

A METHOD FOR KINEMATIC CALCULATION OF PLANETARY GEAR TRAINS NJË METODË PËR LLOGARITJEN KINEMATIKE TË TRANSMISIONEVE PLANETARE

MIRANDA KULLOLLI¹, ARJAN BISHA²

Departamenti i Mekanikës⁻¹

Fakulteti i Inxhinierisë Mekanike⁻²

Universiteti Politeknik i Tiranës; SHQIPËRI

kullolli_m@yahoo.com

AKTET V, 2: 244 - 250, 2012

PERMBLEDHJE

Qëllimi i kërkimit: Në këtë punim përshkruhet një metodë për projektimin kinematik të transmiseve të dhëmbëzuar planetare. Transmisioni planetar ose epicyklik, një sistem dhëmbëzorësh në të cilin një ose më shumë dhëmbëzore (dhëmbëzorët planetarë) rrotullohen përreth një dhëmbëzori qendror (dhëmbëzori me dhëmbë të jashtëm), si dhe përreth akseve të tyre (kanë aks të lëvizshëm).

Metoda: Bëhet një klasifikim i transmiseve të dhëmbëzuara planetare bazë me tre dhëmbëzore (lëvizje pozitive) dhe katër dhëmbëzore (lëvizje pozitive dhe negative), nxirret raporti i transmisionit maksimal dhe minimal. Çdo raport transmisioni ndërmjet (\pm)1 dhe 9999 mund të nxirret me tri module të ndryshme.

Përfundimi: Rezultatet në dalje përcaktojnë të gjitha projektimet që plotësojnë kërkesat për numrat e dhëmbëve të ingranazheve të dhëna nga projektuesi.

Fjalë kyçe: dhëmbëzore planetarë, dhëmbëzori me dhëmbë të jashtëm të brendshëm

SUMMARY

Aim of investigation: In this paper is described a method for the computer aided kinematic design of planetary gear trains. Planetary is a gear system that consists of one or more gears, revolving about a central gear. Typically, the planet gears are mounted on a movable arm or *carrier* which itself may rotate relative to the sun gear.

Method: All the basic three gear positive trains and four gear positive and negative trains are classified and their maximum and minimum speed ratio equations are derived. Any speed ratio between (\pm)1 and 9999 in integer numbers can be handles with as many as three different diametric pitches.

Conclusions: The output specifies all the designs that can meet the requirement with the gear tooth numbers input by the designer. The blank weight of each suitable train is given allowing the designer to make a rough optimization.

Key words: planetary gear, sun gear, corona.

HYRJE

Transmisioni planetar a epicyklik është një nga transmisionet më të përdorshëm pasi mund të japë një reduktim të madh shpejtësie në një hapësirë të vogël dhe mund të bëhet kontrolli automatik për disa raporte shpejtësie ndërkohë që boshtet shkëmbehen (nga bosht në hyrje në bosht në dalje dhe anasjelltas).

Këto transmise mund të japin raporte të mëdha prej kombinimit të dy dhëmbëzorëve

planetarë në një transmision ose të dy e më shumë transmiseve planetare në seri.

Analiza e transmiseve epicyklike nuk është e lehtë të konceptohet menjëherë, pasi transmisioni epicyklik i thjeshtë ka dy shkallë lirie. Në shumë tekste kinematike [1, 2, 3] përshkruhen disa nga metodat klasike, ndërsa një metodë për transmisionet planetare më komplekse me më shumë se dy gradë lirie jepet prej Coulburne [4].

Duke qenë se analiza nuk është e thjeshtë sintheza është një problem edhe më i vështirë. Për transmisionet planetare më komplekse [5] janë zhvilluar përafrime numerike dhe Fridman [6] zhvilloi një metodë kompjuterike për sinthezën e transmisioneve planetare. Në këtë artikull përshkruhet një metodë për sinthezën kompjuterike të transmisioneve planetare [7, 8, 9].

Transmisioni planetar bazë, figure 1, do të ketë dy shkallë lëvizshmërie nëse dhëmbëzori qendror me dhëmbë të jashtëm, dhëmbëzori qendror me dhëmbë të brendshëm dhe krahu mund të lëvizin në të dy krahët. Kjo mund të japë tri raporte të ndryshme shpejtësie që varen nga fakti se cili prej të tre është i fiksuar (dhëmbëzori qendror me dhëmbë të jashtëm, dhëmbëzori qendror me dhëmbë të brendshëm apo krahu) dhe cili prej dy elementeve të mbetura është hallka në hyrje (input) apo në dalje (output). Bëhet një klasifikim i transmisioneve planetare sipas logjikës së mësipërme.

