



METODOLOGIA E SISTEMATIZAÇÃO DE PROJETOS DE TRANSMISSÕES EPICICLOIDAIS COM DOIS TEPs LIGADOS

Danilo Amaral

Universidade Federal de Minas Gerais – Escola de Engenharia, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos 6627, CEP 31970-001, Belo Horizonte, MG, Brasil
e-mail: danilo@demec.ufmg.br

Marcelo Becker

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais - Instituto Politécnico, Av. Dom José Gaspar, 500, CEP 30535-610, Belo Horizonte, MG, Brasil
e-mail : marcelo.Becker@pucminas.br

Franco Giuseppe Dedini

Universidade estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Projeto Mecânico, Caixa Postal 6051, CEP 13089-970, Campinas, SP, Brasil
e-mail: dedini@fem.unicamp.br

Resumo. Os trens de engrenagens epicicloidais ou trens de engrenagens planetárias (TEPs) são sistemas de transmissão de alta complexidade cinemática e de difícil visualização. Entretanto, são grandes as suas vantagens: compactos, leves, permitem altas reduções de velocidade, possuem alta confiabilidade pois tem engrenamento permanente, possuem capacidade de bifurcação e adição de potência e permitem múltiplas relações de transmissão. Uma de suas principais aplicações são as caixas de transmissão automática de veículos modernos. Como existe uma grande variedade de possibilidades de configurações na união de vários TEPs, foi desenvolvido um software **TEPciclo** para o auxílio no desenvolvimento de projetos para transmissões automáticas de veículos leves com dois TEP's simples ligados. Este software auxilia o projetista na seleção da montagem, do posicionamento e do número de dentes das engrenagens, fornecendo as relações de transmissão possíveis e o fluxo de torque no sistema selecionado.

Palavras-chave: trens de engrenagens planetárias, trens de engrenagens epicicloidais, transmissão automática, fluxo de torque, projeto mecânico.

1. INTRODUÇÃO

Trem de engrenagem é uma cadeia cinemática destinada a transmitir rotações. Segundo Pires e Albuquerque (1980), três montagens são possíveis: trem simples, trem composto e trem epicicloidal. Trem simples é um sistema de engrenagens onde, em cada eixo, só existe uma engrenagem conforme a Fig. (1a). O trem de engrenagem é chamado de composto, quando existe um ou mais eixos com duas engrenagens ou mais conforme Fig. (1b). Nestes dois casos, o suporte dos eixos das engrenagens é fixo. Quando existe um suporte, de pelo menos um eixo, dotado de movimento de rotação, o trem é chamado de epicicloidal conforme Fig. (1c). Observa-se que os eixos que suportam as engrenagens intermediárias entre a engrenagem central e a externa (esta última com dentes internos), estão montados em um suporte que gira em torno do eixo central do conjunto. Essa possibilidade do eixo de uma engrenagem também poder girar ao redor de outro eixo, além de girar em torno de si mesmo é que caracteriza um trem epicicloidal. Essa nomenclatura se deve ao fato de um ponto, pertencente à engrenagem que possui eixo móvel, descrever uma curva epicicloidal.

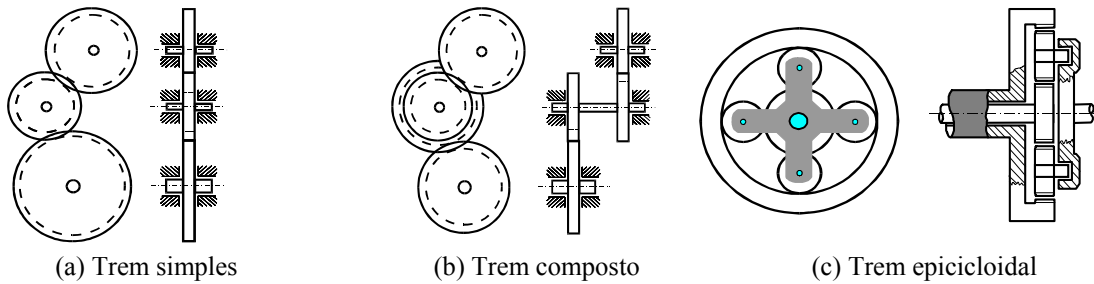


Figura 1. Tipos de trens de engrenagens.

2. TRENS DE ENGRENAGENS PLANETÁRIAS

Devido à analogia com nosso sistema solar, este tipo de trem epicycloidal é freqüentemente chamado de trem planetário ou trem de engrenagens planetárias ou simplesmente TEP. Em virtude disso, a engrenagem central é chamada de solar e a, ou as engrenagens que giram em torno dela, são chamadas de planetárias ou satélites ou simplesmente planetas. Quase sempre se utiliza, também, uma engrenagem de dentes internos em torno do TEP, onde os planetários também se engrenam. Esta é chamada de anular, semelhante a um anel. O elemento que suporta o eixo móvel dos planetas e que pivota em torno do eixo principal do TEP é chamado de suporte ou braço. A Fig. (2) identifica estes elementos.

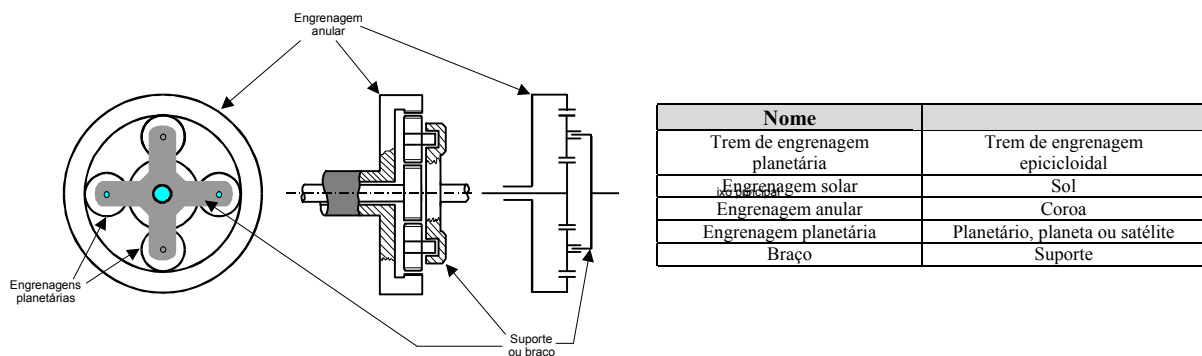


Figura 2. Nomenclatura dos elementos de um TEP.

