanje	τtmax=	40,67 N/mm <sup>2</sup>	
Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno torzijsko opterećenje	τtDl=	350 N/mm <sup>2</sup>	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Vlačna čvrstoća odabranog materijala	Rm=	800 N/mm <sup>2</sup>	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Prosječna veličina neravnina	Rz=	10 μm	
Faktor opterećenja na savijanje	b1σ=	0,868	
Faktor utjecaja površinske hrapavosti na dinamičku izdržljivost	b1τ=	0,924	
Tehnološki faktor ovisan o materijalu	kt=	1	

Geometrijski faktor ovisan o većini	kg=	0,8	
Koeficijent oblika	αk=	2	
Faktor utjecaja koncentracije naprezanja	kα=	0,941	
Faktor utjecaja veličine vratila	b2=	0,752	
faktor režima rada	b3=	1	
	p=	5	
Relativni gradijent naprezanja	χ=	0,613	
Faktor potpore	nx=	1,18	Očitati pomoću relativnog gradijenta naprezanja
Efektivni faktor koncentracije naprezanja	βk=	1,69	
Faktor sigurnosti	SD=	1,5	Odabrati faktor sigurnosti
Izračunato dopušteno tangencijalno naprezanje	tt dop=	95,70	
Uvjet čvrstoće ttdop ≥ ttmax	ZADOVOLJAVA		
Proračun ulaznog vratila drugog stupnja planetnog prijenosnika			
Moment na ulaznom vratilu drugog stupnja	T4=	93725 Nm → T4=	93724577,6 Nmm Prenesena vrijednost
Dopušteno naprezanje na torziju	tt dop=	40 N/mm^2	Odabrana (iskustvena) vrijednost
Omjer unutarnjeg i vanjskog promjera vratila	c=	0,75	Pretpostavljena orijentacijska vrijednost
Vanjski promjer vratila	d≥	259,41 mm	
Unutarnji promjer vratila	du=	194,56 mm	
Usvojeni vanjski promjer vratila	d=	230 mm	Usvojena vrijednost vanjskog promjera vratila
Usvojeni unutarnji promjer vratila	du=	175 mm	Usvojena vrijednost unutarnjeg promjera vratila
Kontrola izvedenog promjera ulaznog vratila drugog stupnja			
Maksimalno tangencijalno naprezanje	ttmax=	59,01 N/mm^2	
Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno torzijsko opterećenje	ttDI=	350 N/mm^2	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Vlačna čvrstoća odabranog materijala	Rm=	800 N/mm^2	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Prosječna veličina neravnina	Rz=	10 μm	
Faktor opterećenja na savijanje	b1σ=	0,868	
Faktor utjecaja površinske hrapavosti na dinamičku izdržljivost	b1τ=	0,924	
Tehnološki faktor ovisan o materijalu	kt=	1	
Geometrijski faktor ovisan o većini	kg=	0,8	
Koeficijent oblika	αk=	2	
Faktor utjecaja koncentracije naprezanja	kα=	0,933	
Faktor utjecaja veličine vratila	b2=	0,746	
faktor režima rada	b3=	1	
	p=	5	
Relativni gradijent naprezanja	χ=	0,609	
Faktor potpore	nx=	1,18	Očitati pomoću relativnog gradijenta naprezanja
Efektivni faktor koncentracije naprezanja	βk=	1,69	
Faktor sigurnosti	SD=	1,5	Odabrati faktor sigurnosti
Izračunato dopušteno tangencijalno naprezanje	tt dop=	94,92	
Uvjet čvrstoće ttdop ≥ ttmax	ZADOVOLJAVA		
Proračun izlaznog vratila planetnog prijenosnika			
Moment na izlaznom vratilu reduktora	Tiz=	254931 Nm → Tiz=	254930851,1 Nmm Prenesena vrijednost
Dopušteno naprezanje na torziju	tt dop=	40 N/mm^2	Odabrana (iskustvena) vrijednost
Omjer unutarnjeg i vanjskog promjera vratila	c=	0,8	Pretpostavljena orijentacijska vrijednost
Vanjski promjer vratila	d≥	380,24 mm	
Unutarnji promjer vratila	du=	304,19 mm	
Usvojeni vanjski promjer vratila	d=	350 mm	Usvojena vrijednost vanjskog promjera vratila
Usvojeni unutarnji promjer vratila	du=	250 mm	Usvojena vrijednost unutarnjeg promjera vratila
Kontrola izvedenog promjera izlaznog vratila			
Maksimalno tangencijalno naprezanje	ttmax=	40,94 N/mm^2	
Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno torzijsko opterećenje	ttDI=	350 N/mm^2	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Vlačna čvrstoća odabranog materijala	Rm=	800 N/mm^2	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Prosječna veličina neravnina	Rz=	10 μm	
Faktor opterećenja na savijanje	b1σ=	0,868	
Faktor utjecaja površinske hrapavosti na dinamičku izdržljivost	b1τ=	0,924	
Tehnološki faktor ovisan o materijalu	kt=	1	
Geometrijski faktor ovisan o većini	kg=	0,8	
Koeficijent oblika	αk=	2	
Faktor utjecaja koncentracije naprezanja	kα=	0,925	
Faktor utjecaja veličine vratila	b2=	0,740	
faktor režima rada	b3=	1	
	p=	5	
Relativni gradijent naprezanja	χ=	0,606	
Faktor potpore	nx=	1,18	Očitati pomoću relativnog gradijenta naprezanja
Efektivni faktor koncentracije naprezanja	βk=	1,69	
Faktor sigurnosti	SD=	1,5	Odabrati faktor sigurnosti
Izračunato dopušteno tangencijalno naprezanje	tt dop=	94,08	
Uvjet čvrstoće ttdop ≥ ttmax	ZADOVOLJAVA		

Proračun osovine planeta prvog stupnja prijenosa planetnog prijenosnika			
Tangencijalna sila	Ft=	18396,18 N	
Ukupna duljina zupčanika	l=	225 mm → l=	0,225 m
Razmak između djelovanja tangencijalnih sila	l1=	105 mm	Upisati vrijednost ukupne duljine zupčanika
