

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SÍNTESE ANALÍTICA DE MECANISMOS ARTICULADOS DE QUATRO BARRAS UTILIZANDO 4PFS INCLUINDO A SOLUÇÃO DOS PROBLEMAS DA INVERSÃO GEOMÉTRICA E DA ORDEM.

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM ENGENHARIA MECÂNICA

UDO WONDRAČEK

FLORIANÓPOLIS, FEVEREIRO DE 1984

SÍNTESE ANALÍTICA DE MECANISMOS ARTICULADOS DE QUATRO BARRAS UTILIZANDO 4PFS INCLUINDO A SOLUÇÃO DOS PROBLEMAS DA INVERSÃO GEOMÉTRICA E DA ORDEM.

UDO WONDRACEK

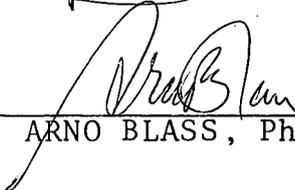
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



PROF. JOSÉ CARLOS ZANINI, Ph.D. - ORIENTADOR



PROF. ARNO BLASS, Ph.D. - COORDENADOR

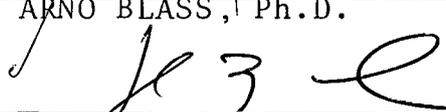
BANCA EXAMINADORA:



PROF. JOSÉ CARLOS ZANINI, Ph.D.



PROF. ARNO BLASS, Ph.D.



PROF. NELSON DIOGENES DO VALLE; Dr. Ing.

A meus pais
A minha esposa

"Visto como, na sabedoria de Deus, o mundo não o conheceu por sua própria sabedoria, aprouve a Deus salvar aos que crêem, pela loucura da pregação.

... Porque a loucura de Deus é mais sábia que os homens; ..."

(ICo 1:21,25a)

AGRADECIMENTOS

A meu Deus, o Senhor Jesus Cristo, para o qual eu vivo e a quem sirvo;

Ao professor José Carlos Zanini pela orientação prestada e pela amizade contínua; ao professor Arno Blass, coordenador do curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, pelo apoio e constante preocupação pela finalização desta dissertação;

À Comissão Nacional de Energia Nuclear pelo apoio financeiro concedido através da bolsa de estudos; ao Departamento de Engenharia Mecânica pelo curso de pós-graduação; ao Núcleo de Processamento de Dados pelos serviços computacionais prestados;

Ao professor Carlos Alberto Schneider, coordenador do LABMETRO, pela concessão de tempo na dedicação deste trabalho; aos acadêmicos Maurício Teixeira Farias, pela colaboração na computação, Günther Pfeiffer, pelas artes gráficas, e Suêd Nazaré dos Santos pela datilografia;

Aos colegas Caio Mário F. N. Costa e Lin Chih Cheng, pelo convívio e pela amizade;

Aos demais colegas e professores que de alguma forma deram a sua colaboração e o seu incentivo no desenvolvimento deste trabalho;

A minha esposa Marli Karin, pela incansável compreensão e apoio durante a elaboração desta dissertação.

S U M Á R I O

RESUMO	i
ABSTRACT	ii
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Introdução	1
1.2 - Revisão bibliográfica	3
1.3 - Objetivo deste trabalho	3
2 - SÍNTESE GRÁFICA	5
2.1 - Introdução	5
2.2 - Problema da inversão geométrica	5
2.2.1 - Introdução	5
2.2.2 - Inversão geométrica	7
2.2.3 - Retas de Filemon	9
2.3 - Problema da ordem	10
3 - SÍNTESE ANALÍTICA	15
3.1 - Introdução	15
3.2 - Curva de pontos de círculo	15
3.2.1 - Introdução	15
3.2.2 - Pólos imagem	17
3.2.3 - A cúbica	19
3.3 - Problema da inversão geométrica	27
3.3.1 - Introdução	27
3.3.2 - Pontos Q'	28
3.3.3 - Pontos T e U	29
3.3.4 - Retas de Filemon	31
3.4 - Problema da ordem	37
3.5 - Análise do mecanismo resultante	39
4 - SOLUÇÃO LÓGICA	42
4.1 - Introdução	42
4.2 - A curva de pontos de círculo	42
4.3 - O problema da inversão geométrica	46

4.4 - O problema da ordem	50
5 - APLICAÇÕES E RESULTADOS OBTIDOS	51
5.1 - Introdução	51
5.2 - Exemplo 1	51
5.2.1 - Introdução	52
5.2.2 - Especificação do problema	52
5.2.3 - Resultados	56
5.3 - Exemplo 2	57
5.3.1 - Introdução	57
5.3.2 - Especificação do problema	58
5.3.3 - Resultados	61
5.4 - Exemplo 3	62
5.4.1 - Introdução	62
5.4.2 - Especificação do problema	62
5.4.3 - Resultados	66
6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	67
6.1 - Conclusões	67
6.2 - Recomendações	68
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
APÊNDICE I - GLOSSÁRIO	70
APÊNDICE II - O PROGRAMA	74
1. O Fluxograma	75
2. As Rotinas	76
3. Os Dados de entrada	80
APÊNDICE III - RELATÓRIOS DE SÍNTESES.....	84
1. Exemplo 1	85
2. Exemplo 2	94
3. Exemplo 3	104

RESUMO

É apresentada uma solução analítica da síntese de mecanismos articulados de quatro barras para quatro posições finitamente separadas do plano móvel, incluindo soluções aos problemas de inversão geométrica e de ordem, e tendo como base a teoria das Posições Multiplamente Separadas. Este procedimento substitui os métodos gráficos, proporcionando, quando disponível em meio processável, uma maior precisão e rapidez na solução dos problemas de síntese. São apresentados, ainda, três exemplos de aplicação, como demonstração das potencialidades do método e dos modos de processamento previstos no programa PFS4 elaborado neste trabalho.

ABSTRACT

An analytical solution of linkage synthesis, based on the Multiply Separated Positions Theory, is developed for four bar mechanisms involving four finitely separated design positions of the coupler plane. In the synthesis procedure the solution of the branch and order problems is included. This analytical method substitute the graphical construction, improving the precision of the solution with reduction of time provided it is performed in computational form. Three practical examples are presented which demonstrate the potential and the processing facilities of the "PFS4" program, developed in this work.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Introdução

Um mecanismo é uma cadeia cinemática fechada com possibilidade de movimento, em que uma das barras é fixa. O mecanismo articulado plano de quatro barras mostrado na figura 1, que é objeto deste trabalho, possui uma barra fixa D, designada de base, a barra de entrada do movimento A, ou acionante, designada de manivela, a barra acionada C, chamada de contra-manivela ou balancim, e a barra B, que liga a manivela ao balancim, constituindo a barra acopladora.

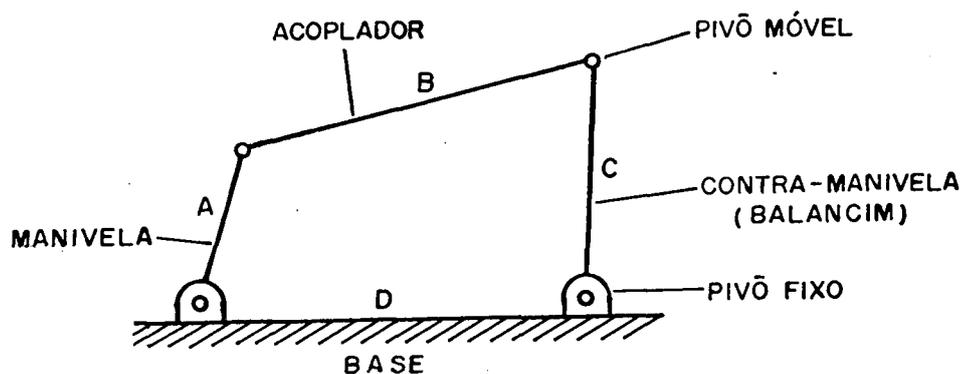


FIG. 1 - Mecanismo articulado de 4 barras.

A síntese cinemática é a determinação de mecanismos que devem suprir certas especificações de movimento. Na figura 2 são dados exemplos de sínteses cinemáticas e neste trabalho serão analisadas teorias de sínteses de mecanismos para guiar um plano a através de quatro posições pré-estabelecidas, chamadas de posições de projeto. As posições do plano são definidas de forma finita - mente separadas (PFS) e pertencerão ao plano da barra acopladora, designado de plano acoplador.

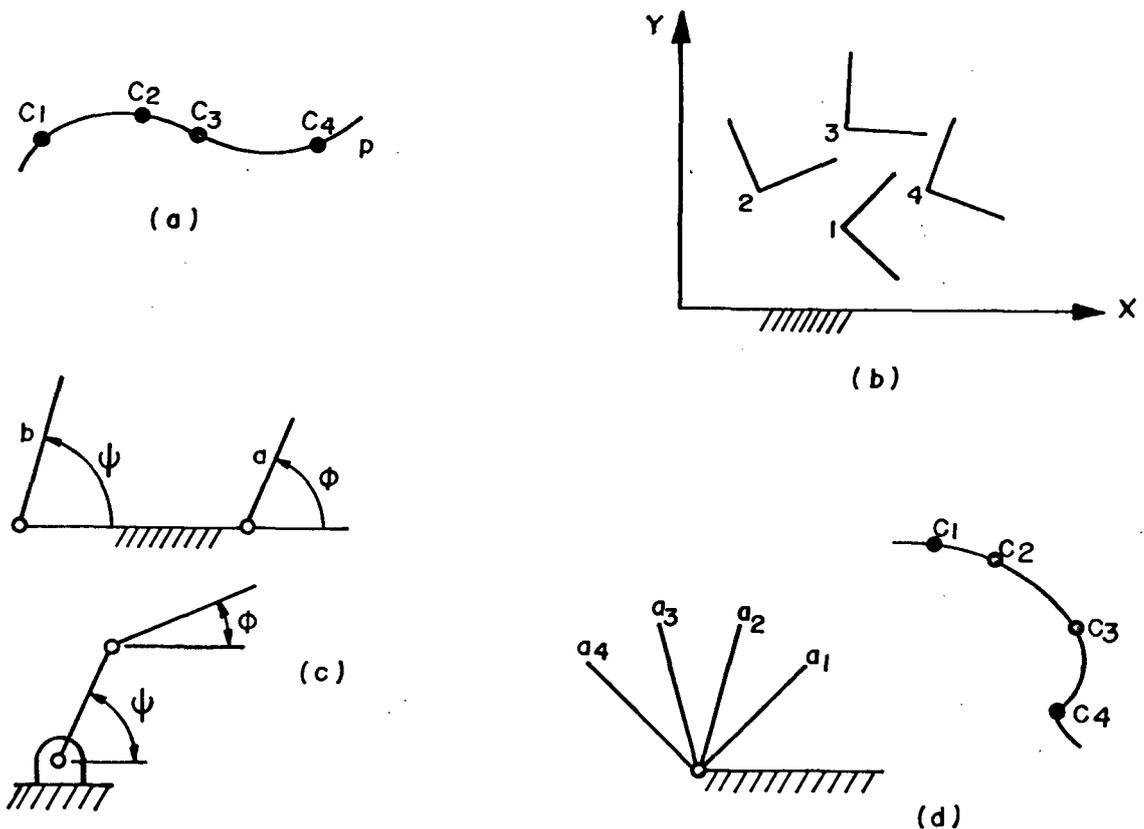


FIG. 2 - Exemplos típicos de sínteses cinemáticas:

- a) guiar um ponto ao longo de uma curva especificada p;
- b) guiar um plano através de posições pré-estabelecidas;
- c) correlacionar as posições angulares de duas barras;
- d) correlacionar a posição angular de uma manivela com as posições de um ponto ao longo de uma curva.

1.2 - Revisão bibliográfica

A teoria de Burmester utilizada na síntese de mecanismos para 4 PFS, foi motivo de estudo e aplicação há mais de 20 anos, por Beyer [1].

Keller [2], em 1965, interpretou algebricamente os coeficientes da equação da curva cúbica de pontos de centro, a partir da localização dos pólos de rotação, e do quadrilátero de pólos opostos.

Em contribuição à técnica de Burmester, em 1970, Filemon [3] sugeriu um método gráfico para solução do problema da inversão geométrica, baseado em um estudo das variações angulares entre as barras. Outra contribuição, para a solução do problema da ordem, foi um método proposto por Modler, que foi publicado em 1972.

Há menos de 10 anos, Waldron [4], [5], [6] preocupou-se em apresentar cada passo da síntese gráfica para 4 PFS, incluindo as soluções dos problemas de inversão geométrica e de ordem, utilizando os trabalhos de Filemon e de Modler, que foram incorporados ao seu trabalho com várias melhorias quanto ao aspecto de aplicação, no objetivo de tornar a síntese gráfica a mais simples possível.

1.3 - Objetivo do trabalho

A síntese gráfica de mecanismos articulados de quatro barras para quatro posições finitamente separadas (4 PFS) tem-se mostrado uma ferramenta satisfatória, porém, oferece certas limitações quanto ao próprio método e a sua utilização. Sendo um método gráfico, o processo da síntese é manual, o que implica em morosidade e imprecisão, exigindo do projetista um profundo conhecimento teórico-prático do método, o que ainda não o isenta de algum possível engano.

Em vista disto, o objetivo geral deste trabalho é, através da análise do método gráfico da síntese, obter soluções algébricas e, por meio de algoritmos, implementá-las a um programa

computacional, a fim de obter um método analítico capaz de transpor as limitações características da síntese gráfica, sem contudo desfazer a flexibilidade quanto à participação do projetista nas etapas decisórias do projeto de mecanismos.

No interesse em tornar a síntese analítica uma ferramenta com uma potencialidade maior, é objetivo incluir no processo proposto, a solução dos problemas da inversão geométrica e da ordem de movimento do plano acoplador, inerentes à teoria de Burmester.

Por último, elaborado o estudo e o programa, mostrar, através da aplicação de exemplos, as formas de processamento, a participação do projetista na fase de escolha do mecanismo e os relatórios de saída.

2 - SÍNTESE GRÁFICA

2.1 - Introdução

Não há intenção nem interesse em descrever aqui a teoria gráfica de Burmester, visto que existem artigos e publicações de livros que explanam muito bem este assunto. As determinações gráficas das localizações dos pontos característicos¹ P'_{ij} e Q'_{ij} , e da curva de pontos de centro e/ou de círculo podem ser encontradas e estudadas, por exemplo, na publicação de referência [7]. Contudo, a teoria de Burmester, na síntese de mecanismos articulados, resulta em soluções sem garantias quanto a inversão geométrica e quanto à ordem de movimento do mecanismo, sendo ambos os problemas inerentes a esta teoria. Estes dois problemas serão abordados, neste capítulo, de forma gráfica a fim de se obter uma melhor compreensão do tratamento analítico apresentado nos capítulos subsequentes.

2.2 - Problema da inversão geométrica

2.2.1 - Introdução

Um mecanismo articulado de quatro barras pode ser montado de duas formas, quando a posição de um dos pares cinemáticos permanece constante. A estas duas maneiras de configuração de um mecanismo, figura 3, dá-se a denominação de "inversão geométrica".

A teoria de Burmester não garante que o mecanismo resultante da síntese possa mover-se através das quatro posições de projeto pré-estabelecidas, podendo ocorrer a necessidade de desconectá-lo e remontá-lo na outra configuração geométrica, para alcançar todas as posições desejadas. O problema da inversão geométrica, surge, então, quando um mecanismo resultante não consegue alcançar alguma das posições pré-estabelecidas, a não ser que seja desconectado e montado novamente na outra situação geométrica.

¹Ver apêndice I

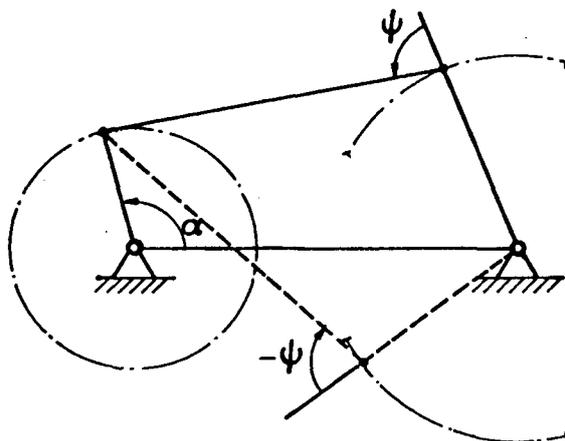


FIG. 3 - A inversão geométrica em um mecanismo manivela-balancim.

Para se entender melhor o problema, é importante notar que, para um mecanismo alcançar a sua outra configuração sem que seja necessário desconectá-lo, é indispensável que o ângulo ψ da barra acopladora em relação à manivela ou contra-manivela alcance o valor zero ou π (180°), trocando depois de sinal, conforme mostra a figura 4. Para estes casos não haverá o problema da inversão geométrica [5]. Nos demais casos, para que se evite a ocorrência do problema, é necessário que os ângulos ψ possuam o mesmo sinal para cada posição de projeto do plano acoplador, garantindo, desta forma, que o mecanismo resultante se movimente somente em uma das suas configurações.

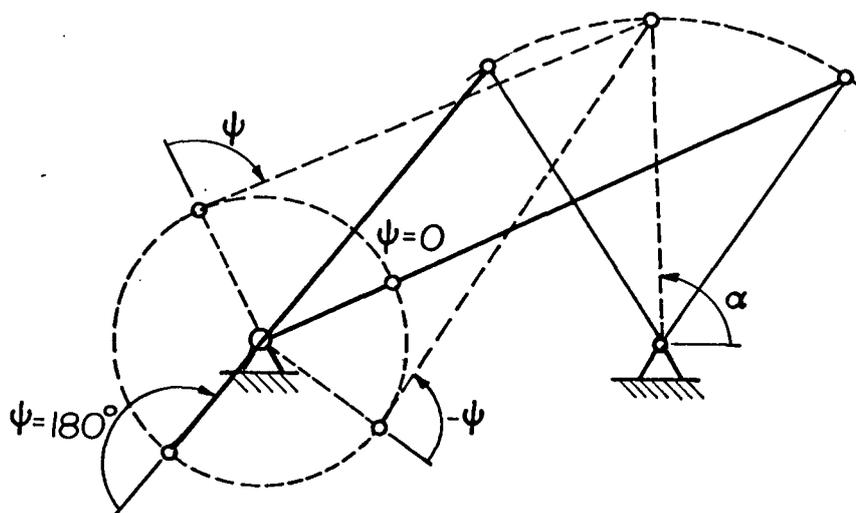


FIG. 4 - Exemplo de uma inversão geométrica sem problema.

A solução deste problema implica, basicamente, em observar o comportamento das posições relativas da barra acopladora e da contra-manivela, indicado pelo ângulo ψ_i , para cada posição de projeto.

Caso o ângulo ψ_{1m} , que representa o deslocamento angular (rotação) máximo entre a barra acopladora e a contra-manivela, seja maior que 180° , haverá o problema da inversão geométrica, visto que o mecanismo deverá ultrapassar as posições $\psi = 0^\circ$ ou $\psi = 180^\circ$, implicando numa mudança de sinal do ângulo ψ .

O problema da inversão geométrica pode, então, ser resolvido em duas etapas. A primeira etapa visa eliminar qualquer possibilidade de ocorrência do problema dependente da localização do pivô móvel da contra-manivela (primeiro pivô móvel), estabelecendo todos os pontos de círculo, cujo ψ_{1m} é menor que 180° .

A segunda etapa da solução consiste em eliminar os pontos de círculo que implicarão no problema da inversão geométrica, dependente da localização do pivô móvel da manivela (segundo pivô móvel), estabelecendo todos os pontos de círculo, cujos ângulos ψ_i do mecanismo resultante nas posições de projeto, possuam o mesmo sinal. Em função do primeiro pivô móvel escolhido, esta etapa utiliza a construção das "retas de Filemon" [3], [5] que dividem o plano acoplador nas "regiões permissíveis" e "regiões não-permissíveis" para a escolha do segundo pivô móvel.

2.2.2 - Inversão geométrica

A curva de pontos de círculo (figura 5) é determinada a partir da curva de pontos de centro, por meio de uma inversão angular em que o plano acoplador, em uma das suas posições de projeto, é tomado como o novo referencial fixo. Os pólos de rotação¹ P_{ij} da curva de pontos de centro corresponderão, então, aos pontos Q'_{ij} da curva de pontos de círculo, e são estes os pontos que delimitam segmentos cuja ordem de rotação do acoplador em relação à contra-manivela, é constante. Continuar-se-á a denominar os elementos do mecanismo conforme a sua concepção inicial, isto é, antes de sua inversão.

¹Ver apêndice I

Os pontos de círculo T_{ij} e U_{ij} são aqueles em que o deslocamento angular ψ_{ij} da barra acopladora relativo à manivela ou contra-manivela, da posição i à posição j , é de 180° |5|. Os segmentos da curva que darão problemas de inversão geométrica inevitáveis, são aqueles em que o ângulo formado pelas posições extremas da barra acopladora em relação à contra-manivela, cujo pivô móvel possui rotação limitada, é maior que 180° |5|. Nestas condições, forçosamente, alguma das posições de projeto estará fora do alcance do movimento do mecanismo montado numa das duas configurações geométricas.

Esta primeira etapa de solução do problema da inversão geométrica restringe-se, então, em determinar os segmentos delimitados por pontos T_{ij} e U_{ij} , onde as posições extremas do acoplador em relação à contra-manivela formam um ângulo menor que 180° .

As posições extremas da barra acopladora em relação à contra-manivela serão sempre posições adjacentes quanto à ordem de rotação relativa destas duas barras. Esta ordem é determinada para cada segmento da curva compreendido entre os pontos Q'_{ij} . Sendo um segmento limitado pelos pontos Q'_{ij} e Q'_{jk} , a ordem de rotação da barra acopladora em relação à contra-manivela será $ijkl$, onde o índice repetido j é a posição intermediária aos outros dois índices, i e k . Para esta ordem, $ijkl$, os índices que caracterizam as posições do plano acoplador, e que, não são consecutivos, são os pares ik e jl , sendo os demais pares adjacentes.

Os pontos T_{ij} e U_{ij} com índices adjacentes quanto à ordem, dividem a curva de pontos de círculo em segmentos em que a rotação máxima da barra acopladora em relação à contra-manivela é maior ou menor que 180° .

Os pontos T_{ij} e U_{ij} cujos índices são não-consecutivos quanto à ordem de rotação da barra acopladora, estão sobre segmentos, delimitados por pontos T_{ij} e/ou U_{ij} com índices adjacentes, em que a rotação máxima da barra acopladora em relação à contra-manivela é maior que 180° (ver figura 5).

Desta forma, a escolha do primeiro pivô móvel do mecanismo, ou seja, do pivô móvel da contra-manivela deverá ser feita sobre o segmento limitado por pontos T_{ij} e/ou U_{ij} com índices adjacentes quanto à ordem e que não contenham pontos T_{ij} ou U_{ij} com

índices não-adjacentes.

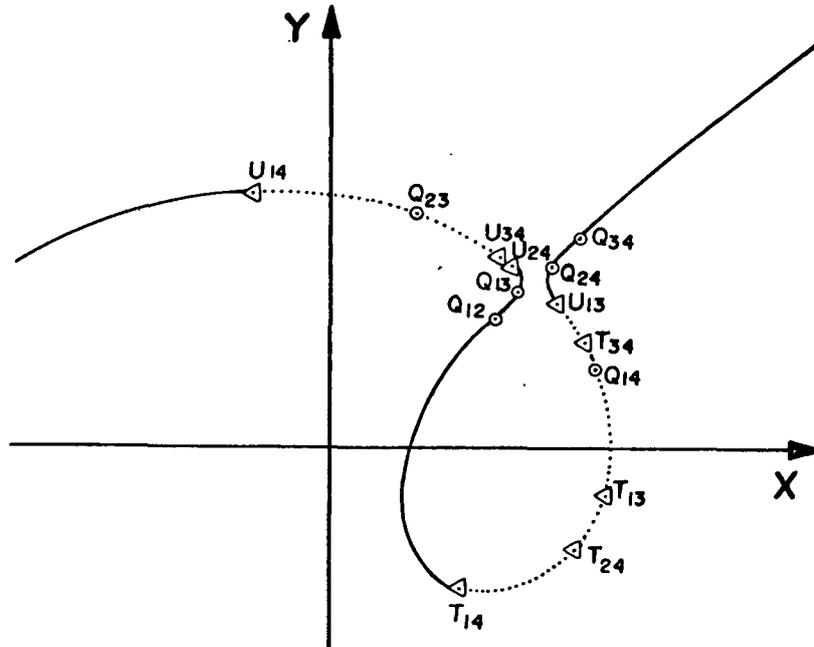


FIG. 5 - Curva de pontos de círculo marcando os segmentos com problemas de inversão ($\psi_{1m} = 180^\circ$).

2.2.3 - Retas de Filemon

Na figura 6 está mostrada uma contra-manivela nas suas quatro posições relativas ao plano acoplador, formando um ângulo ψ_{1i} representando o deslocamento angular entre estas duas barras quando o mecanismo se movimenta da posição 1 à posição i ($i=2,3$ ou 4).

Considera-se que a curva de pontos de círculo foi determinada através de uma inversão angular em que o plano acoplador foi fixado na posição de projeto 1. Fazendo-se uma inversão angular e fixando-se a contra-manivela na posição 1, obtém-se o deslocamento angular máximo ψ_{1m} e a sua posição no plano acoplador referente à contra-manivela C_1O_C , através das rotações $-\psi_{13}$ e $-\psi_{12}$. As retas 1 e m na figura 6, representando, respectivamente, as posições extremas 3 e 2, devido ao deslocamento angular $-\psi_{13}$ e $-\psi_{12}$, vão dividir o plano acoplador nas regiões U e V. Pontos de círculo escolhidos na região V para serem o pivô móvel da manivela do mecanismo resultante, irão resultar no problema da invergeométrica, visto que o ângulo ψ muda de sinal. Porém, pontos es-

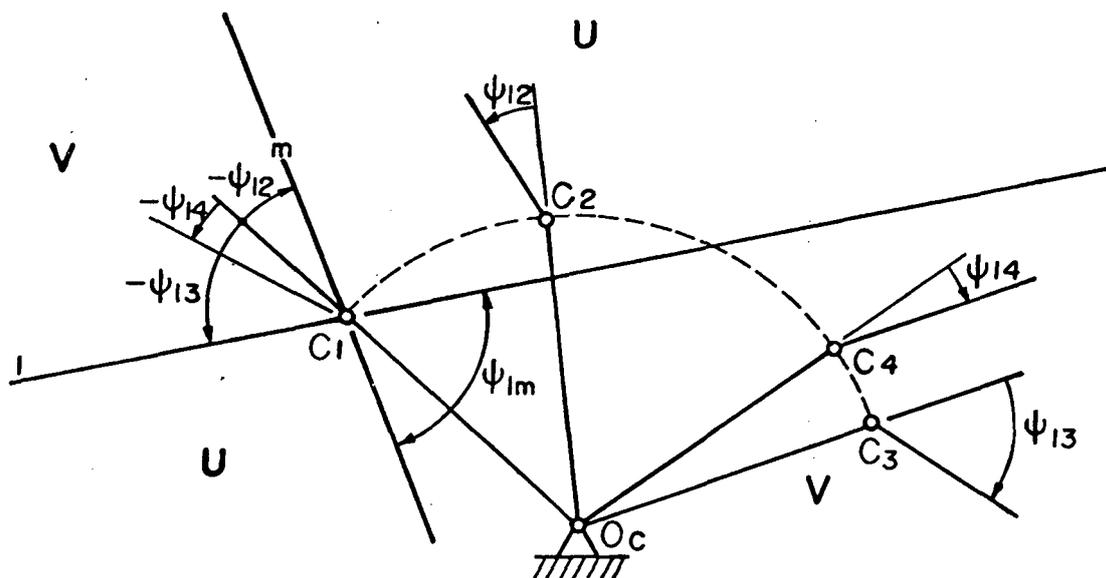


FIG. 6 - Traçado das retas de Filemon.

colhidos na região U, darão mecanismos cujo movimento pelos quatro planos de projeto se dá em uma só configuração geométrica. De nomina-se, então, a região U de "Permissível" e V de "Não-permissível" para a escolha do pivô móvel da manivela.

Se o ângulo ψ_{1m} é maior que 180° , desaparece a região permissível U e não haverá nenhuma mecanismo solução quanto ao problema da inversão geométrica. Como os pivôs móveis C_1 que implicam em um $\psi_{1m} > 180^\circ$, já foram eliminados na primeira etapa, sempre haverá soluções quanto a mecanismos resultantes.