Sinteza automatike zgjedh prej standardit të dhëmbëzorëve madhësi që të japin një projektim optimal.

Raporti i transmisionit.

Në figurë 1 jepet një transmision planetare i thjeshtë. Për të gjetur raportin bazë të transmisionit "i", imagjinojmë sikur krahu është fiks pra e transformojmë në një transmision të thjeshtë dhëmbëzorësh.

Duke përdorur ekuacionet e shpejtësisë relative kemi që:

$$\omega_C = \omega_K + \omega_{C/K} \omega_C = \omega_K + \omega_{C/KA}$$

$$\omega_S = \omega_K + \omega_{S/K}$$

$\omega_C = \omega_K + \omega_{C/K}$ pasi bëjmë veprime brenda secilit ekuacion dhe duke i pjesëtuar më pas marrim që:

$$\frac{\omega_C - \omega_K}{\omega_S - \omega_K} = \frac{\omega_{C/K}}{\omega_{S/K}}$$

$$\frac{\omega_C - \omega_K}{\omega_S - \omega_K} = \frac{\omega_{C/K}}{\omega_{S/K}}$$

Në çdo grup dhëmbëzorësh:

$$\frac{\omega_K}{\omega_B} = \frac{Z_B}{Z_K}$$

$$\frac{\omega_B}{\omega_K} = \frac{Z_K}{Z_B}$$

Shkruajmë

$$\frac{\omega_C - \omega_K}{\omega_S - \omega_K} = \frac{Z_S}{Z_C}$$

Shenja e raportit të transmisionit do të jetë negative nëse dhëmbëzorët rrotullohen në drejtime të kundërta dhe pozitive nëse rrotullohen në të njëjtin drejtim. Për rastin konkret kemi që:

$$\frac{\omega_C - \omega_K}{\omega_S - \omega_K} = -\frac{Z_S}{Z_C}$$
 dhe

$$Z_S \omega_S + Z_C \omega_C = \omega_K (Z_S + Z_C) \quad (1)$$

Relacioni tjetër që duhet të kënaqet është gjeometrik:

$$R_C = R_S + D_P \text{ ose } D_C = D_S + 2D_P$$

Për dhëmbëzorët standardë $D = \frac{Z}{m}$ dhe m për

çdo çift dhëmbëzorësh është i njëjtë. Prej ku shkruajmë që:

$$\frac{Z_C}{m} = \frac{Z_S}{m} + \frac{2Z_P}{m} \text{ ose } Z_P = \frac{Z_C - Z_S}{2} \quad (2)$$

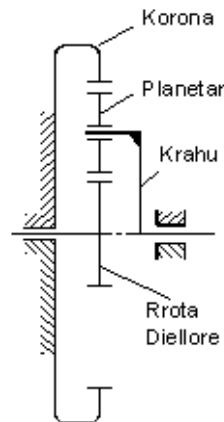


Fig. 1 Transmision epicyklik me tre dhëmbëzorë; i fiksuar dhëmbëzori me dhëmbë të brendshëm. Tipi 3130

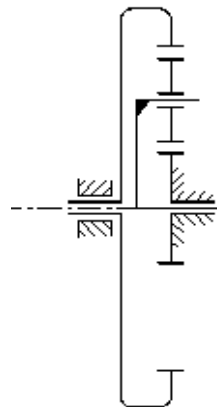


Fig. 2 Transmision epiciklik me tre dhëmbëzore; i fiksuar dhëmbëzori me dhëmbë të jashtëm.

Tipi 3130

Klasifikimi i tipave kryesorë të transmisioneve planetare

Transmisioni planetar bazë me tre dhëmbëzore

Transmisioni planetar bazë me tre dhëmbëzore është i kufizuar vetëm në lëvizje pozitive. Dy ekuacionet në hyrje - dalje mund të nxirren nga ekuacioni (1) duke fiksuar dhëmbëzoren me dhëmbë nga brenda;

$$\omega_C = 0; \text{ pranojmë } \omega_K = 1$$

$$\text{dhe } i = \frac{Z_S}{Z_C}$$

Duke fiksuar dhëmbëzoren me dhëmbë të jashtëm mund të përcaktohen dy ekuacione të tjera hyrje - dalje, domethënë $\omega_S = 0$; nga sa më sipër është e thjeshtë të ndërtohet tabela 1 në të cilën shifrat japin tipin e transmisionit planetar; për shembull kodi 4131 tregon transmision planetar me 4 dhëmbëzore, ku fiks është dhëmbëzori me dhëmbë të brendshëm dhe dhëmbëzori me dhëmbë të brendshëm është në hyrje.