Maksimalni moment savijanja uslijed djelovanja tangencijalnih sila	Msmax=	1103770,61 Nmm → Msmax=	1103,770611 Nm
Brzna gibanja planeta prvog stupnja	nV1=	1080 min <sup>-1</sup> → nV1	18 s <sup>-1</sup>
Razmak osi	a=	273,000 mm → a=	0,273 m
Obodna brzina planeta	vp=	15,438 m/s	
Masa planeta	mp=	43,46 kg	Očitano iz SolidWorks-a nakon konačne iteracije
Centrifugalna sila na planet	Fc=	37939,9824 N	
Maksimalni moment uslije djelovanja centrifugalne sile	Mcmax=	4268248,02 Nmm → Mcmax=	4268,248015 Nm
Rezultantni moment koji djeluje na planet prvog stupnja	Mmax=	4408656,34 Nmm → Mmax=	4408,656335 Nm
Dopušteno naprezanje na savijanje	osdop=	40 N/mm <sup>2</sup>	Pretpostavljena orijentacijska vrijednost
Vanjski promjer osovine	d≥	103,931881 mm	
Usvojeni vanjski promjer osovine	d=	75 mm d=	0,075 m
			Usvojena vrijednost vanjskog promjera osovine
Kontrola izvedenog promjera osovine planeta prvog stupnja prijenosa			
Maksimalno naprezanje osovine na savijanje	osmax=	106,44 N/mm <sup>2</sup>	
Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno savojno opterećenje	osDI=	670 N/mm <sup>2</sup>	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Vlačna čvrstoća odabranog materijala	Rm=	950 N/mm <sup>2</sup>	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Prosječna veličina neravnina	Rz=	10 μm	
Faktor opterećenja na savijanje	b1o=	0,851	
Tehnološki faktor ovisan o materijalu	kt=	1	
Geometrijski faktor ovisan o većini	kg=	0,84	
Koeficijent oblika	ak=	2,19	
Faktor utjecaja koncentracije naprezanja	kα=	0,949	
Faktor utjecaja veličine vratila	b2=	0,797	
faktor režima rada	b3=	1	
	p=	5	
Relativni gradijent naprezanja	χ=	0,627	
Faktor potpore	nx=	1,18	Očitati pomoću relativnog gradijenta naprezanja
Efektivni faktor koncentracije naprezanja	βk=	1,86	
Faktor sigurnosti	SD=	1,5	Odabrati faktor sigurnosti
Izračunato dopušteno savojno naprezanje	osdop=	163,28	
Uvjet čvrstoće osdop ≥ osmax		ZADOVOLJAVA	
Proračun osovine planeta drugog stupnja prijenosa planetnog prijenosnika			
Tangencijalna sila	Ft=	17438,31 N	
Ukupna duljina zupčanika	l=	331 mm → l=	0,331 m
Razmak između djelovanja tangencijalnih sila	l1=	145 mm	Upisati razmak između hvatišta tangencijalni sila na lijevu i desnu stranu zupčanika
Maksimalni moment savijanja uslijed djelovanja tangencijalnih sila	Msmax=	1621763,22 Nmm → Msmax=	1621,763221 Nm
Brzna gibanja planeta drugog stupnja	nV2=	397,1 min <sup>-1</sup> → nV2=	6,617647059 s <sup>-1</sup>
Razmak osi	a=	362,000 mm → a=	0,362 m
Obodna brzina planeta	vp=	7,526 m/s	
Masa planeta	mp=	72,54 kg	Očitano iz SolidWorks-a nakon konačne iteracije
Centrifugalna sila na planet	Fc=	11349,927 N	
Maksimalni moment uslije djelovanja centrifugalne sile	Mcmax=	1878412,92 Nmm → Mcmax=	1878,412923 Nm
Rezultantni moment koji djeluje na planet prvog stupnja	Mmax=	2481642,81 Nmm → Mmax=	2481,642814 Nm
Dopušteno naprezanje na savijanje	osdop=	40 N/mm <sup>2</sup>	Pretpostavljena orijentacijska vrijednost
Vanjski promjer osovine	d≥	85,814326 mm	
Usvojeni vanjski promjer osovine	d=	60 mm d=	0,06 m
			Usvojena vrijednost vanjskog promjera osovine
Kontrola izvedenog promjera osovine planeta drugog stupnja prijenosa			
Maksimalno naprezanje osovine na savijanje	osmax=	117,03 N/mm <sup>2</sup>	
Trajna dinamička čvrstoća za istosmjerno savojno opterećenje	osDI=	720 N/mm <sup>2</sup>	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Vlačna čvrstoća odabranog materijala	Rm=	950 N/mm <sup>2</sup>	Upisati vrijednost za odabrani materijal
Prosječna veličina neravnina	Rz=	10 μm	
Faktor opterećenja na savijanje	b1o=	0,851	
Tehnološki faktor ovisan o materijalu	kt=	1	
Geometrijski faktor ovisan o većini	kg=	0,81	
Koeficijent oblika	ak=	2,19	
Faktor utjecaja koncentracije naprezanja	kα=	0,954	
Faktor utjecaja veličine vratila	b2=	0,773	
faktor režima rada	b3=	1	
	p=	5	
Relativni gradijent naprezanja	χ=	0,633	
Faktor potpore	nx=	1,18	Očitati pomoću relativnog gradijenta naprezanja
Efektivni faktor koncentracije naprezanja	βk=	1,86	
Faktor sigurnosti	SD=	1,5	Odabrati faktor sigurnosti
Izračunato dopušteno savojno naprezanje	osdop=	170,08	
Uvjet čvrstoće osdop ≥ osmax		ZADOVOLJAVA	

Proračun kliznih ležajeva se nalazi u drugoj Excel tablici						
Proračun valjnog ležaja planeta prvog stupnja prijenosa						
Reakcija u osloncu uslijed djelovanja centrifugalne sile	FCR=	18969,9912 N			Izračunato iz prenesene vrijednosti	
Reakcija u osloncu uslijed djelovanja tangencijalne sile	FtR=	18396,18 N			Prenesena vrijednost	
Rezultantna sila na ležaj	FR=	26424,9861 N				
Statička nosivost ležaja						
Statička nosivost ležaja	C0=	475 kN	→	C0=	475000 N	Očitano iz kataloga za odabrani ležaj (22315 E)
Ekvivalentno statičko opterećenje	F0=	26424,9861 N				Nema aksijalnih sila!!