2.3 - O problema da ordem

A ordem de deslocamento do plano acoplador de um mecanismo articulado de quatro barras, resultante da síntese de Burmester, é uma propriedade não garantida ao projetista, o qual deseja que seja aquela previamente especificada.

O estudo, e conseqüentemente, a determinação da ordem do mecanismo a ser gerado, estão baseados no comportamento angular da barra acionante (manivela) em relação à base (barra fixa), pois, possuindo a barra acionante a ordem desejada do seu pivô móvel, quando ela gira em um sentido constante, obrigatoriamente, a barra acopladora possuirá a mesma ordem, visto que esta barra es

tã ligada àquela pelo pivô móvel. Determina-se somente a ordem em relação à barra acionante, porque é esta a barra que, ao girar entre os seus limites (sem retornar), deverá passar através das quatro posições na ordem desejada.

O deslocamento angular da barra acionante em relação à base, quando o mecanismo se movimenta da posição i à posição j , é indicado por ϕ_{ij} . O ângulo ϕ_{ij} é igual a zero nos pontos Q_{ij} da curva de pontos de centro e nos pólos imagem P'_{ij} da curva de pontos de círculo, sendo então estes os pontos característicos que vão delimitar segmentos cuja ordem é constante |3|, |4|.

A solução do problema da ordem resume-se, então, em localizar o segundo pivô móvel em segmentos da curva de pontos de círculo onde a ordem do plano acoplador seja aquela desejada pelo projetista.

Seguindo-se sobre a curva de pontos de círculo, na escolha de um pivô móvel para o mecanismo resultante, toda vez que um pólo imagem P'_{ij} é transposto, ϕ_{ij} sofre uma mudança de sinal, isto é, se a ordem, antes de cruzar o pólo imagem P'_{ij} , é de i a j , quando este é ultrapassado, a ordem passa a ser de j a i . Caso seja escolhido o próprio pólo imagem P'_{ij} como pivô móvel do mecanismo, as posições i e j da barra, acionante ou acionada, serão as mesmas. Conhecendo-se, então, a ordem em um dos seis segmentos em que é dividida a curva de pontos de círculo pelos seus seis pólos imagem, poder-se-á facilmente determinar a ordem dos demais, trocando-se mutuamente as posições indicadas pelos índices dos pólos imagem, limitantes dos segmentos.

É importante considerar que, na determinação da ordem de cada segmento limitado por pólos imagem, quando é encontrado o Ponto de Ball¹, a ordem permanece a mesma, porém, a seqüência é invertida totalmente. Se, por exemplo, a ordem anterior ao ponto de Ball é $ijkl$, após este ponto, ela será $lkji$ ou, como deve ser representado, $ilkj$. Escolhendo-se o ponto de Ball como um pivô móvel do mecanismo, o centro de rotação, correspondente a este pivô, estará localizado no infinito. Esta configuração representa fisicamente um mecanismo de pares deslizantes mostrado na figura 7a. É conveniente ressaltar que nestas condições, como esclarece a figura, as quatro posições do ponto de círculo estão localiza -

¹Ver apêndice I

dos sobre uma reta.

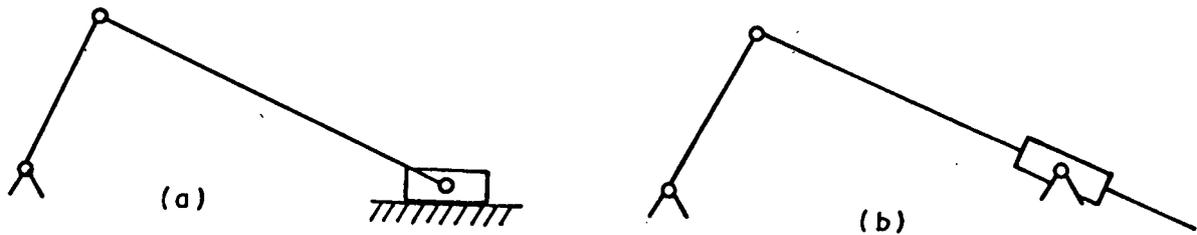


FIG. 7 - Representação geométrica de um mecanismo quando:
 a) o ponto de Ball é escolhido como pivô móvel;
 b) o pivô móvel é escolhido no infinito.

O segmento conveniente para obter-se a ordem, como ponto de partida, é o que se estende ao infinito. Escolhendo-se um ponto de círculo no infinito, o mecanismo resultante terá uma "manivela" de comprimento infinito, cujo deslocamento angular será igual ao da barra acopladora, ambos em relação à base, e sua configuração seria como se manivela e barra acopladora fossem paralelas entre si [4]. Uma interpretação física deste mecanismo pode ser visto na figura 7b. O ponto de centro correspondente ao pivô móvel escolhido no infinito, é o ponto de Ball da curva de pontos

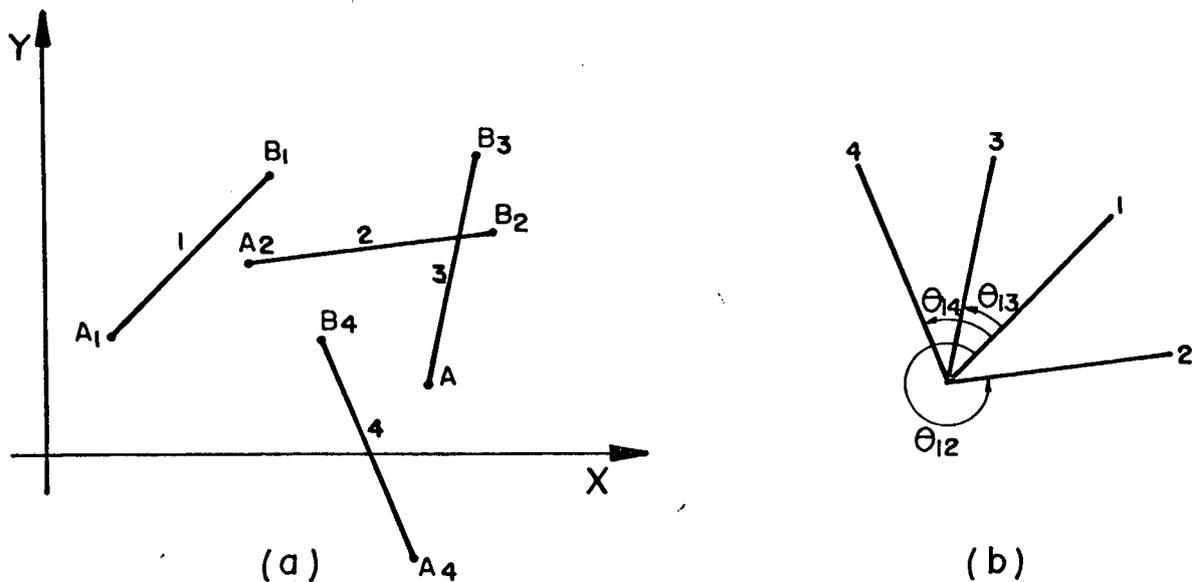


FIG. 8 - Determinação inicial da ordem:

- a) os quatro planos do acoplador projetados com sua ordem desejada;
- b) posição angular relativa entre os quatro planos, cuja ordem crescente de ocorrência é 1342.

de centro. Sabendo-se, então, que, com o giro da manivela, o acoplador se desloca com o mesmo ângulo e no mesmo sentido, a ordem do plano acoplador é aquela estabelecida pelas suas quatro inclinações definidas pelo projetista, ordenando-as de forma crescente ou decrescente, de acordo com o sentido angular adotado. A figura 8 pode ajudar no entendimento da determinação da ordem, quando o ponto de círculo é escolhido no infinito.

Nó caso em que a curva de pontos de círculo se apresenta dividida em dois ramos, o procedimento exposto só será válido para o ramo aberto. A ordem em um segmento do ramo fechado poderá ser conhecida a partir da escolha de três pólos imagem com pares de índices ij , ik , jk , dos quais dois estejam localizados sobre o ramo fechado. O círculo de pólos imagem (figura 9), cuja circunferência passa pelos três pólos, caracteriza uma região no plano em que a ordem do plano acoplador nas posições i , j e k é inversa àquela que ocorre fora do círculo. Conhecendo-se, do ramo aberto, a ordem no infinito, resta descobrir se o segmento limitado pelos dois pólos imagem localizados sobre o ramo fechado é interno ou externo à circunferência dos pólos imagem.

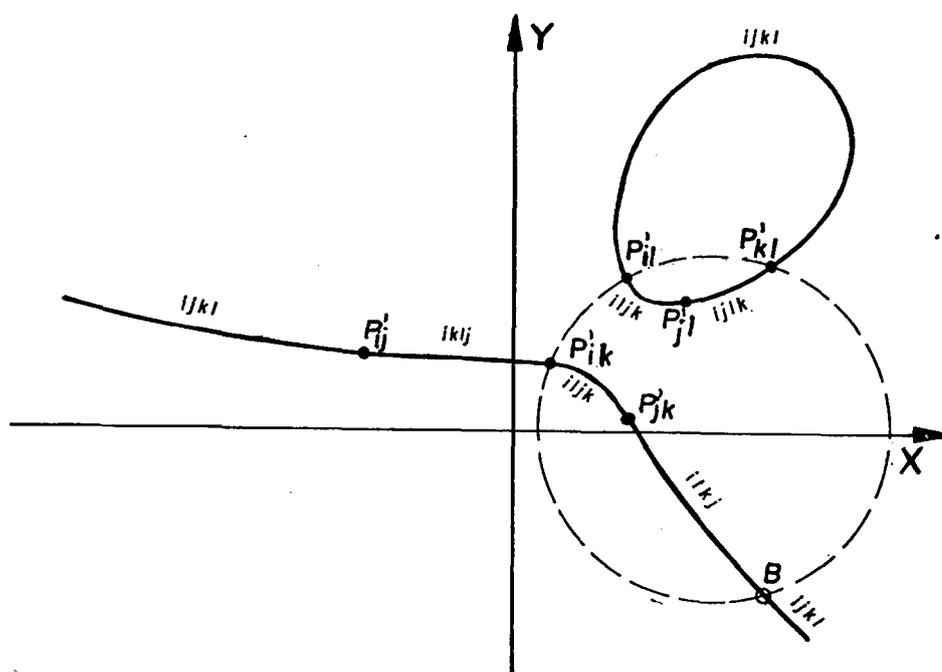


FIG. 9 - Determinação da ordem sobre o ramo fechado da curva de pontos de círculo.

É importante lembrar que a ordem em qualquer segmento limitado por dois pólos imagem é aquela em que a posição indicada pelo índice repetido destes dois pólos é intermediária aos outros dois índices, e que o procedimento descrito acima serve para estabelecer a seqüência correta naquele segmento de curva. Determinada, então, a ordem em um dos três segmentos do ramo fechado, o procedimento para o estabelecimento da ordem nos demais segmentos é análogo ao do ramo aberto.

3 - SÍNTESE ANALÍTICA

3.1 - Introdução

A análise do procedimento geométrico da síntese gráfica de Burmester resultou nas formas algébricas desenvolvidas e que compõem a síntese analítica. Incluídos nesta sistemática de resolução estão a determinação dos pontos característicos, da curva de pontos de círculo, das retas de Filemon e da análise do mecanismo resultante.

Os pontos característicos são determinados neste capítulo, na medida em que eles são necessários na sequência da síntese. Os pólos imagem são essenciais na formulação da equação cúbica da curva de pontos de círculo e na resolução do problema da ordem. Os demais pontos característicos são importantes parâmetros na resolução do problema da inversão geométrica.

Em algumas etapas da síntese de mecanismos, após a determinação algébrica de parâmetros referentes a estas etapas, a síntese consiste num manuseio destas soluções, que, analiticamente são transformadas em expressões lógicas. Esta forma de resolução está contida em um próximo capítulo, onde então são formulados algoritmos que são utilizados na solução computacional.

3.2 - Curva de pontos de círculo

3.2.1 - Introdução

Na síntese de mecanismos ora em questão, são definidas pelo projetista como dados do problema, quatro posições finitamente separadas (4 PFS) de um plano móvel. O plano acoplador do mecanismo a ser gerado deve ocupar, durante o seu ciclo de movimento, as quatro posições pré-estabelecidas deste plano móvel. Estas posições podem ser indicadas definindo-se uma reta deste plano, caracterizado por seus parâmetros lineares e angular com

relação a um referencial fixo, conforme mostra a figura 10. A partir destes parâmetros poderá ser gerado e analisado todo o comportamento da curva de pontos de centro e também da curva de pontos de círculo.

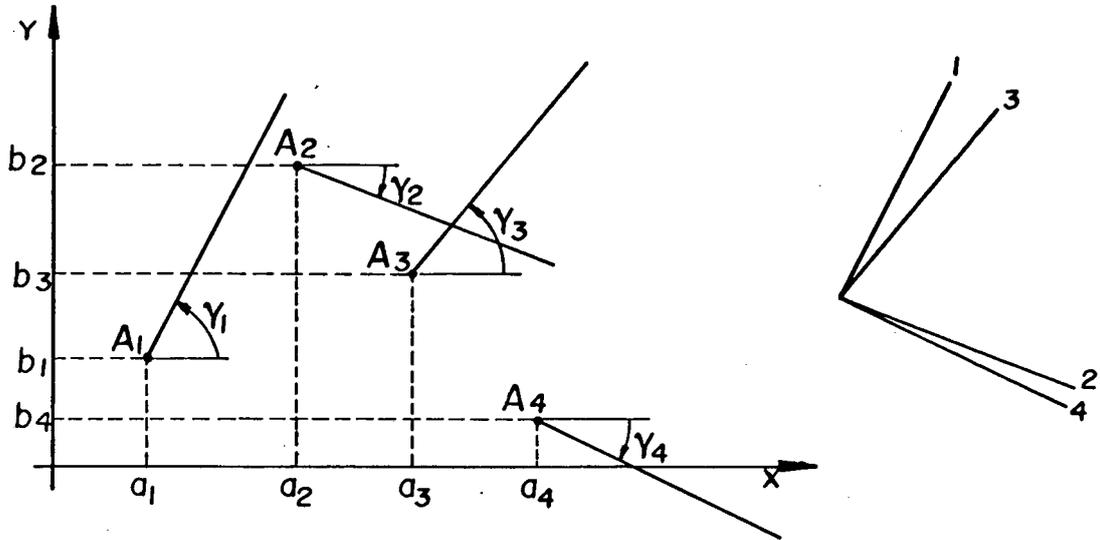


FIG. 10 - Indicação do plano móvel em 4 PFS.

A curva de pontos de círculo será equacionada a partir dos pólos de rotação imagem¹ P'_{ij} pertencentes a um quadrilátero de pólos opostos¹.

Os pólos de rotação imagem podem ser determinados a partir dos pólos de rotação origem P_{ij} que são os centros de rotação do plano móvel quando este se movimenta da posição i à posição j . As coordenadas dos pólos de rotação origem P_{ij} já foram definidas na publicação de referência [8], e são

$$x_{ij} = \frac{a_j - a_i}{2} - \frac{b_j - b_i}{2} \cdot \cotg \frac{\gamma_j - \gamma_i}{2} \quad (1)$$

$$y_{ij} = \frac{b_j - b_i}{2} + \frac{a_j - a_i}{2} \cdot \cotg \frac{\gamma_j - \gamma_i}{2}$$

onde a_i , a_j e b_i , b_j são as coordenadas do ponto A pertencente ao plano móvel, caracterizando os parâmetros lineares da localização

¹Ver apêndice I

dos planos de projeto na posição i e j ; e, γ_i e γ_j são os ângulos que este plano faz com o sistema de coordenadas adotado (Fig.11).

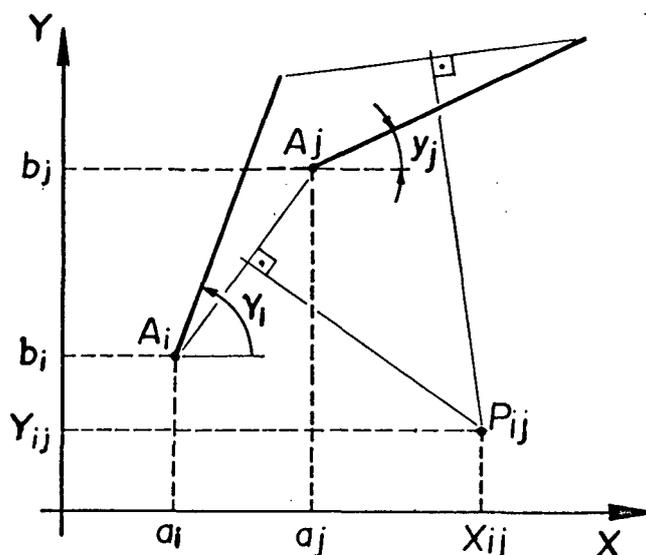


FIG. 11 - Determinação do pólo de rotação P_{ij} .

3.2.2 - Pólos imagem

Na síntese de mecanismos articulados, onde se deve atentar para a escolha e localização dos pontos de círculo do tipo A_i e C_i no plano móvel E_i (Fig. 12), é conveniente considerar [4], [7] a situação em que E é tomado fixo e Σ móvel. Normalmente, o plano E será considerado fixado na posição 1, a primeira das quatro posições previamente projetadas para o plano móvel. Para esta nova configuração haverá também um novo posicionamento dos pólos de rotação, que serão denominados de Pólos Imagem¹.

A inversão a ser realizada, tomando E_i como plano fixo e Σ como plano móvel, traz os pólos P_{jk} , P_{j1} e P_{k1} , fixos em Σ , para novas posições P_{jk}^i , P_{j1}^i e P_{k1}^i , fixos em E_i , que de acordo com as relações angulares do triângulo de pólos¹ [7], é a reflexão daqueles pólos de rotação sobre as retas $P_{ij}P_{ik}$, $P_{ij}P_{i1}$ e $P_{ik}P_{i1}$, respectivamente.

Daqui para a frente, neste trabalho, a notação de um pólo imagem será complementada por um apóstrofe em substituição do índice i que representa o plano móvel fixado na posição i . Então,

¹Ver apêndice I

a imagem do pólo de rotação P_{jk} terá como notação, P'_{jk} .

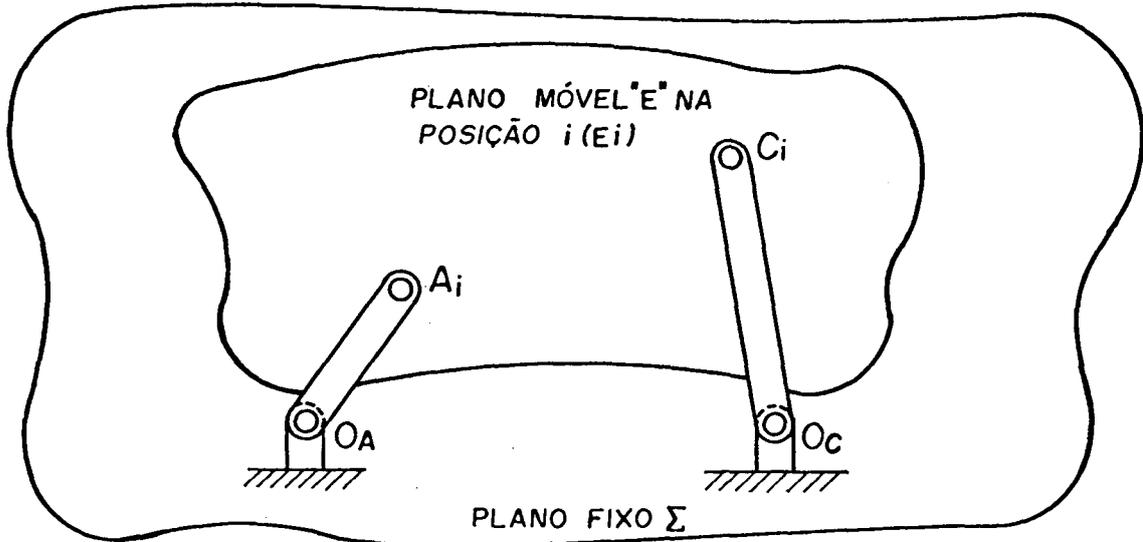


FIG. 12 - Interpretação gráfica da função e localização dos planos Σ e E , e dos pivôs na síntese de mecanismos articulados.

Desta maneira, como mostra a figura 13, determina-se analiticamente o pólo imagem P'_{jk} , fazendo a reflexão de P_{jk} sobre a reta $\overline{P_{ij}P_{ik}}$. Então, seja o ângulo de inclinação desta reta

$$\alpha = \arctg \left(-\frac{A}{B} \right), \quad (2)$$

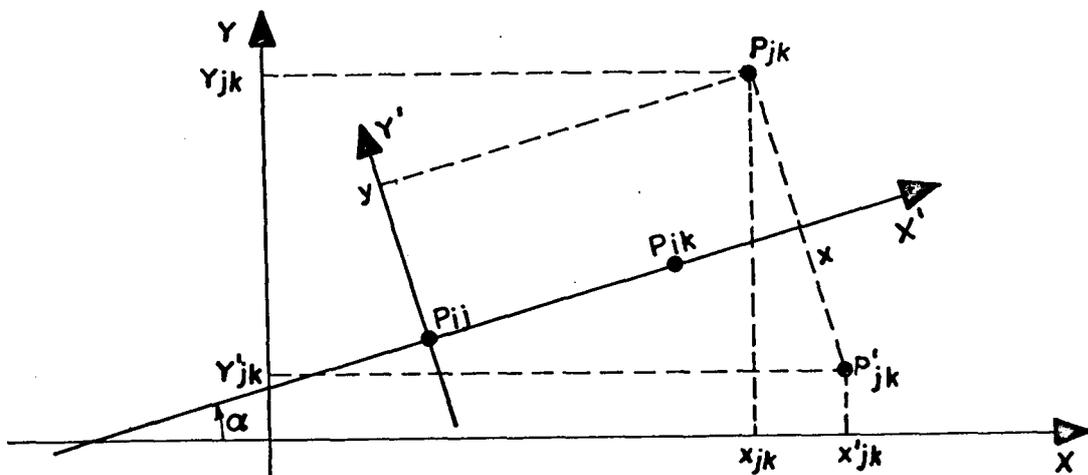


FIG. 13 - Determinação do pólo imagem P'_{jk} .

$$\text{onde } A = y_{ij} - y_{ik}$$

$$B = x_{ik} - x_{ij} ,$$

poderá ser feita uma transformação de coordenadas, onde a reta $\overline{P_{ij}P_{ik}}$ seja o eixo das abscissas e o pólo de rotação P_{ij} seja a origem do novo sistema de coordenadas. Assim, tem-se a localização do pólo de rotação origem $P_{jk}(x_{jk}, y_{jk})$ nas novas coordenadas

$$x = (x_{jk} - x_{ij}) \cdot \cos \alpha + (y_{jk} - y_{ij}) \cdot \sin \alpha \quad (3)$$

$$y = (y_{jk} - y_{ij}) \cdot \cos \alpha - (x_{jk} - x_{ij}) \cdot \sin \alpha$$

Neste sistema de coordenadas, a reflexão se dá pela troca de sinal de y , que, juntamente com a transformação às coordenadas originais, determina-se a localização do pólo imagem P'_{jk} através de

$$x'_{jk} = x \cdot \cos \alpha + y \cdot \sin \alpha + x_{ij} \quad (4)$$

$$y'_{jk} = x \cdot \sin \alpha - y \cdot \cos \alpha + y_{ij}$$

3.2.3 - A cúbica

O lugar geométrico de pontos que podem ser tomados como pivôs móveis do mecanismo a ser determinado a partir das quatro posições estabelecidas do plano acoplador, é a curva de pontos de círculo, cuja equação cúbica é

$$A(x^2+y^2)x + B(x^2+y^2)y + Cx^2 + Dy^2 + Exy + Fx + Gy + H = 0 \quad (5)$$

onde os coeficientes A, B, C, D, E, F, G e H são dependentes da localização dos pólos [2].

Graficamente, a curva cúbica poderá apresentar-se de duas formas gerais: com um único ramo e dividida em dois ramos. Neste último caso, o ramo fechado não possui um ponto de inflexão enquanto que o ramo aberto, para os dois casos, apresenta três pontos de inflexão. As extremidades do ramo aberto estendem-se ao infinito numa direção única, em sentidos opostos e em lados o-

postos da assíntota. A assíntota possui uma disposição tal, que determina somente uma única intersecção com a curva cúbica.

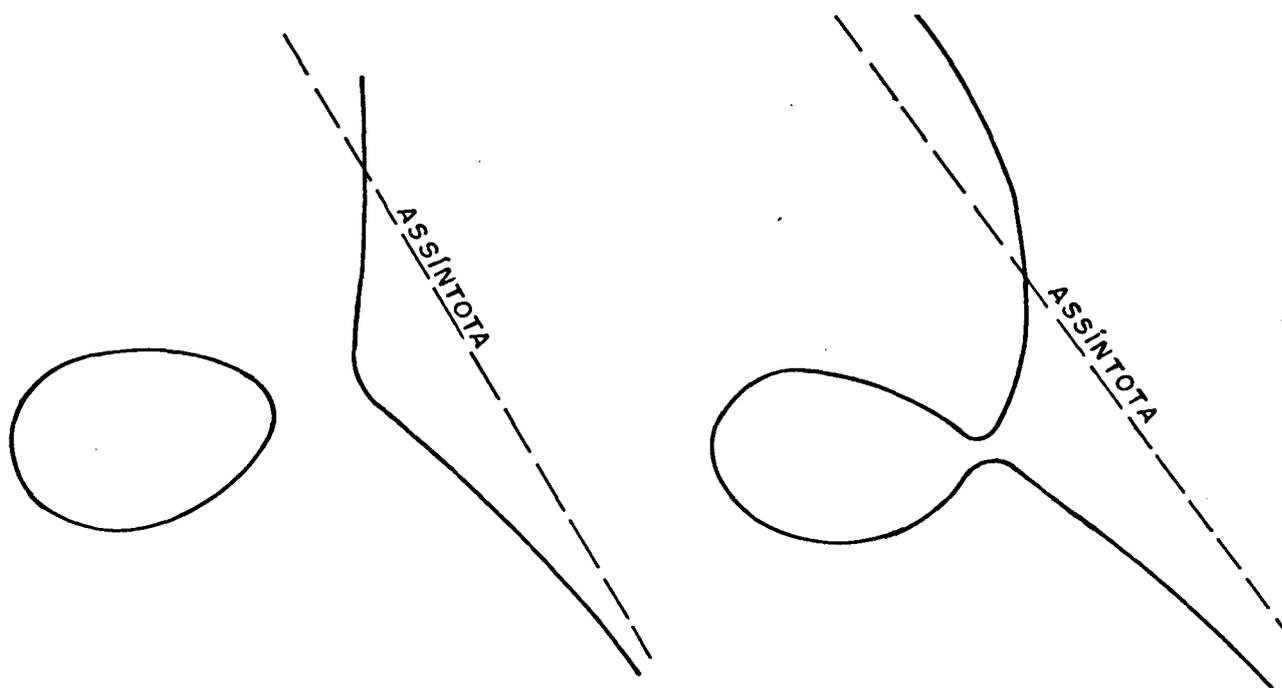


FIG. 14 - Formas gráficas da curva cúbica:

- a) com dois ramos, um aberto e outro fechado;
- b) com um ramo.

Com o objetivo de simplificar o manuseio da equação (5), de forma a identificar pontos com características específicas de ordem e de inversão geométrica, é necessário gerar, ordenadamente, pontos sobre a curva cúbica. Para efetivar este procedimento, torna-se favorável uma reorientação da curva em relação ao sistema de coordenadas adotado, possibilitando, desta maneira, a determinação seqüencial dos pontos. Esta reorientação é tal que a assíntota, característica da curva cúbica, coincida com um dos eixos coordenados do sistema, como mostra a figura 15.

