II.2.5.Determinarea turatiilor si momentelor ce actioneaza in lungul axelor de rotatie ale elementelor din lantul cinematic

II.2.5.1.Cilindrul executa miscare de oscilatie

II.2.5.1.1.Determinarea turatiilor

- In fig.2.19 se arata si se stabilesc sensurile de miscare pozitiva si negativa a elementelor lantului cinematic
- sagetile indica sensul de rotatie pozitiva a elementului
- asa cum s-au prezentat in schema cinematica 1,2,3,4,5,6,7,8,9-reprezinta elementele de transmisie, a-motor,b si c cuplaje iar I,II,III,IV,V,VI-reprezinta axe in jurul carora se rotesc elementele respectiv arbori de rotatie

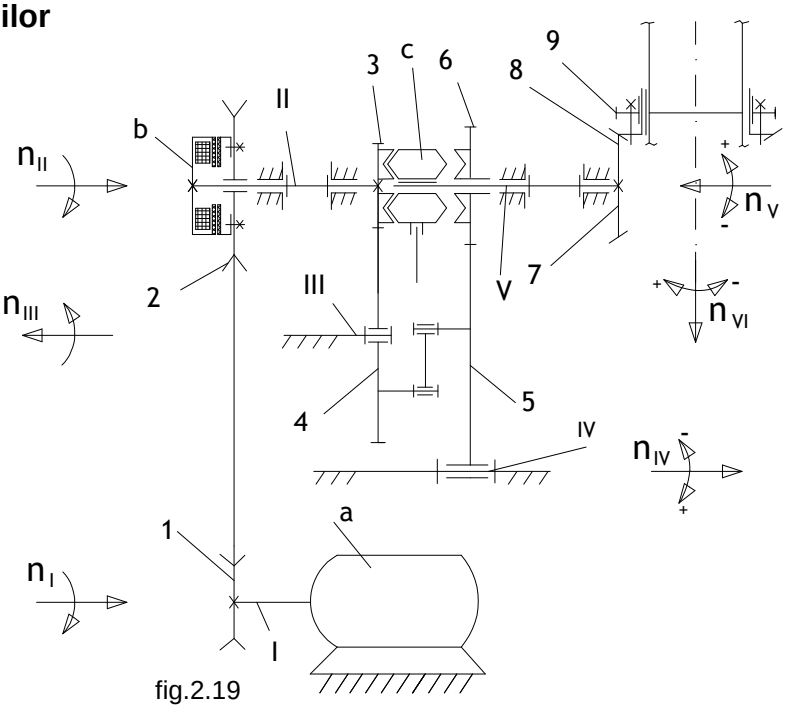


fig.2.19

Se cunosc:

-rapoartele transmisiilor din II.2.2 $i_{12} := 2.38 \quad i_{56} := 0.23 \quad i_{34} := 2.55 \quad i_{78} := 1.5$

-dimensiunile mecanismului patrulater din II.2.2 $l_{D1} := 45\ mm \quad l_{D2} := 85\ mm \quad l := 116.6\ mm$

turatii constante

(sensul turatiilor este indicat in fig 2.19)

- turatia motorului — din tema II.2.1 — $n_I := 750\ \frac{rot}{min}$
- turatia arborelui doi — $n_{II} := \frac{n_I}{i_{12}}$ — $n_{II} = 315.126\ \frac{rot}{min}$
- turatia rotii 3 jurul axei III — $n_{III} := \frac{n_{II}}{i_{34}}$ — $n_{III} = 123.579\ \frac{rot}{min}$

turatii variabile

(sensurile poz. si neg.sunt indicate in fig.2.19)

- functia de evolutie a turatiei sectorului dintat 5 in jurul axe IV

$$n_{IV}(\alpha) := \frac{30}{\pi \cdot l_{D2}} \cdot l_{D1} \cdot \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} \cdot \left(\sin(\alpha \cdot deg) + \frac{l_{D1}}{2 \cdot l} \cdot \sin(2 \cdot \alpha \cdot deg) \right)$$

- functia de evolutie a turatiei arborelui V

$$n_V(\alpha) := \frac{n_{IV}(\alpha)}{i_{56}}$$

- functia de evolutie turatiei fonturii

$$n_{VI}(\alpha) := \frac{n_V(\alpha)}{i_{78}}$$

www.mariussuciu.ro

- In figurile alaturate fig.2.20, fig.2.21 si fig.2.22 se arata diagramele de evolutie a turatiilor elementelor prezentate anterior.
- evolutiile turatiilor s-au calculat pe baza inlocurii mecanismului patrulater cu macanism biela-manivela echivalent,adica biela mecanismului patrulater este aceasi cu a mecanismului biela-manivela iar bratul de lungime l_{D1} al mecanismului patrulater este acelasi cu manivela mecanismului biela manivela.