Dhëmbëzori me dhëmbë të jashtëm	Krahu	Dhëmbëzori me dhëmbë të brendshëm	$\frac{\omega_D}{\omega_H}$	Shpejtësia	Tipi
Hyrje	Dalje	I fiksuar	$\frac{i}{1+i}$	Zvogëlohet	3131
Dalje	Hyrje	I fiksuar	$\frac{1+i}{i}$	Rritet	3132
I fiksuar	Dalje	Hyrje	$\frac{1}{1+i}$	Zvogëlohet	3113
I fiksuar	Hyrje	Dalje	$\frac{1+i}{1}$	Rritet	3112

Tabela 1

Për dhëmbëzorët standardë hapësira e numrit të mundshëm të dhëmbëve është e kufizuar. Numri minimal i dhëmbëve të një rrote kufizohet nga fenomeni i interferencës dhe i prerjes. Prandaj, Z_S dhe Z_C kanë një kufi.

Për çdo raport shpejtësie të kërkuar dhe për numër të lejuar dhëmbësh Z_S dhe Z_C llogaritja e parë bëhet për të përcaktuar nëse për transmisionin planetar bazë që po shqyrtojmë mund të arrihet raporti i shpejtësisë.

Në këtë mënyre janë nxjerrë shprehjet e mëposhtme:

Tipi 3131 – i palëvizshëm dhëmbëzori me dhëmbë të brendshëm – Fig. 1.

Raporti i transmisionit zvogëlohet:

$$\frac{\omega_D}{\omega_H} = \frac{\omega_K}{\omega_S} = \frac{i}{1+i} \text{ ku } i = \frac{Z_S}{Z_C}$$

ω_D - shpejtësia këndore në dalje

ω_H - shpejtësia këndore në hyrje

Reduktimi maksimal:

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{min} = \frac{i_{min}}{1+i_{min}} \text{ ku } i_{min} = \frac{Z_{S_{min}}}{Z_{C_{max}}}$$

Nëse shënojmë

$Z_P = \text{numrin minimal i dhëmbëve}$ që lejon Z_S të rritet në vlerën më të madhe që ajo ka në hapësirën e dhënë, atëherë reduktimi minimal do të jetë:

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{max} = \frac{i_{max}}{1+i_{max}} \text{ ku } i_{max} = \frac{2[Z_{C_{max/2}} - Z_{P_{min}}]}{Z_{C_{max}}}$$

Shënimet “max” dhe “min” tregojnë numrat maksimal dhe minimal të dhëmbëve të lejuar të dhëmbëzorëve sipas nënshkrimeve përkatëse.

Tipi 3132

Përdoren ekuacionet e mësipërm vetëm se shkëmbehen boshtet në hyrje me atë në dalje.

Tipi 3113 – i palëvizshëm dhëmbëzori me dhëmbë të jashtëm – Fig. 2

Raporti i transmisionit zvogëlohet:

$$\frac{\omega_D}{\omega_H} = \frac{\omega_K}{\omega_C} = \frac{1}{1+i} \text{ ku } i = \frac{Z_S}{Z_C}$$

Reduktimi maksimal:

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\min} = \frac{1}{1+i_{\max}} ku i_{\max} = \frac{2[Z_{C_{\max}/2} - Z_{P_{\min}}]}{Z_{C_{\max}}}$$

Reduktimi minimal:

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\max} = \frac{1}{1+i_{\min}} ku i_{\min} = \frac{Z_{S_{\min}}}{Z_{C_{\max}}}$$

Tipi 3112

Dyanshmëria e ekuacioneve është mësipërme përdoret për rritje shpejtësie dhe kur boshtet në hyrje dhe dalje shkëmbehen reciprokisht.

Transmisionet e Tipit 3131 dhe Tipit 3132 në përgjithësi japin raporte më të larta se tipi 3113 dhe tipi 3112. Pra në fillim përdoren për ndryshime të mëdha të raportit dhe më pas për raporte të ulëta.