O desenvolvimento algébrico da curva cúbica de pontos de círculo está fundamentado no conceito do quadrilátero de pólos opostos¹ e no teorema IV¹ da síntese de mecanismos de quatro barras [7]. A notação a ser utilizada está baseada na figura 16, que será de auxílio para o entendimento do desenvolvimento algébrico, resultando as seguintes relações angulares:

¹Ver apêndice I

$$\theta_j = \alpha_{kj} - \alpha_{ij}$$

$$\theta_1 = \alpha_{k1} - \alpha_{i1}$$

(6)

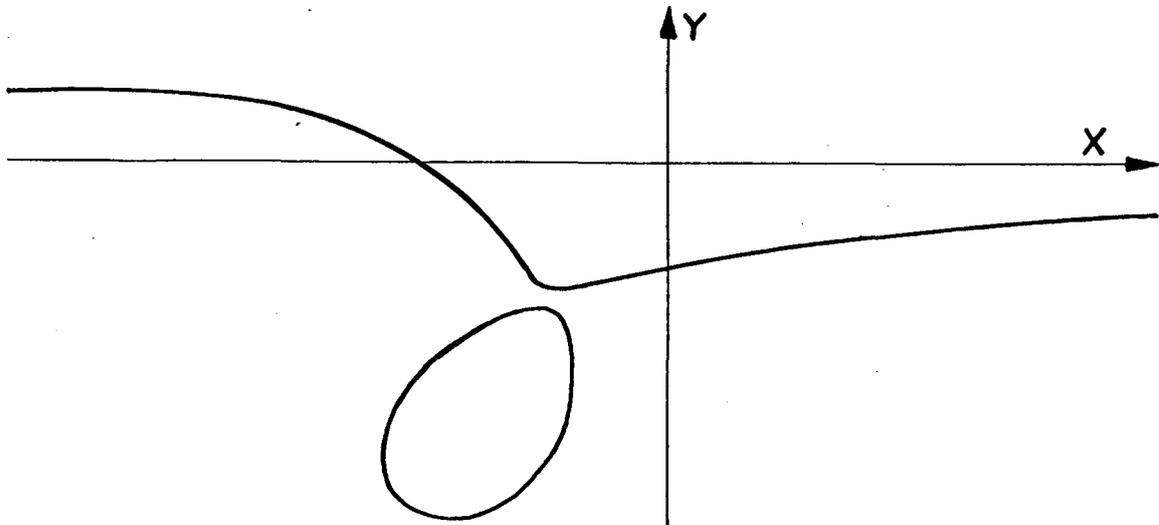


FIG. 15 - Curva cúbica sendo a assíntota coincidente com a abscissa do sistema de coordenadas.

"Qualquer ponto do qual dois lados opostos de um quadrilátero de pólos opostos, aparecem sob ângulos iguais ou ângulos que diferem de 180° , é um ponto de círculo $R(x,y)$ e pertence à curva cúbica" [2]. Por esta razão, então, pode-se afirmar que

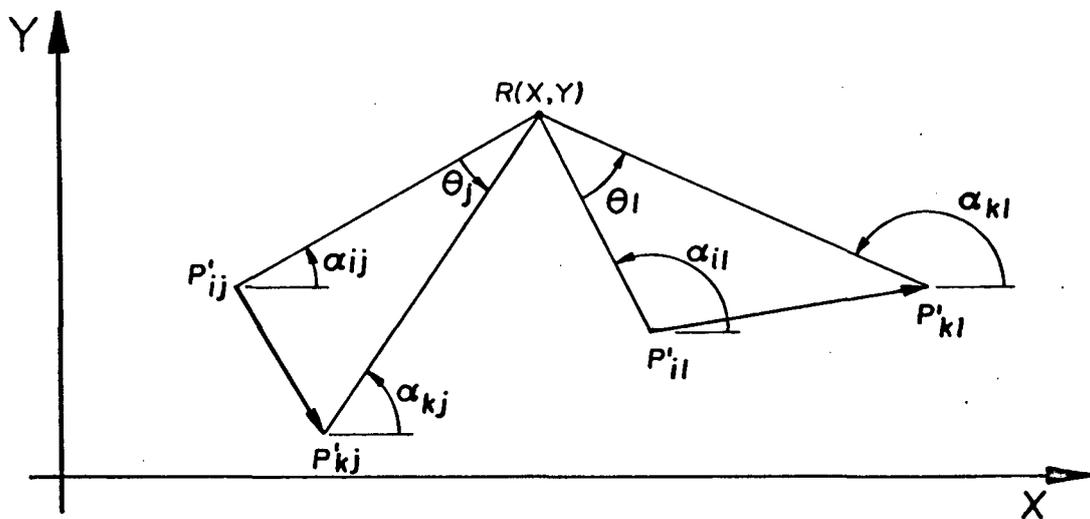


FIG. 16 - Notação gráfica para dedução da forma algébrica da curva de pontos de círculo.

$$\operatorname{tg} \theta_j = \operatorname{tg} \theta_1 \quad (7)$$

e $\operatorname{tg} (\alpha_{kj} - \alpha_{ij}) = \operatorname{tg} (\alpha_{k1} - \alpha_{i1}),$

considerando a equação (6).

Por conveniência, para simplificação e para uma melhor visualização, mudar-se-á, para os próximos passos do desenvolvimento algébrico, a notação dos índices, que permanecerão da seguinte forma:

$$ij = 1 ; kj = 2 ; i1 = 3 \text{ e } k1 = 4$$

Incluindo a nova notação na equação (7),

$$\operatorname{tg} (\alpha_2 - \alpha_1) = \operatorname{tg} (\alpha_4 - \alpha_3),$$

prossegue-se o seu desenvolvimento:

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1}{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_4 - \operatorname{tg} \alpha_3}{1 + \operatorname{tg} \alpha_4 \cdot \operatorname{tg} \alpha_3} \quad (8)$$

$$\frac{\frac{y - y_2}{x - x_2} - \frac{y - y_1}{x - x_1}}{1 + \frac{(y - y_2) \cdot (y - y_1)}{(x - x_2) \cdot (x - x_1)}} = \frac{\frac{y - y_4}{x - x_4} - \frac{y - y_3}{x - x_3}}{1 + \frac{(y - y_4) \cdot (y - y_3)}{(x - x_4) \cdot (x - x_3)}} \quad (9)$$

onde x_n e y_n , para $n = 1, 2, 3$ ou 4 , são as coordenadas dos pólos imagem e, x e y são as coordenadas dos pontos $R(x, y)$ pertencentes à curva de pontos de círculo.

A expressão (9) poderá ser escrita na forma geral da equação cúbica (5):

$$(x^2 + y^2) \cdot (Ax + By) + Cx^2 + Dy^2 + Exy + Fx + Gy + H = 0 \quad (10)$$

onde os coeficientes são:

$$A = (y_1 + y_4) - (y_2 + y_3)$$

$$B = (x_2 + x_3) - (x_1 + x_4)$$

$$C = (x_1 + x_3 + x_4)y_2 - (x_2 + x_3 + x_4)y_1 - (x_1 + x_2 + x_3)y_4 + (x_1 + x_3 + x_4)y_2$$

$$D = (y_2 + y_3 + y_4)x_1 - (y_1 + y_3 + y_4)x_2 - (y_1 + y_2 + y_4)x_3 + (y_1 + y_2 + y_3)x_4$$

$$E = 2(x_1x_4 - x_2x_3 - y_1y_4 + y_2y_3)$$

$$F = y_1y_3y_4 - y_2y_3y_4 - y_1y_2y_3 + y_1y_2y_4 - (x_1x_3 + x_1x_4 + x_3x_4)y_2 + \\ (x_2x_3 + x_2x_4 + x_3x_4)y_1 + (x_1x_2 + x_1x_3 + x_2x_3)y_4 - (x_1x_2 + \\ x_1x_4 + x_2x_4)y_3$$

$$G = x_2x_3x_4 - x_1x_3x_4 + x_1x_2x_3 - x_1x_2x_4 + (y_1y_3 + y_1y_4 + y_3y_4)x_2 - \\ (y_2y_3 + y_2y_4 + y_3y_4)x_1 - (y_1y_2 + y_1y_3 + y_2y_3)x_4 + \\ (y_1y_2 + y_1y_4 + y_2y_4)x_3$$

$$H = x_1x_3x_4y_2 - x_2x_3x_4y_1 - x_1x_2x_3y_4 + x_1x_2x_4y_3 - \\ y_1y_3y_4x_2 + y_2y_3y_4x_1 + y_1y_2y_3x_4 - y_1y_2y_4x_3$$

O passo seguinte da solução desta equação, que consiste na obtenção das raízes, isto é, de pontos sobre a curva de forma seqüencial, é uma transformação de coordenadas, tal que o eixo das abscissas seja paralelo à reta assíntota. A inclinação da

assíntota é determinada com base no quadrilátero de pólos opostos. Considera-se dois lados opostos do quadrilátero como sendo dois vetores direcionados para um mesmo lado adjacente. Transladando-se um dos vetores, tal que as suas origens sejam comuns, a reta que passa pelos extremos destes dois vetores é paralela à assíntota da curva de pontos de círculo, como se verifica na figura 17.

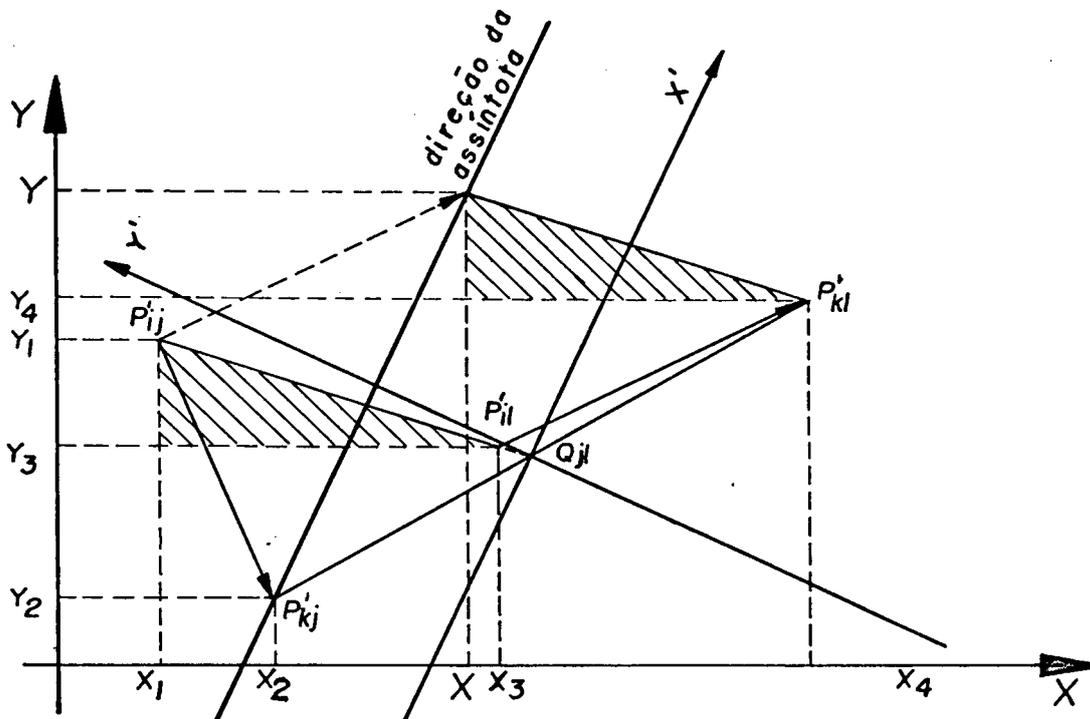


FIG. 17 - Determinação gráfica da inclinação da assíntota.

Matematicamente, isso pode ser expresso da forma exposta a seguir.

A inclinação da assíntota será

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{y - y_2}{x - x_2} \quad (11)$$

onde x_2 e y_2 são as coordenadas do pólo imagem P'_{kj} , e

$$x = x_4 - (x_3 - x_1)$$

$$y = y_4 - (y_3 - y_1)$$

são as coordenadas do ponto P.

Admitindo-se que a nova origem do sistema de coordenadas transformado seja o ponto Q'_{j1} , interseção das retas formadas pelos lados $P'_{ij}P'_{il}$ e $P'_{kj}P'_{kl}$, as seguintes igualdades serão satisfeitas [2]:

$$\frac{x_2}{y_2} = \frac{x_4}{y_4} \quad \text{ou} \quad x_2 y_4 = x_4 y_2$$

e

$$\frac{x_3}{y_3} = \frac{x_1}{y_1} \quad \text{ou} \quad x_1 y_3 = x_3 y_1$$
(12)

o que pode ser verificado na figura 17. Considerando, neste ponto, que o eixo x seja tomado paralelo à assíntota, as projeções dos lados opostos do quadrilátero de lados opostos no eixo das ordenadas são iguais, isto é,

$$y_4 - y_3 = y_2 - y_1$$
(13)

Com estas igualdades simplificadoras, os coeficientes da equação (5) serão

$$\begin{aligned} A1 &= 0 \\ B1 &= (x_2 + x_3) - (x_1 + x_4) \\ C1 &= (y_3 - y_1) \cdot (x_4 - x_3 + x_2 - x_1) \\ D1 &= (y_2 + y_4) \cdot (x_1 - x_3) + (y_1 + y_3) \cdot (x_4 - x_2) \\ E1 &= 2 (x_1 x_4 - x_2 x_3 - y_1 y_4 + y_2 y_3) \\ F1 &= (y_1 - y_3) \cdot (x_2 x_4 - x_1 x_3 + y_2 y_4 - y_1 y_3) \\ G1 &= (x_3 - x_1) \cdot (x_2 x_4 + y_2 y_4) + (x_2 - x_4) \cdot (x_1 x_3 + y_1 y_3) \\ H1 &= 0 \end{aligned}$$
(14)

Desta forma, a equação cúbica (5) resultará como

$$B1 \cdot y \cdot (x^2 + y^2) + C1 \cdot x^2 + D1 \cdot y^2 + E1 \cdot x \cdot y + F1 \cdot x + G1 \cdot y = 0$$
(15)

Torna-se necessário conhecer a interseção da assíntota com o eixo das ordenadas. Colocando a equação (15) na forma

$$B1 \cdot y + \frac{C1 \cdot x^2 + D1 \cdot y^2 + E1 \cdot x \cdot y + F1 \cdot x + G1 \cdot y}{x^2 + y^2} = 0 \quad (16)$$

e arbitrando um valor de x muito grande em relação a y , tem-se

$$B1 \cdot y = -C1 \quad (17)$$

e
$$y = -\frac{C1}{B1}$$

será, então, a distância do eixo x à assíntota.

A equação cúbica, cuja posição da assíntota em relação ao sistema de coordenadas cartesianas coincide com a abscissa, possui os seguintes coeficientes:

$$\begin{aligned} A2 &= 0 \\ B2 &= B1 \\ C2 &= B1 \cdot Y + C1 \\ D2 &= 3 \cdot B1 \cdot Y + D1 \\ E2 &= E1 \\ F2 &= E1 \cdot Y + F1 \\ G2 &= 3 \cdot B1 \cdot Y^2 + 2 \cdot D1 \cdot Y + G1 \\ H2 &= B1 \cdot Y^3 + D1 \cdot Y^2 + G1 \cdot Y \end{aligned} \quad (18)$$

onde Y é a interseção da assíntota com o eixo y' dado pela equação (17), conforme pode ser visto na figura 18.

Arbitrando-se valores a y na equação cúbica (5) de coeficientes $A2$, $B2$, $C2$, $D2$, $E2$, $F2$, $G2$ e $H2$ indicados em (18), aquela se reduz a uma equação quadrática do tipo

$$Px^2 + Qx + R = 0 \quad (19)$$

onde,

$$\begin{aligned} P &= B2 \cdot y \\ Q &= E2 \cdot y + F2 \\ R &= B2 \cdot y^3 + D2 \cdot y^2 + G2 \cdot y + H2 \end{aligned}$$

Atribuindo valores a y , da equação (19) resultarão duas raízes

$(x_1$ e x_2), que, juntamente com y , correspondem a dois pontos pertencentes à curva cúbica. Arbitrando-se, então, valores incrementais a y , consegue-se, por um procedimento adequado, localizar pontos sobre a curva de pontos de círculo de uma forma sequencial. Uma vez armazenados ordenadamente em uma matriz as coordenadas destes pontos, poder-se-á introduzir e ordenar os pontos P'_{ij} , Q'_{ij} , T_{ij} e U_{ij} , de acordo com a sua ocorrência na matriz formada.

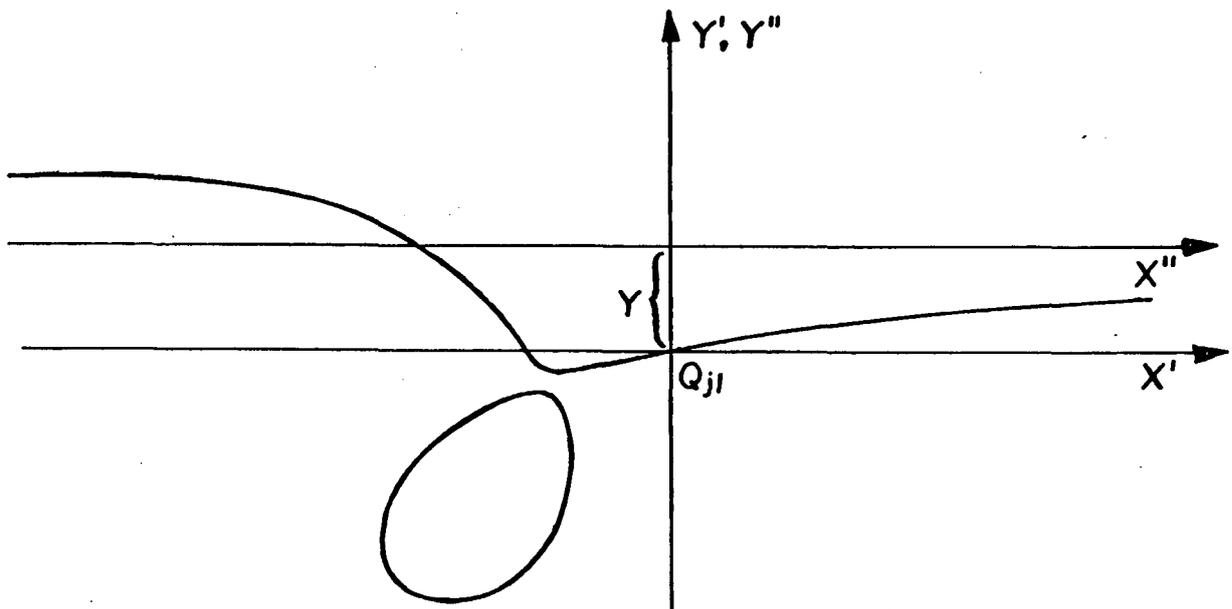


FIG. 18 - Segunda mudança de coordenadas, onde a abscissa coincide com assíntota.

3.3 - Problema da inversão geométrica

3.3.1 - Introdução

Determinada a equação da cúbica referente à curva de pontos de círculo, e, obtidos os pontos sobre a curva de forma sequencial, é necessário para a resolução do problema da inversão geométrica, determinar a localização dos pontos característicos Q'_{ij} , T_{ij} e U_{ij} , que serão fundamentais no estabelecimento dos segmentos onde o deslocamento angular ψ_{1m} do acoplador relativo à contra-manivela é menor que 180° . Estes segmentos, conforme visto no subcapítulo 2.2.2, são os lugares geométricos onde poderá

ser escolhido o primeiro pivô móvel do mecanismo.

Os pontos Q'_{ij} , T_{ij} e U_{ij} serão determinados a seguir, porém, a sua aplicação no estabelecimento dos segmentos permissíveis quanto à inversão geométrica, é determinada através de algoritmos constituídos de expressões lógicas e que serão expostos em capítulo posterior.

3.3.2 - Pontos Q'

Os pontos Q'_{ij} , pertencentes à curva de pontos de círculo, são os correspondentes aos pólos de rotação da curva de pontos de centro e representam a situação em que o deslocamento angular ψ_{ij} do plano acoplador relativo à contra-manivela (ou manivela) é igual a zero [3]. Os pontos Q'_{ij} são obtidos através da intersecção das retas definidas pelos lados opostos do quadrilátero de pólos opostos $P'_{ik}P'_{jk}P'_{jl}P'_{il}$, como ilustrado na figura 19.

Considerando que

$$Ax_{ij} + By_{ij} + C = 0 \quad (20)$$

$$Dx_{ij} + Ey_{ij} + F = 0$$

sejam as equações gerais das retas $\overline{P'_{ik}P'_{jk}}$ e $\overline{P'_{il}P'_{jl}}$, respectivamente, as coordenadas do ponto Q'_{ij} , comum às duas retas, serão dadas por

$$y_{ij} = \frac{AF - DC}{BD - AE} \quad (21)$$

$$x_{ij} = \frac{By_{ij} + C}{A},$$

onde

$$A = y_{jk} - y_{ik}$$

$$B = x_{ik} - x_{jk}$$

$$C = x_{jk} y_{ik} - x_{ik} y_{jk}$$

$$D = y_{jl} - y_{il}$$

$$E = x_{il} - x_{jl}$$

$$F = x_{jl} y_{il} - x_{il} y_{jl}$$

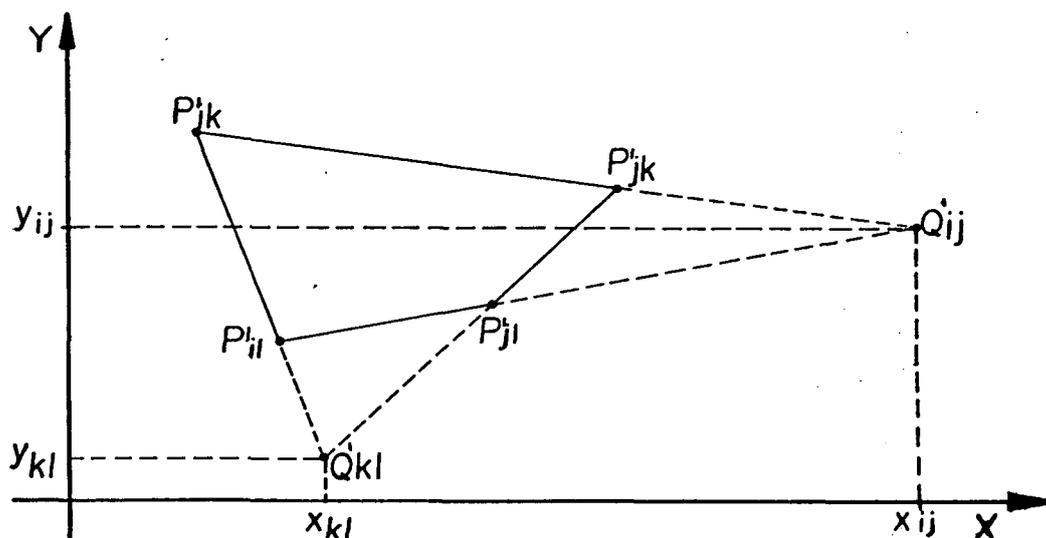


FIG. 19 - Determinação dos pontos Q'.

3.3.3 - Pontos T e U

Os pontos T_{ij} e U_{ij} definem pontos de círculo em que o deslocamento angular ψ_{ij} do plano acoplador em relação à contra-manivela é 180° , e são determinados através das intersecções de duas circunferências, cujos diâmetros são os lados opostos $\overline{P'_{ik}P'_{jk}}$ e $\overline{P'_{il}P'_{jl}}$ do quadrilátero de pólos opostos $P'_{ik}P'_{jk}P'_{il}P'_{jl}$ (fig. 20). Desta forma, é estabelecido um sistema de duas equações, das duas circunferências,

$$x_{ij}^2 - 2x_{ij}x_1 + x_1^2 + y_{ij}^2 - 2y_{ij}y_1 + y_1^2 = r_1^2 \quad (22)$$

$$x_{ij}^2 - 2x_{ij}x_2 + x_2^2 + y_{ij}^2 - 2y_{ij}y_2 + y_2^2 = r_2^2$$

onde $C_1(x_1, y_1)$, $C_2(x_2, y_2)$ e r_1 , r_2 são os centros e os raios das circunferências, respectivamente.

A solução do sistema dado na expressão (22) é a equação da reta que passa pelos outros pontos de intersecção das duas circunferências, com os coeficientes

$$\begin{aligned}
 A &= 2 (x_2 - x_1) \\
 B &= 2 (y_2 - y_1) \\
 C &= x_1^2 - x_2^2 + y_1^2 - y_2^2 + r_2^2 - r_1^2
 \end{aligned}
 \tag{23}$$

Um novo sistema de equações é, então, formado com a equação de uma das circunferências:

$$Ax_{ij} + By_{ij} + C = 0 \tag{24}$$

$$(x_{ij} - x_i)^2 + (y_{ij} - y_i)^2 = r_i^2$$

resultando a equação quadrática

$$Py^2_{ij} + Qy_{ij} + R = 0 \tag{25}$$

onde, $P = \left(\frac{B}{A}\right)^2 + 1$

$$Q = 2 \left[\frac{B}{A} \left(\frac{C}{A} + x_i \right) - y_i \right]$$

$$R = \left(\frac{C}{A}\right)^2 + \frac{2 C x_i}{A} + x_i^2 + y_i^2 - r_i^2$$

são os coeficientes do polinômio.

Os dois pontos de intersecção T_{ij} e U_{ij} são, então, definidos pelas coordenadas dadas por

$$\begin{aligned}
 y_{ij} &= \frac{-Q \pm \sqrt{Q^2 - 4PR}}{2P} \\
 x_{ij} &= -\frac{B \cdot y_{ij} + C}{A}
 \end{aligned}
 \tag{26}$$

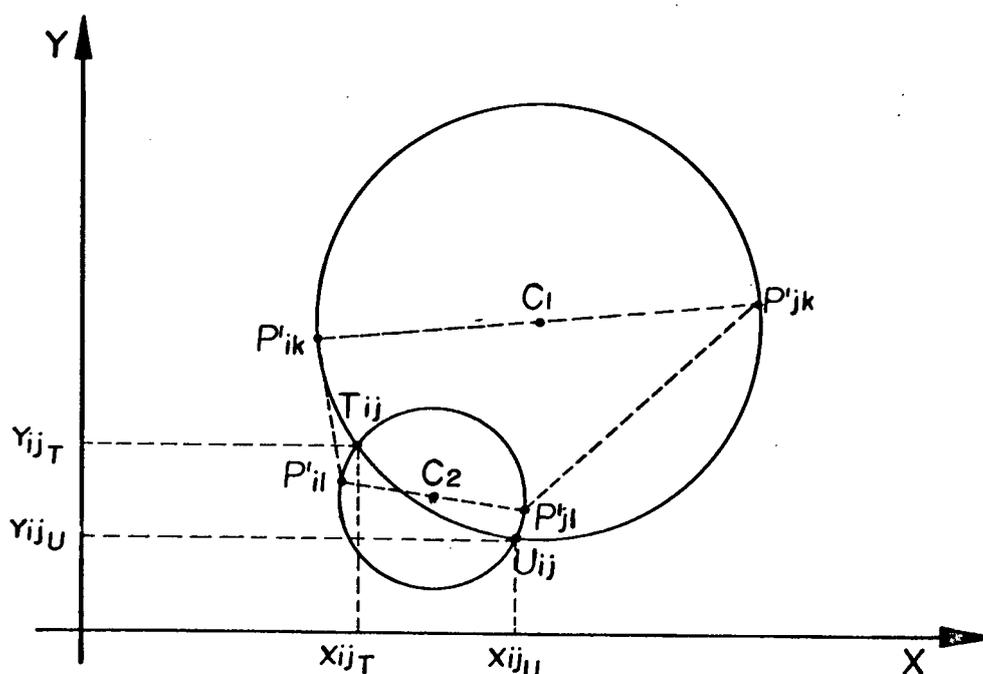


FIG. 20 - Determinação dos pontos T_{ij} e U_{ij} .

Há casos em que as raízes do polinômio são imaginárias, fato que ocorre quando as duas circunferências não se interceptam.

3.3.4 - Retas de Filemon

Determinados analiticamente os pontos característicos e a curva de pontos de círculo, é neste instante, na seqüência da síntese de mecanismos, que serão determinados, em uma primeira etapa do problema da inversão geométrica, os segmentos em que o ângulo ψ_{1m} é menor que 180° . O procedimento de resolução desta etapa está descrito no capítulo 4.

Conhecendo-se os segmentos especificados acima, há condições, então, de escolher-se um ponto de círculo para o pivô móvel $C_1(x_1, y_1)$ da contra-manivela. Determinando-se a localização deste ponto nas demais posições projetadas do plano acoplador, é possível localizar o pivô fixo $C_0(x_0, y_0)$ da contra-manivela;

$$x_0 = \frac{b_2 - b_1}{m_1 - m_2} \quad (27)$$

$$y_0 = m_1 x_0 + b_1$$

onde m_1 , b_1 e m_2 , b_2 são os coeficientes das mediatrizes das retas $C_1 C_2$ e $C_1 C_3$, respectivamente; e, estabelecer o comprimento dessa barra ,

$$R = \sqrt{(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2} \quad (28)$$

onde (x_i, y_i) representa o ponto C_i .