Diversos autores definiram o que é um trem de engrenagens planetários. Dubbel (1944) escreveu que engrenagens planetárias simples se caracterizam porque, nelas, existe uma roda fixa e outra móvel que gira ao redor da fixa e se engrena com ela. Lima (1980) salientou que alguns sistemas de engrenagens se diferenciam dos comuns, pelo fato de possuírem uma ou mais engrenagens com possibilidade de girar ao redor do próprio eixo e, simultaneamente, em torno de um outro eixo. Shigley (1984) escreveu que, em um tipo de trem de engrenagens, pode-se obter efeitos surpreendentes, fazendo-se com que algum dos eixos gire em relação aos demais. Tais trens chamam-se trens planetários ou epicycloidais. Olson *et al* (1987) definiram que os trens de engrenagens planetários consistem de uma ou mais engrenagens centrais com engrenagens planetas engrenadas e que giram em torno delas, de tal forma que os pontos dos planetas descrevam curvas epicyclicas. Brasil (1988) definiu os TEPs, como trens de engrenagens em que alguns eixos são móveis, girando não só em torno de si mesmos, mas também em torno de outro eixo do trem. As engrenagens planetas estão ligadas por um braço de tal forma que a distância entre os centros das engrenagens permaneça constante.

Os TEPs são sistemas de transmissão de alta complexidade cinemática e de difícil visualização. Por isto, vários autores se dedicaram ao estudo de suas formas de representação para facilitar sua compreensão (Amaral e Dedini, 2000; Olson, 1987; e Buchsbaum e Freudstein, 1970). Entretanto,

suas vantagens são grandes: compactos, leves, alta redução de velocidade, alta confiabilidade, alta densidade de potência, capacidade de bifurcação e adição de potência, capacidade diferencial, sistemas de múltiplas relações de transmissão e engrenamento permanente, permitindo ainda a minimização dos esforços nos mancais e alinhamento dos eixos. Estas são algumas das características que tornam os TEPs sistemas de grande potencial de aplicações, embora ainda não tanto estudado e pesquisado, de tal forma a permitir cada vez mais sua utilização em massa (Dedini, 1985).

Suas vantagens os tornaram preferíveis para o uso militar, onde múltiplos engrenamentos reduzem o risco de parada. O funcionamento suave também os tornam adequados para uso em submarinos e a grande capacidade de redução torna possível sua aplicação em turbinas. Os TEPs também são utilizados em aplicações aeroespaciais e em helicópteros, além do uso automotivo como diferencial e caixa de transmissão automática. Os TEPs são mecanismos interessantes porque tem dois graus de liberdade.

Pode-se aumentar a complexidade do TEP, alterando-se o arranjo da configuração das engrenagens planetárias. Um TEP pode também possuir mais de um planeta entre as duas engrenagens centrais. Isso não muda o caráter cinemático do TEP. Um aumento do número de engrenagens planetárias resulta em uma maior divisão da carga transmitida entre os planetas. Essa é uma das grandes vantagens dos TEPs, onde o esforço nos mancais é bastante aliviado devido à simetria da aplicação da força pelos planetas, nos dentes da engrenagem solar. Portanto, deve-se sempre evitar a utilização de um único planetário porque, neste caso, não seria possível a compensação dos esforços. Na prática, normalmente se utilizam dois ou três planetas.

3. TIPOS DE TRENS DE ENGENHAGENS PLANETÁRIAS

Lévai (1968), identificou em seu trabalho, quatro tipos de TEPs: TEP Elementar; TEP Simples; TEP Ligado (TEP Incorporado) e TEP Satélite e Planeta. Os tipos Simples e Ligado são os mais importantes na prática por serem mais comercialmente aplicados. TEPs ligados se caracterizam pelo fato de que possuem mais de duas engrenagens centrais e podem ser separados em dois ou mais planetários simples. A principal aplicação dos TEPs Ligados são as caixas de transmissão automáticas utilizadas em veículos automotivos.

3.1 EXEMPLOS DE CAIXAS DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA

A vantagem de se usar somente dois TEPs ligados em caixas de transmissão automáticas, é que o sistema tem menos peças móveis e conseqüentemente possui um menor custo e maior confiabilidade. Neste caso, utiliza-se um sistema de embreagens que permite alterar o eixo de entrada, fornecendo assim mais alternativas de relações de transmissão. Como exemplo, tem-se a caixa GM 440 PGT e a caixa Simpson, citadas por Charterjee (1995) e Hsieh (1997), mostradas nas Fig. 3a e 3b sob a forma de representação funcional (Amaral, 2000) e os números de dentes das respectivas engrenagens estão na Tab. 1.

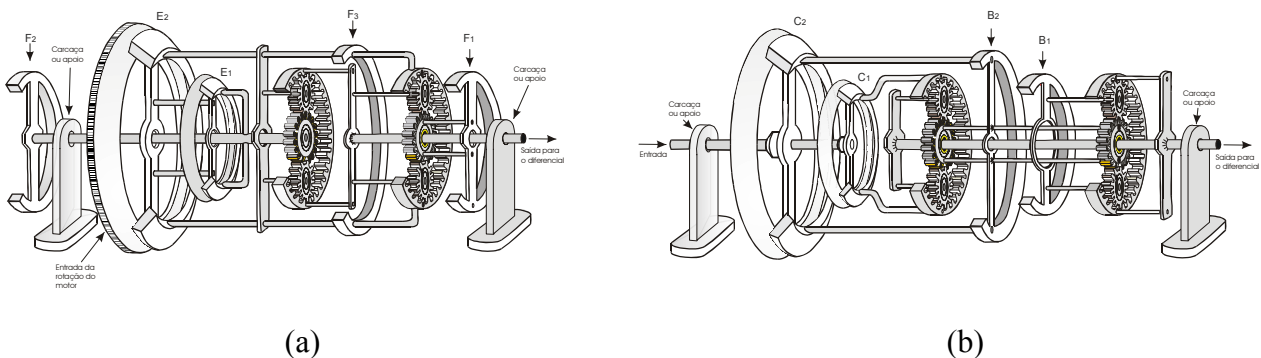


Figura 3. Representação funcional para as transmissões automáticas (a) GM 440PGT e (b) Simpson.