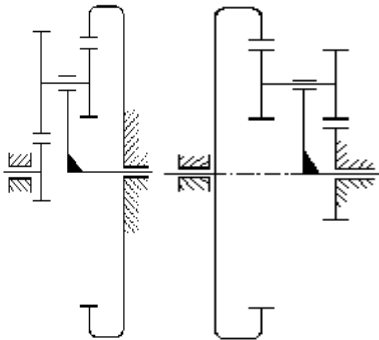


Fig. 3. Transmision epicyklik me katër rrota; i fiksuar dhëmbëzori me dhëmbë të brendshëm. Tipi 4130.

Fig. 4. Transmision epicyklik me katër rrota; i fiksuar dhëmbëzori me dhëmbë të jashtëm. Tipi 4110

Transmisionet planetare me katër dhëmbëzore dhe me dhëmbëzore me dhëmbë të brendshëm.

Në figure 3 jepet një konfigurim i tillë, që është i kufizuar vetëm për lëvizje pozitive, megjithatë shtimi i një planetari të dytë në një bosht të përbashkët rrit vlerën e raportit të transmisionit. Transmisioni planetar i kthyeshëm kërkon që të plotësohet kushti gjeometrik:

$$Z_S + Z_{PS} = Z_C + Z_{PC}$$

Tipi 4131 – i palëvizshëm dhëmbëzori me dhëmbë të brendshëm – Fig.3.

Raporti i transmisionit zvogëlohet;

$$\frac{\omega_D}{\omega_H} = \frac{\omega_K}{\omega_C} = \frac{1}{1+i} ku i = \frac{Z_C \times Z_{PS}}{Z_{PC} \times Z_S}$$

Reduktimi maksimal:

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\min} = \frac{1}{1+i_{\max}} ku i_{\max} = \frac{Z_{C_{\max}} [Z_{C_{\max}} - Z_{PC_{\min}} - Z_{S_{\min}}]}{Z_{PC_{\min}} \times Z_{S_{\min}}}$$

Reduktimi minimal (i përafërt):

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\max} = \frac{1}{1+i_{\min}} ku i_{\min} = \frac{1}{0.4 Z_{C_{\max}} [Z_{C_{\max}} - 0.4 Z_{C_{\max}} - Z_{PS_{\min}}]}$$

Z_{PC} në këtë transmision planetar nuk duhet të kalojë rrezet e koronës dhe largësinë nga boshti i rrotullimit të krahut, për këtë rekomandohet vlera maksimale $Z_{PC} = 0.4 N_R$.

Tipi 4132

Në rastin e rritjes së shpejtësisë përdoren ekuacionet e mësipërme vetëm se shkëmbehen boshtet në hyrje me ata në dalje.

Tipi 4113 – i palëvizshëm dhëmbëzori me dhëmbë të jashtëm – Fig.4

Raporti i transmisionit zvogëlohet:

$$\frac{\omega_D}{\omega_H} = \frac{\omega_K}{\omega_C} = \frac{1}{1+i} ku i = \frac{Z_S \times Z_{PC}}{Z_{PS} \times Z_C}$$

Reduktimi maksimal:

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\min} = \frac{1}{1+i_{\max}} ku i_{\max} = \frac{[(Z_{C_{\max}} - Z_{PS_{\min}})]^2}{Z_{PS_{\min}} \times Z_{C_{\max}}}$$

Reduktimi minimal:

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\max} = \frac{1}{1+i_{\min}} ku i_{\min} = \frac{Z_{S_{\min}} \times Z_{PC_{\min}}}{Z_{C_{\max}} (Z_{C_{\max}} - Z_{S_{\min}} - Z_{PC_{\min}})}$$

Tipi 4112

Në rastin e rritjes së shpejtësisë Përdoren ekuacionet e mësipërme vetëm se shkëmbehen boshtet.

Shembull 1.Pranojmë që dhëmbëzorët mund të kenë numër dhëmbësh nga 15 deri në 150, të gjendet hapësira e reduktimit të raportit të transmisionit për një transmision planetar me katër dhëmbëzore dhe dhëmbëzori me dhëmbë të brendshëm.