A figura 21 mostra a contra-manivela R determinada em uma das quatro posições de projeto. O segmento de reta D;

$$D = \sqrt{(a_i - x_i)^2 + (b_i - y_i)^2}, \quad (29)$$

onde $A_i(a_i, b_i)$ é o parâmetro linear da localização do plano acoplador na posição i; caracteriza o próprio plano acoplador, cuja posição angular relativa à contra-manivela é indicada pelo ângulo

$$\psi_i = \pi - \arccos \frac{D^2 + R^2 - H^2}{2DR} \quad (30)$$

onde $H = \sqrt{(x_0 - a_i)^2 + (y_0 - b_i)^2}$.

A posição angular da contra-manivela R em relação ao sistema de coordenadas referencial é dado pelo ângulo θ , determinado por

$$\theta = \arccos \frac{x_i - x_0}{R}, \quad (31)$$

ou o seu replemento, i. e., $\theta' = 2\pi - \theta$, quando o valor de y_{ij} é

menor que y_0 .

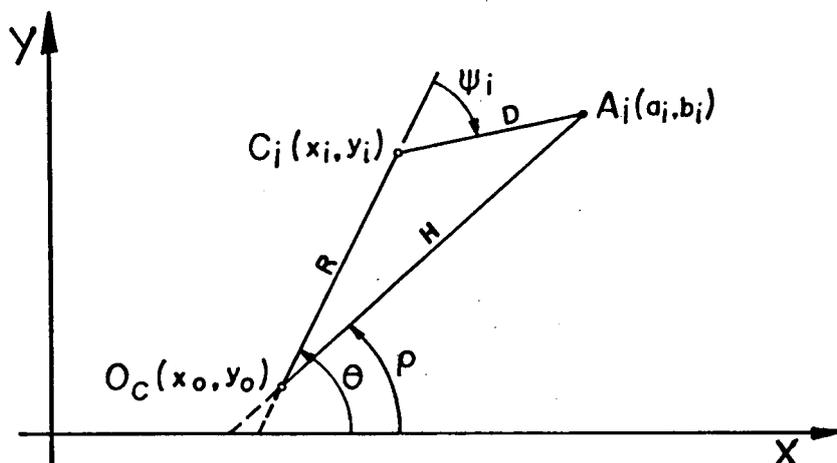


FIG. 21 - Localização da contra-manivela na posição i em relação ao sistema de coordenadas e ao plano acoplador, caracterizado pelo segmento de reta D .

Da mesma maneira é determinado ρ , que é o ângulo formado pelo lado H do triângulo $\Delta C_i A_i O_C$, em relação ao sistema de coordenadas referencial:

$$\rho = \arccos \frac{a_i - x_0}{H} \quad (32)$$

ou o seu implemento $\rho' = 2\pi - \rho$, quando o valor de b_i é menor que y_0 .

O balancim R é visto, na figura 22, nas suas quatro posições relativas às posições de projeto do plano acoplador, denotados pelos ângulos ψ_i .

Por convenção foi adotado como positivo o sentido horário da posição angular ψ_i . Para definição do sinal deste ângulo, vale o critério apresentado no quadro 1 segundo as figuras 21 e 22.

Os ângulos ψ_{ij} são os deslocamentos angulares da contra-manivela em relação à barra acopladora, quando o mecanismo se movimenta da posição i à posição j . As retas de Filemon são determinadas a partir do menor e maior valor de ψ_{ij} ($j = 1, 2, 3, 4$), i. e., pelos deslocamentos angulares mínimo (ou máximo negativo) e

máximo a partir da posição 1, plano tomado como referência na inversão angular.

Quadro 1 - Critério para definição analítica do sinal de ψ_i .

SINAL DE ψ_i	CRITÉRIO	
	$\rho > \theta$	$\theta < \rho$
Positivo	$ \theta - \rho > 180^\circ$	$ \theta - \rho < 180^\circ$
Negativo	$ \theta - \rho < 180^\circ$	$ \theta - \rho > 180^\circ$

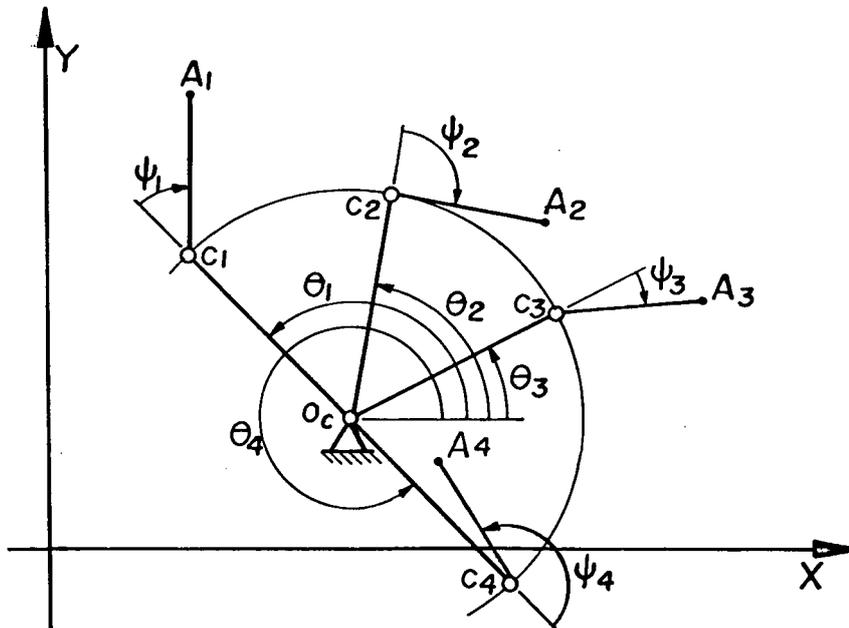


FIG. 22 - Contra-manivela R escolhida, representada em suas quatro posições de projeto e em relação a um ponto conhecido do plano acoplador.

Os deslocamentos angulares

$$\psi_{1j} = \psi_j - \psi_1, \quad (33)$$

onde ψ_j provém da equação (30), estão representados na figura 23. Adota-se o critério do quadro 2, no objetivo de restringir ψ_{1j} em

tre -180° e $+180^\circ$,

Quadro 2 - Critério para estabelecimento analítico da restrição $-180^\circ < \psi_{1j} < 180^\circ$.

CONDIÇÃO	ψ_{1j}
$\psi_{1j} < -180^\circ$	$\psi_{1j} + 2\pi$
$-180^\circ < \psi_{1j} < 180^\circ$	ψ_{1j}
$\psi_{1j} > 180^\circ$	$\psi_{1j} - 2\pi$

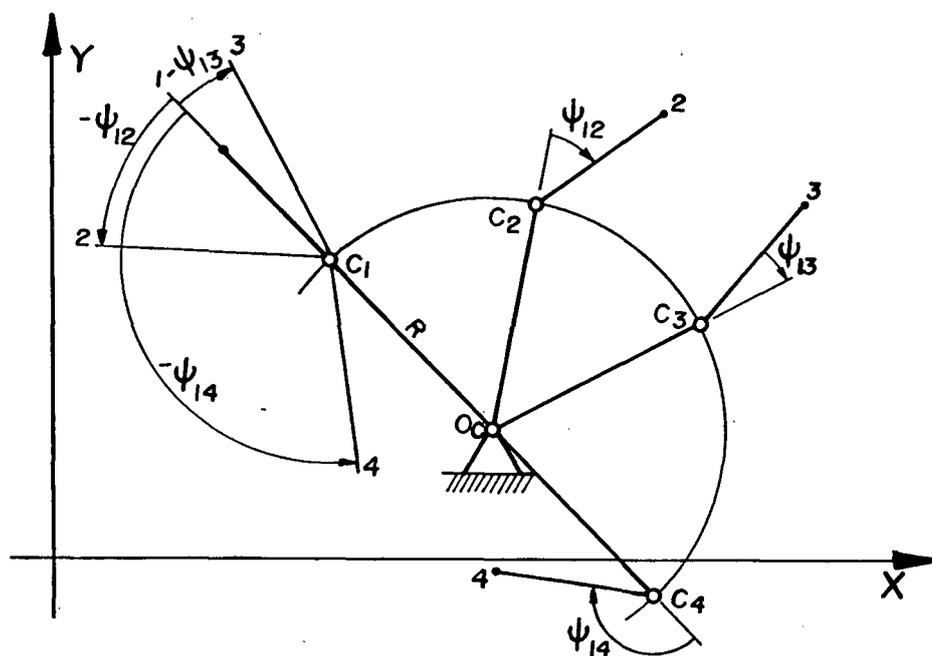


FIG. 23 - Deslocamento angular entre contra-manivela e plano acoplador em relação à primeira posição de projeto.

As inclinações das retas de Filemon em relação ao sistema de coordenadas referencial, será dado por

$$m_1 = \operatorname{tg} \phi_1 \quad (34)$$

$$m_m = \operatorname{tg} \phi_m$$

onde $\phi_1 = \theta_1 + \psi_{1j_{\text{menor}}}$

$$\phi_m = \theta_1 + \psi_{1j_{\text{maior}}}$$

e o índice 1 corresponde à posição do plano acoplador utilizado como referência na determinação da curva de pontos de círculo. Sabendo-se que estas retas se interceptam no ponto de círculo $C_1(x_1, y_1)$, as respectivas equações destas retas serão:

$$y = m_1 x + b_1 \quad (35)$$

$$y = m_m x + b_m$$

onde $b_1 = y_1 - m_1 x_1$

e $b_m = y_1 - m_m x_1$.

O ângulo compreendido entre as retas de Filemon, da região V é dado por

$$\psi_{1m} = \psi_{1j_{\text{maior}}} - \psi_{1j_{\text{menor}}} \quad (36)$$

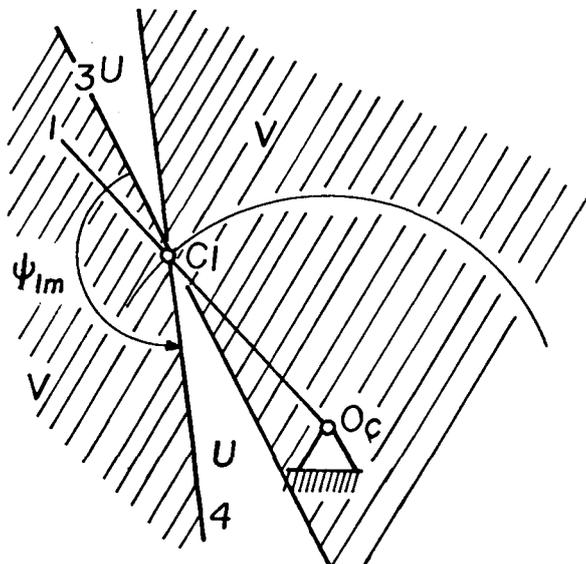


FIG. 24 - Regiões U e V definidas pelo traçado das retas de Filemon.

As retas de Filemon dividem o plano em duas regiões, referidas por U e V na figura 24. Pontos de círculo, na seleção do segundo pivô móvel, escolhidos na região U resultarão em mecanismos que, movimentando-se em uma das configurações geométricas, conseguem alcançar as quatro posições de projeto.

3.4 - O problema da ordem

A solução do problema da ordem está fundamentada na determinação da localização dos pólos imagem e, subseqüentemente, no estudo de cada segmento da curva de pontos de círculo limitados por estes pólos. A determinação dos pólos imagem já foi demonstrada quando da determinação analítica da curva de pontos de círculo, e as suas coordenadas estão na equação (4), como segue:

$$x'_{jk} = x \cdot \cos \alpha + y \cdot \sin \alpha + x_{ij}$$

$$y'_{jk} = x \cdot \sin \alpha - y \cdot \cos \alpha + y_{ij} ,$$

onde x e y são as coordenadas do pólo de rotação origem P_{jk} no sistema de coordenadas transformado em que P_{ij} é a origem e P_{ik} é outro ponto da abscissa, formando um ângulo α com o sistema de coordenadas referencial da síntese de mecanismos (figura 13).

Um outro ponto de círculo importante, porém não essencial na solução do problema da ordem, é o ponto de Ball que indicará a seqüência correta da manivela (ou contra-manivela) em relação a barra fixa.

O ponto de Ball é a quarta intersecção da curva de pontos de círculo com a circunferência que passa pelos três pólos imagem P'_{ij} , P'_{jk} e P'_{ik} ; e pode ser determinado pela nova intersecção de duas circunferências referentes a dois círculos de pólos imagem formados pelos triângulos de pólos imagem P'_{ij} , P'_{ik} , P'_{jk} e P'_{ik} , P'_{i1} , P'_{k1} . Como pode ser visto na figura 25, o ponto de Ball é a reflexão do pólo imagem, comum aos dois triângulos de pólos imagem, sobre a reta que passa pelos centros de circunferência dos círculos de pólos respectivos.

A solução analítica adotada é semelhante à determinação dos pólos imagem, e as coordenadas do ponto de Ball serão

$$x_B = x \cdot \cos \alpha + y \cdot \sin \alpha + x_1 \quad (37)$$

$$y_B = x \cdot \sin \alpha - y \cdot \cos \alpha + y_1$$

onde $x = (x'_{ik} - x_1) \cdot \cos \alpha + (y'_{ik} - y_1) \cdot \sin \alpha,$

$$y = (y'_{ik} - y_1) \cdot \cos \alpha - (x'_{ik} - x_1) \cdot \sin \alpha,$$

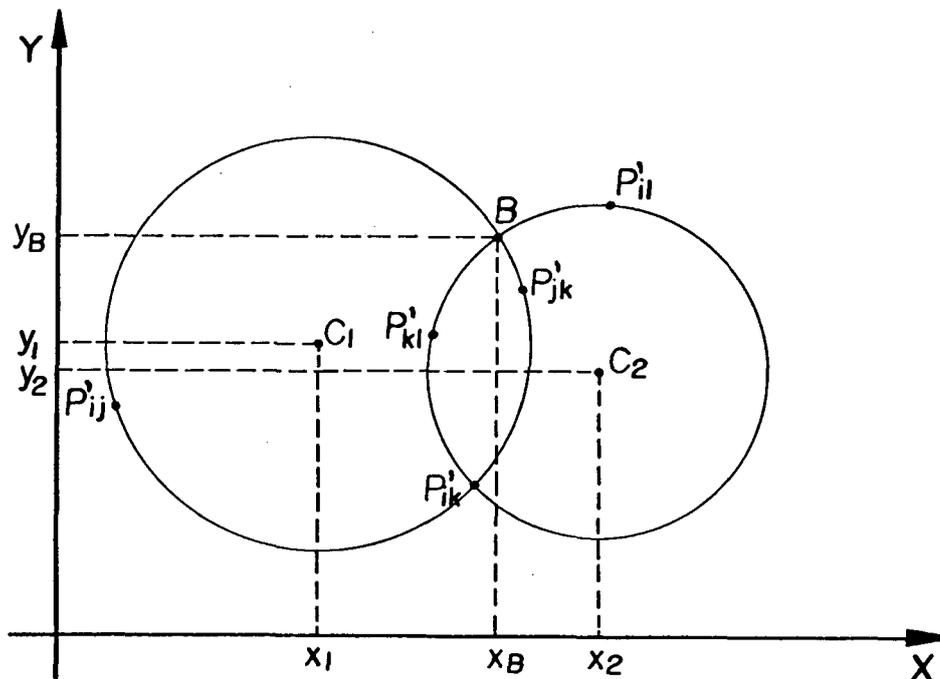


FIG. 25 - Determinação do ponto de Ball.

$$\alpha = \arctg \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1},$$

$C_1(x_1, y_1)$ e $C_2(x_2, y_2)$ são os centros das circunferências dos dois círculos de pólos imagem adotados e $P'_{ik}(x'_{ik}, y'_{ik})$ é o pólo imagem comum.

Determinadas as coordenadas do ponto de Ball e dos pólos imagem, são estes últimos que serão usados para a obtenção analítica dos segmentos de ordem desejada, após serem locadas as suas posições relativas na curva de pontos de círculo. Esta exposição está contida em capítulo posterior, por se tratar de uma solução preferencialmente lógica compondo algoritmos especiais para posterior implantação em um programa computacional.

3.5 - Análise do mecanismo resultante

Tanto na escolha do primeiro, como do segundo pivô móvel do mecanismo, os pivôs fixos correspondentes poderão ser determinados através da aplicação das propriedades do triângulo de pólos origem.

Realiza-se a reflexão do ponto de círculo escolhido, sobre o lado $\overline{P_{ij}P_{ik}}$ do triângulo de pólos, onde o índice comum representa a posição do plano de projeto tomado como referência para a determinação da curva de pontos de círculo. Esta reflexão define o ponto cardinal¹ C_g , o qual, refletido sobre os outros lados do triângulo, define o pivô móvel em mais outras duas posições.

Os pontos definidos por reflexões são determinados pela equação (4), utilizada na determinação dos pólos imagem.

Determinadas três posições de cada pivô móvel escolhido, é possível encontrar-se o pivô fixo correspondente pela equação (27).

As dimensões das barras são determinadas pela equação (28) da distância entre dois pontos.

Sendo M a barra de maior dimensão e N a barra de menor dimensão, os mecanismos que obedecem ao critério de Grashof são aqueles cuja inequação |7| é satisfeita, ou seja,

$$M + N < P + Q \quad (38)$$

onde P e Q são as barras de dimensões intermediárias.

Os mecanismos que obedecem o critério de Grashof possuem a característica de que pelo menos uma barra tem rotação completa sobre si mesma.

Quadro 3: Classificação dos mecanismos Grashof.

Posição da barra menor	Tipo de mecanismo
Manivela	Manivela-balancim
Barra acopladora	Duplo balancim
Contra-manivela	Balancim-manivela
Barra fixa	Dupla manivela

¹Ver apêndice I

Os tipos de mecanismos "Grashof" são classificados de acordo com a posição que ocupa a menor barra do mecanismo, conforme pode ser visto no quadro 3. Os mecanismos que não obedecem o critério de Grashof serão sempre do tipo duplo balancim.

O ângulo de transmissão de um mecanismo é um parâmetro de análise do mecanismo quanto ao seu aspecto cinemático e dinâmico. Em uma primeira etapa, é importante verificar os ângulos de transmissão mínimo e máximo do mecanismo ao longo de seu movimento.

Para os casos em que o mecanismo é do tipo manivela-balancim ou dupla manivela, os ângulos de transmissão extremos são determinados a partir da lei dos senos, e suas equações finais são |7|

$$\gamma_{\min} = \arccos \left(\frac{-A^2 + B^2 + C^2 - D^2 + 2AD}{2BC} \right) \quad (39)$$

$$\gamma_{\max} = \arccos \left(\frac{-A^2 + B^2 + C^2 - D^2 - 2AD}{2BC} \right) \quad (40)$$

onde A = manivela, B = barra acopladora, C = contra-manivela e D = barra fixa.

Nos mecanismos do tipo duplo-balancim, a barra acionante não possui rotação completa. No entanto, aqueles que não obedecem ao critério de Grashof, ao se movimentarem pelas quatro posições de projeto, a barra acionante poderá alinhar-se com a barra fixa, quando então, um dos ângulos de transmissão extremos será determinado, isto é, quando o mecanismo estiver na configuração em que $\alpha = 0^\circ$ ou 180° , vale então, a equação (40) ou (39), respectivamente. O outro ângulo de transmissão extremo é determinado quando a barra acopladora estiver em uma das posições extremas, 1 ou 4 (figura 26).

Quando o balancim acionante atinge a posição em que $\alpha = 180^\circ$, o ângulo de transmissão mínimo acontece nesta configuração. Para este mecanismo, o ângulo de transmissão máximo acontece para uma das posições extremas, 1 ou 4, a posição cujo valor absoluto do ângulo α_i é menor. Usando a lei dos cossenos, o ângulo α_i pode ser calculado para as posições extremas 1 e 4, como

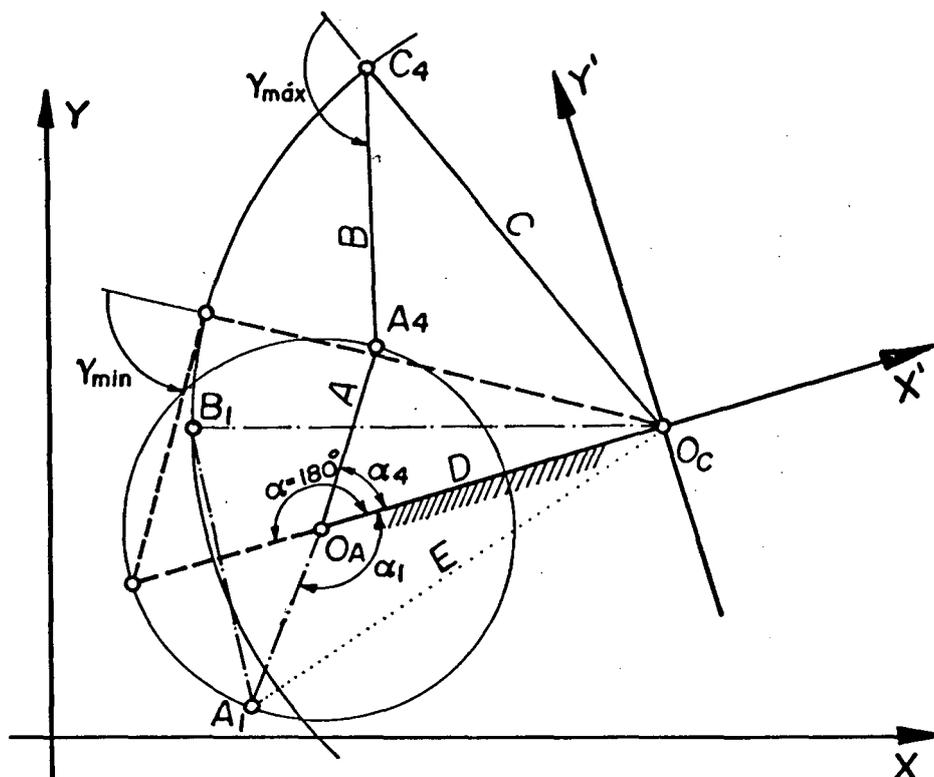


FIG. 26 - Análise de mecanismos duplo-balancim, não Grashof.

$$\alpha_i = \arccos \left(\frac{A^2 + D^2 - E_i^2}{2AD} \right), \quad (41)$$

onde A e D são barras do mecanismo resultante analisado e E_i é o lado do triângulo $\Delta O_A A_i O_C$ definido pela distância entre os pontos A_i e O_C .

O ângulo de transmissão γ_i referente a posição extrema é então determinado por

$$\gamma_i = \arccos \left(\frac{-A^2 + B^2 + C^2 - D^2 + 2AD \cos \alpha_i}{2BC} \right). \quad (42)$$

Os mecanismos do tipo duplo-balancim e que obedecem Grashof possuem a característica em que os ângulos de transmissão mínimo e máximo são aqueles correspondentes às posições extremas dos planos de projeto. Isto é devido a barra acionante destes mecanismos não se alinhar com a barra fixa, movimentando-se somente de um lado desta barra. Os ângulos de transmissão máximo e mínimo são determinados pela equação (42).

4 - SOLUÇÃO LÓGICA

4.1 - Introdução

O desenvolvimento analítico-lógico da síntese de mecanismos articulados exposto neste capítulo, fundamenta-se, essencialmente, na análise da curva de pontos de círculo com os seus pontos característicos ordenados de forma particular ao problema a ser resolvido. Esta solução está baseada na análise exposta por Waldron [4], [5], [6], fundamentada na definição dos pontos característicos localizados sobre a curva. Desta forma, uma simplificação destas etapas da síntese resultou na solução lógica apresentada neste capítulo.

4.2 - A curva de pontos de círculo

A curva de pontos de círculo, uma vez orientada com o eixo das abscissas, alinhado com a reta assíntota, sofre ainda uma reflexão em relação ao eixo x, caso não esteja ainda na posição final da figura 27. Nestas condições, a equação que define a curva, reduz-se a uma quadrática do tipo da equação (30), em que, arbitrando-se um valor à ordenada, resultam duas raízes pertencentes ao eixo das abscissas.

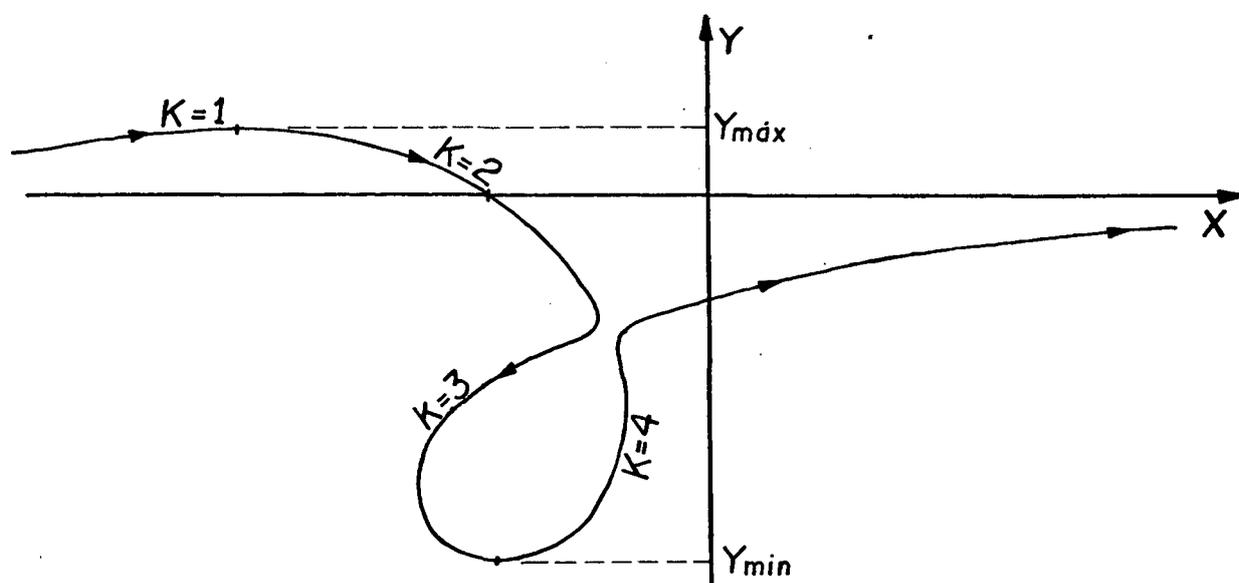


FIG. 27 - A curva de pontos de círculo na posição de solução.

No objetivo de local sequencialmente pontos sobre a curva de pontos de círculo, deve-se fazer o controle do valor incremental Δy dado a equação quadrática e a escolha adequada de uma de suas raízes resultantes.

Para o caso em que a curva se apresente em um único ramo e para o caso do ramo aberto quando a curva se divide em dois ramos, a curva é dividida em quatro segmentos (figura 27), sendo designado um valor constante K para cada segmento (quadro 4) e que está associado ao controle do valor incremental Δy e à escolha correta da raiz resultante. No quadro 5 está esquematizado este

Quadro 4 - Segmentos da curva de pontos de círculo.

K	Ponto Inicial	Ponto final
1	$(-\infty, 0)$	$(x_{y_{\text{máx}}}, y_{\text{máx}})$
2	$(x_{y_{\text{máx}}}, y_{\text{máx}})$	$(x_{y=0}, 0)$
3	$(x_{y=0}, 0)$	$(x_{y_{\text{mín}}}, y_{\text{mín}})$
4	$(x_{y_{\text{mín}}}, y_{\text{mín}})$	$(+\infty, 0)$

processo lógico de solução adotado, com o objetivo final de obter-se pontos sequenciais que deverão representar, daqui em diante, a própria curva de pontos de círculo.

Quadro 5 - Processo de geração de pontos sequenciais sobre a curva - ramo aberto.

Segmento	Incremento	Raiz
K	Δy	x
1	Positivo	Menor
2	Negativo	Maior
3	Negativo	Menor
4	Positivo	Maior

Para o caso do ramo fechado, quando a curva possui dois ramos, este é dividido em dois segmentos, sendo adotado o mesmo princípio de solução ao do ramo aberto, e está esquematizado no quadro 6.