Tabela 1. Número de dentes e razão básica dos TEPs para as transmissões automáticas Simpson e GM 440 PGT.

	Simpson		GM Hydra Matic 440 PGT	
	TEP 1	TEP 2	TEP 1	TEP 2
Z_{solar}	36	32	26	42
$Z_{planeta}$	16	22	18	16
Z_{anular}	68	76	62	74
b	-0,529	-0,421	-0,419	-0,567

Observe que b na Tab.(1) representa a razão básica, definida como sendo a relação $-Z_S/Z_A$ e equiivale à relação de transmissão de um TEP quando seu braço está parado, transformando-se em um trem simples ou composto de engrenagens.

4. LIGAÇÕES POSSIVEIS ENTRE DOIS TEPs

Como o TEP é um sistema de dois graus de liberdade, torna-se possível uma grande variedade de montagens. Pode-se alterar a posição dos elementos e determinar qual delas será adotada como saída, entrada e controle. Em função dessas escolhas no caso de um único TEP, pode-se ter como resultado uma redução ou multiplicação, invertendo ou não a rotação. O grau de redução ou multiplicação é em função do número de dentes das engrenagens.

O TEP simples pode ter 34 formas possíveis de construção (Lévai, 1968), sendo que o modelo adotado neste trabalho, será o TEP simples, com engrenagens cilíndricas e dois, três ou quatro planetas engrenados na engrenagem solar e na anular. Não serão enfocados planetas compostos ou emparelhados. O objetivo desta parte do trabalho é fazer uma sistematização das possíveis formas de ligações de um e de dois TEPs com vista ao desenvolvimento de um *software* no ambiente *Windows* em *Visual Basic 5.0*, de tal forma a se constituir em uma ferramenta que auxilie o projetista a encontrar a alternativa mais adequada às condições de projeto.

Uma aplicação muito utilizada para este tipo de montagem é no uso de transmissões automotivas automáticas. Para estes casos, o grau de liberdade do conjunto tem de ser $GL = 1$. Para utilização como diferencial, o grau de liberdade GL deve ser igual a 2 porque o torque tem de ser distribuído para as duas rodas de tração. Segundo Molian (1970), o grau de liberdade GL do sistema resultante depende do número de TEPs (N), do número de conexões entre os TEPs (c) e do número de eixos eventualmente freiados e imobilizados (l). A união por embreagem de dois eixos de saída de um mesmo TEP é considerado pelo autor como sendo apenas uma imobilização. A relação entre estes parâmetros é:

$$(1) \quad GL = 2N - c - l$$

A partir desta fórmula, Lévai (1973) elaborou o quadro da Tab.(2) que contém todas as combinações de c , l e GL obtidas da Eq. (1), para $N = 1, 2$ e 3 TEPs. Pela Tab.(2), pode ser visto que, para a obtenção de apenas um grau de liberdade, foi necessário imobilizar um eixo no caso das famílias 1, 3, 8, 9 e 10, dois eixos para as famílias números 2, 5, 6 e 7 e três eixos para a família número 4. Nestes sistemas é preciso considerar a existência de um eixo de entrada e outro como saída. O ou os demais eixos de acesso externo são considerados como membros de controle.

Pode-se instalar um freio em qualquer dos eixos de controle de um TEP. Na prática, vários freios podem ser instalados em uma seqüência de TEPs ligados afim de se obter novas relações de transmissão. Outro artifício é a instalação de embreagens unindo dois elementos de um mesmo TEP, o que resulta na neutralização deste TEP (ou seja, uma razão de redução igual a um para este

TEP). As modernas transmissões automáticas de veículos leves adotam um sistema de somente dois TEPs ligados, mantendo o eixo de saída fixo e alternando-se o eixo de entrada através de um sistema de embreagens, possibilitando mais alternativas de relações de transmissão, para um mesmo conjunto.

Tabela 2. Graus de liberdade das possíveis ligações de TEPs.

N	Família	C	I	GL	Grupo
1	nº. 1	0	0	2	3
			1	1	
2	nº. 2	1	0	3	41
			1	2	
	2	1	1		
3	nº. 3	2	0	2	22
	nº. 4	2	0	4	520
			1	3	
			2	2	
	nº. 5	3	0	3	330A
	nº. 6		1	2	330B
	nº. 7		2	1	411
	nº. 8	4	0	2	140
	nº. 9				221
	nº. 10				1

Como o enfoque deste trabalho é voltado para transmissões automáticas de veículos leves, é preciso definir os limites e restrições de todas as variáveis envolvidas. Os intervalos adotados para o número de dentes das engrenagens solar, anular e planeta que possibilitam a montagem de um TEP, consideraram a viabilidade de construção das engrenagens e o número de dentes das engrenagens normalmente utilizadas nos modernos sistemas de transmissão automática em uso, de modo a evitar soluções de grande volume e peso. Baseado nisso, foram escolhidos os intervalos de 36 até 250 dentes para a anular, de 12 até 226 dentes para a solar e de 12 a 119 dentes para o planeta. Com estes limites, é possível obter 11.664 diferentes trincas para montagens de TEPs.

A cada trinca de número de dentes (solar, anular e planeta), corresponde a um valor de razão básica b para este conjunto. Mantendo-se constante o valor do número de dentes da anular, pode-se alterar simultaneamente o número de dentes das engrenagens solar e dos planetas, obedecendo a relação $Z_A - Z_S = 2Z_P$. O gráfico apresentado na Fig. 4 mostra a variação de b em função de Z_S e Z_P , sem considerar o limite

adotado para a engrenagem anular. Os valores máximo e mínimo de b são $-0,904$ e $-0,048$ em função dos limites adotados para o número de dentes do planeta.

Foi adotado o uso de engrenagens cilíndricas (dentes retos ou helicoidais) e os TEPs não possuem planetas emparelhados ou compostos. Para se construir uma transmissão automática epicicloidal, fixou-se o eixo de saída, normalmente acoplado ao diferencial que por sua vez é acoplado às rodas. O eixo de entrada pode ser alternado, através de sistemas de embreagens, o que amplia a possibilidade de novas relações de transmissão. Também em linha com os modernos projetos de transmissão automática para veículos leves, são utilizados apenas dois TEPs ligados (o que permite um menor número de peças móveis) da família número 3 da Tab.(2) e, apenas um eixo ou elemento de saída é freiado de cada vez, para se obter uma nova relação de transmissão. A Relação de Transmissão “*direct drive*” ou 1:1, é obtida, em todos os casos, acionando duas entradas ao mesmo tempo, ambas com a mesma rotação.