- evolutia turatiei sectorului dintat 5 in jurul axei IV functie de pozitia manivelei

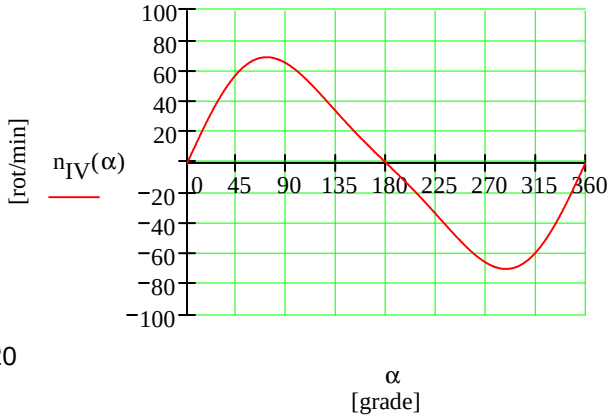


fig.2.20

- evolutiile turatiei arborelui V functie de pozitia manivelei

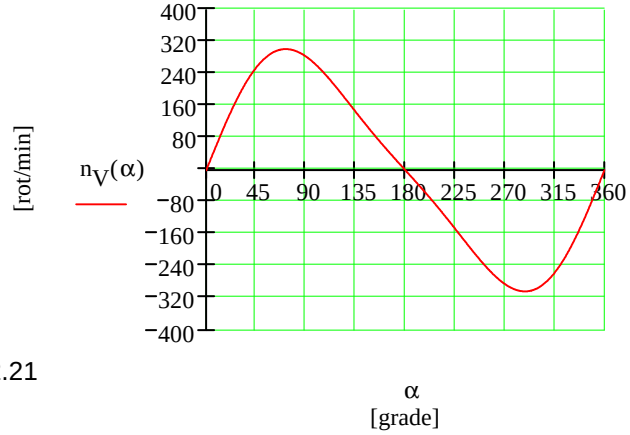


fig.2.21

- evolutia turatiei fonturii in jurul axei VI,functie de pozitia manivelei

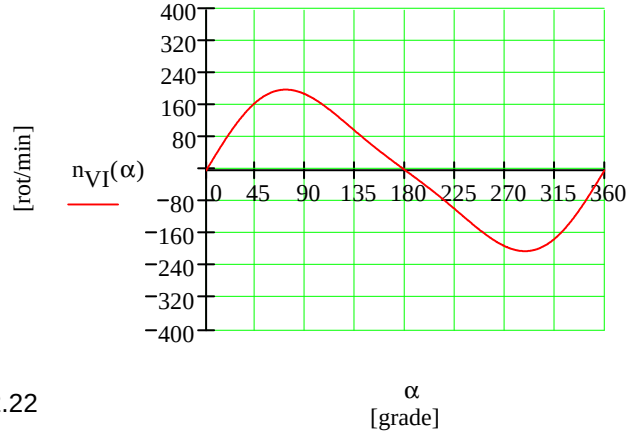


fig.2.22

www.mariussuciu.ro

II.2.5.1.2.Determinarea momentelor ce actioneaza de-a lungul axelor de rotatie

- In fig.2.23 se arata momentele ce actioneaza asupra elementelor sau arborilor de rotatie si modul de stabilire a sensurilor de rotatie (sageata reprezinta sensul pozitiv de rotatie)
- elementele 1,.,9,a,b,c, I,..VI pastreaza aceasi semnificatie ca in schema cinematica fig.1.1.