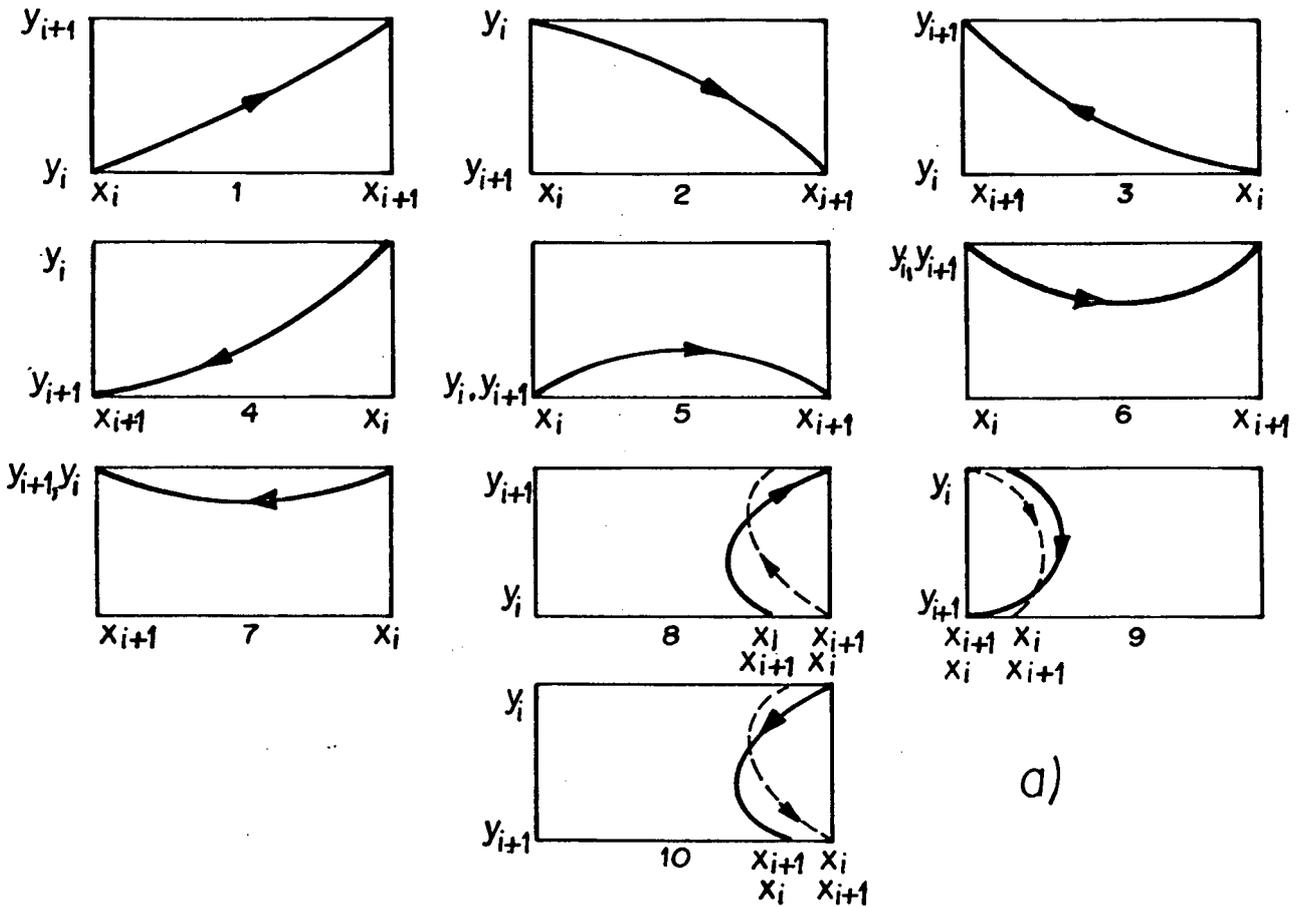
Quadro 6 - Processo de geração de pontos sequenciais sobre o ramo fechado da curva.

Segmento	Incremento	Raiz
K	Δy	x
1	Positivo	Menor
2	Negativo	Maior

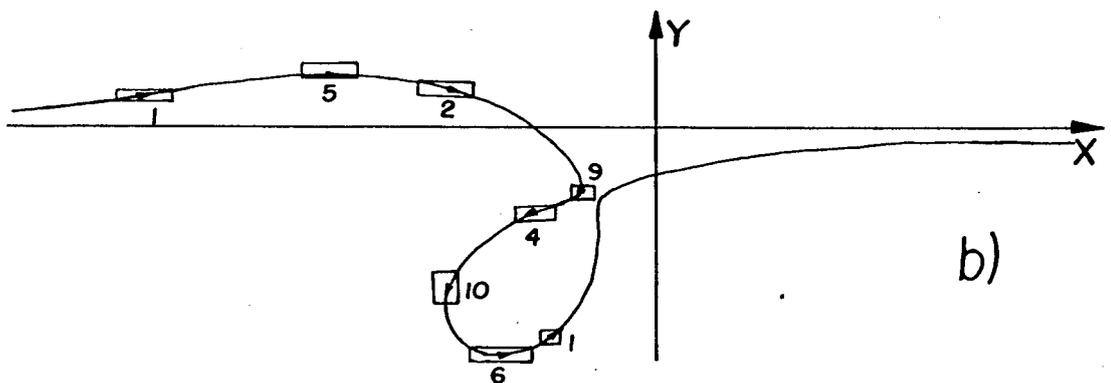
Os pontos de círculo gerados de forma exposta são alocados em matrizes ou vetores. É importante, neste instante, definir a localização relativa de cada ponto característico na curva de pontos de círculo, expressa pela matriz determinada. Portanto, em cada intervalo entre dois pontos consecutivos da curva é verificada a existência de um ou mais pontos característicos, os quais foram determinados separadamente.

Na localização relativa dos pontos característicos na curva, foi convencionado um sentido de seu rastreamento (figura 28b e c) e foram definidos dez caminhos diferentes entre dois pontos consecutivos na curva, podendo ser expressos graficamente como mostra a figura 28a. Nos segmentos que se estendem ao infinito, antes do primeiro e após o último ponto de círculo registrados na matriz, também é feita a verificação da existência de algum ponto característico. Procedendo-se desta forma obtém-se uma matriz contendo os pontos de círculo sobre a curva juntamente com os pontos característicos, possibilitando conhecer-se a ordem de ocorrência destes.

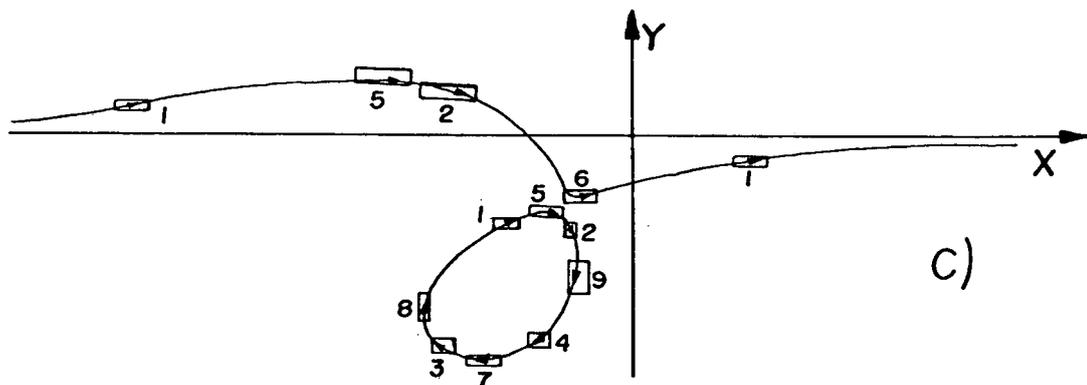
A ordem de ocorrência dos pontos característicos nos ramos aberto e fechado da curva de pontos de círculo, e que são registrados em variáveis especiais, é de grande importância na determinação de segmentos adequados na solução da inversão geométrica e do problema da ordem, e que será descrito ainda neste capítulo.



a)



b)



c)

FIG. 28 - Caminhos possíveis entre dois pontos consecutivos sobre a curva: a) representação gráfica; b) na curva de um ramo e c) na curva de dois ramos.

4.3 - O problema da inversão geométrica

O estudo feito por Waldron [5] sobre o problema da inversão geométrica, resultou em uma solução composta de duas etapas. A primeira etapa constitui-se de um procedimento de inspeção visual dos índices dos pontos Q'_{ij} , T_{ij} e U_{ij} , para a posterior identificação de segmentos que asseguram soluções sem problemas de inversão geométrica.

A partir da localização e da identificação dos pontos Q'_{ij} , T_{ij} e U_{ij} , como descrito no cap. 2.2, é montado um algoritmo com o objetivo de determinar os pontos limitantes dos segmentos solução, isto é, onde ψ_{1m} é menor que 180° . O diagrama de blocos da figura 29 ilustra o algoritmo determinado.

A identificação dos pontos T_{ij} e U_{ij} com índices não-consecutivos, é feita pelo valor resultante do produto dos seus índices, que indicam as posições de projeto em questão. O quadro 7 mostra que a multiplicação mútua de cada par de índices (i,j) , resulta em seis diferentes valores que são usados no reconhecimento dos pontos T_{ij} e U_{ij} em que as posições i e j são não-consecutivas. A localização destes pontos é feita pela comparação dos va-

Quadro 7 - Identificação dos T_{ij} e U_{ij} com índices não-consecutivos.

Pontos	Pares de índices		Produto $i \times j$
	i	j	
1	1	2	2
2	1	3	3
3	1	4	4
4	2	3	6
5	2	4	8
6	3	4	12

lores $i \times j$, referentes às posições não consecutivas definidas pela ordem dos segmentos limitados pelos Q'_{ij} , com cada ponto T_{ij} ou U_{ij} a ser encontrado sobre o ramo. Quando há coincidência destes

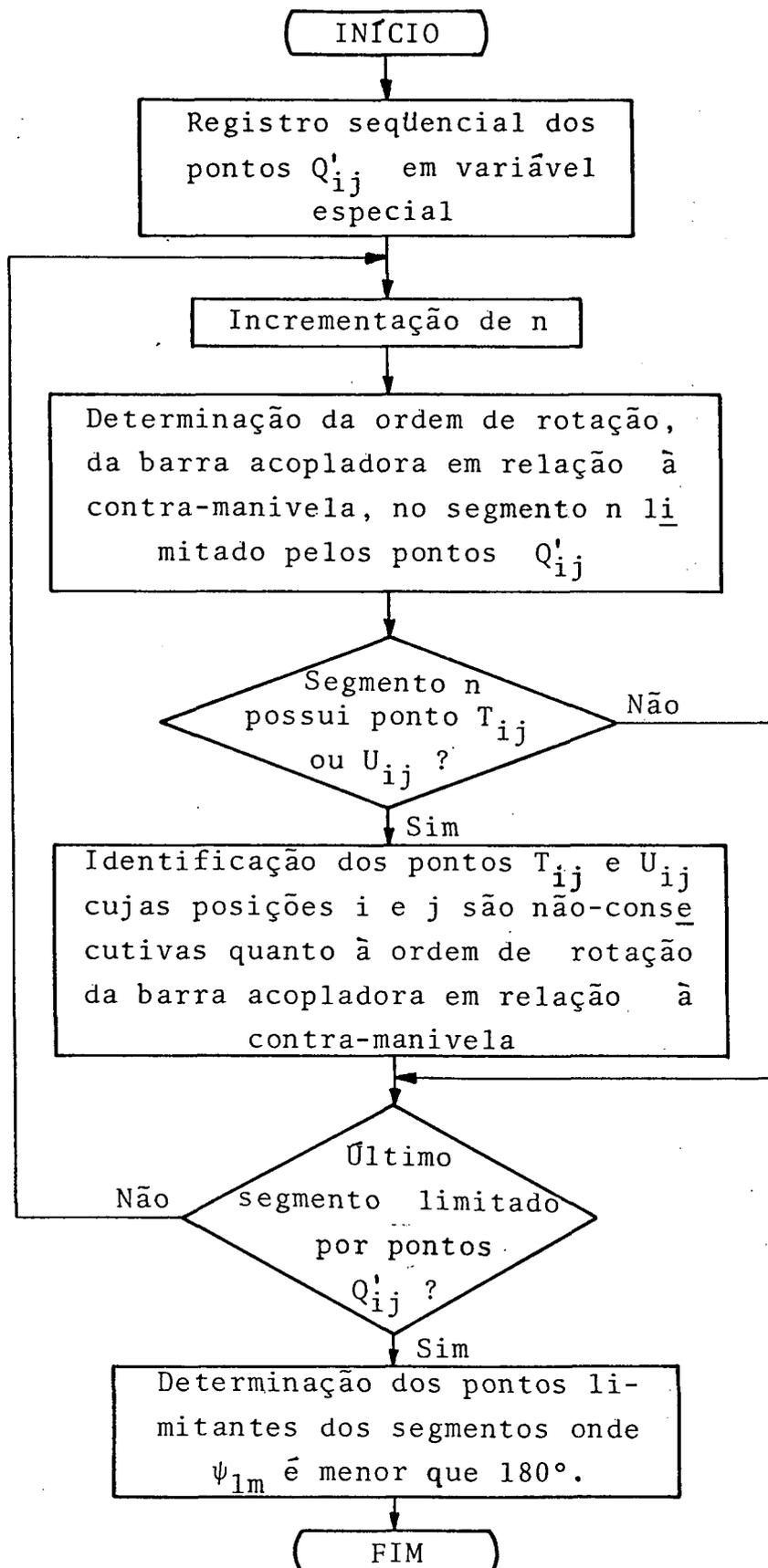


FIG. 29 - Diagrama de blocos representando a solução da primeira etapa do problema da inversão geométrica.

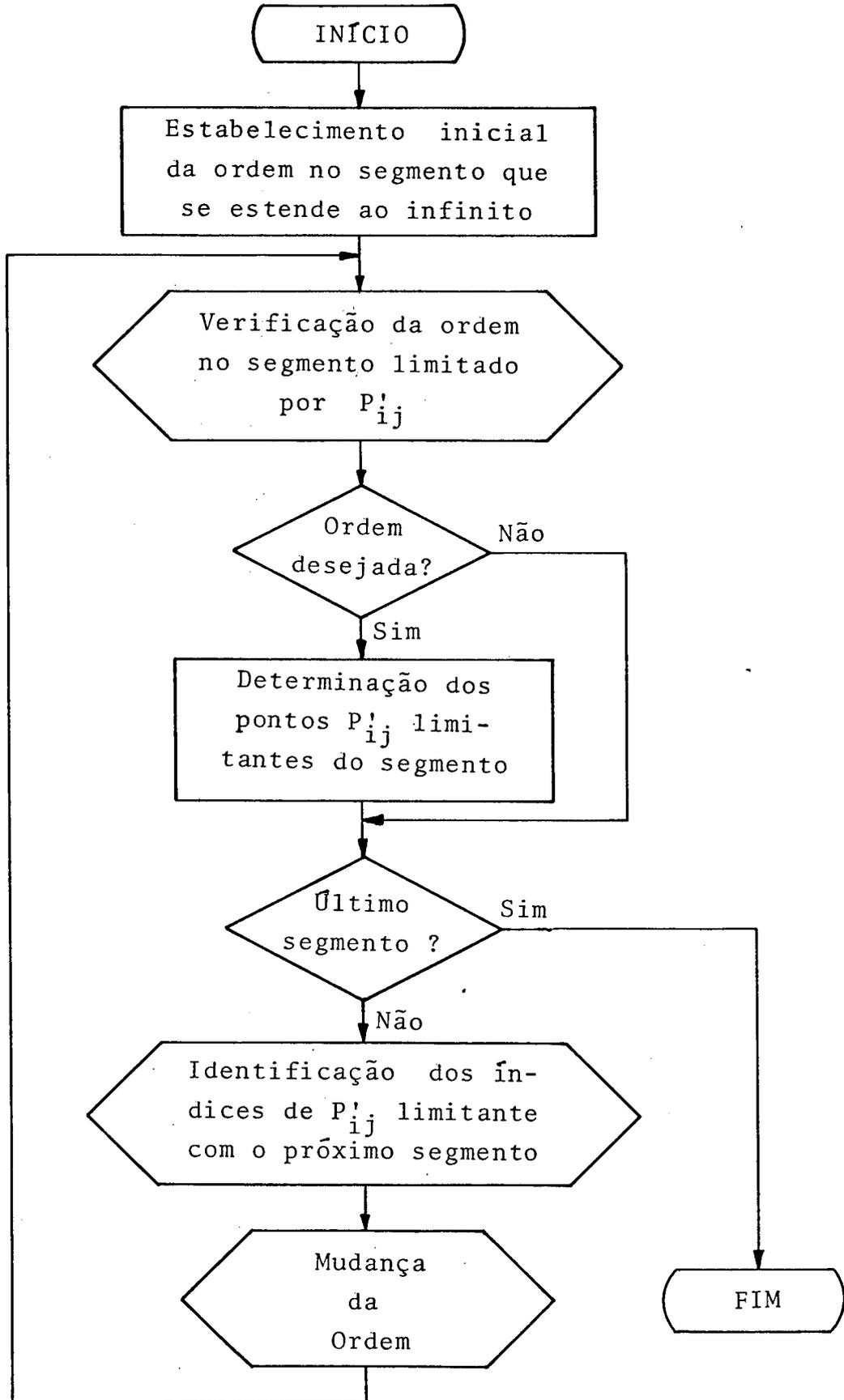


FIG. 30 - Diagrama de blocos do algoritmo usado para a solução do problema da ordem no ramo aberto da curva cúbica.

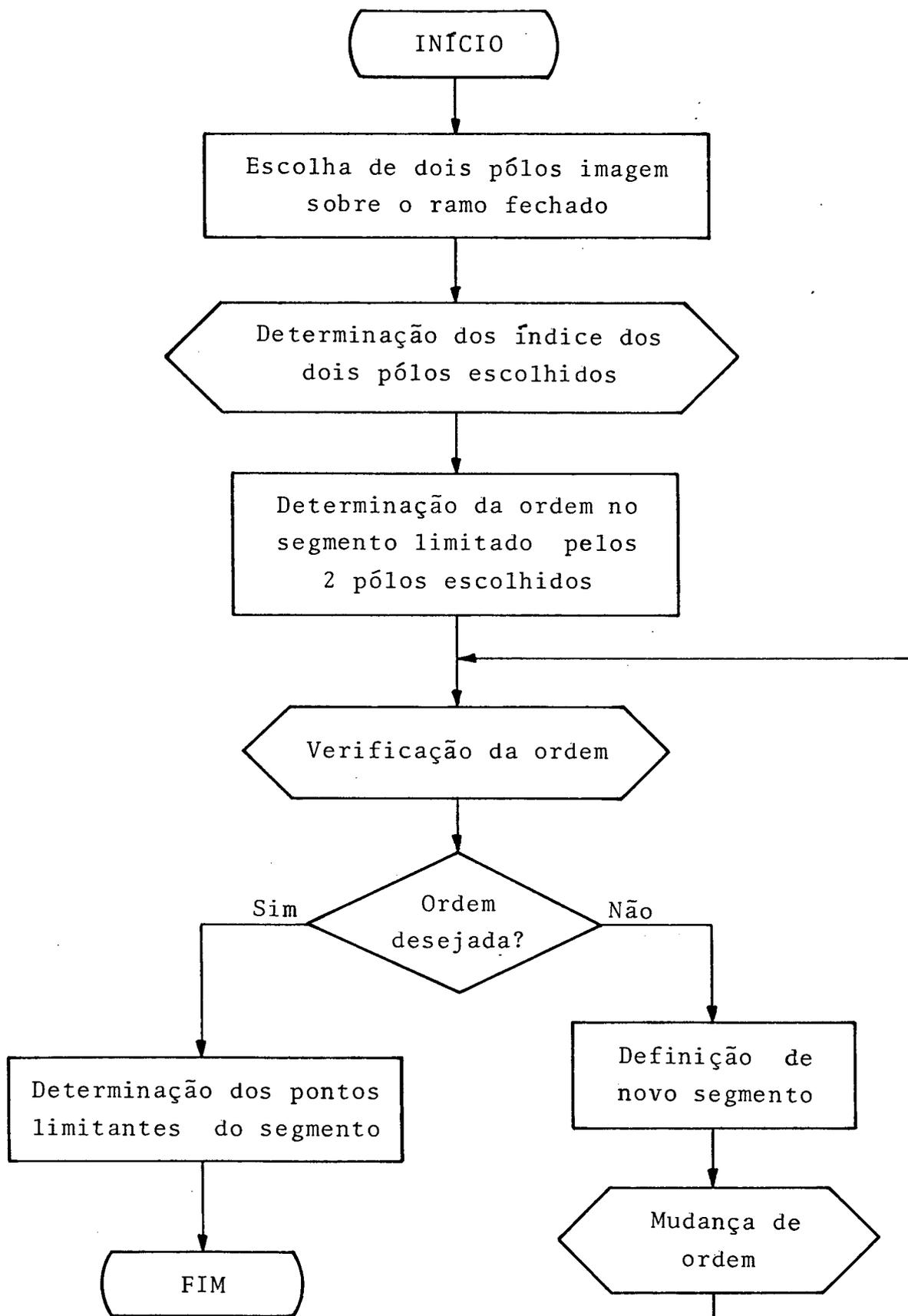


FIG. 31 - Diagrama de blocos do algoritmo usado para a solução do problema da ordem no ramo fechado da curva cúbica.

dois valores, o atual segmento limitado por pontos T_{ij} e/ou U_{ij} com índices que indicam posições consecutivas, é um segmento não próprio para a escolha do primeiro pivô móvel. Porém, os segmentos adjacentes a este são os chamados permissíveis na escolha do ponto móvel da contra-manivela.

4.4 - O problema da ordem

Waldron [4] solucionou o problema da ordem baseando - se no controle dos índices dos pólos imagem P'_{ij} , situados sobre a curva de pontos de círculo. Na solução lógica exposta, é usado o mesmo tratamento ao problema, visto a sua simplicidade.

Os algoritmos lógicos montados e usados na solução analítica do problema da ordem estão esboçados nas figuras 30 e 31. O diagrama de blocos da figura 30 refere-se ao ramo aberto da curva, que, caso possua somente um ramo, é a própria curva. No caso em que a curva integre dois ramos, um deles será fechado, e o tratamento lógico do problema da ordem para este ramo está indicado no diagrama de blocos da figura 31.

A solução do problema da ordem está em determinar os pontos limitantes dos segmentos cuja ordem é aquela desejada, isto é, 1-2-3-4 ou 1-4-3-2. É importante observar que a seqüência não é fundamental, pois, uma inversão na seqüência implica em girar a manivela em sentido contrário, o que a princípio, não é prejudicial.

5 - APLICAÇÕES E RESULTADOS OBTIDOS

5.1 - Introdução

A síntese analítica de mecanismos articulados de quatro barras, desenvolvida neste trabalho, é utilizada em três exemplos de aplicação a seguir descritos. O processamento foi executado com auxílio do programa "PFS4" elaborado para o computador IBM 4341 na linguagem FORTRAN IV.

No intuito de demonstrar melhor as potencialidades do programa, foram escolhidas aplicações diversas sob o aspecto da apresentação da curva de pontos de círculo quanto à forma e localização relativas a um sistema de coordenadas, e da forma de processamento quanto à intervenção do projetista.

São estes os três exemplos¹ de aplicação a seguir descritos:

- a) o primeiro, que consta do projeto de uma porta de garagem, apresenta a curva de pontos de círculo em um ramo, e é resolvido pelo modo (MÉTODOS = 1) em que não há interação do projetista, ou seja, automaticamente;
- b) o segundo, um mecanismo para a junta do joelho, apresenta a curva de pontos de círculo dividida em dois ramos distintos (um ramo aberto e o outro fechado), e é resolvido pelo modo (MÉTODOS = 2) em que o projetista escolheu o primeiro pivô móvel;
- c) e o último, em que o projetista escolheu "manualmente", definindo entre os processamentos, os dois pivôs móveis do mecanismo (MÉTODOS = 3) manivela-balancim de uma máquina de costura em substituição ao mecanismo de came-seguidor convencionalmente utilizado na alimentação da linha. A síntese deste mecanismo apresenta a curva de pontos de círculo em um ramo somente.

5.2 - Exemplo 1

¹Ver apêndice III

5.2.1 - Introdução

Deseja-se construir uma porta de garagem que deverá ser sustentada e conduzida por um mecanismo de quatro barras. A figura 32 mostra a porta em quatro posições, sendo que a posição '1' representa a porta totalmente fechada e a posição 4, totalmente aberta.

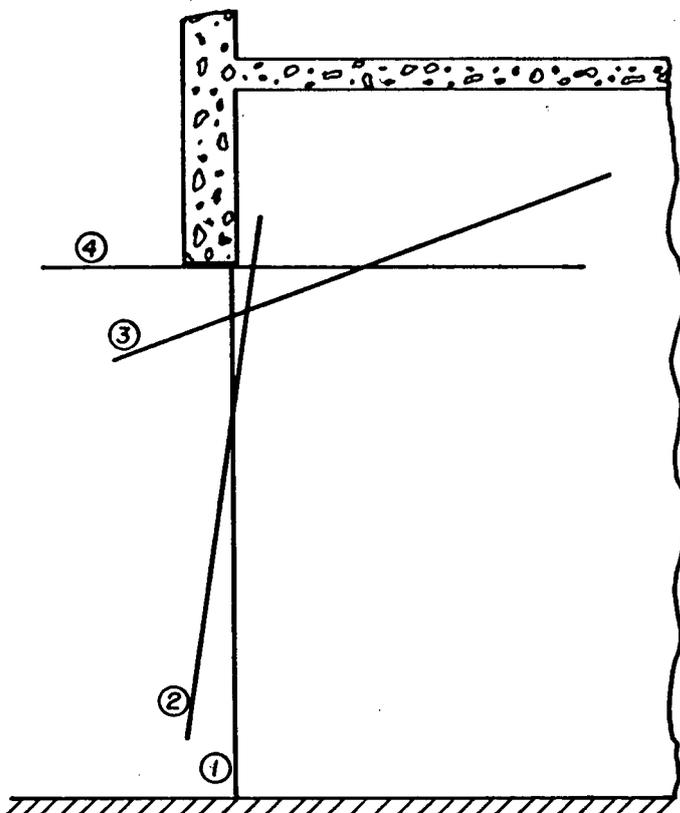


FIG. 32 - Porta de garagem em 4 posições do seu movimento de abertura.

Para a solução deste problema, optou-se pelo MÉTODO 1, em que a escolha dos pivôs móveis, os pontos de círculo, é feita automaticamente pelo próprio programa, e, são admitidos como mecanismos resultantes, os vinte mecanismos que satisfizerem primeiro as especificações de projeto.

5.2.2 - Especificação do problema

As especificações do projeto podem ser divididas em dois grupos que não constituem os dados de entrada do programa: os dados para a elaboração da síntese, propriamente dita, e os dados de restrições impostas aos mecanismos resultantes.

a) Dados da síntese

O quadro 8 interpreta analiticamente as posições dos planos de projeto ilustrados na figura 33, referente ao esquema da figura 32 da porta de garagem. É importante ressaltar que foi adotada uma escala apropriada para os valores dimensionais da síntese, com o objetivo de garantir o processamento de todos os valores envolvidos, sem incorrer em problemas quanto ao formato. Neste exemplo a escala é 1/320.

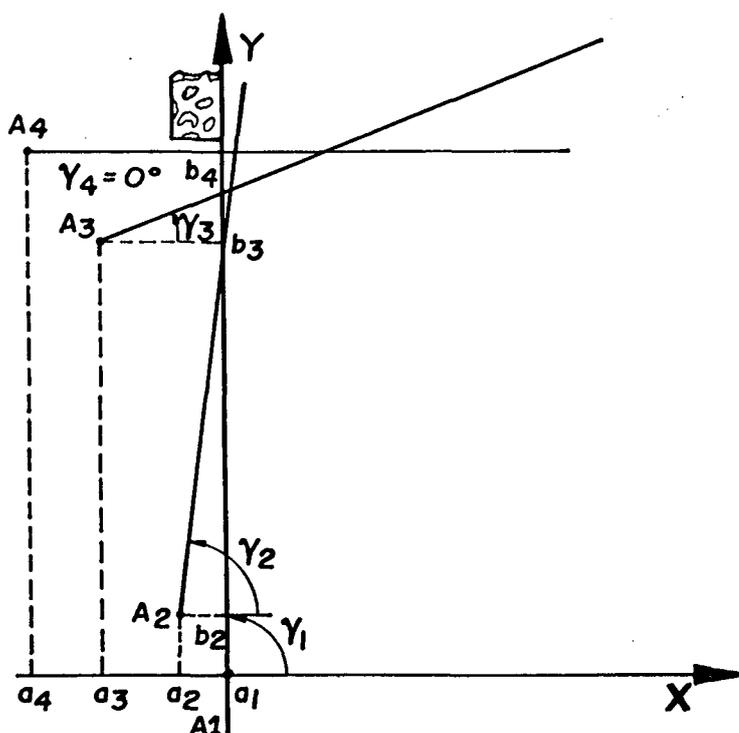


FIG. 33 - Definição gráfica das 4 posições da porta de garagem.