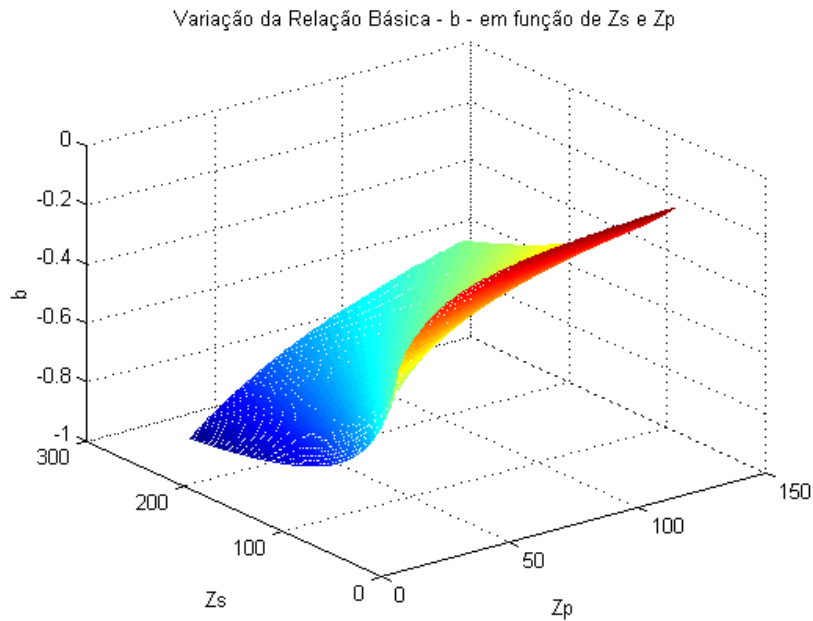


Figura 4. Variação do valor de b em função de Z_s e Z_p , sem limitar Z_A .

5. O SOFTWARE TEPcICLO

Para a aplicação desenvolvida neste trabalho, objetivando auxiliar o projeto de transmissões epicicloidais com dois TEPs ligados, foi desenvolvido o *software TEPciclo*, versão Alpha 1.0. No menu do programa, encontram-se as opções para estudo de 1 TEP e 2 TEPs.

Tanto na utilização de um ou dois TEPs, pode-se fazer a síntese fornecendo o número de dentes das engrenagens ou a relação básica b e obter como resposta as Relações de Transmissão resultantes ou, fornecendo as Relações de Transmissões desejadas, obter-se as famílias de número de dentes, para a montagem escolhida ou selecionada, que resultam nas transmissões especificadas, com uma dada tolerância. Em seguida, após definido o número de dentes das engrenagens, pode-se fazer a análise de torque do conjunto estudado. Para a análise de torque, utiliza-se a metodologia aplicando-se o método de Gauss com pivoteamento total para a solução das matrizes (Ruggiero *et. al*, 1988).

5.1 EXEMPLO COM DOIS TEPs LIGADOS

Para verificação da aplicação de 2 TEPs ligados, utiliza-se um exemplo, onde $b_I = b_{II} = -0,5$ e $w_{\text{motor}} = 1.000$ rpm e o eixo de saída é fixado na solar do segundo TEP. Utilizando o *software TEPciclo* e introduzindo os dados dos valores de b e as conexões entre os dois TEPs obtêm-se, o resultado mostrado na Fig. 5.

Observa-se que a montagem em estudo é a alternativa “D” (eixo de saída fixado na solar do segundo TEP). As 6 relações de transmissão possíveis com o eixo de saída assim definido, podem ser visualizadas. Identifica-se por um “Mapa” de montagens possíveis do próprio software que a relação de transmissão do exemplo estudado é a primeira das 6 disponíveis. Trata-se portanto de um multiplicador, com Relação de Transmissão de 0,4286:1. Consequentemente a rotação do eixo de saída é 2333 rpm. Molian (1971) e Sanger (1972) contribuíram significativamente para a síntese de transmissões planetárias.

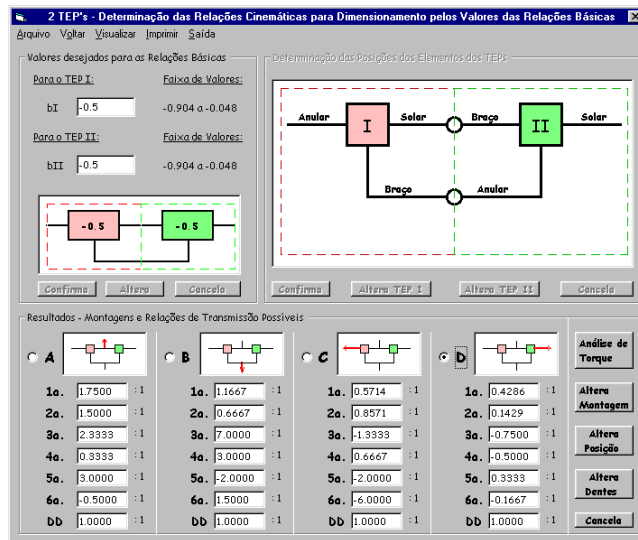


Figura 5. Tela do software *TEPciclo* mostrando as possíveis relações de transmissão na montagem selecionada

5.2 EXEMPLO DE UM PROJETO DE TRANSMISSÃO AUTOMÁTICA

Seja o exemplo de se encontrar o projeto de uma transmissão automática com as seguintes relações de transmissão (RTs): 3:1; 1,5:1; 1:1; 0,7:1 e $-2,5:1$ (valores próximos aos utilizados em transmissões automáticas) com uma tolerância inicial de 1%. Seja ainda colocado como restrição, que a engrenagem solar seja maior que a engrenagem planetária ($b > 0,333$) estabelecendo o valor máximo de b como 0,7 e o TEP I menor que o TEP II. Após os dados serem inseridos no programa, nenhuma solução foi encontrada para estes valores.