Tipi 4131

Reduktimi maksimal:

$$i_{max} = \frac{Z_{Cmax}[Z_{Cmax} - Z_{PCmin} - Z_{Smin}]}{Z_{PCmin} \times Z_{Smin}} = \frac{150 \times [150 - 15 - 15]}{15 \times 15} = 80$$

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{min} = \frac{1}{1 + i_{max}} = \frac{1}{1 + 80} = \frac{1}{81}$$

Reduktimi minimal:

$$i_{min} = \frac{Z_{Cmax} \times Z_{PSmin}}{0.4Z_{Cmax}[Z_{Cmax} - 0.4Z_{Cmax} - Z_{PSmin}]} = \frac{150 \times 15}{0.4 \times 150 \times [150 - 0.4 \times 150 - 15]} = 0.50$$

$$\text{dhe } \left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{max} = \frac{1}{1 + i_{min}} = \frac{1}{1 + 0.50} = \frac{1}{1.5}$$

Tipi 4113

Reduktimi maksimal:

$$i_{max} = \frac{\left[\frac{(Z_{Cmax} - Z_{PSmin})}{2}\right]^2}{Z_{PSmin} \times Z_{Cmax}} = \frac{\left[\frac{(150 - 15)}{2}\right]^2}{15 \times 150} = 2.2025$$

$$\text{dhe } \left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{min} = \frac{1}{1 + i_{max}} = \frac{1}{1 + 2.2025} = \frac{1}{3.2025}$$

Reduktimi minimal:

$$i_{min} = \frac{Z_{Smin} \times Z_{PCmin}}{Z_{Cmax}(Z_{Cmax} - Z_{Smin} - Z_{PCmin})} = \frac{15 \times 15}{150 \times (150 - 15 - 15)} = 0.0125$$

$$\text{dhe } \left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{max} = \frac{1}{1 + i_{min}} = \frac{1}{1 + 0.0125} = \frac{1}{1.0125}$$

Shihet që në rastin e transmisionit planetar me katër dhëmbëzorë Tipi 4131 jep një raport transmisioni më të lartë se Tipi 4113, por Tipi 4113 është i përshtatshëm për vlera të vogla të raportit të transmisionit me precizion të lartë.

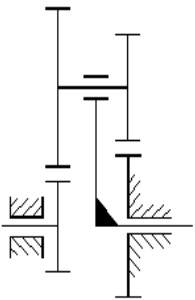


Fig. 5 Transmision epiciklik me katër rrota me ingranim të jashtëm. Tipi 4210

Transmision planetar me katër dhëmbëzorë të gjithë me ingranim të jashtëm

Një transmision planetar me katër dhëmbëzorë me ingranim të jashtëm jepet në figurën 5. Ai ka të palëvizshëm një dhëmbëzor me dhëmbë të jashtëm dhe ka dy dhëmbëzorë planetarë me një bosht të përbashkët *d*. Ky është tipi i parë që lejon të dyja lëvizjet pozitive dhe negative.

Tipi 4210 – Transmision planetar me katër me ingranim të jashtëm – lëvizje pozitive – figura 5

Në këtë tip për një lëvizje pozitive raporti i transmisionit duhet të jetë më i vogël se një:

$$\frac{\omega_D}{\omega_H} = \frac{\omega_S}{\omega_K} = 1 - i_{ku} = \frac{Z_N \times Z_{PS}}{Z_{PN} \times Z_S} < 1 \text{ dhe}$$

$$Z_N + Z_{PN} = Z_S + Z_{PS}$$

$$\text{Reduktimi maksimal: } \left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{min} = 1 - i_{max} \text{ ku}$$

$$i_{max} = \frac{(Z_{Nmax} - 1) \times (Z_{PSmax} - 2)}{(Z_{Nmax} - 1) \times Z_{Smax}}$$

$$\text{Reduktimi minimal: } \left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{max} = 1 - i_{min} \text{ ku}$$

$$i_{min} = \frac{Z_{Nmin} \times Z_{PSmin}}{(Z_{PSmax} \times Z_{Smax})}$$

Mund të rrisim raportin e transmisionit por gjithmonë më të vogël se një (<1).

Tipi 4161

Në rastin e rritjes së shpejtësisë përdoren ekuacionet e mësipërm vetëm se shkëmbehen boshtet në hyrje me atë në dalje.

Shembull 2: Pranojmë që dhëmbëzorët mund të kenë numër dhëmbësh nga 12 deri në 126, të gjendet hapësira e reduktimit të raportit të transmisionit për transmisionin planetar të Tipit 4162.