Quadro 8 - Definição analítica das 4 posições de projeto.

POSIÇÃO	COORDENADAS (÷ 320) [mm]		INCLINAÇÃO γ [°]
	x	y	
1	0,0	0,0	90,0
2	-0,65	0,75	82,0
3	-1,55	5,75	20,0
4	-2,50	6,95	0,0

b) Dados de restrições

Neste exemplo, as restrições impostas aos mecanismos resultantes são os apresentados a seguir.

- Tipo de mecanismo resultante desejado

Não é imposta nenhuma restrição quanto ao tipo de mecanismo, podendo ser algum que obedeça ao critério de Grashof ou não.

- Região de solução

A região de solução irá restringir o mecanismo resultante quanto à localização dos seus pivôs fixos e móveis da primeira posição de projeto, que deverão estar situados entre os limites inferior e superior, conforme quadro 9.

Quadro 9 - Região de solução.

LIMITE	COORDENADAS ($\div 320$) [mm]	
	x	y
Inferior	0,0	0,0
Superior	8,0	8,0

- Ângulos de transmissão

Os mecanismos resultantes aceitos serão aqueles em que seus ângulos de transmissão mínimo e máximo no âmbito de seus movimentos, estiverem compreendidos entre os limites inferior e superior, conforme indica o quadro 10.

Quadro 10 - Ângulos de transmissão extremos.

γ mínimo [$^{\circ}$]	γ máximo [$^{\circ}$]
15,00	155,00

- Dimensões das barras

Somente serão aceitos mecanismos cujas barras possuem dimensões compreendidas entre os limites inferior e superior admi

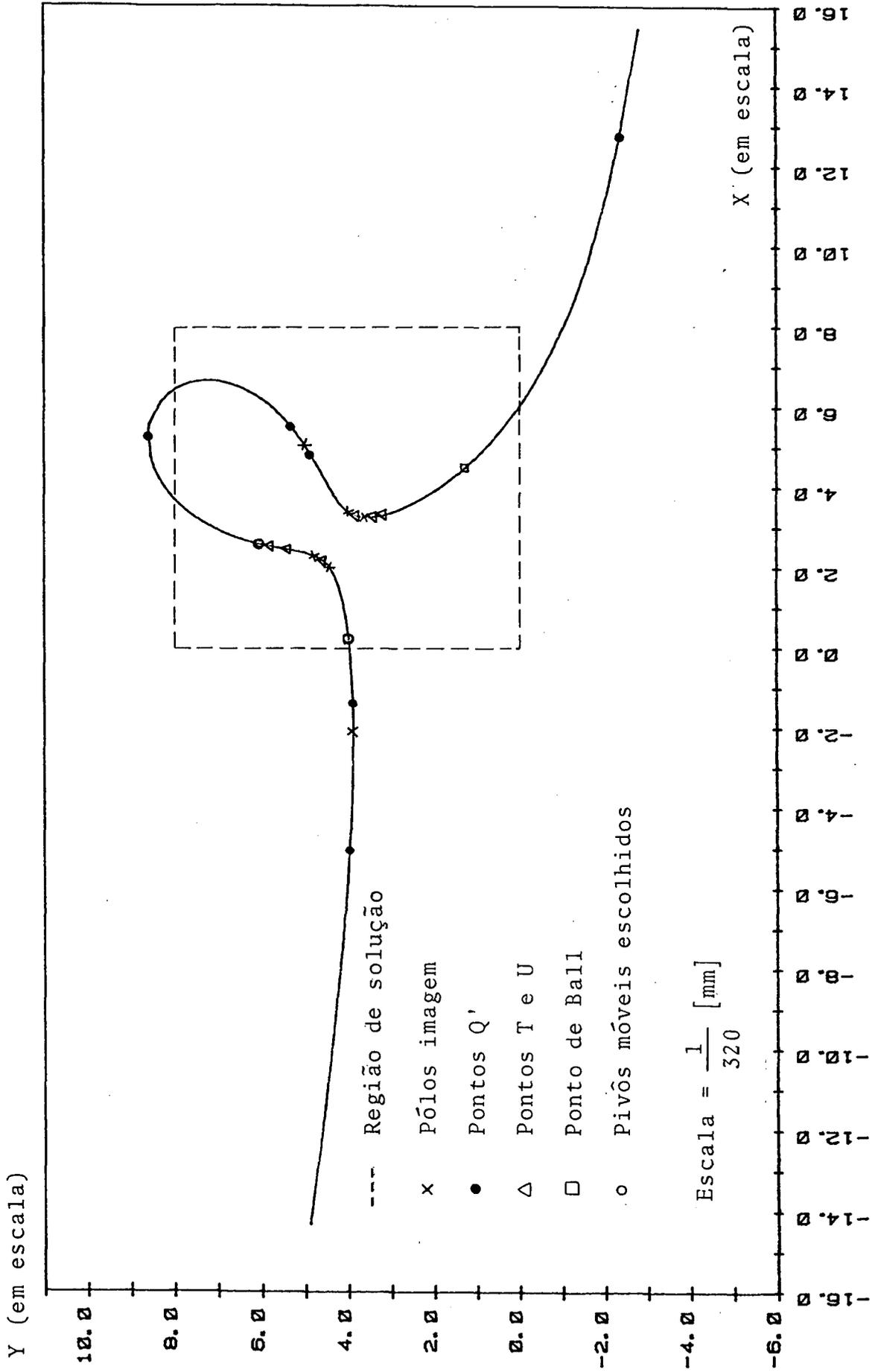


FIG. 34 - A curva de pontos de círculo do mecanismo da porta de garagem.

tidos (quadro 11).

Quadro 11 - Dimensões limites das barras.

DIMENSÃO DAS BARRAS ($\div 320$) [mm]	
MÍNIMA	MÁXIMA
1,0	5,0

5.2.3 - Resultados

A curva de pontos de círculo, resultante da síntese, constitui-se de um ramo aberto somente, como mostra a figura 34, com a identificação dos pontos característicos e dos pivôs móveis do mecanismo escolhido dentre os dez resultantes da síntese.

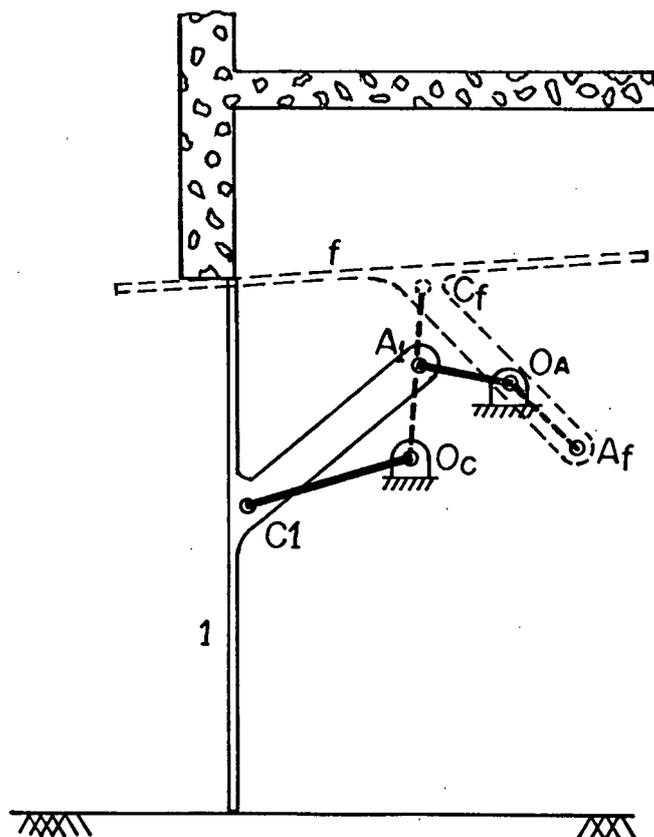


FIG. 35 - Mecanismo resultante escolhido para a porta de garagem.

O mecanismo resultante está esquematizado em sua posição inicial e final na figura 35, representando os limites dos movimentos possíveis. Quanto às suas características cinemáticas, este mecanismo não obedece ao critério de Grashof, sendo do tipo duplo-balancim em que os ângulos de transmissão mínimo e máximo alcançáveis são $16,953^\circ$ e $63,751^\circ$, respectivamente. As dimensões reais das barras do mecanismo escolhido são: $A = 388,2$ mm, $B = 956,2$ mm, $C = 719,0$ mm e $D = 520,0$ mm.

5.3 - Exemplo 2

5.3.1 - Introdução

Pesquisas exaustivas tem sido realizadas sobre o problema de assistir pessoas que sofreram acidentes ou operações no joelho. A junta do joelho poderá se deteriorar devido à calcificação no espaço de seis semanas, se não for usada. Todavia, o movimento relativo entre o femur e a tíbia é mais complexo que uma simples rotação. Suportes tem sido projetados e construídos usando a síntese de mecanismos articulados e o problema reside no fato de que cada junta do joelho é única, requerendo um total reestudo e otimização para cada suporte individual, porém, este exercício é usado aqui somente como um exemplo de aplicação [9].

A figura 36 ilustra as 4 posições relativas de um femur e um tíbia, cujas especificação de movimento podem ser obtidas a partir de uma chapa de raios X.

Este problema da junta do joelho foi resolvido, utilizando-se o MÉTODO = 2 de processamento do programa PFS4. Este modo de resolução implica na escolha manual do primeiro pivô móvel, fazendo com que o processamento do programa seja executado em duas etapas.

Caso a escolha do primeiro pivô móvel incorra em nenhum mecanismo que satisfaça as especificações de projeto, ou, que o número de mecanismos resultantes não preencha as vinte soluções possíveis, haverá a realimentação de um novo pivô móvel, obedecendo a seqüência de pontos do ramo onde foi feita a primeira escolha.

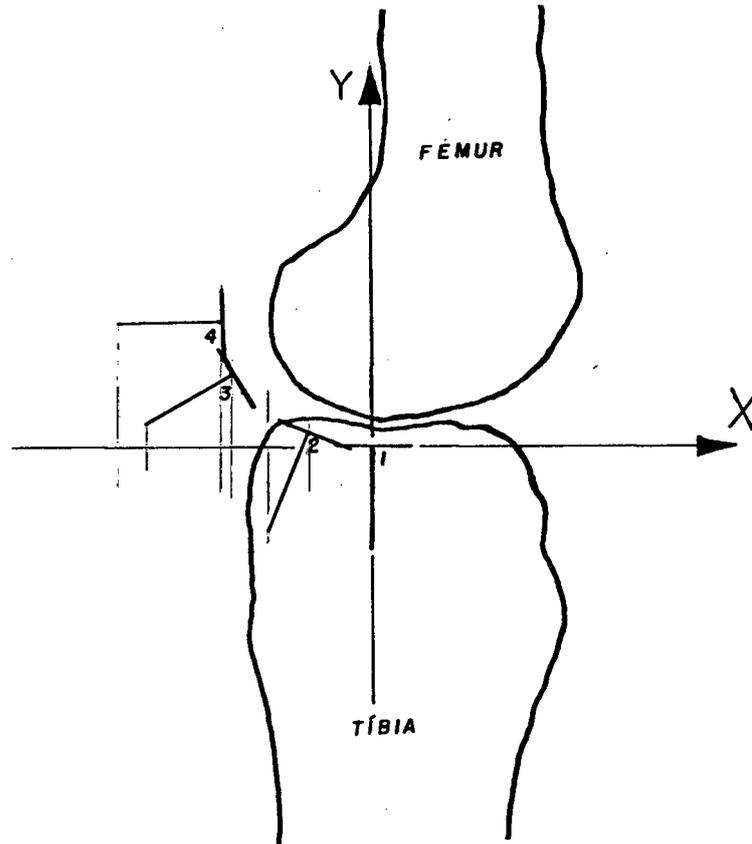


FIG. 36 - Uma junta de joelho com 4 posições de projeto.

5.3.2 - Especificação do problema

a) Dados da síntese

A partir do estabelecimento de um sistema de coordenadas (figura 36) e de uma escala adequada para a referência dos valores das posições e dimensões dos elementos da síntese, são interpretadas analiticamente (quadro 12) as quatro posições de projeto que definem o movimento do joelho.

Quadro 12 - Definição analítica das 4 posições de projeto.

POSIÇÃO	COORDENADAS ($\div 20$) [mm]		INCLINAÇÃO γ [°]
	x	y	
1	0,0	0,0	-90,0
2	-0,641	0,133	-110,5
3	-1,343	0,700	-150,7
4	-1,469	0,984	-178,5

b) Dados de restrição

- Tipo de mecanismo desejado

Qualquer tipo de mecanismo articulado de quatro barras é permitido, incluindo duplo-balancim, uma vez que não há necessidade de que se tenha rotação completa da junta.

- Região de solução

No quadro 13 estão contidas as restrições quanto à região de solução.

Quadro 13 - Região de solução.

LIMITE	COORDENADAS ($\div 20$) [mm]	
	x	y
Inferior	-1,5	-4,0
Superior	2,0	4,0

- Ângulo de transmissão

O quadro 14 mostra as restrições quanto ao ângulo de transmissão.

Quadro 14 - Ângulo de transmissão limites.

$\gamma_{\text{mínimo}}$ [°]	$\gamma_{\text{máximo}}$ [°]
10	140

- Dimensão das barras

As dimensões das barras do mecanismo deve obedecer às restrições do quadro 15.

Quadro 15 - Dimensões limites das barras.

DIMENSÕES DAS BARRAS ($\div 20$) [mm]	
MÍNIMA	MÁXIMA
0,5	5,0

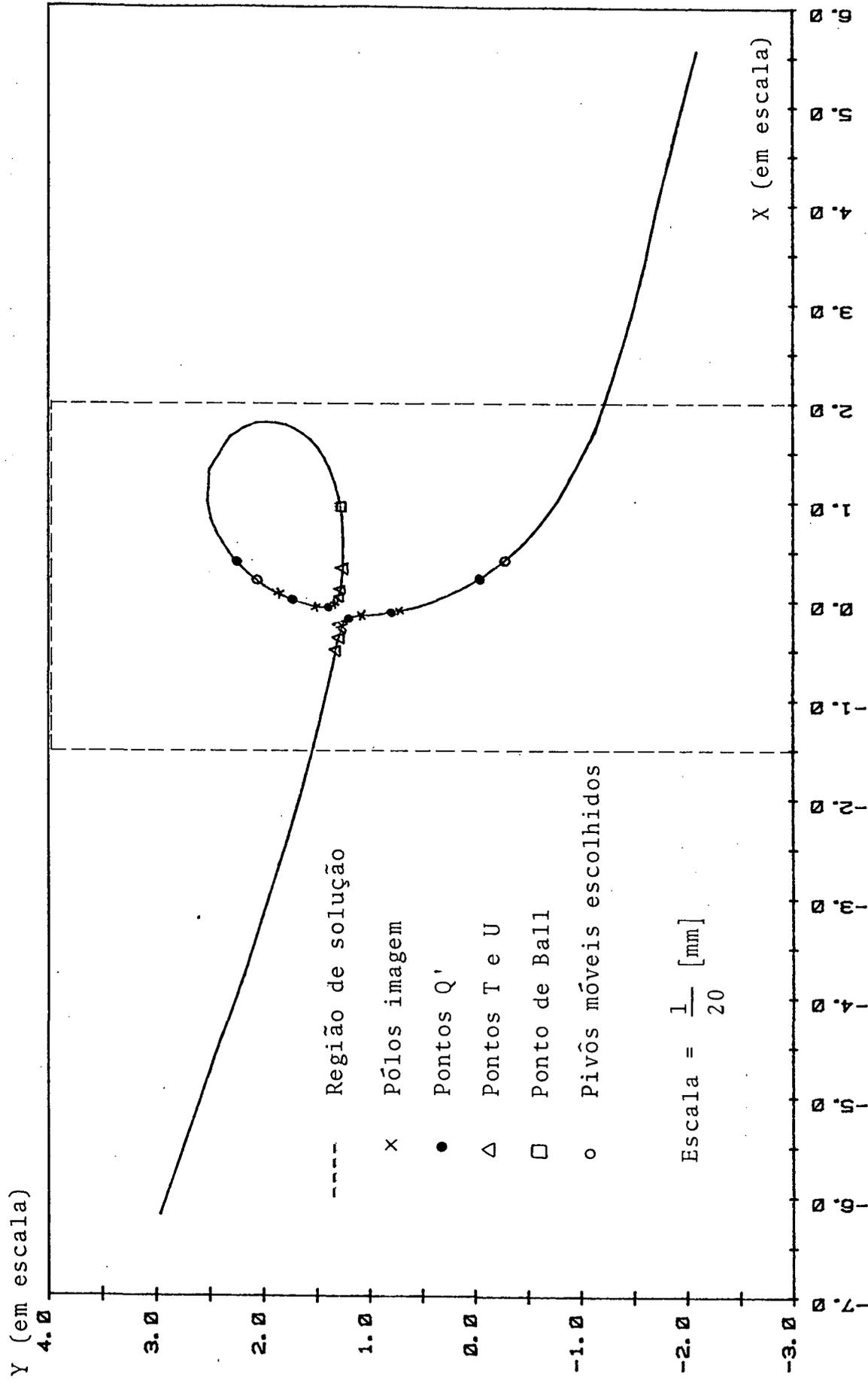


FIG. 37 - A curva de pontos de círculo da síntese de mecanismo para o movimento do joelho.

c) Dados da segunda etapa

Pela análise dos resultados de processamento da primeira etapa¹, foi escolhido o ponto de círculo de índice 9 do vetor F (J) que contém o ramo fechado da curva, cujas coordenadas na escala 1/20 [mm],

$$x = 0,179$$

$$y = 2,046$$

definem a localização do ponto relativo ao sistema de coordenadas referencial.

5.3.3 - Resultados

A curva de pontos de círculo gerada na síntese deste problema, possui dois ramos distintos, e na figura 37 podem ser vistos os dois pivôs móveis escolhidos, o primeiro pelo projetista e o segundo, automaticamente.

O mecanismo escolhido dentre os resultantes e esquematizado na figura 38 na sua quarta posição, possui as seguintes características:

- a) tipo de mecanismo: Dupla-manivela
- b) ângulo de transmissão mínimo = $14,151^\circ$
- c) ângulo de transmissão máximo = $134,266^\circ$
- d) dimensões reais das barras:
 - A = 44,92 mm
 - B = 46,68 mm
 - C = 24,64 mm
 - D = 21,36 mm

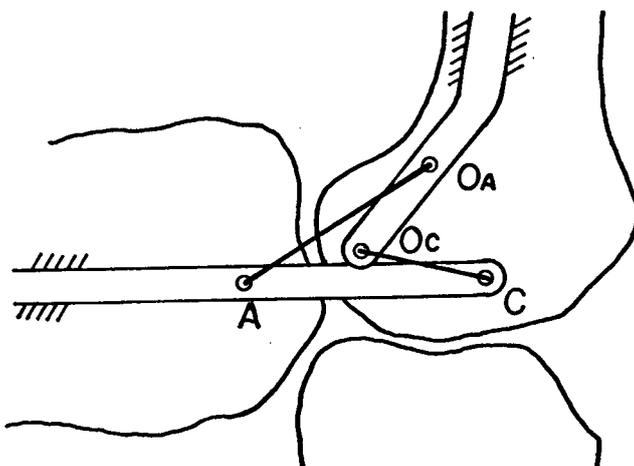


FIG. 38 - Mecanismo solução da junta do joelho.

¹Ver apêndice III

5.4 - Exemplo 3

5.4.1 - Introdução

O mecanismo para alimentação da linha em uma máquina de costura é normalmente do tipo came - seguidor oscilante. A came é cilíndrica, desenvolvendo uma velocidade de rotação permitida da ordem de 800 rpm.

Pretende-se substituir o mecanismo tradicional de came por um mecanismo articulado, proporcionando, desta forma, um aumento de rotação, uma melhora substancial de desempenho, oferecendo outras vantagens tais como menor custo, utilização de metais mais leves para a sua fabricação, forças de inércia menores, etc.

No processo de substituição, os seguintes aspectos deverão ser observados para a síntese do mecanismo articulado, como mostrado na figura 39.

a) o olhal da barra que alimenta a linha passa pelos pontos S_1 , S_2 , S_3 e S_4 enquanto que a manivela gira da posição 1 até a posição 4;

b) o curso h é importante para a operação da costura, enquanto que a forma da curva do ponto do acoplador desempenha papel especial na alimentação da linha.

Este problema será resolvido por processamento do programa PFS4 utilizando o modo do MÉTODO 3, em que o projetista define, para síntese do mecanismo, os seus dois pivôs móveis, através de três etapas de processamento. Caso algum dos pontos escolhidos não satisfaça algum dos requisitos de projeto, ou, não são preenchidas as vinte soluções permitidas, é admitido como pivô móvel, um ponto de círculo sequencial.

5.4.2 - Especificação do problema

a) Dados da síntese

No quadro 16 estão definidas analiticamente as quatro posições de projeto, segundo a figura 39.

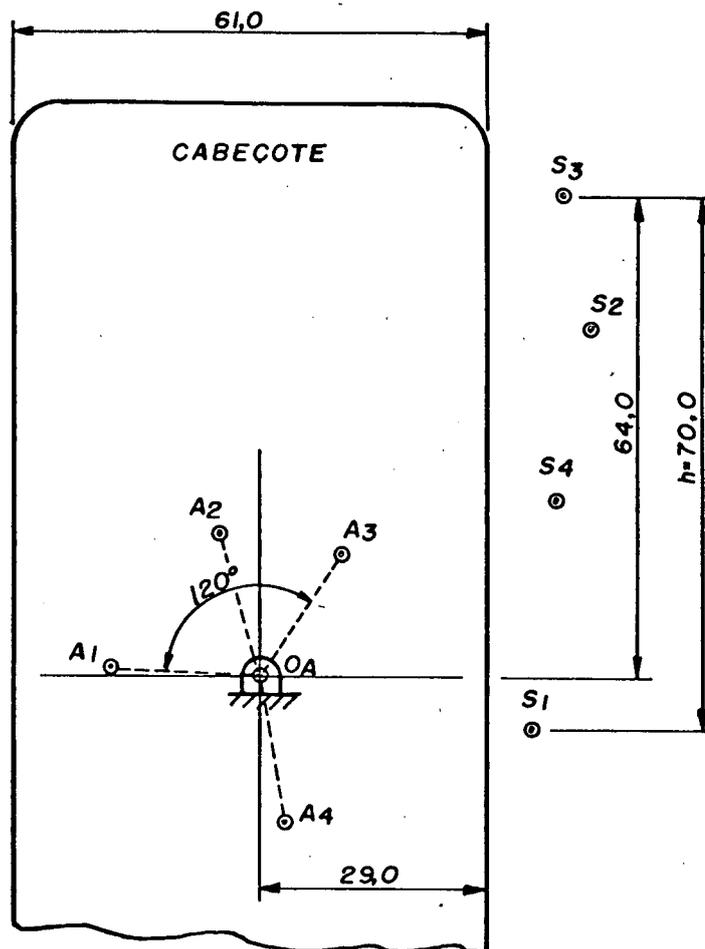


FIG. 39 - Definição das quatro posições de projeto de um mecanismo alimentador de uma máquina de costura.

Quadro 16 - Formulação dos dados de síntese.

POSIÇÃO	COORDENADAS [mm]		INCLINAÇÃO
	x	y	γ [°]
1	19,433	1,615	352,00
2	6,861	19,253	28,80
3	10,620	16,354	58,00
4	3,252	19,227	50,00

b) Dados de restrição

- Tipo de mecanismo desejado

Havendo necessidade de obter um mecanismo cuja barra de entrada (manivela) tenha rotação completa, para permitir acoplamento a um motor, o mecanismo desejado é do tipo manivela-balançim.

- Região de solução (quadro 17)

Quadro 17 - Região de solução.

LIMITE	COORDENADAS [mm]	
	x	y
Inferior	-30,00	-20,00
Superior	25,50	60,00

- Ângulo de transmissão (quadro 18)

Quadro 18 - Ângulos de transmissão limites.

$\gamma_{\text{mínimo}}$ [°]	$\gamma_{\text{máximo}}$ [°]
30,00	150,00

- Dimensão das barras (quadro 19)

Quadro 19 - Dimensões limites das barras.

DIMENSÕES DAS BARRAS [mm]	
MÍNIMA	MÁXIMA
18	50

c) Dados da segunda etapa

A partir dos resultados gerados pelo processamento da primeira etapa, foi escolhido o ponto de índice 80 da curva de pontos de círculo, com coordenadas

$$x = 4.228 \text{ mm}$$

$$y = 21.439 \text{ mm}$$

definindo a posição do primeiro pivô móvel.

d) Dados da terceira etapa

Pelo relatório de saída de processamento da segunda etapa, escolheu-se; dentre os pontos de círculo pertencentes à re-

gião permissível de Filemon e dentro da região de solução, considerando-se o tipo de mecanismo; o ponto de índice 156 de coordenadas

$$x = -19,487 \text{ mm}$$

$$y = 0,446 \text{ mm,}$$

que corresponde à primeira posição do plano de projeto.

5.4.3 - Resultados

A forma da curva de pontos de círculo resultante da síntese deste exemplo difere da anterior caracterizando-se pela formação de um ramo somente, conforme se verifica na figura 40.

O mecanismo resultante, figura 41, possui as seguintes características cinemáticas:

- a) tipo de mecanismo = manivela-balancim
- b) ângulo de transmissão mínimo = $39,754^\circ$
- c) ângulo de transmissão máximo = $146,612^\circ$
- d) dimensões das barras:
 - A = 19,834 mm
 - B = 31,673 mm
 - C = 32,555 mm
 - D = 41,687 mm

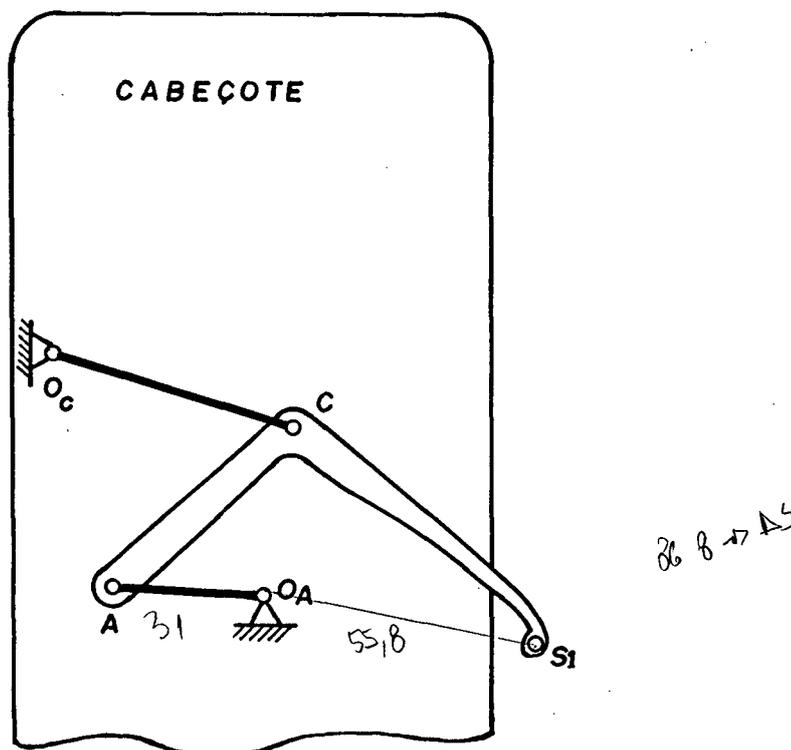


FIG. 41 - Mecanismo solução da máquina de costura.