Statička karakteristika prema DIN 622 za normalan rad	f <sub>smin</sub> =	1,2	do	f <sub>smin</sub> =	2,5	Zahtjevana statička karakteristika prema DIN 622
Stvarna statička karakteristika	f <sub>s</sub> =	17,98				
Kontrola statičke nosivosti	ZADOVOLJAVA					
Dinamička nosivost ležaja						
Dinamička nosivost ležaja	C=	462 kN	→	C=	462000 N	Očitano iz kataloga za odabrani ležaj (22315 E)
Zahtijevani broj radnih sati za brodske reduktore	L <sub>h</sub> =	80000 h				
Faktor vijeka trajanja	f <sub>L</sub> =	4,584				
Faktor broja okretaja	f <sub>n</sub> =	0,842				
Dinamičko opterećenje		143870,203				
Kontrola dinamičke nosivosti	ZADOVOLJAVA					
Proračun valjnog ležaja planeta drugog stupnja prijenosa						
Rekacija u osloncu uslijed djelovanja centrifugalne sile	FCR=	5674,96 N				
Reakcija u osloncu uslijed djelovanja tangencijalne sile	FtR=	17438,31 N				
Rezultantna sila na ležaj	FR=	18338,48 N				
Statička nosivost ležaja						
Statička nosivost ležaja	C0=	335 kN	→	C0=	335000 N	Očitano iz kataloga za odabrani ležaj (22312 E)
Ekvivalentno statičko opterećenje	F0=	18338,48 N				Nema aksijalnih sila!!
Statička karakteristika prema DIN 622 za normalan rad	f <sub>smin</sub> =	1,20	do	f <sub>smin</sub> =	2,5	Zahtjevana statička karakteristika prema DIN 622
Stvarna statička karakteristika	f <sub>s</sub> =	18,27				
Kontrola statičke nosivosti	ZADOVOLJAVA					
Dinamička nosivost ležaja						
Dinamička nosivost ležaja	C=	325 kN	→	C=	325000 N	Očitano iz kataloga za odabrani ležaj (22312 E)
Zahtijevani broj radnih sati za brodske reduktore	L <sub>h</sub> =	80000 h				
Faktor vijeka trajanja	f <sub>L</sub> =	4,584				
Faktor broja okretaja	f <sub>n</sub> =	1,016				
Dinamičko opterećenje		82742,3225				
Kontrola dinamičke nosivosti	ZADOVOLJAVA					
Proračun valjnog ležaja međuvratila						
Rezultantna sila na ležaj	FR=	11129,10 N				
Statička nosivost ležaja						
Statička nosivost ležaja	C0=	310 kN	→	C0=	310000 N	Očitano iz kataloga za odabrani ležaj (16052 MA)
Ekvivalentno statičko opterećenje	F0=	11129,10 N				Nema aksijalnih sila!!
Statička karakteristika prema DIN 622 za normalan rad	f <sub>smin</sub> =	1,20	do	f <sub>smin</sub> =	2,5	Zahtjevana statička karakteristika prema DIN 622
Stvarna statička karakteristika	f <sub>s</sub> =	27,85				
Kontrola statičke nosivosti	ZADOVOLJAVA					
Dinamička nosivost ležaja						
Dinamička nosivost ležaja	C=	238 kN	→	C=	238000 N	Očitano iz kataloga za odabrani ležaj (16052 MA)
Zahtijevani broj radnih sati za brodske reduktore	L <sub>h</sub> =	80000 h				
Faktor vijeka trajanja	f <sub>L</sub> =	5,429				
Faktor broja okretaja	f <sub>n</sub> =	1,227				
Dinamičko opterećenje		49227,2386				
Kontrola dinamičke nosivosti	ZADOVOLJAVA					
Kontrola ozubljenih spojeva						
Ozubljeni spoj prvog stupnja						
Nosiva dužina spoja	l=	151 mm				Očitano iz nacрта
Broj zubi	z=	21				
Modul	m=	8 mm				
Nazivni promjer	d1=	175 mm				
Diobeni promjer	d0=	168 mm				
Promjer korijena glavine	d2=	159 mm				
Promjer glave vratila	d3=	173,4 mm				
Faktor nosivosti za evolventno ozubljenje	k=	1,35				
Nosiva visina zuba	h=	7,2 mm				
Tangencijalna sila na vratilu	Ft=	313809,97 N				
Pritisak na bok zuba	p=	18,56 N/mm^2				
Dopušteni pritisak na bokove zuba	pdop=	80,00 N/mm^2				
Uvjet dozvoljenog pritiska u bokovima zuba	ZADOVOLJAVA					
Ozubljeni spoj drugog stupnja						
Nosiva dužina spoja	l=	220 mm				Očitano iz nacрта
Broj zubi	z=	31				

Modul	m=	8 mm	
Nazivni promjer	d1=	255 mm	
Diobeni promjer	d0=	248 mm	
Promjer korijena glavine	d2=	239 mm	
Promjer glave vratila	d3=	253,4 mm	
Faktor nosivosti za evolventno ozubljenje	k=	1,35	
Nosiva visina zuba	h=	7,2 mm	
Tangencijalna sila na vratilu	Ft=	755843,368 N	
Pritisak na bok zuba	p=	20,78 N/mm^2	
Dopušteni pritisak na bokove zuba	pdop=	80,00 N/mm^2	
Uvjet dozvoljenog pritiska u bokovima zuba	ZADOVOLJAVA		
Proračun pera			
Proračun pera ulaznog vratila			
Tangencijalna sila na vratilu	Ft=	340129,515 N	
Faktor primjene	KA=	1,5	
Faktor nejednolikog nošenja za jedno pero	k=	1	
Broj pera	n=	1	
Širina pera	b=	40 mm	
Visina pera	h=	22 mm	
Dubina utora	t1=	13,5 mm	
Duljina pera	l=	350 mm	
Pritisak na bok glavine	p=	171,49 N/mm^2	
Granica razvlačenja materijala glavine	Re=	320 N/mm^2	
Faktor sigurnosti	S=	1,6	
Dopušteni pritisak na bok glavine	pdop=	200 N/mm^2	