O passo seguinte, foi aumentar o valor da tolerância. Ao se ampliar o valor da tolerância para, por exemplo 3%, valores de relações de transmissão em uma faixa mais ampla são aceitos, aumentando-se a possibilidade de ser encontrada uma solução. O valor da tolerância para uma procura inicial não pode ser muito pequeno, pois pode não haver uma solução que comporte exatamente todas as relações de transmissão desejadas. Além disso, há o recurso, na tela de visualização do “Mapa”, de se alterar a tolerância através de uma barra de rolagem e verificar, de imediato, as soluções possíveis dentro do novo valor.

Utilizando o *TEPciclo* e fazendo a síntese pelos valores das relações de transmissão para 2 TEPs (com tolerância de 3%), encontrou-se o resultado mostrado na Fig. (6). Seleciona-se uma das 1249 soluções apresentadas pela posição e montagem desejada, sendo que os critérios de escolha devem partir das condições de projeto (aplicação, fabricação, montagem, transporte, custo e manutenção). As posições e montagens podem ser selecionadas em telas distintas acionadas pela barra de tarefas do software. Nestas telas, pode-se alterar tanto b_I quanto b_{II} através de barras de rolagem, identificando o comportamento, para as RTs definidas. A definição da proporção de tamanho entre os TEPs determinam a escolha de b_I e b_{II} . Para a engrenagem solar do TEP I ser maior, menor ou igual à solar do TEP II, os valores de b_I e b_{II} devem seguir a mesma proporção, em função do valor adotado para Z_A . Uma vez selecionado um valor para b_I e b_{II} , a tela apresentada na Fig. (7) permite a escolha das trincas de engrenagens. Para $b_I = -0,507$ e $b_{II} = -0,630$, obteve-se 11 opções de número de dentes para o TEP I e 12 opções para o TEP II, sendo apresentadas em ordem crescente. Assim, para se obter o conjunto mais compacto, deve-se escolher o menor número de dentes para os dois TEPs. No caso do presente exemplo, o menor número de dentes é mostrado em destaque com uma faixa azul na tela da Fig. 7 e são: $Z_{A1}=65$; $Z_{S1}=33$; $Z_{P1}=16$; $Z_{A2}=78$; $Z_{S1}=48$ e $Z_{P1}=15$. Os valores obtidos estão na Tab. (3), comparando-se com os dados iniciais do exemplo. Com os números de dentes das engrenagens assim definidos é feita, em seguida, a análise de torque, baseada no trabalho de MacMillan (1961) e Hsieh (1997).

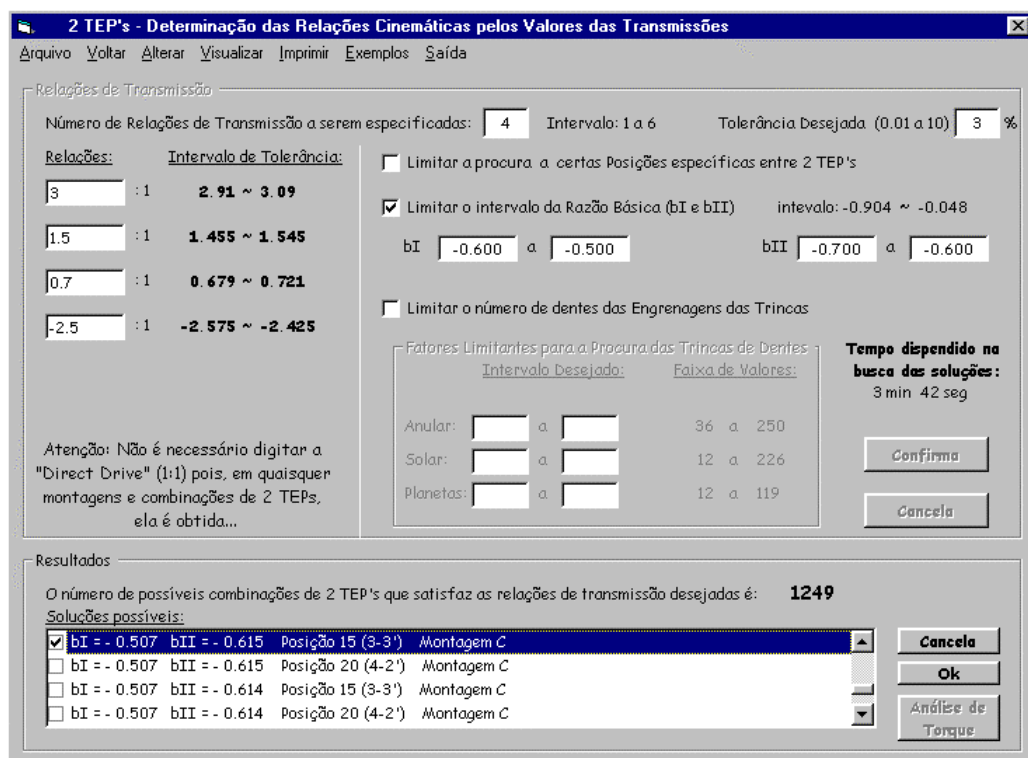


Figura 6. Resultado da busca de soluções para o exemplo do item 5.2.

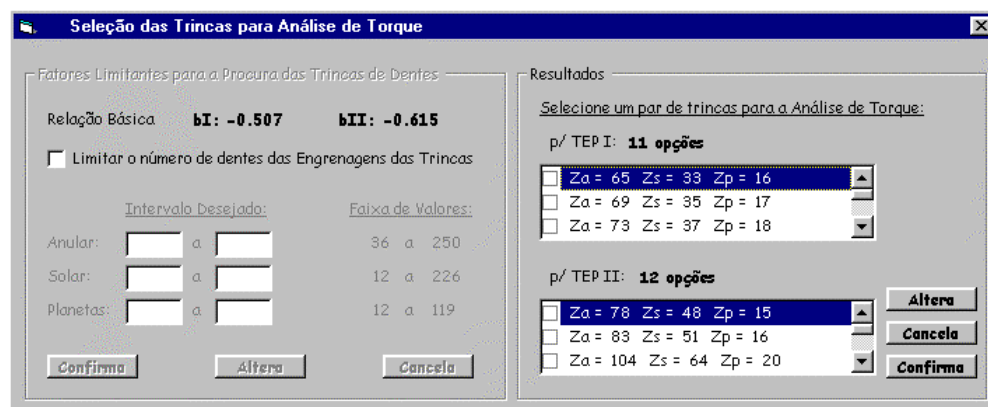


Figura 7. Seleção das trincas de dentes.