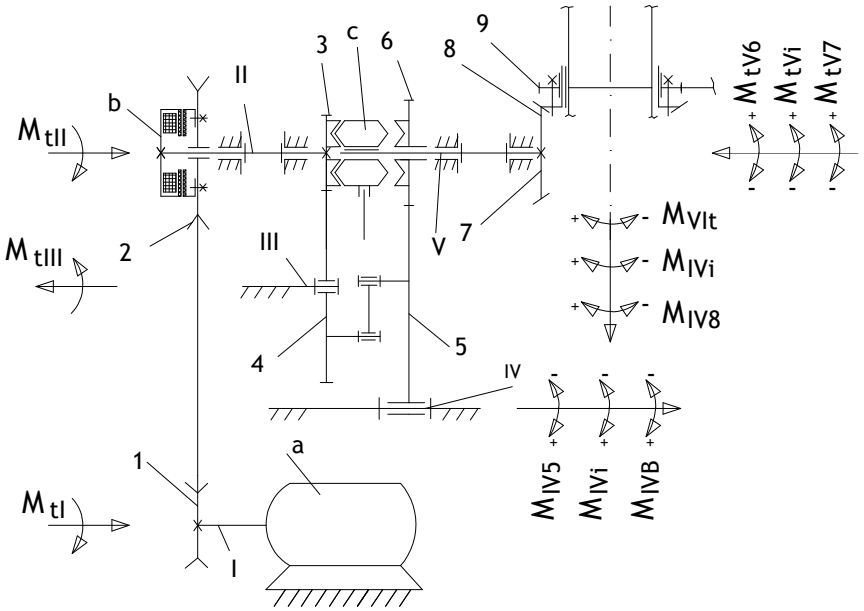


fig.2.23

axa VI-determinarea momentelor de axiale ce solicita arborele VI

- moment de inertie masic introdus pe axa VI din II.2.3

$$J_{VI} := 41900\,kg\cdot mm^2$$

- Functia de evolutie a momentului de torsiune tehnologic din II.2.1, introdus de un sistem de tricotare,in functie de sensul stabilit (fig.2.23)

$$M_{tVIt}(\alpha) := \begin{cases} 0 & \text{if } (0 < \alpha < 10) \vee (170 < \alpha < 190) \vee (350 < \alpha < 360) \\ -10000 & \text{if } 5 < \alpha < 175 \\ 10000 & \text{if } 185 < \alpha < 350 \end{cases}$$

(s-a ales 10 grade din α ca unghi de siguranta neceser iesirii tuturor acelor din sistemul de tricotare)

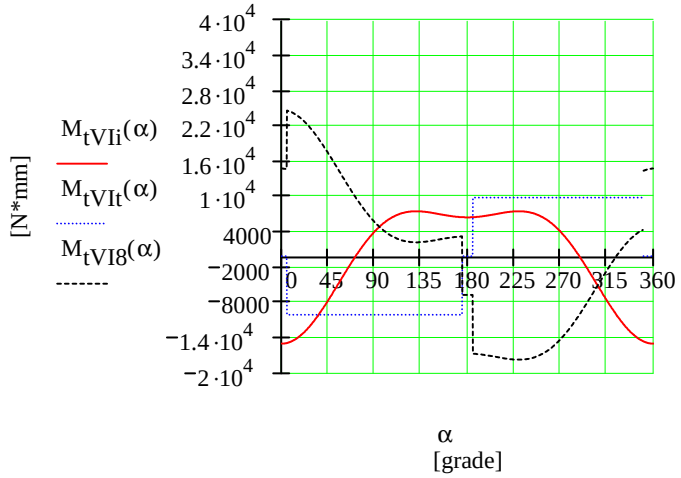
- Functia de evolutie a momentului de torsiune inertial

$$M_{tVIi}(\alpha) := (-1)\cdot J_{VI}\cdot\frac{d}{d\alpha}n_{VI}(\alpha)\cdot\frac{\pi}{30}\cdot n_{III}\cdot\frac{\pi}{30}\cdot\frac{1}{1000}\cdot\frac{180}{\pi}$$

- Functia de evolutie a momentului de torsiune rezultant

$$M_{tVI8}(\alpha) := -\left(M_{tVIt}(\alpha) + M_{tVIi}(\alpha)\right)$$

- In fig.2.24 se arata diagramele de evolutie a momentelor de-a lungul axei VI,pe percursul unei rotatii complete a rotii dintate 4
- α=0grade,atunci cand mecanismul patrulater se gaseste in pozitia de punct mort inferior.