Uvjet dozvoljenog pritiska na bok glavine	ZADOVOLJAVA		
Proračun pera izlaznog vratila			
Tangencijalna sila na vratilu	Ft=	1340881,31 N	
Faktor primjene	KA=	1,5	
Faktor nejednolikog nošenja za jedno pero	k=	1,1	
Broj pera	n=	2	
Širina pera	b=	80 mm	
Visina pera	h=	40 mm	
Dubina utora	t1=	24,6 mm	
Duljina pera	l=	400 mm	
Pritisak na bok glavine	p=	179,58 N/mm^2	
Granica razvlačenja materijala glavine	Re=	320 N/mm^2	
Faktor sigurnosti	S=	1,6	
Dopušteni pritisak na bok glavine	pdop=	200 N/mm^2	
Uvjet dozvoljenog pritiska na bok glavine	ZADOVOLJAVA		
Izbor sustava za podmazivanje			
Potrebni kinematski viskozitet ulja u prvom stupnju prijenosa	v40,1=	66,3 mm^2/s	
Potrebni kinematski viskozitet ulja u drugom stupnju prijenosa	v40,2=	52,5 mm^2/s	
Srednji kinematski viskozitet ulja	v40,sr=	59,4 mm^2/s	
Odabrano ulje			
Kinematski viskozitet odabranog ulja pri 40°C	v40=	68 mm^2/s	
Tecište	tt=	-40 °C	
Proračun sustava za podmazivanje			
Gubici u ozubljenju pod opterećenjem			
Gubici u ozubljenju sunčanog i planetnog zupčanika prvog stupnja			
Stupanj prekrivanja profila	εα=	1,515	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Stupanj prekrivanja koraka	εβ=	1,089	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Zbirni stupanj prekrivanja	εγ=	2,604	
Tangencijalna sila	Ft=	23603,00 N	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Širina zupčanika	b=	80 mm	
Faktor primjene	KA=	1,5	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor dodatnih dinamičkih opterećenja za kose zube	KV=	1,45	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu	KHα=	1,1	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba	KHβ=	1,15	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor nagiba zuba	Kby=	1,241	
Jedinična obodna sila	wBt=	1007,06628 N/mm	
Srednje aritmetičko odstupanje hrapavosti spregnutih parova	Ra=	1,6 μm → Ra=	0,0016 mm
Obodna brzina na diobenom krugu za zadani par	v=	34,52 m/s	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	αt=	21,1728 °	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	αwt=	21,4798 °	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Projekcija sume obodnih brzina u polu C	vΣC=	25,33 m/s	
Osní razmak	a=	273,00 mm	
Prijenosni omjer između sunčanog i planetnog zupčanika prvog stupnja	i=	1,29	

Kut nagiba kosog ozubljenja	$\beta=$	20 °	
Ekvivalentni polumjer zakrivljenosti u kinematskom polu C u normalnom presjeku	$\rho_{cn}=$	26,180 mm	
Kinematski viskozitet odabranog ulja pri 40°C	$\nu_{40}=$	68 mm <sup>2</sup> /s	
Gustoća ulja pri 40°C	$\rho_{40}=$	860 kg/m <sup>3</sup>	
Dinamički viskozitet ulja pri 40°C	$\eta_{40}$	58,480 mPas	
Radna temperatura ulja	$\theta R=$	55 °C	
Dinamički viskozitet ulja na radnoj temperaturi	$\eta_u=$	46,833 mPas	
Koeficijent trenja u ozubljenju	$\mu_m Z=$	0,00181102	
Promjer preko glave sunčanog zupčanika	$d_{a1}=$	323,5 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer temeljnog kruga sunčanog zupčanik	$d_{b1}=$	285,794 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer preko glave planetnog zupčanika	$d_{a2}=$	254,5 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer temeljnog kruga planetnog zupčanika	$d_{b2}=$	222,284 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Kut pritiska na krugu preko glave sunčanog zupčanika	$\alpha_{a1}=$	27,9394 °	
Kut pritiska na krugu preko glave planetnog zupčanika	$\alpha_{a2}=$	29,1421 °	
Broj zubi sunčanog zupčanika	$z1=$	36	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Broj zubi planetnog zupčanika	$z2=$	28	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Parcijalni stupanj prekrivanja profila za sunčani zupčanik	$\epsilon_1=$	0,78409501	
Parcijalni stupanj prekrivanja profila za planetni zupčanik	$\epsilon_2=$	0,73107418	
Faktor gubitka snage u ozubljenju	$H_v=$	0,13463585	
Gubici u ozubljenju sunčanog i planetnog zupčanika prvog stupnja	$P_{zp1}'=$	2584,58319 W	Gubitak za jednu stranu ozubljenja tog para
Gubici u ozubljenju sunčanog i planetnog zupčanika prvog stupnja	$P_{zp1}'=$	20676,6655 W	Gubitak za jednu stranu ozubljenja tog para
<b>Gubici u ozubljenju planetnog zupčanika i vijenca prvog stupnja</b>			
Stupanj prekrivanja profila	$\epsilon\alpha=$	1,7	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Stupanj prekrivanja koraka	$\epsilon\beta=$	1,09	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Zbirni stupanj prekrivanja	$\epsilon\gamma=$	2,79	