Tabela 3 – Resultados obtidos para as Relações de Transmissão (RT).

RTs procuradas	RTs encontradas	Diferença
3,000:1	2,972:1	0,93%
1,500:1	1,507:1	0,46%
0,700:1	0,710:1	1,42%
-2,500:1	-2,450:1	2,00%

Pela Tab. (3), verifica-se que duas das relações de transmissão tiveram os valores encontrados com tolerância superior a 1% do previsto inicialmente. Daí porque não houve solução quando esta tolerância foi definida. Pelo resultado, poder-se-ia restringir a tolerância em 2 % e esta solução seria encontrada. Para proceder a análise de torque, basta clicar no botão correspondente, surgindo a tela

mostrada na Fig. (8), onde estão apresentados os números de dentes das engrenagens e suas respectivas relações de transmissão, para que uma delas seja selecionada. Após a seleção e confirmação, o resultado pode ser visto, tanto sob a perspectiva do diagrama de torque (mostrado na Fig. 9 para 5ª RT) quanto pela visualização em forma de gráfico, mostrado na Fig.(10) para a 3ª RT. Em ambos os casos, pode-se visualizar os resultados de maneira global, onde se observam todos os valores absolutos de todos os torques atuantes para todas as relações de transmissão conforme mostrado na Fig. (11). As relações de transmissão descartadas (das 6 RTs, utiliza-se 4, além da “direct drive”) são a 2ª e 6ª, onde ambas atuam usando como eixo de entrada, a união da solar do primeiro TEP com o braço do segundo TEP. Isso simplifica o projeto, pois elimina-se a elaboração de mais um sistema de embreagens para acionar esta entrada.

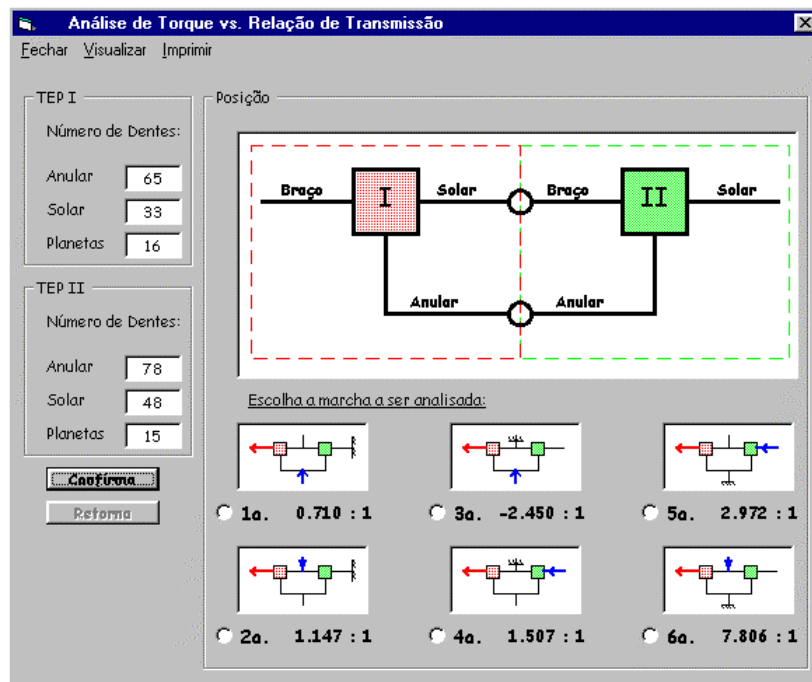


Figura 8. Tela para a análise de torque.

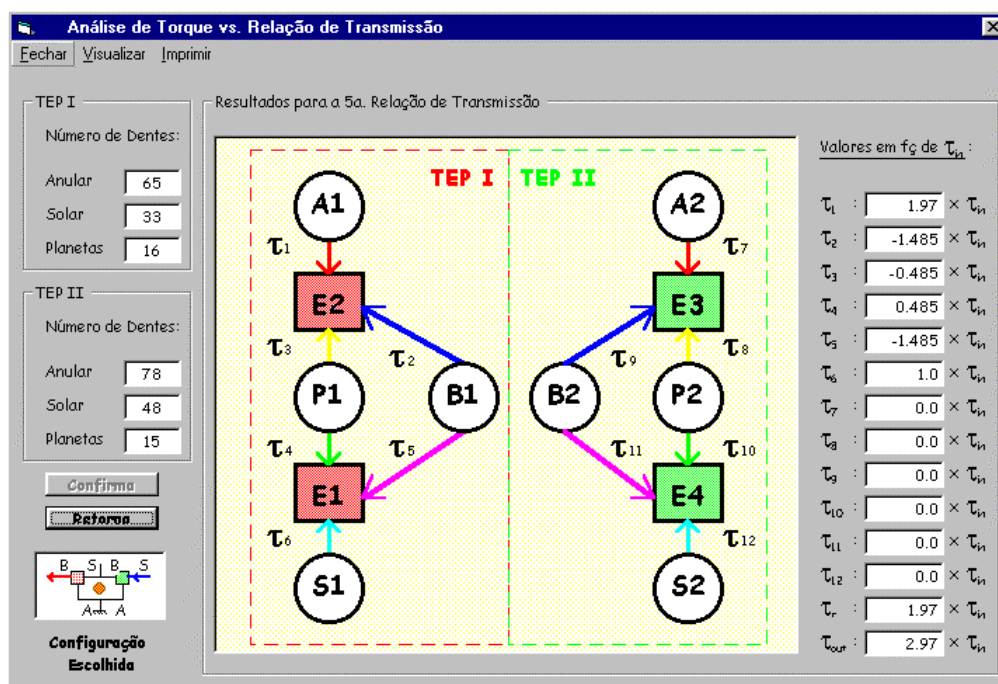


Figura 9. Análise de torque para a 5ª relação de transmissão visualizando o respectivo diagrama de torque.