fig

www.mariussuciu.ro

axa V-determinarea momentelor de torsiune ce solicita arborele V

- randamentul transmisiei 7-8 pentru angrenaje conice

$$\eta_{78} := 0.97$$

- moment de inertie masic introdus de rotile dintate 6 si 7 din II.2.3

$$J_V := 1645\ kg \cdot mm^2$$

- functia de evolutie a momentului de torsiune introdus de angranajul 7-8

$$M_{tV7}(\alpha) := \frac{-M_{tVI8}(\alpha)}{i_{78}} \cdot \frac{1}{\eta_{78}}$$

- functia de evolutie a momentului de inertie introdus de rotile dintate 6 si 7

$$M_{tVi}(\alpha) := (-1) \cdot J_V \cdot \frac{d}{d\alpha} n_V(\alpha) \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{III} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{180}{\pi}$$

- functia de evolutie a momentului de torsiune ce solicita arborele V

$$M_{tV6}(\alpha) := -\left(M_{tV7}(\alpha) + M_{tVi}(\alpha)\right)$$

- in fig.2.25 se arata diagramele de evolutie a momentelor de-a lungul axei V,pe percursul unei rotatii complete e rotii dintate 4
- α=0grade,atunci cand mecanismul patrulater se gaseste in pozitia de punct mort inferior.

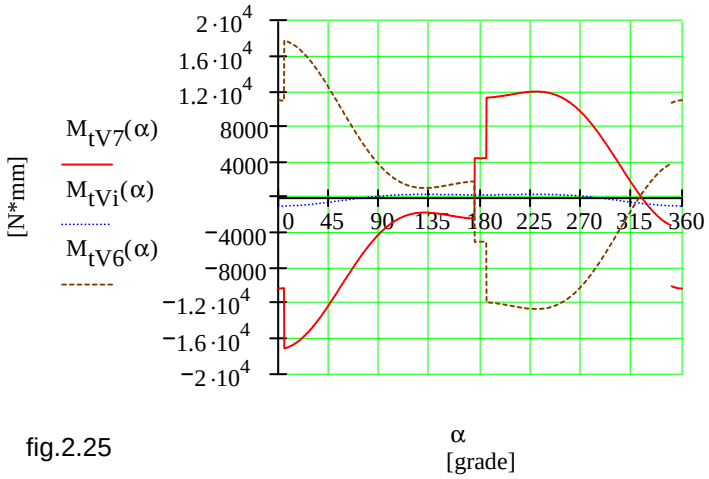


fig.2.25

www.mariussuciu.ro

arbore IV-determinarea momentelor axiale ce solicita sectorul dintat

- randamentul transmisiei 5-6 $\eta_{56} := 0.98$

- moment de inertie masic pe axa IV din II.2.3 $J_{IV} := 46360\ kg \cdot mm^2$

- functia de evolutie a momentului de torsiune introdus de angrenajul 5-6 $M_{tIV5}(\alpha) := \frac{-M_{tV6}(\alpha)}{i_{56}} \cdot \frac{1}{\eta_{56}}$

- functia de evolutie a momentului de inertie introdus pe axa IV $M_{tIVi}(\alpha) := (-1) \cdot J_{IV} \cdot \frac{d}{d\alpha} n_{IV}(\alpha) \cdot \frac{\pi}{30} \cdot n_{III} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{180}{\pi}$

- functia de evolutie a momentului de rezultant $M_{tIVB}(\alpha) := -\left(M_{tIV5}(\alpha) + M_{tIVi}(\alpha)\right)$

- in fig.2.26 se arata diagramele de evolutie a momentelor de-a lungul axei V,pe parcursul unei rotatii complete a rotii dintate 4

- α=0grade,atunci cand mecanismul patrulater se gaseste in pozitia de punct mort inferior.