Tangencijalna sila	$F_t=$	23603,00 N	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Širina zupčanika	$b=$	80 mm	
Faktor primjene	$K_A=$	1,5	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor dodatnih dinamičkih opterećenja za kose zube	$K_V=$	1,45	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu	$K_{H\alpha}=$	1,1	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba	$K_{H\beta}=$	1,15	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor nagiba zuba	$K_{by}=$	1,264	
Jedinična obodna sila	$w_{BT}=$	1026,27826 N/mm	
Srednje aritmetičko odstupanje hrapavosti spregnutih parova	$R_a=$	1,6 µm → $R_a=$	0,0016 mm
Obodna brzina na diobenom krugu za zadani par	$v=$	34,52 m/s	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	$\alpha_t=$	21,1728 °	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	$\alpha_{wt}=$	21,4798 °	
Projekcija sume obodnih brzina u polu C	$v_{\Sigma C}=$	25,33 m/s	
Osni razmak	$a=$	273,00 mm	
Prijenosni omjer između vijenca i planetnog zupčanika prvog stupnja	$i=$	3,29	
Kut nagiba kosog ozubljenja	$\beta=$	20 °	
Ekvivalentni polumjer zakrivljenosti u kinematskom polu C u normalnom presjeku	$\rho_{cn}=$	19,030 mm	
Kinematski viskozitet odabranog ulja pri 40°C	$\nu_{40}=$	68 mm <sup>2</sup> /s	
Gustoća ulja pri 40°C	$\rho_{40}=$	860 kg/m <sup>3</sup>	
Dinamički viskozitet ulja pri 40°C	$\eta_{40}$	58,480 mPas	
Radna temperatura ulja	$\theta R=$	55 °C	
Dinamički viskozitet ulja na radnoj temperaturi	$\eta_u=$	46,833 mPas	
Koeficijent trenja u ozubljenju	$\mu_m Z=$	0,00197063	
Promjer preko glave vijenca	$d_{a3}=$	768,5 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer temeljnog kruga vijenca	$d_{b3}=$	730,363 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer preko glave planetnog zupčanika	$d_{a2}=$	254,5 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer temeljnog kruga planetnog zupčanika	$d_{b2}=$	222,284 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Kut pritiska na krugu preko glave vijenca	$\alpha_{a3}=$	18,1259811 °	
Kut pritiska na krugu preko glave planetnog zupčanika	$\alpha_{a2}=$	29,1421115 °	
Broj zubi vijenca	$z3=$	92	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Broj zubi planetnog zupčanika	$z2=$	28	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Parcijalni stupanj prekrivanja profila za vijenac	$\epsilon_3=$	0,96859857	
Parcijalni stupanj prekrivanja profila za planetni zupčanik	$\epsilon_2=$	0,73107418	
Faktor gubitka snage u ozubljenju	$H_v=$	0,15245556	
Gubici u ozubljenju vijenca i planetnog zupčanika prvog stupnja	$P_{zp1}'=$	3184,59462 W	Gubitak za jednu stranu ozubljenja tog para
Gubici u ozubljenju vijenca i planetnog zupčanika prvog stupnja	$P_{zp1}'=$	25476,7569 W	Gubitak za jednu stranu ozubljenja tog para
<b>Gubici u ozubljenju sunčanog i planetnog zupčanika drugog stupnja</b>			
Stupanj prekrivanja profila	$\epsilon\alpha=$	1,507	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Stupanj prekrivanja koraka	$\epsilon\beta=$	1,306	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Zbirni stupanj prekrivanja	$\epsilon\gamma=$	2,813	
Tangencijalna sila	$F_t=$	48416,00 N	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Širina zupčanika	$b=$	120 mm	
Faktor primjene	$K_A=$	1,5	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića

Faktor dodatnih dinamičkih opterećenja za kose zube	KV=	1,12	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu	KHa=	1,1	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor raspodjele opterećenja uzduž boka zuba	KHβ=	1,16	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor nagiba zuba	Kby=	1,267	
Jedinična obodna sila	wBt=	1095,56076 N/mm	
Srednje aritmetičko odstupanje hrapavosti spregnutih parova	Ra=	1,6 μm → Ra=	0,0016 mm
Obodna brzina na diobenom krugu za zadani par	v=	6,85 m/s	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	αt=	21,1728 °	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	αwt=	21,2461 °	
Projekcija sume obodnih brzina u polu C	v <sub>ΣC</sub> =	4,97 m/s	
Oсни razmak	a=	362,00 mm	
Prijenosni omjer između sunčanog i planetnog zupčanika drugog stupnja	i=	2,78	
Kut nagiba kosog ozubljenja	β=	20 °	
Ekvivalentni polumjer zakrivljenosti u kinematskom polu C u normalnom presjeku	ρ <sub>cn</sub> =	27,171 mm	