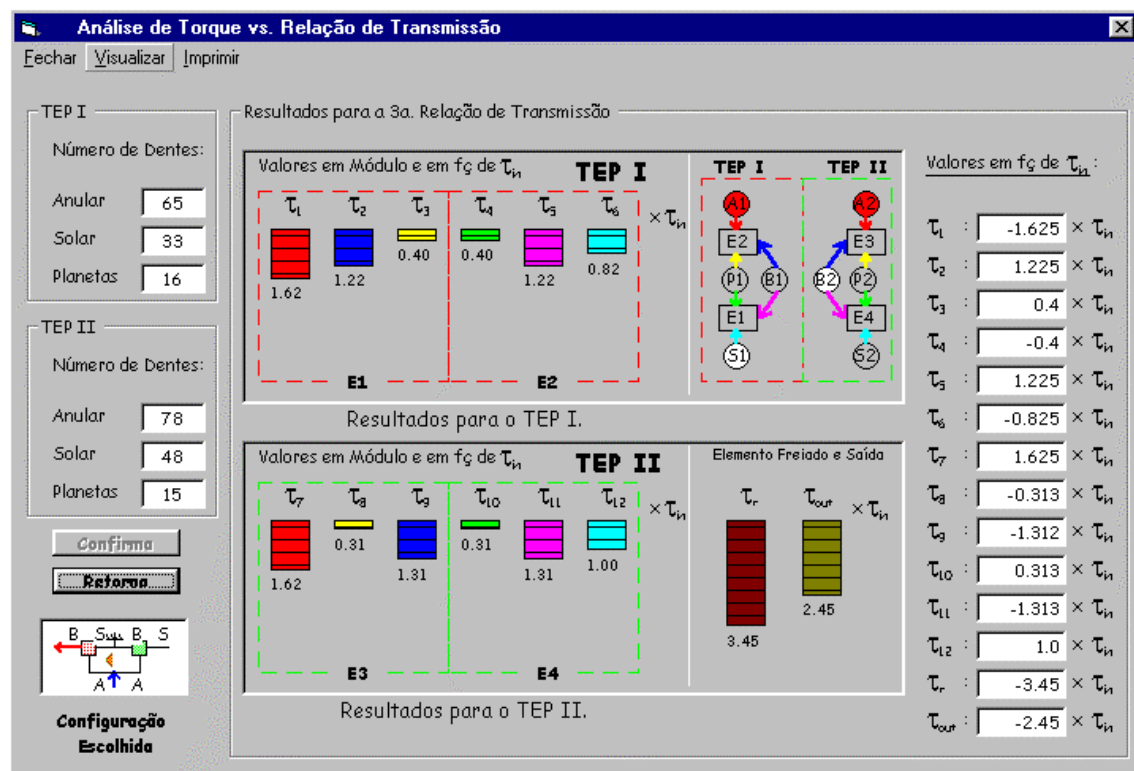


Figura 10. Análise de torque para a 3ª relação de transmissão visualizando sob forma de gráfico.

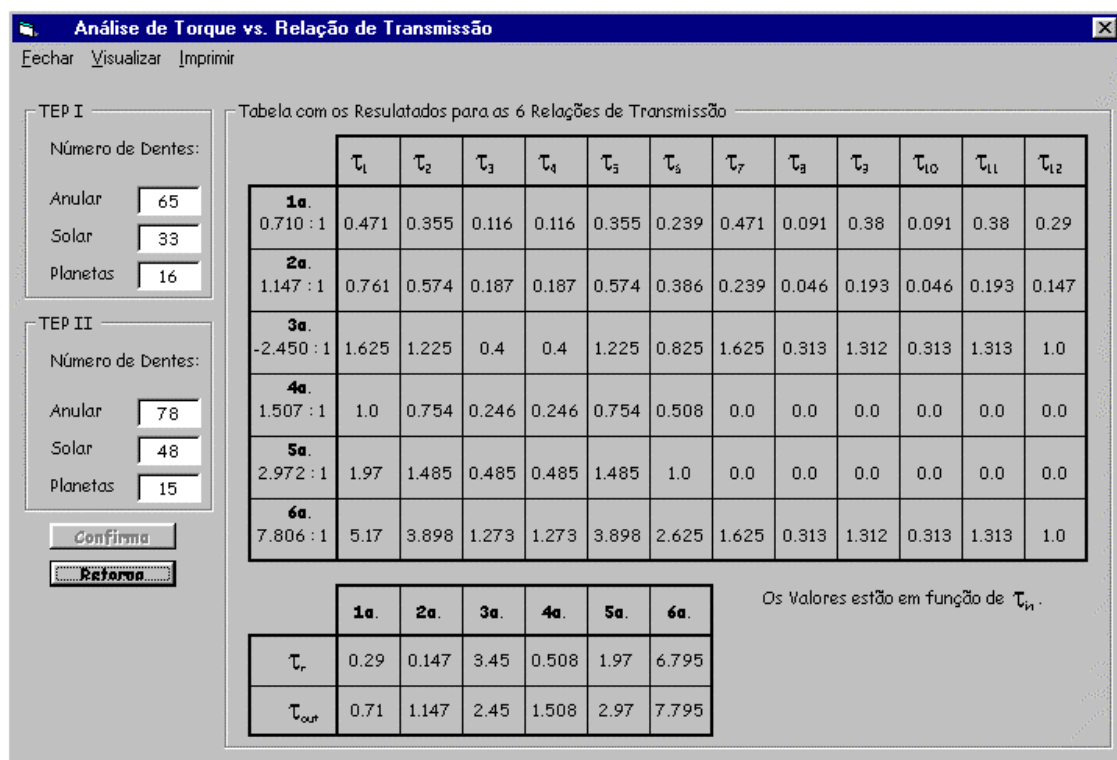


Figura 11. Valores absolutos de torque para todas as RTs, em função de τ_{in} .

6. CONCLUSÕES

Pelos resultados das aplicações de utilização do *software TEPciclo*, descritos no exemplo do item 5.2, é possível verificar que a elaboração de sistemas de transmissão de trens epicicloidais foi

sistemizada e automatizada, não só para obtenção das possíveis montagens e posicionamento dos eixos como das respectivas relações cinemáticas, número de dentes e análise de torque. Com estes resultados pode-se facilmente proceder o dimensionamento do sistema estudado, em função das condições de uso e aplicações específicas a que se destina.

Os recursos disponíveis no *software TEPciclo*, permitem fornecer, não só a solução do problema colocado, mas também indicam as demais alternativas que irão satisfazer as condições iniciais. Em qualquer momento, o usuário pode recorrer à consulta dos “Mapas” de montagem e posição para avaliar as opções possíveis. Assim, o projetista pode dispor de alternativas que antes ele poderia desconhecer, ainda na fase inicial do projeto.