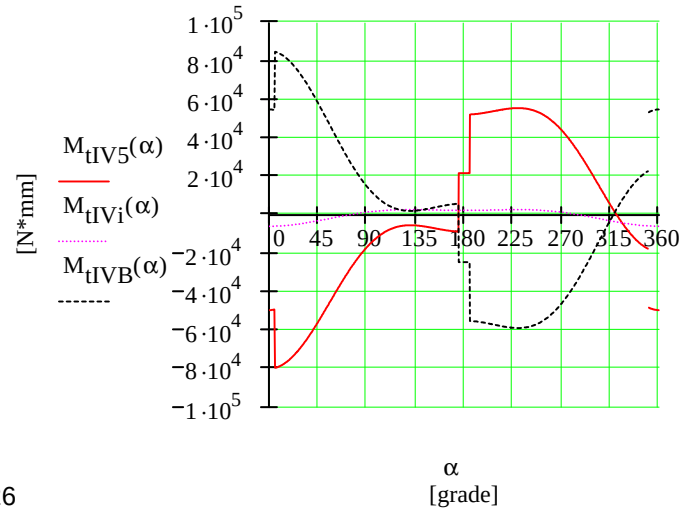


fig. 2.26

www.mariussuciu.ro

mecanism inlocuitor biela manivela--determinarea fortelor ce actioneaza in manetoane A si B

- Pentru determinarea fortelor din manetoane mecanismul patrulater este inlocuit cu un mecanism biela manivela centric.
- Pentru aceasta se indeplinesc urmatoarele conditii:
  -lungimile bratului de rotatie si a bratului de roto-tanslatie al mecanismului patrulater sunt aceleasi cu dimensiunile manivelei si bielei ale mecanismului inlocuitor.
  -fortele ce actioneaza in manetoanele A si B pentru o anumita valoare a lui α se considera ca find egale si avand aceasi directie
- Asa cum se vede in fig.2.27 forta F_A se descompune in doua forte:Ft_A care este tangenta la traiectoria punctului A,si Ft_B care are directia razei la traiectorie.
  Forta Ft_B are directia verticala iar forta Fr_B are directia orizontala pe tot parcursul miscarii
  α-este unghiul pe care-l formeaza manivela cu planul vertical (sensul pozitiv corespunde sensului trigonometric)
  β–este unghiul pe care-l formeaza fortele din manetoane cu planul orizontal

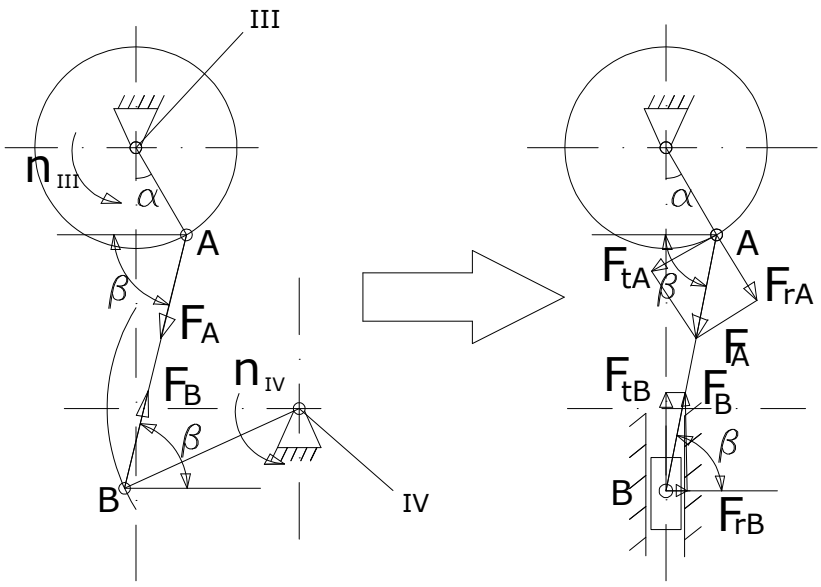


fig.2.27

- functia de evolutie a unghiului pe care-l formeaza biela cu planul orizontal

$$\beta(\alpha) := \left| \operatorname{asin}\left(\frac{l_{D1}}{l} \cdot \sin(\alpha \cdot \deg) \right) \cdot \frac{180}{\pi} \right|$$

- functia de evolutie a componentei verticale a fortei F_B

$$F_{tB}(\alpha) := \frac{M_{tIVB}(\alpha)}{l_{D2}}$$

- functia de evolutie a componentei orizontale a fortei F_B

$$F_{rB}(\alpha) := \frac{F_{tB}(\alpha) \cdot l_{D1} \cdot \sin(\alpha \cdot \deg)}{l \cdot \cos(\beta(\alpha) \cdot \deg)}$$