Kinematski viskozitet odabranog ulja pri 40°C	ν <sub>40</sub> =	68 mm <sup>2</sup> /s	
Gustoća ulja pri 40°C	ρ <sub>40</sub> =	860 kg/m <sup>3</sup>	
Dinamički viskozitet ulja pri 40°C	η <sub>40</sub>	58,480 mPas	
Radna temperatura ulja	θ <sub>R</sub> =	55 °C	
Dinamički viskozitet ulja na radnoj temperaturi	η <sub>u</sub> =	46,833 mPas	
Koeficijent trenja u ozubljenju	μ <sub>mZ</sub> =	0,00275381	
Promjer preko glave sunčanog zupčanika	da4=	552,5 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer temeljnog kruga sunčanog zupčanik	db4=	496,17 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer preko glave planetnog zupčanika	da5=	211,5 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer temeljnog kruga planetnog zupčanika	db5=	178,621 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Kut pritiska na krugu preko glave sunčanog zupčanika	αa4=	26,0976982 °	
Kut pritiska na krugu preko glave planetnog zupčanika	αa5=	32,3769162 °	
Broj zubi sunčanog zupčanika	z4=	50	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Broj zubi planetnog zupčanika	z5=	18	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Parcijalni stupanj prekrivanja profila za sunčani zupčanik	ε <sub>4</sub> =	0,80408864	
Parcijalni stupanj prekrivanja profila za planetni zupčanik	ε <sub>5</sub> =	0,70260073	
Faktor gubitka snage u ozubljenju	H <sub>v</sub> =	0,15030088	
Gubici u ozubljenju sunčanog i planetnog zupčanika drugog stupnja	P <sub>zp2</sub> '=	4387,33808 W	Gubitak za jednu stranu ozubljenja tog para
Gubici u ozubljenju sunčanog i planetnog zupčanika drugog stupnja	P <sub>zp2</sub> '=	35098,7046 W	Gubitak za jednu stranu ozubljenja tog para
<b>Gubici u ozubljenju planetnog zupčanika i vijenca drugog stupnja</b>			
Stupanj prekrivanja profila	εα=	1,67	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Stupanj prekrivanja koraka	εβ=	1,31	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Zbirni stupanj prekrivanja	ε <sub>γ</sub> =	2,98	
Tangencijalna sila	F <sub>t</sub> =	48416,00 N	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Širina zupčanika	b=	120 mm	
Faktor primjene	KA=	1,5	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor dodatnih dinamičkih opterećenja za kose zube	KV=	1,04	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor raspodjele opterećenja na par zuba u zahvatu	KHa=	1,1	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor raspodjele opterećenja uzduž bog zuba	KHβ=	1,22	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Faktor nagiba zuba	Kby=	1,281	
Jedinična obodna sila	wBt=	1082,35148 N/mm	
Srednje aritmetičko odstupanje hrapavosti spregnutih parova	Ra=	1,6 μm → Ra=	0,0016 mm
Obodna brzina na diobenom krugu za zadani par	v=	6,85 m/s	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Zahvatni kut na diobenom promjeru u čeonom presjeku	αt=	21,1728 °	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Pogonski zahvatni kut u čeonom presjeku	αwt=	21,2461 °	
Projekcija sume obodnih brzina u polu C	v <sub>ΣC</sub> =	4,97 m/s	
Oсни razmak	a=	362,00 mm	
Prijenosni omjer između vijenca i planetnog zupčanika drugog stupnja	i=	4,78	
Kut nagiba kosog ozubljenja	β=	20 °	
Ekvivalentni polumjer zakrivljenosti u kinematskom polu C u normalnom presjeku	ρ <sub>cn</sub> =	19,980 mm	
Kinematski viskozitet odabranog ulja pri 40°C	ν <sub>40</sub> =	68 mm <sup>2</sup> /s	
Gustoća ulja pri 40°C	ρ <sub>40</sub> =	860 kg/m <sup>3</sup>	
Dinamički viskozitet ulja pri 40°C	η <sub>40</sub>	58,480 mPas	
Radna temperatura ulja	θ <sub>R</sub> =	55 °C	
Dinamički viskozitet ulja na radnoj temperaturi	η <sub>u</sub> =	46,833 mPas	
Koeficijent trenja u ozubljenju	μ <sub>mZ</sub> =	0,00296481	
Promjer preko glave vijenca	da6=	895,5 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer temeljnog kruga vijenca	db6=	853,413 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer preko glave planetnog zupčanika	da5=	211,5 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Promjer temeljnog kruga planetnog zupčanika	db5=	178,621 mm	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Kut pritiska na krugu preko glave vijenca	αa6=	17,6357768 °	
Kut pritiska na krugu preko glave planetnog zupčanika	αa5=	32,3769162 °	