6.2 - Recomendações

1. - A partir dos mecanismos resultantes da síntese analítica e incorporado ao programa PFS4 desenvolvido, poder-se-á aplicar métodos de otimização na escolha de melhores soluções.
2. - Outro trabalho recomendável é uma análise do comportamento cinemático e dinâmico dos mecanismos resultantes da síntese. Esta análise, uma vez em meio processável, poderá ser anexada em forma de sub-rotinas ao programa PFS4 e servir na escolha de melhores soluções, uma vez impondo restrições neste sentido, aos mecanismos resultantes.
3. - No objetivo de se conhecer melhor as propriedades da curva cúbica de mecanismos, poderá ser assunto de um estudo o comportamento dimensional e cinemático do mecanismo resultante, relativo aos pontos de círculo escolhidos.
4. - Recomenda-se fazer uma otimização do tempo de processamento que em média está, atualmente, em cerca de 3 segundos. Deverão ser consideradas, principalmente, técnicas de programação, visto não ser este o objetivo do trabalho exposto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- | 1 | BEYER, Rudolf. The kinematic synthesis of mechanisms. Londres, Chapman and Hall, 1963. 353 p.
- | 2 | KELLER, R.F. Sketching rules for the curves of Burmester mechanism synthesis. Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, New York, series B, 87 (2): 155-160, may 1965.
- | 3 | FILEMON, E. In addition to the Burmester theory. In: Third World Congress for the Theory of Machines and Mechanisms, Kupari, Yugoslavia, sept. 1971. v. D, p. 63-78.
- | 4 | WALDRON, K.J. The order problem of Burmester linkage synthesis. Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, New York, series B, 97 (4): 1405-1406, nov. 1975.
- | 5 | WALDRON, K.J. Elimination of the branch problem in graphical Burmester mechanism synthesis for four finitely separated positions. Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, New York, series B, 98 (1): 176-182, febr. 1976.
- | 6 | WALDRON, K.J. Improved solutions of the branch and order problems of Burmester linkage synthesis. Mechanism and Machine Theory, Great Britain, 13 (2): 199-207, 1978.
- | 7 | HARTENBERG, R.S. & DENAVIT, J. Kinematic synthesis of linkages. New York, McGraw-Hill, 1964. 435 p.
- | 8 | RISO, Bernardo G. Síntese de mecanismos com a utilização da teoria das posições separadas múltiplas. Florianópolis, jan. 1980, diss. maestr. Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.
- | 9 | SPITZNAGEL, K.L. & TESAR, D. Multiparametric optimization of four-bar linkages. Journal of Mechanical Design, Trans. ASME, 101 (3): 386-391, july 1979.

APÊNDICE I

GLOSSÁRIO

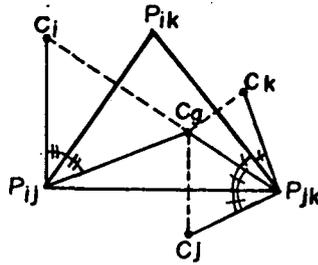
GLOSSÁRIO

Pólos de rotação - É o único ponto pertencente ao plano fixo Σ e ao plano móvel E com deslocamento relativo zero, quando é imposta uma única rotação de E , tal que o plano se desloque de uma posição E_i para outra posição E_j .

Pólos imagem - O triângulo de pólos $P_{ij}P_{jk}P_{ik}$, é um triângulo fixo no plano Σ . Algumas vezes é conveniente considerar a situação inversa, na qual E é fixo e Σ móvel. O triângulo de pólos, então, se deslocará com Σ e será necessário encontrar o triângulo de pólos fixo em E que descreverá as mesmas rotações relativas entre E e Σ . Considerando-se apenas uma rotação θ_{ij} do plano E , da posição i à posição j , com relação a Σ e sobre o pólo de rotação P_{ij} , fornece, quando considerada em relação ao plano E_i , uma rotação também sobre P_{ij} , porém com ângulo $-\theta_{ij}$. Esta rotação trará o pólo P_{jk} , fixo em Σ , para uma nova posição P_{jk}^i , que é a imagem do pólo P_{jk} sobre o lado oposto $P_{ij}P_{ik}$. O ponto P_{jk}^i é, pois, o pólo imagem de P_{jk} . A inversão exposta, trará os pólos P_{jk}, P_{jl} e P_{kl} , fixos em Σ , para novas posições P_{jk}^i, P_{jl}^i e P_{kl}^i , fixos no plano E_i , os quais, de acordo com as relações angulares do triângulo de pólos, são as imagens (reflexões) daqueles pólos de rotação sobre os lados opostos $P_{ij}P_{ik}, P_{ij}P_{il}$ e $P_{ik}P_{il}$, respectivamente.

Ponto cardinal (Cg) - Dado o triângulo de pólos $P_{ij}P_{jk}P_{ik}$ correspondente às três posições do plano móvel E_i, E_j e E_k e um ponto C do plano E , que ocupa a posição C_i quando E está na posição E_i , as posições seguintes C_j e C_k correspondentes às posições do plano E_j e E_k , podem ser determinadas por duas rotações. Primeiro C_i é feito girar, com relação a P_{ij} , de um ângulo $\theta_{ij} = 2 \angle (P_{ik}P_{ij}P_{jk})$ obtendo-se C_j ; então C_j é feito girar sobre P_{jk} pelo ângulo $\theta_{jk} = 2 \angle (P_{ij}P_{jk}P_{ik})$, obtendo-se C_k . Os pontos C_j e C_k , entretanto, podem também ser encontrados fazendo-se a reflexão de C_i sobre o lado $P_{ik}P_{ij}$ do triângulo de pólos; isto fornece o ponto C_g denominado Ponto Cardinal. A

reflexão de C_g sobre os lados $P_{ij}P_{jk}$ e $P_{ik}P_{jk}$ fornece, respectivamente, C_j e C_k .



Ponto de Ball - Na curva de pontos de círculo, o ponto de Ball é o ponto de círculo cuja trajetória localizada descreve uma curvatura de raio infinito. No caso de PFS, o ponto de Ball é o único ponto de círculo que nas suas quatro posições, todas estão localizadas sobre uma reta. Assim, o balancim possui comprimento infinito.

Pontos característicos - São pontos pertencentes à curva cúbica (curva de pontos de centro ou de círculo) e caracterizam certas propriedades peculiares ao mecanismo resultante, caso este ponto seja escolhido como pivô (fixo ou móvel, respectivamente). São pontos característicos da curva de pontos de círculo os pólos de rotação imagem, pontos Q' , T e U .

Quadrilátero de pólos opostos - Os "pólos opostos" são definidos como dois pólos que levam diferentes índices. Existem três pares de pólos opostos: (P_{13}, P_{24}) , (P_{23}, P_{14}) e (P_{12}, P_{34}) . Um "quadrilátero de pólos opostos" possui as suas diagonais ligando dois pólos opostos. Existem três quadriláteros de pólos opostos: $(P_{23}P_{13}P_{14}P_{24})$, $(P_{13}P_{12}P_{24}P_{34})$ e $(P_{14}P_{12}P_{23}P_{34})$.

Teorema IV - Quando um plano móvel E assume quatro posições com relação a um plano fixo, os lados opostos de cada quadrilátero de pólos opostos subtendem ângulos que são iguais, ou diferem de 180° , quando vistos de um ponto de centro. Inversamente, qualquer ponto do qual dois lados opostos de um quadrilátero de pólos opostos, aparecem sob ângulos iguais ou ângulos

que diferem de 180° , é um ponto de centro.

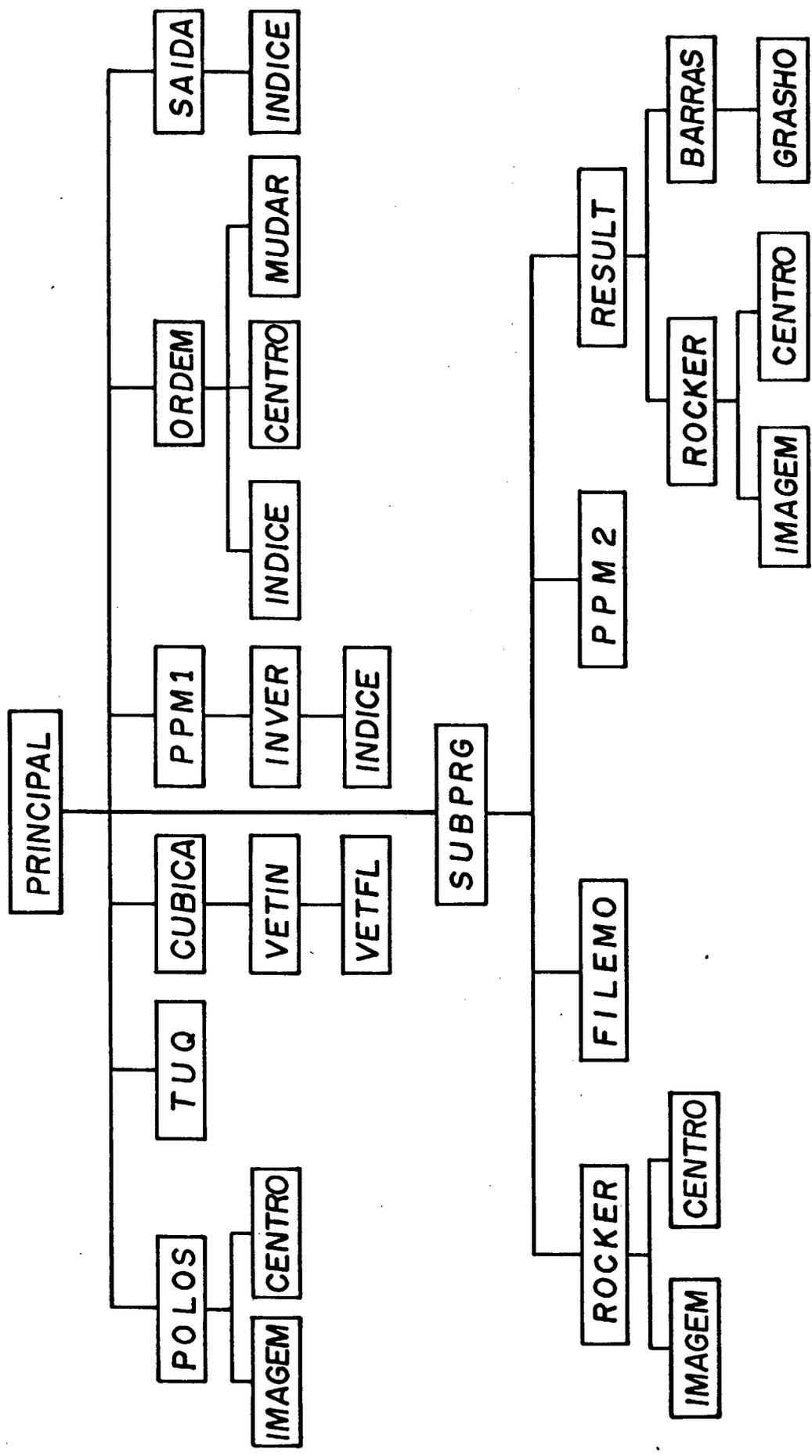
Triângulo de Pólos - Triângulo formado pelos pólos de rotação P_{ij} , P_{ik} e P_{jk} . Considerando duas rotações sucessivas no plano móvel E em relação ao plano fixo Σ , a primeira rotação sobre o pólo P_{ij} , de θ_{ij} , traz o plano E , da posição E_i para a posição E_j e a segunda rotação, sobre P_{jk} , de θ_{jk} , traz o plano E de E_j a E_k . O deslocamento total de E , de E_i a E_k , consegue-se através da rotação sobre P_{ik} , de θ_{ik} . O triângulo de pólos define completamente duas rotações.

APÊNDICE II

O PROGRAMA

1. O FLUXOGRAMA
2. AS ROTINAS
3. OS DADOS DE ENTRADA

1. 0 FLUXOGRAMA



2 - AS ROTINAS

A seguir são apresentadas, sucintamente, as funções do programa principal e de cada subrotina.

Programa Principal

O programa principal gerencia a chamada das subrotinas integrantes para execução da primeira etapa do programa. Chama também a subrotina SUBPRG, que, por sua vez, gerencia a segunda e terceira etapas do programa, fazendo ainda a leitura dos dados de entrada da primeira etapa.

Subrotina POLOS

Esta subrotina determina as coordenadas dos pólos de rotação, pólos de imagem relativos ao plano móvel 1 (um) e o ponto de Ball da curva de pontos de círculo, relativo ao sistema de coordenadas referencial. Ainda neste subprograma são chamadas as subrotinas IMAGEM e CENTRO.

Subrotina TUQ

A subrotina TUQ determina as coordenadas dos pontos "Q", "T" e "U" a partir dos polos imagem, em relação ao sistema de coordenadas referencial adotado.

Subrotina CUBICA

Esta subrotina determina a inclinação da reta assíntota da curva de pontos de círculo, e, a partir deste dado, por transformação de coordenadas, calcula a posição dos pontos característicos no novo sistema de coordenadas. Outra função desta subrotina é o cálculo dos coeficientes da equação cúbica, tanto no sistema de coordenadas referencial original como no transformado. É chamada, neste subprograma, a subrotina VETIN.

Subrotina PPM1

Após a transformação de coordenadas para o sistema original dos pontos característicos e de todos os demais pontos pertencentes à curva de pontos de círculo é chamada a subrotina INVER e, então, definidos os pontos que possibilitam uma solução

dentro da região requerida.

Subrotina IMAGEM

Esta subrotina executa a reflexão de um ponto em relação a uma reta que é definida pelas coordenadas de dois pontos.

Subrotina CENTRO

A partir de coordenadas de três pontos definidos, esta rotina determina o centro da circunferência que passa por estes três pontos e calcula o seu raio.

Subrotina VETIN

Aqui são construídos vetores (matrizes de linha), cujo conteúdo são as coordenadas de todos os pontos calculados do ramo aberto e do ramo fechado (caso houver) da curva de pontos de círculo, ordenados seqüencialmente. O sistema de coordenadas utilizado para o cálculo da posição dos pontos na curva é o sistema transformado, onde o eixo das abscissas está alinhado à reta assíntota.

Subrotina VETFL

Através de um processo de desigualdades são inseridos nos vetores determinados na subrotina VETIN, as coordenadas dos pontos característicos nos intervalos adequados. Este subprograma cria duas variáveis para identificação de ordem de ocorrência dos pontos característicos nos ramos da curva e da posição destes pontos na curva.

Subrotina ORDEM

Esta subrotina estabelece os limites dos segmentos da curva, cuja ordem de movimento do plano acoplador do mecanismo articulado resultante em relação ao sistema de coordenadas referencial, seja aquela desejada, isto é, 1-2-3-4, ou, 1-4-3-2.

Este subprograma chama as subrotinas INDICE, CENTRO, e MUDAR.

Subrotina INVER

A subrotina INVER estabelece os extremos dos segmentos da

curva cujos pontos possibilitarão soluções sem o problema da inversão geométrica. Este subprograma chama a subrotina ÍNDICE.

Subrotina ÍNDICE

Esta subrotina define os índices dos pontos característicos, a partir das suas posições nos vetores das coordenadas destes pontos.

Subrotina MUDAR

Para o estabelecimento da ordem na subrotina ORDEM, a MUDAR faz a mudança e a verificação da ordem, a cada pólo imagem encontrado ao longo da curva de pontos de círculo.

Subrotina SUBPRG

Esta rotina gerencia a segunda e terceira etapas do programa e faz a leitura de dados resultantes da etapa um, que se encontram nos arquivos um, dois e três; da etapa dois no arquivo quatro e a dos pivôs móveis escolhidos pelo projetista, nas etapas dois e três.

Subrotina ROCKER

Escolhido o pivô móvel do balancim ou da manivela do mecanismo a ser gerado, esta subrotina determina a localização do pivô fixo correspondente através do método utilizando o ponto cardinal. Nesta rotina é chamada a subrotina IMAGEM e CENTRO.

Subrotina FILEMO

Esta subrotina resolve a segunda parte do problema da inversão geométrica, através da solução de Filemon, e cria um variável contendo as coordenadas de todos os pontos que podem ser tomados como o segundo pivô móvel do mecanismo sem o problema da inversão.

Subrotina PPM2

De acordo com o mecanismo desejado, esta subrotina determina todos os pontos para a escolha do segundo pivô móvel, de tal sorte que o mecanismo tenha o movimento na ordem desejada e seja limitado a uma certa região de projeto.

Subrotina RESULT

A subrotina RESULT gerencia o processamento final da síntese de mecanismos, através da chamada ordenada das subrotinas ROCKER e BARRAS.

Subrotina BARRAS

Nesta subrotina são dimensionadas as barras componentes do mecanismos gerados, determinados os ângulos de transmissão máximo e mínimo, e é chamada a subrotina GRASHO.

Subrotina GRASHO

Esta subrotina classifica os mecanismos resultantes de acordo com o critério de Grashof.

Subrotina SAIDA

Esta subrotina gera a saída dos dados calculados, por impressão de listagens nas etapas um, dois e três, e em arquivos gravados nas etapas um e dois para os métodos utilizados dois e/ou três.

3. OS DADOS DE ENTRADA

O programa está dividido em três etapas sequenciais que são executadas de acordo com o modo de resolução adotado.

Para o processamento da primeira etapa (primeira entrada no programa), os dados de entrada referentes constam no quadro 1.

Quadro 1 - Dados de entrada para processamento da primeira etapa

CARTÃO	VARIÁVEL	COLUNAS	SIGNIFICADO	VALOR	OBSERVAÇÕES
1	Q(I) I = 1,9	1 a 72	Nome do projeto	-	O programa lê e <u>im</u> prime o nome do projeto (Centralizar no Cartão).
2	METODO	1	Modo de resolução a ser adotado.	1	Os pivôs móveis es <u>colhidos</u> automaticamente. Requer 1 entrada no programa.
				2	O 1º pivô a ser es <u>colhido</u> pelo proje <u>tista</u> . Requer 2 en <u>tradas</u> no programa
				3	O 1º e o 2º pivô a ser escolhido pelo projetista. Requer 3 entradas no programa.
3	IETAPA	1	Define a etapa de procedimento do projeto/programa.	1	Executa a 1º etapa do programa (Caso METODO=1), são exe <u>cutadas</u> todas as e <u>tapas</u> .

CARTÃO	VARIÁVEL	COLUNAS	SIGNIFICADO	VALOR	OBSERVAÇÕES
4	ESCALA	1 a 10	Indica a escala adotada nos valores de entrada de processamento e de saída.		A variável ESCALA resulta da divisão dos valores dimensionais efetivos em mm pelos respectivos valores dos dados de entrada. Ver obs. dos cartões 5 e 6.
5	AP(1)	1 a 10	Abscissa do ponto A_i ($i=1,2,3,4$) do plano móvel na posição i .		Recomenda-se que a característica dos valores de AP(I) e BP(I) deve constar de no máximo dois números inteiros. O formato de leitura é F10.5.
	AP(2)	11 a 20			
	AP(3)	21 a 30			
	AP(4)	31 a 40			
6	BP(1)	1 a 10	Ordenada do ponto A_i ($i=1,2,3,4$) do plano móvel na posição i .		Formato de leitura das variáveis é F10.5.
	BP(2)	11 a 20			
	BP(3)	21 a 30			
	BP(4)	31 a 40			
7	P(1)	1 a 10	Ângulo de inclinação do plano móvel na posição i ($i=1,2,3,4$) em relação ao sist. de coord. referencial.		Formato de leitura da variável é F20.5. Caso o valor não seja adequado, ele é ajustado automaticamente.
	P(2)	11 a 20			
	P(3)	21 a 30			
	p(4)	31 a 40			
8	DELTAY	1 a 20	Incremento do eixo Y na determinação da curva cúbica.		Formato de leitura da variável é F20.5. Caso o valor não seja adequado, ele é ajustado automaticamente.
9	ITIPO	1	Tipo de mecanismo resultante desejado.	1	Manivela-Balancim
				2	Dupla manivela
				3	Qualquer/Indiferente

CARTÃO	VARIÁVEL	COLONAS	SIGNIFICADO	VALOR	OBSERVAÇÕES
10	XI	1 a 10	Limites inf. e sup. na coordenada x da região solução.		Os pivôs móveis e os pivôs fixos serão escolhidos/admitidos dentro da região solução. Formato de Leitura = F10.5
	XF	11 a 20			
	YI	21 a 30	Limites inf. e sup. na coordenada y da região solução.		
	YF	31 a 40			
11	GAMA1	1 a 10	Ângulo de transmissão mínimo admitido		O formato de leitura das variáveis é F10.3.
	GAMA2	11 a 20	Ângulo de transmissão máximo admitido		
12	BARRA1	1 a 10	Dimensão mín. admitida para a(s) barra(s) do(s) mecanismo(s) resultante(s)		O formato de leitura das variáveis é F10.3.
	BARRA2	11 a 20	Dimensão máxima admitida para as barras.		

A segunda e a terceira etapas de processamento, quando a escolha do pivô móvel é realizada pelo projetista, os dados de entrada do programa são aqueles constantes do quadro 2. Quando o problema é resolvido pelo modo METODO=2, o projetista escolhe somente o primeiro pivô móvel enquanto que o programa associa pivôs móveis da manivela ao primeiro ponto de círculo. Pelo METODO=3, o projetista escolhe o primeiro e o segundo pivôs móveis do mecanismo, necessitando, para isto, processar o programa em três etapas, das quais, as duas últimas terão como dados de entrada, aqueles constados no quadro 2.

Quadro 2 - Dados de entrada para a segunda e terceira etapas

CARTÃO	VARIÁVEL	COLUNAS	SIGNIFICADO	VALOR	OBSERVAÇÕES
1	Q(I) I = 1,9	1 a 72	Título do projeto (nome do mecanismo).		O programa lê e imprime o nome do projeto.
2	METODO	1	Define o METODO em que o programa deverá prosseguir.	2	Os valores independem do método indicado na etapa 1.
				3	
3	IETAPA	1	Etapa do programa a ser executado.	2	Executa a 2ª etapa. Caso METODO=2, é executado também a etapa 3.
				3	Executa a 3ª etapa. É utilizado somente para METODO = 3.
4	J	1 a 3	Índice do pivô móvel escolhido para integrar o mec. resultante.		Deverá ser um número natural. Formato de leitura = I3
	IRAMO	4	Ramo da curva em que foi escolhido o pivô móvel.	1	Ramo aberto da curva.
				2	Ramo fechado da curva.

APÊNDICE III

RELATÓRIOS DE SÍNTESES

1. EXEMPLO 1
2. EXEMPLO 2
3. EXEMPLO 3

1. Exemplo 1

MÉTODO UTILIZADO PARA ESCOLHA DOS PIVOS = 1

TIPO DE MECANISMO RESULTANTE DESEJADO = INDIFFERENTE (ITIPD = 3)

ESCALA ADOPTADA = 1 / 320.00 MILIMETROS

LOCALIZAÇÃO DAS 4 PFS DO PLANO ACOPLADOR

POSICAO	COORDENADAS		INCLINACAO
	X	Y	TETA
1	0.0	0.0	90.00
2	-0.650	0.750	82.00
3	-1.550	5.750	20.00
4	-2.500	6.950	0.0

REGIAO DE SOLUCAO

LIMITE	X	Y
INFERIOR	0.0	0.0
SUPERIOR	8.00	8.00

ANGULO DE TRANSMISSAO MINIMO E MAXIMO ADMITIDO

GAMA1 (MINIMO)	GAMA2 (MAXIMO)
15.000	155.000

DIMENSÕES DAS BARRAS MINIMA E MAXIMA ADMITIDAS

BARRA1 (DIM MIN)	BARRA2 (DIM MAX)
1.000	5.000

LOCALIZACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS

INDICES IJ	POLOS ORIGINAIS-P		POLOS IMAGEM-P'		PONTOS Q'		PONTOS T		PONTOS U	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
12	5.038	5.023	5.038	5.023	5.342	8.580				
13	3.331	3.982	3.331	3.982	5.532	5.374				
14	2.225	4.725	2.225	4.725	-1.347	3.892	3.248	3.260	2.505	5.879
23	3.061	3.999	3.022	3.734	4.852	4.539				
24	1.991	4.914	2.036	4.491	-5.028	3.957	3.208	3.524	2.462	5.669
34	1.378	9.044	-2.094	3.878	12.759	-2.354	3.317	3.961	2.186	4.659
BALL			4.507	1.219						

ORDENACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS (VETOR V(I))

V(I) = VETOR DOS PONTOS P', Q', T, J

INDICE IJ	POSICAO I		
	P'	Q'	T U
12	1	7	-
13	2	8	-
14	3	9	13 16
23	4	10	-
24	5	11	14 17
34	6	12	15 18

ORDEM CRESCENTE DO ANGULO DE INCLINACAO TEIA DO PLANO ACOPLADOR
 (ORDEM/SEQUENCIA DE MOVIMENTO DO PLANO ACOPLADOR EM RELACAO A MANIVELA
 QUANDO SEU PONTO DE CIRCULO ESTA NO INFINITO)

4 3 2 1

ANGULO DE INCLINACAO DA ASSINTOTA +- ALFA = -10.007 GRAUS

PONTOS SEQUENCIAIS DO RAMO ABERTO DA CURVA DE PONTOS DE CIRCULO (VETOR A(J))
 A(J) = VETOR DE TODOS OS PONTOS CALCULADOS DA CURVA SOBRE O RAMO ABERTO
 INCREMENTO ADOPTADO - DELTAY = 0.100

POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
1	-15.466	5.044	51	2.535	6.127
2	-13.293	4.762	52	2.592	6.224
3	-11.466	4.541	53	2.621	6.320
4	-9.905	4.367	54	2.652	6.416
5	-8.555	4.230	55	2.684	6.512
6	-7.374	4.124	56	2.720	6.607
7	-6.332	4.041	57	2.757	6.702
8	-5.404	3.979	58	2.797	6.797
9	-5.028	3.957	59	2.840	6.891
10	-4.573	3.934	60	2.885	6.984
11	-3.823	3.903	61	2.934	7.077
12	-3.144	3.885	62	2.985	7.170
13	-2.525	3.877	63	3.041	7.261
14	-2.094	3.878	64	3.099	7.353
15	-1.960	3.879	65	3.151	7.443
16	-1.442	3.889	66	3.227	7.533
17	-1.347	3.892	67	3.293	7.622
18	-0.967	3.907	68	3.372	7.711
19	-0.530	3.931	69	3.452	7.799
20	-0.129	3.962	70	3.538	7.885
21	0.239	3.999	71	3.630	7.970
22	0.575	4.041	72	3.729	8.054
23	0.881	4.089	73	3.835	8.137
24	1.155	4.142	74	3.953	8.218
25	1.397	4.201	75	4.082	8.296
26	1.606	4.265	76	4.225	8.372
27	1.782	4.336	77	4.391	8.445
28	1.926	4.412	78	4.537	8.512
29	2.036	4.491	79	4.841	8.569
30	2.039	4.494	80	5.342	8.580
31	2.126	4.580	81	5.373	8.575
32	2.186	4.659	82	5.495	8.555
33	2.193	4.669	83	5.952	8.371
34	2.225	4.725	84	6.145	8.237
35	2.244	4.762	85	6.271	8.113
36	2.283	4.857	86	6.353	7.995
37	2.315	4.953	87	6.434	7.881
38	2.341	5.050	88	6.439	7.770
39	2.363	5.147	89	6.531	7.661
40	2.383	5.245	90	6.552	7.554
41	2.401	5.343	91	6.583	7.449
42	2.419	5.442	92	6.597	7.345
43	2.437	5.540	93	5.632	7.242
44	2.456	5.638	94	5.631	7.141
45	2.462	5.669	95	6.593	7.041
46	2.475	5.737	96	6.579	6.942
47	2.496	5.835	97	6.553	6.844
48	2.505	5.879	98	6.535	6.747
49	2.517	5.932	99	6.534	6.650
50	2.541	6.030	100	6.459	6.555

POSICAO J	X	Y	POSICAO J.	X	Y
101	6.428	6.461	143	3.212	3.474
102	6.383	6.367	144	3.225	3.370
103	6.332	6.275	145	3.246	3.265
104	6.277	6.183	146	3.248	3.260
105	6.216	6.092	147	3.274	3.159
106	6.151	6.002	148	3.303	3.051
107	6.082	5.913	149	3.347	2.943
108	6.007	5.824	150	3.391	2.833
109	5.927	5.737	151	3.440	2.723
110	5.843	5.650	152	3.494	2.612
111	5.753	5.564	153	3.552	2.500
112	5.659	5.480	154	3.615	2.388
113	5.559	5.396	155	3.683	2.274
114	5.532	5.374	156	3.755	2.160
115	5.454	5.312	157	3.831	2.045
116	5.344	5.230	158	3.913	1.929
117	5.230	5.149	159	3.999	1.812
118	5.109	5.069	160	4.090	1.694
119	5.038	5.023	161	4.137	1.576
120	4.984	4.989	162	4.239	1.456
121	4.854	4.911	163	4.397	1.336
122	4.852	4.909	164	4.512	1.214
123	4.719	4.833	165	4.633	1.091
124	4.580	4.756	166	4.761	0.967
125	4.437	4.680	167	4.897	0.841
126	4.291	4.604	168	5.041	0.714
127	4.144	4.528	169	5.193	0.586
128	3.997	4.453	170	5.356	0.456
129	3.854	4.376	171	5.715	0.189
130	3.717	4.299	172	5.914	0.053
131	3.591	4.220	173	6.129	-0.087
132	3.481	4.137	174	6.350	-0.229
133	3.389	4.052	175	6.613	-0.375
134	3.331	3.982	176	6.890	-0.526
135	3.318	3.963	177	7.196	-0.681
136	3.317	3.961	178	7.539	-0.844
137	3.266	3.871	179	7.930	-1.014
138	3.232	3.775	180	8.385	-1.196
139	3.222	3.734	181	8.935	-1.394
140	3.213	3.677	182	9.642	-1.621
141	3.207	3.576	183	10.631	-1.906
142	3.208	3.524	184	12.759	-2.354
			185	15.972	-3.016