- functia de evolutie a componentei tangentiale a a fortei F_A

$$F_{tA}(\alpha) := F_{tB}(\alpha) \cdot \sin(\alpha \cdot \deg) + F_{rB}(\alpha) \cdot \cos(\alpha \cdot \deg)$$

- functia de evolutie a componentei radiale a fortei F_A

$$F_{rA}(\alpha) := -F_{rB}(\alpha) \cdot \sin(\alpha \cdot \deg) + F_{tB}(\alpha) \cdot \cos(\alpha \cdot \deg)$$

- functia de evolutie a fortei F_A

$$F_A(\alpha) := \sqrt{F_{tA}(\alpha)^2 + F_{rA}(\alpha)^2}$$

- functia de evolutie a fortei F_B

$$F_B(\alpha) := \sqrt{F_{tB}(\alpha)^2 + F_{rB}(\alpha)^2}$$

www.mariussuciu.ro

- functia de evolutie a fortei de inertie,introduse de manetonul 'A', unde m_A=0,31kg din II.2.3

$$F_{iA}(\alpha) := m_A \cdot l_{D1} \cdot \left(n_{III} \cdot \frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot \frac{1}{1000}$$

- functia de evolutie a fortei de inertie,introduse de manetonul 'B', unde m_B=0,31kg din II.2.3

$$F_{iB}(\alpha) := m_B \cdot l_{D1} \cdot \left(n_{III} \cdot \frac{\pi}{30} \right)^2 \cdot \left(\cos(\alpha \cdot \mathrm{deg}) + \frac{l_{D1}}{l} \cdot \cos(2 \cdot \alpha \cdot \mathrm{deg}) \right) \cdot \frac{1}{10^3}$$

- In fig.2.28 se arata evolutia fortelor din manetonul 'A',a caror functii s-au scris mai sus.
- se observa ca valoarea maxima a fortei din maneton se obtine in apropierea punctului mort inferior a mecanismului.Aceasta deoarece, in momentul cand acesta se gaseste la o valoare mai mica decat 10 grade de punctul mort inferior, momentul tehnologic este 0.

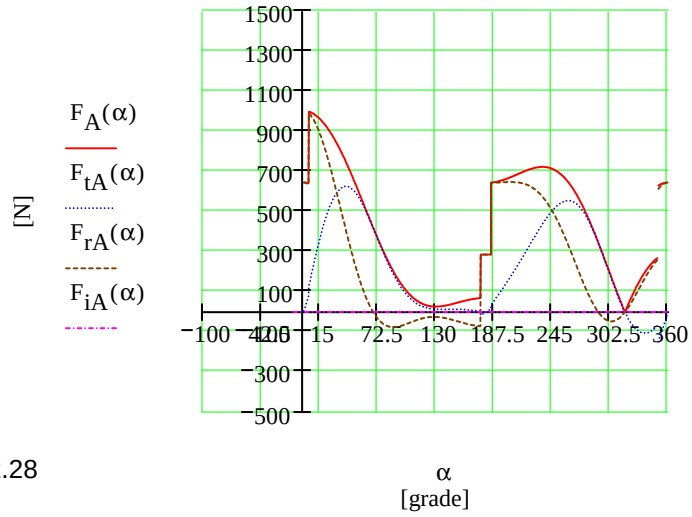


fig.2.28

- In fig.2.29 se arata evolutia fortelor din manetonul B,a caror functii s-au scris mai sus.