Há a possibilidade também de se restringir o número de dentes das engrenagens disponíveis em uma determinada planta, criando-se um banco de dados facilmente incorporado no programa. A limitação do número de dentes das engrenagens é um recurso que garante também a redução significativa do tempo de execução do *software* e permite projetos em que estas variáveis possam ser controladas. O *software* adota um amplo intervalo de número de dentes para englobar as restrições e delimitações de quaisquer aplicações.

Como forma de critério de decisão entre posições e montagens disponíveis como solução, o recurso da análise de torque contribui para a escolha mais adequada à aplicação desejada. Também o fato de se poder alterar a tolerância para se encontrar a relação ou as relações de transmissão desejadas, permite ao projetista uma gama maior de alternativas.

O *software TEPciclo* desenvolvido neste trabalho, tem características abrangentes e pode ser facilmente incorporado com bancos de dados e *softwares* de dimensionamento, utilizando o resultado final apresentado, ou utilizando seus resultados como entrada de outros programas de dimensionamento, específico para cada aplicação ou usuário. Isto segue uma tendência na área de projetos, onde os programas em ambiente *windows* estão adquirindo uma importância cada vez maior (Brito *et al.*, 1999; Chartterjee e Tsai, 1995 e Amaral, 2000).

O *software* ainda dispõe de recursos adicionais para análise do comportamento de cada RT possível em cada montagem, onde verifica-se que é grande a variedade de comportamento das RTs. Pequenas alterações de b_I e b_{II} podem resultar em significativas alterações na transmissão final. Durante o desenvolvimento do *software* foi aprimorada a forma de representação de diagrama de torque a fim de facilitar a implementação das rotinas de cálculo.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores desejam agradecer à CAPES, CNPq e à FAPEMIG.

8. REFERÊNCIAS

- Amaral, D. e Dedini, F. G., 2000, Trens de engrenagens epicicloidais: tipos e representação, *Anais do CONEM 2000 – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, CD-ROM.
- Amaral, D., 2000, Metodologia, sistematização e seleção de projetos de transmissões epicicloidais com um e dois TEPs ligados, *Tese de Doutorado*, Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, 180p.
- Brasil, H. V., 1988, *Máquinas de Levantamento*, Editora Guanabara S.A, Rio de Janeiro, 230 p.
- Brito, J. N., Becker, M. *et al.*, 1999, Engrena – Interface computacional aplicada al proyecto de sistemas engrenados, *Anais do Congresso de Engenharia Mecânica*, Chile.
- Buchsbaum, F., Freudenstein, F., 1970, Syntesis of kinematic structure of geared kinematic chains and other mechanisms, *Journal of Mechanisms*, vol. 5, pp. 357-392.
- Chartterjee, G., Tsai, L. W., 1995, Computer - aided sketching of epicyclic-type automatic transmission gear trains, *Tecnical Research Report of ISR*, paper TR 95-92, 7 p.
- Dedini, F. G., 1985, Projeto e otimização de uma transmissão planetária por rolos de tração, *Dissertação de Mestrado*, UNICAMP, 150 p.
- Dubbel, H., 1944, *Manual Del Constructor de Maquinas*, 2ª Edição, Editorial Labor S.ª, Barcelona,

- Madri, 1951 p.
- Hsieh, H-I., 1997, Enumeration and selection of clutching sequences associate with epicyclic-type transmission mechanisms, *Tese de Doutorado*, 212 p.
- Lévai, Z., 1968, Structure and analysis of planetary gear trains, *Journal of Mechanism*, vol. 3, pp. 131-148.
- Lévai, Z., 1973, Contribution to the systematics of change speed gear boxes of planetary type, *Acta Technica Academiae Hungaricae*, tomus 75 (1-4), pp. 291-299.
- Lima, C. S., 1980, Trem de engrenagens planetários: Análise, síntese e aplicação em veículo híbrido, *Dissertação de Mestrado*, Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP.
- Macmillan, R. H., 1961, Power flow and loss in differential mechanisms, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 3, n. 37, pp. 45-53.
- Molian, S., 1971, Kinematics of compound differential mechanisms, *The Institution of Mechanical Engineers*, Proceedings 185, pp. 733-739.
- Olson, D. J., Riley, D. R., 1987, A new graph theory representation for the topological analysis of planetary gear trains, *Proceedings of the 7th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, vol. 3, pp. 1421-1425.
- Pires e Albuquerque, O. A. L., 1980, *Elementos de Máquinas*, Editora Guanabara Dois S. A., Rio de Janeiro, 440 p.
- Sanger, D. J., 1972, Syntesis of multiple-speed transmissions of the planetary – gear type, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 14, pp. 93-101.
- Shigley, J. E., 1984, *Elementos de Máquinas*, Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., Rio de Janeiro, 700 p.

METHODOLOGY AND SYSTEMATIZATION OF EPICYCLIC GEAR TRAINS WITH TWO LINKED PGTs

Danilo Amaral

Federal University of Minas Gerais – School of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Av. Antônio Carlos 6627, CEP 31970-001, Belo Horizonte, MG, Brazil
e-mail: danilo@demec.ufmg.br

Marcelo Becker

Pontifical Catholic University of Minas Gerais – Polytechnic Institute, Av. Dom José Gaspar, 500, CEP 30535-610, Belo Horizonte, MG, Brazil
e-mail: marcelo.becker@pucminas.br

Franco Giuseppe Dedini

State University of Campinas, School of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Design, PO. Box 6051, CEP 13089-970, Campinas, SP, Brazil
e-mail: dedini@fem.unicamp.br

Abstract. *The Epicyclic Gear Trains - EGTs (or Planetary Gear Trains - PGTs) are complex kinematic transmission systems and difficult to be understood. Therefore, they have much advantages: they are compact and light, they allow the use of high reduction/multiplication ratios, they have high reliability (due to the permanent geared), they allow division or sum of power and they have multi transmission ratios. One of their main applications is Automatic Transmission gearboxes for modern vehicles. There are a large number of possible configurations when many PGTs are linked. Due to this, the software **TEPciclo** was developed to help the design of Automatic Transmissions gearboxes for light vehicles with two simple linked PGTs. The software automates the selection of assembly, position, tooth number of gears, calculates the possible transmission rates and the torque flow.*

Keywords. *Planetary Gear Train, Epicyclic Gear Train, Automatic Transmission, Torque Flow, Mechanical*