Broj zubi vijenca	z6=	86	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Broj zubi planetnog zupčanika	z5=	18	Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića

Parcijalni stupanj prekrivanja profila za vijenac	$\epsilon_6 =$	0,97035323	
Parcijalni stupanj prekrivanja profila za planetni zupčanik	$\epsilon_5 =$	0,70260073	
Faktor gubitka snage u ozubljenju	Hv=	0,18966534	
Gubici u ozubljenju vijenca i planetnog zupčanika drugog stupnja	$P_{zp2}' =$	5960,60888 W	Gubitak za jednu stranu ozubljenja tog para
Gubici u ozubljenju vijenca i planetnog zupčanika drugog stupnja	$P_{zp2}'' =$	47684,871 W	Gubitak za jednu stranu ozubljenja tog para
Ukupni gubici u ozubljenju pod opterećenjem	$P_{zp} =$	128937 W	
<b>Gubici snage u praznom hodu</b>			
<b>Gubici snage u praznom hodu - sunčani i planetni zupčanik prvog stupnja</b>			
Obodna brzina uronjenog zupčanika	$v =$	34,52 m/s	
Konstanta	$vt_0 =$	10 m/s	
Faktor rasprskavanja ulja	$C_{sp} =$	1	Za lučni put zahvaćenog ulja do zahvata jednak $\pi/2$
Dubina uranjanja sunčanog zupčanika prvog stupnja	$e_1 =$	0 mm	
Dubina uranjanja planetnog zupčanika prvog stupnja	$e_2 =$	30 mm	
Širina zahvata zupčanika	$b =$	80 mm	
Dubivna uranjanja $e_0$	$e_0 =$	10 mm	Preuzeto iz literature
Širina zahvata ulja $b_0$	$b_0 =$	10 mm	Preuzeto iz literature
Faktor C1	$C_1 =$	6,7426	
Faktor C2	$C_2 =$	0,2375	
Brzina vrtnje planetnog zupčanika	$n_1 =$	2986,66667 min <sup>-1</sup>	
Hidraulički moment gubitaka - sunčani i planetni zupčanik prvog stupnja	$TH_1 =$	15,306776	
Gubitak praznog hoda u ozubljenju - sunčani i planetni zupčanik prvog stupnja	$P_{z01}' =$	4787,39322 W	
Duljina kruga po kojem putuje planetni zupčanik	$l_0 =$	2527,06 mm	
Duljina zahvata planetnog zupčanika kada je uronjen u ulje	$l_1 =$	324,03 mm	
Gubitak praznog hoda u ozubljenju - sunčani i planetni zupčanik prvog stupnja	$P_{z01} =$	4910,87358 W	
<b>Gubici snage u praznom hodu - vijenac i planetni zupčanik prvog stupnja</b>			
Obodna brzina uronjenog zupčanika	$v =$	34,52 m/s	
Konstanta	$vt_0 =$	10 m/s	
Faktor rasprskavanja ulja	$C_{sp} =$	1	Za lučni put zahvaćenog ulja do zahvata jednak $\pi/2$
Dubina uranjanja vijenca prvog stupnja	$e_1 =$	30 mm	
Dubina uranjanja planetnog zupčanika prvog stupnja	$e_2 =$	30 mm	
Širina zahvata zupčanika	$b =$	80 mm	
Dubina uranjanja $e_0$	$e_0 =$	10 mm	Preuzeto iz literature
Širina zahvata ulja $b_0$	$b_0 =$	10 mm	Preuzeto iz literature
Faktor C1	$C_1 =$	6,9316	
Faktor C2	$C_2 =$	0,275	
Brzina vrtnje planetnog zupčanika	$n_1 =$	2986,66667 min <sup>-1</sup>	
Hidraulički moment gubitaka - vijenac i planetni zupčanik prvog stupnja	$TH_1 =$	17,9105633	
Gubitak praznog hoda u ozubljenju - vijenac i planetni zupčanik prvog stupnja	$P_{z02}' =$	5601,76154 W	
Duljina kruga po kojem putuje planetni zupčanik	$l_0 =$	2527,06 mm	
Duljina zahvata planetnog zupčanika kada je uronjen u ulje	$l_1 =$	324,03 mm	
Gubitak praznog hoda u ozubljenju - vijenac i planetni zupčanik prvog stupnja	$P_{z02} =$	5746,24676 W	
<b>Gubici snage u praznom hodu - sunčani i planetni zupčanik drugog stupnja</b>			
Obodna brzina uronjenog zupčanika	$v =$	6,85 m/s	
Konstanta	$vt_0 =$	10 m/s	
Faktor rasprskavanja ulja	$C_{sp} =$	1	Za lučni put zahvaćenog ulja do zahvata jednak $\pi/2$
Dubina uranjanja sunčanog zupčanika drugog stupnja	$e_1 =$	0 mm	
Dubina uranjanja planetnog zupčanika drugog stupnja	$e_2 =$	98 mm	
Širina zahvata zupčanika	$b =$	120 mm	
Dubivna uranjanja $e_0$	$e_0 =$	10 mm	Preuzeto iz literature
Širina zahvata ulja $b_0$	$b_0 =$	10 mm	Preuzeto iz literature
Faktor C1	$C_1 =$	22,7358	
Faktor C2	$C_2 =$	0,3225	
Brzina vrtnje planetnog zupčanika	$n_2 =$	388,8 min <sup>-1</sup>	
Hidraulički moment gubitaka - sunčani i planetni zupčanik drugog stupnja	$TH_1 =$	28,3564148	
Gubitak praznog hoda u ozubljenju - sunčani i planetni zupčanik drugog stupnja	$P_{z03}' =$	1154,53258 W	
Duljina kruga po kojem putuje planetni zupčanik	$l_0 =$	2954,83 mm	
Duljina zahvata planetnog zupčanika kada je uronjen u ulje	$l_1 =$	625,69 mm	
Gubitak praznog hoda u ozubljenju - sunčani i planetni zupčanik drugog stupnja	$P_{z03} =$	1955,79304 W	
<b>Gubici snage u praznom hodu - vijenac i planetni zupčanik drugog stupnja</b>			
Obodna brzina uronjenog zupčanika	$v =$	6,85 m/s	
Konstanta	$vt_0 =$	10 m/s	
Faktor rasprskavanja ulja	$C_{sp} =$	1	Za lučni put zahvaćenog ulja do zahvata jednak $\pi/2$