Reduktimi maksimal:

$$i_{max} = \frac{(Z_{Nmax} - 1) \times (Z_{PSmax} - 2)}{(Z_{Nmax} - 1) \times Z_{Smax}} = \frac{(126 - 1) \times (126 - 2)}{(126 - 1) \times 126} = 0.984$$

$$i_{max} = \frac{(Z_{Nmax} - 1) \times (Z_{PSmax} - 2)}{(Z_{Nmax} - 1) \times Z_{Smax}} = \frac{(126 - 1) \times (126 - 2)}{(126 - 1) \times 126} = 0.984$$

Dhe

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{min} = 1 - i_{max} = 1 - 0.984 = \frac{1}{62.999}$$

Reduktimi minimal:

$$i_{\min} = \frac{Z_{N_{\min}} \times Z_{PS_{\min}}}{(Z_{PS_{\max}} \times Z_{S_{\max}})} = \frac{12 \times 12}{(126 \times 126)} = 0.00907$$

dhe

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\max} = 1 - i_{\min} = 1 - 0.00907 = \frac{1}{1.0092}$$

Tipi 4210 – Transmision planetar me katër dhëmbëzorë me inqranim ÷të jashtëm – lëvizje negative – figura 5

Nëse raporti i transmisionit “i” do të jetë më i madh së një ($i > 1$) boshti në dalje të transmisionit do të rrotullohet në kahe të kundërt me boshtin në hyrje të transmisionit. Për ulje shpejtësie dhëmbëzori me dhëmbë të jashtëm është në hyrje ndërsa krahu në dalje – Tipi 4211.

Për rritje shpejtësie është e kundërta dhe kemi Tipin 4212.

Nëse Tipi 4211 përdoret për një reduktim negativ, raporti i transmisionit ($i > 2$).

Nëse $1 < i < 2$ shpejtësia në dalje për këtë tip do të rritet në drejtim negativ, por fusha e raportit të transmisionit nuk është më e madhe se ajo e tipit 4212 me raport transmisioni më të madh se dy ($i > 2$).

Nëse $i = 2$ boshtet në hyrje dhe dalje rrotullohen në kahe të kundërta me të njëjtën shpejtësi.

Tipi 4211

$$\frac{\omega_D}{\omega_H} = \frac{1}{1-i} \text{ ku } i = \frac{Z_N \times Z_{PS}}{Z_{PN} \times Z_S} > 2 \text{ dhe}$$

$$Z_N + Z_{PN} = Z_S + Z_{PS}$$

$$\text{Reduktimi maksimal: } \left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\min} = \frac{1}{1-i_{\max}} \text{ ku}$$

$$i_{\max} = \frac{Z_{N_{\max}} \times Z_{PS_{\max}}}{Z_{PN_{\min}} \times Z_{S_{\min}}}$$

$$\text{Reduktimi minimal: } \left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\max} = \frac{1}{1-i_{\min}} \text{ ku}$$

$$i_{\min} = \frac{Z_{N_{\max}} \times Z_{PS_{\max}}}{\left(\frac{Z_{N_{\max}}}{\sqrt{2}} \times \frac{Z_{PS_{\max}}}{\sqrt{2}}\right)} > 2$$

Tipi 4212

Për rritje shpejtësie përdoren reciprokisht ekuacionet e mësipërme.

Shembull 3: Pranojmë që dhëmbëzorët mund të kenë numër dhëmbësh nga 12 deri në 126, të gjendet intervali i reduktimit të raportit të transmisionit për transmisionin planetar të tipit 4211 me

a. ($i > 2$).

Reduktimi maksimal:

$$i_{\max} = \frac{Z_{N_{\max}} \times Z_{PS_{\max}}}{Z_{PN_{\min}} \times Z_{S_{\min}}} = \frac{126 \times 126}{12 \times 12} = 110.250$$

dhe

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\min} = \frac{1}{1-i_{\max}} = \frac{1}{1-110.250} = -\frac{1}{109.25}$$