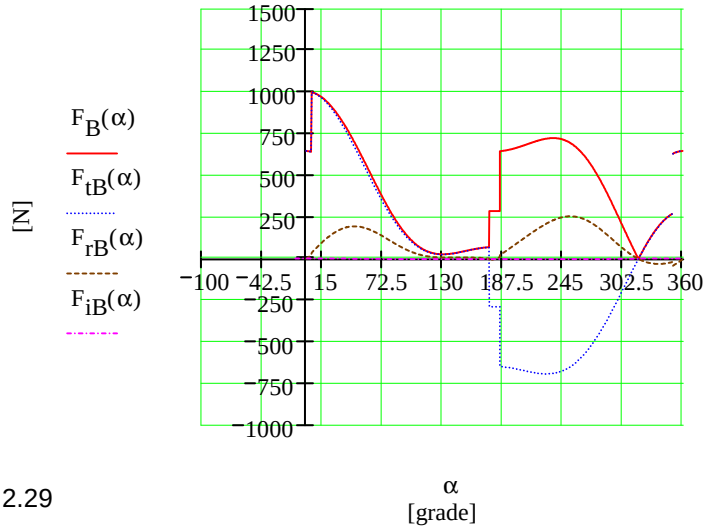


fig.2.29

www.mariussuciu.ro

axa III-determinarea momentului axial ce solicita roata dintata 4

- functia de evolutie a momentului pe axa III, introdus de mecanismul patrulater

$$M_{tIII}(\alpha) := F_{tA}(\alpha) \cdot l_{D1}$$

- In fig.2.30 se arata evolutia momentului de-a lungul axei III a carei functii s-a scris mai sus
- momentul este functie de pozitia rotii (manivelei) 4.

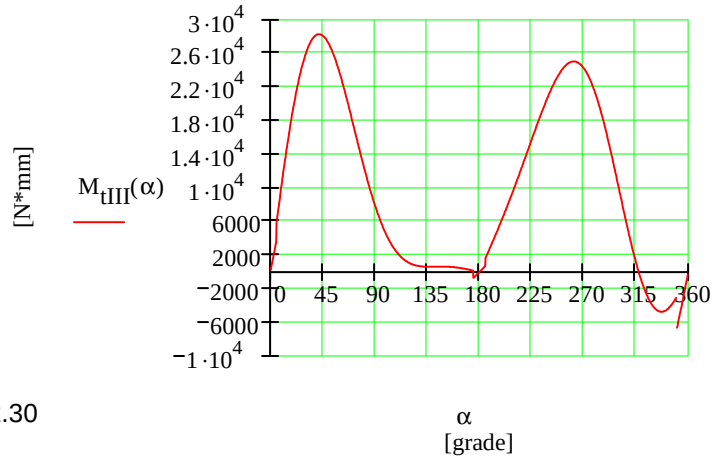


fig.2.30

axa II-determinarea momentelui de torsiune ce solicita arburele II

- randamentul transmisiei 3-4 pentru angrenaje cilindrice

$$\eta_{34} := 0.98$$

- functia de evolutie a momentului de torsiune pe arborele II

$$M_{tII}(\alpha) := \frac{M_{tIII}(\alpha)}{i_{34}} \cdot \frac{1}{\eta_{34}}$$

- In fig.2.31 se arata evolutia momentului pe arborele II a carei functii s-a scris mai sus
- momentul este functie de pozitia rotii (manivelei) 4.

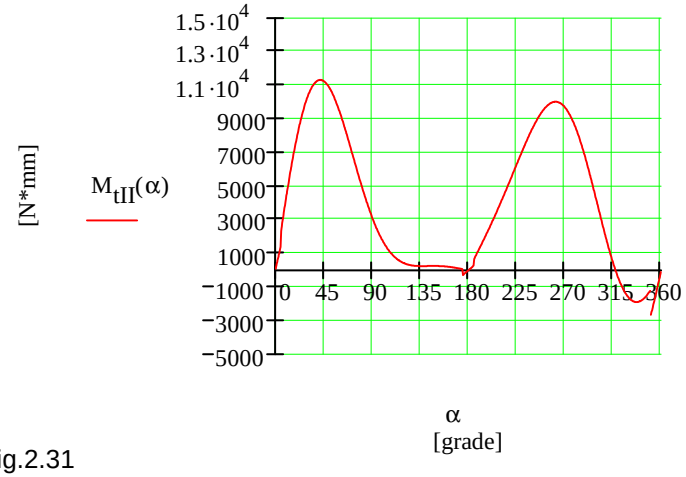


fig.2.31

www.mariussuciu.ro

axa I-momentul realizat de motor

- randamentul transmisiei 12 (pentru transmisie prin curele trapez)

$$\eta_{12} := 0.8$$

- functia de evolutie a momentului de torsiune pe arborele motorului electric.

$$M_{tI}(\alpha) := \frac{M_{tII}(\alpha)}{i_{12}} \cdot \frac{1}{\eta_{12}}$$

- functia de evolutie a puterii pe arborele motorului electric

$$P(\alpha) := \frac{\left|M_{tI}(\alpha) \cdot n_I\right|}{9.55 \cdot 10^6}$$

- In fig.2.32 se arata evolutia momentului de torsiune pe arborele motorului electric a carei functii s-a scris mai sus