Dubina uranjanja vijenca zupčanika drugog stupnja	$e_1 =$	98 mm	
Dubina uranjanja planetnog zupčanika drugog stupnja	$e_2 =$	98 mm	
Širina zahvata zupčanika	$b =$	120 mm	
Dubivna uranjanja $e_0$	$e_0 =$	10 mm	Preuzeto iz literature
Širina zahvata ulja $b_0$	$b_0 =$	10 mm	Preuzeto iz literature
Faktor C1	$C_1 =$	23,3532	

Faktor C2	C2=	0,445		
Brzina vrtnje planetnog zupčanika	n2=	388,8 min <sup>-1</sup>		
Hidraulički moment gubitaka - vijenac i planetni zupčanik drugog stupnja	TH1=	94,4760848		
Gubitak praznog hoda u ozubljenju - vijenac i planetni zupčanik drugog stupnja	Pz04=	3846,59765 W		
Duljina kruga po kojem putuje planetni zupčanik	l0=	2954,83 mm		
Duljina zahvata planetnog zupčanika kada je urođen u ulje	l1=	625,69 mm		
Gubitak praznog hoda u ozubljenju - vijenac i planetni zupčanik drugog stupnja	Pz04=	6516,18585 W		
Ukupni gubici u ozubljenju u praznom hodu	Pz0=	19129,1 W		
<b>Gubici u valjnim ležajevima</b>				
Rezultantna sila na ležaj planeta prvog stupnja prijenosa	FR=	26424,9861 N		
Brzina vrtnje ležaja = brzina vrtnje planetnog zupčanika prema vodilu	n=	3548,6 min <sup>-1</sup>	n=	59,14 s <sup>-1</sup>
Promjer temeljnog kruga planetnog zupčanika	db2=	222,284		Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Obodna brzina vrtnje na ležaju	v=	41,30 m/s		
Koeficijent trenja za odabrani ležaj	μ=	0,0018		Preuzeto iz literature za samoudesivi bačvasti ležaj
Gubitak u jednom ležaju planeta prvog stupnja prijenosa	PVL1'=	1964,49599 W		
Gubitak u svim ležajevima planeta prvog stupnja prijenosa	PVL1=	15715,9679 W		
Rezultantna sila na ležaj planeta drugog stupnja prijenosa	FR=	18338,48 N		
Brzina vrtnje ležaja = brzina vrtnje planetnog zupčanika prema vodilu	n=	1897,1 min <sup>-1</sup>	n=	31,62 s <sup>-1</sup>
Promjer temeljnog kruga planetnog zupčanika	db5=	178,621		Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Obodna brzina vrtnje na ležaju	v=	17,74 m/s		
Koeficijent trenja za odabrani ležaj	μ=	0,0018		Preuzeto iz literature za samoudesivi bačvasti ležaj
Gubitak u jednom ležaju planeta drugog stupnja prijenosa	PVL2'=	585,675841 W		
Gubitak u svim ležajevima planeta drugog stupnja prijenosa	PVL2=	4685,40673 W		
Rezultantna sila na ležaj središnjeg vratila	FR=	11129,10 N		
Brzina vrtnje ležaja = brzina vrtnje središnjeg vratila	n=	1080 min <sup>-1</sup>	n=	18,00 s <sup>-1</sup>
Promjer dosjeda za ležaj središnjeg vratila	d=	260 mm		Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Obodna brzina vrtnje na ležaju	v=	14,70 m/s		
Koeficijent trenja za odabrani ležaj	μ=	0,0018		Preuzeto iz literature za samoudesivi bačvasti ležaj
Gubitak u ležaju međuvratila	PVL3=	294,529144 W		
Ukupni gubici u valjnim ležajevima	PVL=	20695,90 W		
<b>Gubitak u kliznim ležajevima</b>				
Gubitak u kliznom ležaju ulaznog vratila	PKL1=	4226,36 W		Očitano iz proračuna kliznog ležaja
Gubitak u kliznom ležaju izlaznog vratila	PKL2=	1286,82 W		Očitano iz proračuna kliznog ležaja
Ukupni gubici u kliznim ležajevima	PKL=	5513,18 W		
<b>Gubici brtvljenja</b>				
<b>Gubitak brtvljenja ulaznog vratila prijenosnika</b>				
Kinematski viskozitet odabranog ulja pri 40°C	v40=	68 mm <sup>2</sup> /s		
Promjer ulaznog vratila kod brtve	dv1=	155 mm		
Brzina vrtnje ulaznog vratila	n1=	3840 min <sup>-1</sup>		
Temperatura ulja	θR=	55 °C		
Gubitak brtvljenja ulaznog vratila prijenosnika	PB1=	1379,11 W		
<b>Gubitak brtvljenja izlaznog vratila prijenosnika</b>				
Kinematski viskozitet odabranog ulja pri 40°C	v40=	68 mm <sup>2</sup> /s		
Promjer ulaznog vratila kod brtve	dv2=	350 mm		
Brzina vrtnje izlaznog vratila	n2=	397,1 min <sup>-1</sup>		Očitano iz kontrolnog proračuna prof. Orlića
Temperatura ulja	θR=	55 °C		
Gubitak brtvljenja izlaznog vratila prijenosnika	PB2=	727,175 W		
Ukupni gubici brtvljenja	PB=	2106,281 W		
<b>Proračun potrebne količine protoka ulja</b>				
Ukupni gubici u prijenosniku	Pguk=	176381,46 W	Pguk	176,38 kW
Ulazna temperatura ulja	θuul=	45 °C		
Izlazna temperatura ulja	θuiz=	55 °C		
Specifični toplinski kapacitet ulja	cp=	2 kJ/(kgK)		
Gustoća ulja pri 40°C	ρu=	850 kg/m <sup>3</sup>		
Odvedena toplota	Q=	176381,463 W		
Potreban protok ulja	Vu=	10,38 m <sup>3</sup> /s	Vu=	172,9230025 l/min
Protok ulja za odabranu pumpu	Vu=	188 l/min		
Vrijeme optoka ulja u sustavu	t=	1,50 min		
Odabrani kapacitet ulja u spremniku	Vs=	282 l		