Reduktimi minimal:

$$i_{\min} = \frac{Z_{N_{\max}} \times Z_{PS_{\max}}}{\left(\frac{Z_{N_{\max}}}{\sqrt{2}} \times \frac{Z_{PS_{\max}}}{\sqrt{2}}\right)} = \frac{126 \times 126}{\left(\frac{126}{\sqrt{2}} \times \frac{126}{\sqrt{2}}\right)} = 2.00429$$

$$\text{dhe } \left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\max} = \frac{1}{1-i_{\min}} = \frac{1}{1-2.00429} = \frac{1}{1.00429}$$

b. $1 < i < 2$

Rritja maksimale e raportit të transmisionit të Tipit 4211 ndodh kur vlera e “i” është sa më shumë që është e mundur afër 1.

$$i = \frac{126 \times 125}{124 \times 125} = 1.016 \text{ dhe}$$

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\max} = \frac{1}{1-i_{\min}} = \frac{1}{1-1.016} = -62.0$$

Rritja minimale e raportit të transmisionit të Tipit 4211 ndodh kur vlera e “i” është shumë afër 2.

$$i = \frac{126 \times 125}{89 \times 90} = 1.966 \text{ dhe}$$

$$\left(\frac{\omega_D}{\omega_H}\right)_{\min} = \frac{1}{1-i_{\min}} = \frac{1}{1-1.966} = 1.0349$$

Tipi 4112

Përdoret për reduktim shpejtësie dhe boshtet në hyrje dhe dalje shkëmbehen ndërmjet tyre.

Reduktimi i raporteve të shpejtësisë është:

$$\text{Reduktimi maksimal} = -\frac{1}{62.0} \text{ dhe}$$

$$\text{Reduktimi minimal} = -\frac{1}{1.0349}$$

Nga sa më sipër, duket që nuk është e nevojshme të përdorim raport transmisioni “i” ndërmjet 1 dhe 2.

Të dhënat e programit .

Të vetmet informacione që projektuesi i jep kompjuterit janë:

- shpejtësitë në hyrje dhe në dalje si numra të plotë ndërmjet 1 dhe 9999;
- Drejtimi i lëvizjes (rrotullimit);
- Një ose të tre diametrat kinematikë;
- Numrat e dhëmbëve të vlefshëm të dhëmbëzorëve.

Kompjuteri do të zgjedhë dhëmbëzorët më të vegjël që japin shpejtësitë e kërkuara.

Bazuar në metodën e mësipërme programi i hartuar ndihmon në zgjedhjen e parametrave më të përshtatshëm të dhëmbëzorëve. Kjo lehtëson punën e studentëve gjatë kryerjes së llogaritjeve të transmisioneve planetare në projektet e tyre, sidomos po të krahasohet me punën e kryer me dorë.

LITERATURA

- [1].Erdman, Arthur G, Sandor, George N, Kota Sridhar (2001), *Mechanism Design Analysis and Synthesis*, Vol 1, 2, pp 514-647.
- [2].J. Mech. Des (2004) "A Kinematics and Power Flow Analysis Methodology for Automatic Transmission Planetary Gear Trains", -- Volume 126, Issue 6, 1071 (11 pages) doi: 10.1115/1.1814388;
- [3].Chatterjee, G. and Tsai. L.W. (1994), "Enumeration of Epicyclic – Type Automatic Transmission Gear Trains", *SAE International Congress and Exposition*, Paper No. 941012, *Transmission and Driveline Developments*, SP – 1032, pp. 153-164.
- [4].Golburne, J.R. (1972), "Simplified kinematic analysis of planetary gear type", *Journal of mechanism and machine theory*, vol.7. N.3, pp. 307-316.
- [5].Chatterjee, G. and Tsai. L.W. (1994), "Computer Aided Sketching of Epicyclic – Type Automatic Transmission Gear Trains", *Proc. Of the ASME 1994 Design Technical Confs., Machine elements and Machine Dynamics*, DE-Vol.71, pp.275-282; to appear in *ASME Trans., J. of Mechanical Design*.
- [6].Fredman, M.D (1977), "A computer Aided interactive graphics system for design of the gear trains", *The computer and automated system association of the SME, technical paper MS77-522*, Michigan.
- [7].J. Wojnarowski, J.Kopec, S. Zawislak (2006), "Gears and Graphs" *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 44,1, pp. 139-162, Warsaw.
- [8].Esmail, E.L. Nomographs (2007), "For Design Of Planetary Gear Trains". Accepted for publication in the King Abdulaziz University Engineering Sciences, S.A.
- [9].Achtenova, G. Svoboda, J. (2003), "Computer Aided calculation of planetary gear sets", *SAE paper 2003 01 -0129*.