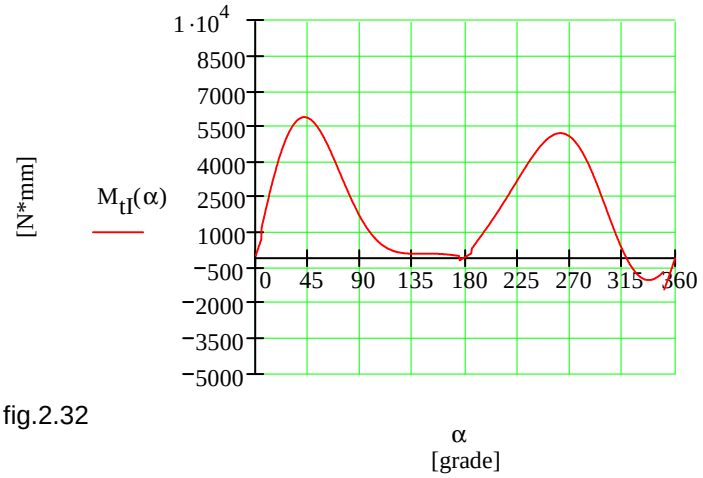


fig.2.32

- In fig.2.33 se arata evolutia puterii pe arborele motorului electric.
  Din diagrama se observa ca puterea maxima consumata se afla in apropierea valorii de 45 de grade a unghiului α

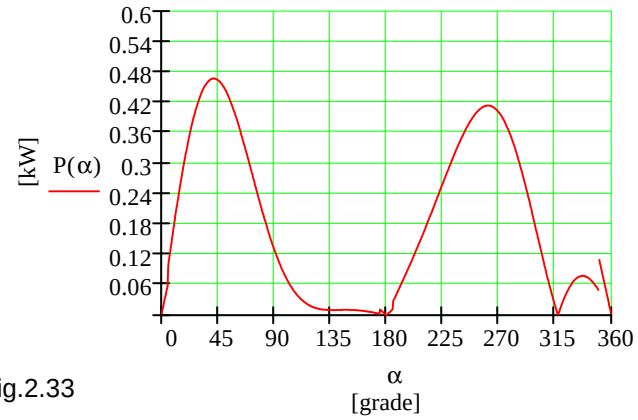


fig.2.33

www.mariussuciu.ro

II.2.5.2.Cilindrul executa miscare de rotatie

Nota:-calculul se efectueaza pentru turatia maxima a fonturii.

II.2.5.2.1.Determinarea turatiilor

- turatia motorului — din II.2.1 — $n_I := 1000 \ \frac{rot}{min}$
- raportul de transmisie pentru transmisia 1-2 — din II.2.2 — $i_{12} := 2.38$
- raportul de transmisie pentru transmisia 7-8 — din II.2.2 — $i_{78} := 1.5$
- turatia arborelui doi si a arborelui cinci — $n_{II_V} := \frac{n_I}{i_{12}}$ — $n_{II_V} = 420.168 \ \frac{rot}{min}$
- turatia cilindrului cu ace — $n_{VI} := \frac{n_{II_V}}{i_{78}}$ — $n_{VI} = 280.112 \ \frac{rot}{min}$

II.2.5.2.2.Determinarea momentelor de torsiune

- numarul sistemelor de tricotare care intra in lucru — conform II.2.1 — $i := 3$
- momentul de torsiune tehnologic pe axa VI introdus de sistemele de tricotare — $M_{tVItehn} := i \cdot 1000($ N·mm — $M_{tVItehn} = 3 \times 10^4$ N·mm
- momentul de torsiune pe arborele II rigid cu arborele V — $M_{tV_II} := \frac{M_{tVItehn}}{i_{78} \cdot \eta_{78}}$ — $M_{tV_II} = 2.062 \times 10^4$ N·mm
- momentul de torsiune realizat de motor — $M_{tI} := \frac{M_{tV_II}}{i_{12} \cdot \eta_{12}}$ — $M_{tI} = 1.083 \times 10^4$ N·mm
- puterea necesara realizata de motor — $P := n_I \cdot \frac{M_{tI}}{9.55 \cdot 10^6}$ — $P = 1.134$ kW

www.mariussuciu.ro