ORDEN DOS PONTOS CARACTERISTICOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA CUBICA

ORDEN	VECTO V POSICAO I	VECTO A POSICAO J
1	11	9
2	6	14
3	9	17
4	5	25
5	18	32
6	3	34
7	17	45
8	16	48
9	7	80
10	8	114
11	1	119
12	10	122
13	2	134
14	15	136
15	4	139
16	14	142
17	13	146
18	12	184

SEGMENTOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA EM QUE O ANGULO DE ROTACAO MAXIMO DO ACOPLADOR EM RELACAO AO BALANCIM F: MENOR QUE 180 GRAUS

SEGMENTO	POSICAO J-INICIAL	J-FINAL
1	1	32
2	48	136
3	146	185

INDICES DOS PONTOS DE CIRCULO DO VETOR A(J), QUE PODEM SER ESCOLHIDOS
 COMO O PRIMEIRO PIVO MOVEL (PONTOS CUJO ANGULO DE ROTACAO MAXIMO EM
 RELACAO AO BALANCIEM E' MENOR QUE 180 GRAUS E QUE ESTAO DENTRO DA
 REGIAO DE SOLUCAO) (IRAMO=1)

21	22	23	24	25	26	27	28	30	31	49	50	51	52	53	54	55
56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	86
87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103
104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	115	116	117	118	120	121	123
124	125	126	127	128	129	130	131	132	133	135	147	148	149	150	151	152
153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169
170	171	172														

SEGMENTOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA EM QUE A ORDEM DO PLANO ACOPLADOR E' 1234

SEGMENTO	POSICAO	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	1	14
2	34	119
3	139	185

*** MECANISMOS RESULTANTES DA SINTESE ***

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = MANIVELA
 B = ACOPLADOR
 C = CONTRA-MANIVELA
 D = BARRA FIXA

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C(XC,YC) = PIVO MOVEL DA CONTRA-MANIVELA
 A(XA,YA) = PIVO MOVEL DA MANIVELA
 OC(XOC,YOC) = PIVO FIXO DA CONTRA-MANIVELA
 OA(XOA,YOA) = PIVO FIXO DA MANIVELA

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = ANG. DE TRANSM. MINIMO
 GAVAS = ANG. DE TRANSM. MAXIMO

1 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.166
 B = 2.979
 C = 2.247
 D = 1.555

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C(0.239, 3.999)
 A(2.496, 5.835)
 OC(2.397, 4.648)
 OA(3.634, 5.562)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 15.762
 GAVAS = 62.166

2 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.188
 B = 2.945
 C = 2.247
 D = 1.586

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C(0.239, 3.999)
 A(2.505, 5.879)
 OC(2.390, 4.648)
 OA(3.659, 5.599)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 15.316
 GAVAS = 62.904

3 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.213
 B = 2.983
 C = 2.247
 D = 1.622

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C(0.239, 3.999)
 A(2.517, 5.922)
 OC(2.357, 4.648)
 OA(3.689, 5.619)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 16.953
 GAVAS = 63.751

4 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.261
 B = 3.069
 C = 2.247
 D = 1.686

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C(0.239, 3.999)
 A(2.541, 6.030)
 OC(2.390, 4.648)
 OA(3.744, 5.653)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 19.059
 GAVAS = 65.213

5 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.310
 B = 3.153
 C = 2.247
 D = 1.748

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C1 0.239, 3.9551
 A1 2.565, 6.1271
 O1 2.390, 4.6481
 D1 3.798, 5.6841

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 19.083
 GAMAS = 66.556

6 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.366
 B = 3.238
 C = 2.247
 D = 1.808

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C1 0.239, 3.9991
 A1 2.592, 6.2241
 O1 2.390, 4.6481
 D1 3.852, 5.7121

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 20.020
 GAMAS = 67.784

7 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.410
 B = 3.326
 C = 2.247
 D = 1.865

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C1 0.239, 3.9551
 A1 2.621, 6.3201
 O1 2.390, 4.6481
 D1 3.905, 5.7371

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 20.897
 GAMAS = 68.903

8 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.462
 B = 3.415
 C = 2.247
 D = 1.921

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C1 0.239, 3.9991
 A1 2.652, 6.4161
 O1 2.390, 4.6481
 D1 3.957, 5.7591

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 21.692
 GAMAS = 69.915

9 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***
 A = 1.514
 B = 3.507
 C = 2.247
 D = 1.975

*** PIVOS DO MECANISMO ***
 C1 0.239, 3.9551
 A1 2.684, 6.5121
 O1 2.390, 4.6481
 D1 4.009, 5.7751

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***
 GAMAI = 22.416
 GAMAS = 70.828

10 MECANISMO = NAU GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***

A = 1.567
 B = 3.600
 C = 2.247
 D = 2.027

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(0.239, 3.959)
 A(2.720, 6.607)
 OC(2.390, 4.648)
 OA(4.060, 5.796)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 23.072
 GAMA5 = 71.645

2. Exemplo 2

METODO UTILIZADO PARA ESCOLHA DOS PIVOS = 2

TIPO DE MECANISMO RESULTANTE DESEJADO = INDIFERENTE (TIPO = 3)

ESCALA ADOPTADA = 1 / 20.00 MILIMETROS

LOCALIZACAO DAS 4 PFS DO PLANO ACOPLADOR

POSICAO	COORDENADAS		INCLINACAO
	X	Y	TETA
1	0.0	0.0	-90.00
2	-0.641	0.133	-110.50
3	-1.343	0.700	-150.70
4	-1.469	0.984	-178.50

REGIAO DE SOLUCAO

LIMITE	X	Y
INFERIOR	-1.50	-4.00
SUPERIOR	2.00	4.00

ANGULO DE TRANSMISSAO MINIMO E MAXIMO ADMITIDO

GAMA1 (MINIMO)	GAMA2 (MAXIMO)
10.000	150.000

DIMENSÕES DAS BARRAS MINIMA E MAXIMA ADMITIDAS

BARRA1 (DIM MIN)	BARRA2 (DIM MAX)
0.500	5.000

LOCALIZACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS

INDICES IJ	POLOS ORIGINAIS-P		POLOS IMAGEM-P*		PONTOS Q*		PONTOS T		PONTOS U	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
12	0.047	1.835	0.047	1.835	0.224	-0.054				
13	-0.074	1.497	-0.074	1.497	-0.126	0.775				
14	-0.229	1.246	-0.229	1.246	-0.077	1.357	0.303	1.251	-0.441	1.307
23	-0.217	1.376	-0.038	1.312	-0.183	1.188				
24	-0.424	1.172	-0.161	1.049	-0.002	1.733	-0.253	1.258	0.094	1.273
34	-0.832	1.097	-0.096	0.640	0.414	2.282	-0.229	1.246	-0.021	1.303
BALL			0.930	1.274						

ORDENACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS (VETOR V(I))
 VIIJ = VETOR DOS PONTOS P*, Q*, T, U

INDICE IJ	POSICAO I		
	P*	Q*	T U
12	1	7	-
13	2	8	-
14	3	9	13 16
23	4	10	-
24	5	11	14 17
34	6	12	15 18

ORDEM CRESCENTE DO ANGULO DE INCLINACAO TETA DO PLANO ACOPLADJR
 (ORDEM/SEQUENCIA DE MOVIMENTO DO PLANO ACOPLADOR EM RELACAO A MANIVELA
 QUANDO SEU PONTO DE CIRCULO ESTA NO INFINITO)

4 3 2 1

ANGULO DE INCLINACAO DA ASSINTOTA -- ALFA = +20,034 GRAUS

PONTOS SEQUENCIAIS DO RAMO ABERTO DA CURVA DE PONTOS DE CIRCULO (VETOR A(J))
 A(J) = VETOR DE TODOS OS PONTOS CALCULADOS DA CURVA SOBRE O RAMO ABERTO
 INCREMENTO ADOPTADO - DELTAY = 0.030

POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
1	-6.190	2.956	47	-0.012	0.384
2	-5.223	2.635	48	0.033	0.346
3	-4.445	2.383	49	0.020	0.308
4	-3.804	2.182	50	0.037	0.270
5	-3.266	2.017	51	0.055	0.231
6	-2.803	1.882	52	0.075	0.192
7	-2.412	1.770	53	0.097	0.152
8	-2.065	1.675	54	0.119	0.112
9	-1.760	1.596	55	0.143	0.072
10	-1.488	1.528	56	0.153	0.030
11	-1.243	1.471	57	0.195	-0.011
12	-1.021	1.422	58	0.224	-0.054
13	-0.817	1.380	59	0.224	-0.054
14	-0.628	1.343	60	0.255	-0.097
15	-0.442	1.307	61	0.287	-0.141
16	-0.441	1.307	62	0.322	-0.185
17	-0.253	1.258	63	0.350	-0.231
18	-0.229	1.246	64	0.400	-0.273
19	-0.229	1.246	65	0.443	-0.325
20	-0.198	1.218	66	0.490	-0.374
21	-0.183	1.188	67	0.541	-0.425
22	-0.180	1.179	68	0.596	-0.477
23	-0.172	1.144	69	0.653	-0.531
24	-0.167	1.111	70	0.725	-0.588
25	-0.164	1.077	71	0.803	-0.648
26	-0.161	1.049	72	0.891	-0.712
27	-0.160	1.044	73	0.996	-0.782
28	-0.157	1.011	74	1.125	-0.861
29	-0.154	0.978	75	1.303	-0.958
30	-0.151	0.945	76	1.689	-1.131
31	-0.147	0.912	77	1.931	-1.219
32	-0.142	0.878	78	2.415	-1.364
33	-0.137	0.844	79	2.697	-1.435
34	-0.132	0.810	80	2.937	-1.490
35	-0.126	0.776	81	3.153	-1.539
36	-0.126	0.775	82	3.371	-1.585
37	-0.119	0.742	83	3.581	-1.629
38	-0.112	0.707	84	3.793	-1.674
39	-0.104	0.673	85	4.003	-1.721
40	-0.096	0.640	86	4.231	-1.770
41	-0.095	0.637	87	4.463	-1.823
42	-0.086	0.602	88	4.709	-1.881
43	-0.076	0.566	89	4.970	-1.944
44	-0.065	0.531	90	5.252	-2.015
45	-0.053	0.494	91	5.559	-2.095
46	-0.027	0.421	92	5.896	-2.186

ORDEM DOS PONTOS CARACTERISTICOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA CUBICA

ORDEM	VETOR V POSICAO I	VETOR A POSICAO J
1	16	16
2	14	17
3	3	18
4	15	19
5	10	21
6	5	26
7	8	36
8	6	40
9	7	59

SEGMENTOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA EM QUE O ANGULO DE ROTACAO MAXIMO DO ACOPLADOR EM RELACAO AO BALANCIM E' MENOR QUE 180 GRAUS

SEGMENTO	POSICAO	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	1	16
2	19	92

INDICES DOS PONTOS DE CIRCULO DO VETOR A(IJ), QUE PODEM SER ESCOLHIDOS COMO O PRIMEIRO PIVO MOVEL (PONTOS CUJO ANGULO DE ROTACAO MAXIMO EM RELACAO AO BALANCIM E' MENOR QUE 180 GRAUS E QUE ESTAO DENTRO DA REGIAO DE SOLUCAO) (IRAMO=1)

10	11	12	13	14	15	20	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32
33	34	35	37	38	39	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51
52	53	54	55	56	57	58	60	61	62	63	64	55	56	67	68	69
70	71	72	73	74	75	76	77									

SEGMENTOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA EM QUE A ORDEM DO PLANO ACOPLADOR E' 1234

SEGMENTO	POSICAO	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	1	18
2	40	92

PONTOS SEQUENCIAIS DO RAMO FECHADO DA CURVA DE PONTOS DE CIRCULO (VETOR F(J))
 F(J) = VETOR DE TODOS OS PONTOS CALCULADOS DA CURVA SOBRE O RAMO FECHADO
 INCREMENTO ADOTAADO - DELTAY = 0.030

POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
1	0.047	1.839	51	1.789	1.906
2	0.062	1.866	52	1.785	1.876
3	0.076	1.892	53	1.780	1.846
4	0.092	1.918	54	1.772	1.817
5	0.108	1.944	55	1.753	1.788
6	0.125	1.970	56	1.752	1.760
7	0.142	1.996	57	1.739	1.733
8	0.161	2.021	58	1.725	1.706
9	0.179	2.046	59	1.710	1.680
10	0.199	2.071	60	1.692	1.654
11	0.219	2.095	61	1.673	1.629
12	0.240	2.120	62	1.653	1.605
13	0.262	2.144	63	1.631	1.581
14	0.285	2.167	64	1.607	1.557
15	0.308	2.191	65	1.582	1.535
16	0.333	2.214	66	1.555	1.513
17	0.358	2.236	67	1.525	1.491
18	0.385	2.259	68	1.495	1.470
19	0.412	2.281	69	1.464	1.450
20	0.414	2.282	70	1.430	1.431
21	0.440	2.302	71	1.394	1.412
22	0.470	2.323	72	1.356	1.394
23	0.501	2.344	73	1.316	1.376
24	0.533	2.364	74	1.273	1.360
25	0.567	2.384	75	1.229	1.344
26	0.603	2.403	76	1.182	1.329
27	0.640	2.421	77	1.132	1.316
28	0.679	2.439	78	1.080	1.303
29	0.721	2.455	79	1.025	1.291
30	0.765	2.471	80	0.967	1.280
31	0.813	2.486	81	0.905	1.271
32	0.864	2.499	82	0.840	1.262
33	0.921	2.510	83	0.771	1.255
34	0.985	2.519	84	0.698	1.250
35	1.059	2.524	85	0.621	1.247
36	1.152	2.522	86	0.538	1.245
37	1.312	2.495	87	0.449	1.245
38	1.446	2.447	88	0.353	1.249
39	1.574	2.368	89	0.303	1.251
40	1.636	2.313	90	0.247	1.255
41	1.677	2.266	91	0.123	1.268
42	1.709	2.223	92	0.094	1.273
43	1.733	2.182	93	-0.021	1.303
44	1.751	2.144	94	-0.033	1.312
45	1.760	2.106	95	-0.054	1.336
46	1.776	2.071	96	-0.077	1.367
47	1.784	2.036	97	-0.070	1.374
48	1.789	2.002	98	-0.082	1.407
49	1.791	1.969	99	-0.091	1.439
50	1.791	1.937	100	-0.073	1.469

POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
101	-0.074	1.497	108	-0.025	1.674
102	-0.073	1.500	109	-0.015	1.702
103	-0.067	1.529	110	-0.004	1.730
104	-0.060	1.559	111	-0.002	1.733
105	-0.053	1.588	112	0.003	1.757
106	-0.044	1.617	113	0.021	1.785
107	-0.035	1.645	114	0.034	1.812

ORDEM DOS PONTOS CARACTERISTICOS SOBRE O RAMO FECHADO DA CURVA CUBICA

ORDEM	VETOR V POSICAO I	VETOR A POSICAO J
1	1	1
2	12	20
3	13	89
4	17	92
5	18	93
6	4	94
7	9	96
8	2	101
9	11	111

SEGMENTOS SOBRE O RAMO FECHADO DA CURVA EM QUE O ANGULO DE ROTACAO MAXIMO DO ACOPLADOR EM RELACAO AO BALANCIM E' MENOR QUE 180 GRAUS

SEGMENTO	POSICAO	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	1	89
2	93	114

INDICES DOS PONTOS DE CIRCULOS DO VETOR F(J), QUE PODEM SER ESCOLHIDOS COMO PRIMEIRO PIVO MOVEL (IRAMO=2)

2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
19	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53
54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70
71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87
88	95	97	98	99	100	102	103	104	105	106	107	108	109	110	112	113
114																

SEGMENTOS SOBRE O RAMO FECHADO DA CURVA EM QUE A ORDEM DO PLANO ACOPLADOR E' 1234

SEGMENTO	POSICAO	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	1	94

*** MECANISMOS RESULTANTES DA SINTESE ***

*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***

A = MANIVELA
 B = ACOPLADOR
 C = CONTRA-MANIVELA
 D = BARRA FIXA

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(XC,YC) = PIVO MOVEL DA CONTRA-MANIVELA
 A(XA,YA) = PIVO MOVEL DA MANIVELA
 OC(XOC,YOC) = PIVO FIXO DA CONTRA-MANIVELA
 OA(XOA,YOA) = PIVO FIXO DA MANIVELA

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = ANG. DE TRANSM. MINIMO
 GAMA5 = ANG. DE TRANSM. MAXIMO

1 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***

A = 0.929
 B = 1.745
 C = 1.232
 D = 0.713

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(0.179, 2.046)
 A(-1.488, 1.528)
 OC(-0.625, 1.112)
 OA(-0.607, 1.825)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 32.010
 GAMA5 = 64.264

2 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***

A = 0.732
 B = 1.534
 C = 1.232
 D = 0.666

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(0.179, 2.046)
 A(-1.243, 1.471)
 OC(-0.525, 1.112)
 OA(-0.577, 1.777)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 27.248
 GAMA5 = 59.562

3 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***

A = 0.566
 B = 1.353
 C = 1.232
 D = 0.617

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(0.179, 2.046)
 A(-1.021, 1.422)
 OC(-0.625, 1.112)
 OA(-0.562, 1.724)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 21.793
 GAMA5 = 54.207

4 MECANISMO = DUPLA MANIVELA

*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***

A = 1.966
 B = 2.144
 C = 1.232
 D = 1.005

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(0.179, 2.046)
 A(0.255, -0.077)
 OC(-0.625, 1.112)
 OA(0.049, 1.858)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 10.693
 GAMA5 = 120.837

5 MECANISMO = DUPLA MANIVELA			
*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***	*** PIVOS DO MECANISMO ***	*** ANGULO DE TRANSMISSÃO ***	
A = 2.033	CI 0.179, 2.0461	GAMA1 = 11.524	
B = 2.190	AI 0.207, -0.1411	GAMA5 = 123.807	
C = 1.232	OCl -0.625, 1.1121		
D = 1.020	OAI 0.050, 1.8761		
6 MECANISMO = DUPLA MANIVELA	*** PIVOS DO MECANISMO ***	*** ANGULO DE TRANSMISSÃO ***	
*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***	CI 0.179, 2.0461	GAMA1 = 12.375	
A = 2.102	AI 0.322, -0.1851	GAMA5 = 127.112	
B = 2.236	OCl -0.625, 1.1121		
C = 1.232	OAI 0.050, 1.8991		
D = 1.036			
7 MECANISMO = DUPLA MANIVELA	*** PIVOS DO MECANISMO ***	*** ANGULO DE TRANSMISSÃO ***	
*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***	CI 0.179, 2.0461	GAMA1 = 13.250	
A = 2.173	AI 0.300, -0.2311	GAMA5 = 130.552	
B = 2.284	OCl -0.625, 1.1121		
C = 1.232	OAI 0.050, 1.9191		
D = 1.052			
8 MECANISMO = DUPLA MANIVELA	*** PIVOS DO MECANISMO ***	*** ANGULO DE TRANSMISSÃO ***	
*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***	CI 0.179, 2.0461	GAMA1 = 14.151	
A = 2.246	AI 0.400, -0.2781	GAMA5 = 134.266	
B = 2.334	OCl -0.625, 1.1121		
C = 1.232	OAI 0.045, 1.9411		
D = 1.068			
9 MECANISMO = DUPLA MANIVELA	*** PIVOS DO MECANISMO ***	*** ANGULO DE TRANSMISSÃO ***	
*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***	CI 0.179, 2.0461	GAMA1 = 15.094	
A = 2.323	AI 0.443, -0.3251	GAMA5 = 138.336	
B = 2.386	OCl -0.625, 1.1121		
C = 1.232	OAI 0.047, 1.9631		
D = 1.084			

10 MECANISMO = DUPLA MANIVELA

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***

A = 2.402
 B = 2.440
 C = 1.232
 D = 1.101

*** PIVOS DO MECANISMO ***

CI 0.179, 2.046)
 AI 0.450, -0.374)
 OC(-0.625, 1.112)
 OA(0.045, 1.986)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 16.054
 GAMA5 = 142.893

11 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***

A = 2.173
 B = 0.913
 C = 1.232
 D = 2.913

*** PIVOS DO MECANISMO ***

CI 0.179, 2.046)
 AI 0.621, 1.247)
 OC(-0.625, 1.112)
 OA(1.766, -0.636)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 36.700
 GAMA5 = 69.625

12 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***

A = 1.439
 B = 0.876
 C = 1.232
 D = 2.108

*** PIVOS DO MECANISMO ***

CI 0.179, 2.046)
 AI 0.538, 1.245)
 OC(-0.625, 1.112)
 OA(1.119, -0.671)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 31.627
 GAMA5 = 64.826

13 MECANISMO = NAO GRASHOF

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***

A = 0.961
 B = 0.845
 C = 1.232
 D = 1.557

*** PIVOS DO MECANISMO ***

CI 0.179, 2.046)
 AI 0.469, 1.245)
 OC(-0.625, 1.112)
 OA(0.717, 0.322)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 25.627
 GAMA5 = 59.327

14 MECANISMO = MANIVELA-BALANCM

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***

A = 0.637
 B = 0.816
 C = 1.232
 D = 1.160

*** PIVOS DO MECANISMO ***

CI 0.179, 2.046)
 AI 0.353, 1.249)
 OC(-0.625, 1.112)
 OA(0.424, 0.615)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 18.179
 GAMA5 = 121.348

15 MECANISMO = MANIVELA-BALANCI

*** DIMENSÕES DAS BARRAS ***

A = 0.519
 B = 0.804
 C = 1.232
 D = 1.007

*** PIVOS DO MECANISMO ***

CI (0.179, 2.046)
 AI (0.303, 1.251)
 OC (-0.625, 1.112)
 OA (0.308, 0.733)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAMA1 = 13.588
 GAMA5 = 94.691

3. Exemplo 3

METODO UTILIZADO PARA ESCOLHA DOS PIVOS = 3

TIPO DE MECANISMO RESULTANTE DESEJADO = MANIVELA-BALANCI (TIPO = 1)

ESCALA ADOPTADA = 1 / 1.00 MILIMETROS

LOCALIZACAO DAS 4 PFS DO PLANO ACOPLADOR

POSICAO	COORDENADAS		INCLINACAO TETA
	X	Y	
1	-19.433	1.615	352.00
2	-6.861	19.253	28.80
3	10.620	16.354	58.00
4	3.252	-19.227	50.00

REGIAO DE SOLUCAO

LIMITE	X	Y
INFERIOR	-30.00	-20.00
SUPERIOR	25.00	60.00

ANGULO DE TRANSMISSAO MINIMO E MAXIMO ADMITIDO

GAMA1 (MINIMO)	GAMA2 (MAXIMO)
30.000	150.000

DIMENSÕES DAS BARRAS MINIMA E MAXIMA ADMITIDAS

BARRA1 (DIM MIN)	BARRA2 (DIM MAX)
18.000	50.000

LOCALIZACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS

INDICES IJ	POLOS ORIGINAIS-P		POLOS IMAGEM-P'		PONTOS Q'		PONTOS T		PONTOS U	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
12	-39.658	29.330	-39.653	29.330	-1.007	24.823	---	---	---	---
13	-15.755	32.123	-15.755	32.123	7.302	19.575	-27.515	1.710	8.011	10.531
14	10.709	11.656	10.709	11.656	-5.540	2.927	-41.913	26.247	24.367	56.118
23	7.444	51.359	11.254	18.754	21.938	36.527	---	---	---	---
24	101.004	27.032	71.597	-56.769	15.105	16.114	-37.919	7.741	12.182	19.172
34	-247.480	51.247	-92.535	251.593	26.977	-0.925	-3.353	5.304	14.177	20.914
BALL			20.795	5.283						

ORDENACAO DOS PONTOS CARACTERISTICOS (VETOR V(I))
 V(I) = VETOR DOS PONTOS P', Q', T, U

INDICE IJ	POSICAO I			
	P'	Q'	T	U
12	1	7	---	---
13	2	8	13	17
14	3	9	14	18
23	4	10	---	---
24	5	11	15	19
34	6	12	16	20

ORDEN CRESCENTE DO ANGULO DE INCLINACAO TETA DO PLANO ACOPLADOR
 (ORDEM/SEQUENCIA DE MOVIMENTO DO PLANO ACOPLADOR EM RELACAO A MANIVELA
 QUANDO SEU PONTO DE CIRCULO ESTA NO INFINITO)

2 4 3 1

ANGULO DE INCLINACAO DA ASSINTOTA -* ALFA = -53.393 GRAUS

PONTOS SEQUENCIAIS DO RAMO ABERTO DA CURVA DE PONTOS DE CIRCULO (VETOR A(J))
 A(J) = VETOR DE TODOS OS PONTOS CALCULADOS DA CURVA SOBRE O RAMO ABERTO
 INCREMENTO ADOPTADO - DELTAY = 0,800

POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
1	-92.535	251.593	51	20.724	32.795
2	-89.955	247.763	52	20.355	31.847
3	-79.954	233.037	53	19.999	30.920
4	-71.058	223.173	54	19.613	30.013
5	-63.139	208.765	55	19.224	29.126
6	-55.885	198.504	56	18.819	28.258
7	-49.185	189.142	57	18.401	27.411
8	-42.913	180.475	58	17.971	26.583
9	-36.957	172.324	59	17.529	25.775
10	-31.214	164.517	60	17.074	24.987
11	-25.567	156.867	61	16.607	24.220
12	-19.868	149.133	62	16.125	23.475
13	-13.865	140.903	63	15.630	22.754
14	-6.903	131.116	64	15.119	22.059
15	11.981	100.429	65	14.599	21.393
16	15.201	93.670	66	14.177	20.914
17	17.246	88.820	67	14.039	20.762
18	18.739	84.867	68	13.451	20.173
19	19.896	81.460	69	12.851	19.639
20	20.821	78.431	70	12.194	19.179
21	21.573	75.683	71	12.132	19.172
22	22.190	73.153	72	11.472	18.827
23	22.699	70.799	73	11.254	18.754
24	23.118	68.592	74	10.652	18.632
25	23.460	66.510	75	9.692	18.665
26	23.737	64.534	76	8.553	18.990
27	23.955	62.652	77	7.302	19.575
28	24.123	60.853	78	7.0230	19.613
29	24.246	59.127	79	5.753	20.463
30	24.327	57.468	80	4.228	21.439
31	24.367	56.118	81	2.659	22.463
32	24.372	55.870	82	1.090	23.486
33	24.382	54.326	83	-0.461	24.479
34	24.361	52.834	84	-1.007	24.823
35	24.311	51.388	85	-1.934	25.429
36	24.235	49.986	86	-3.477	26.328
37	24.133	48.625	87	-4.935	27.172
38	24.008	47.302	88	-6.350	27.961
39	23.861	46.014	89	-7.751	28.694
40	23.505	43.539	90	-9.109	29.374
41	23.299	42.348	91	-10.434	30.001
42	23.075	41.185	92	-11.727	30.576
43	22.834	40.050	93	-12.990	31.102
44	22.577	38.942	94	-14.224	31.581
45	22.304	37.859	95	-15.429	32.013
46	22.016	36.801	96	-16.555	32.123
47	21.938	36.527	97	-16.607	32.400
48	21.714	35.765	98	-17.753	32.744
49	21.397	34.753	99	-18.833	33.047
50	21.067	33.763	100	-19.984	33.309

POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
101	-21.060	33.531	151	-24.511	0.977
102	-22.113	33.716	152	-23.451	0.797
103	-23.143	33.863	153	-22.435	0.659
104	-24.150	33.973	154	-21.433	0.555
105	-25.136	34.048	155	-20.451	0.485
106	-26.100	34.088	156	-19.437	0.446
107	-27.043	34.094	157	-18.541	0.435
108	-27.965	34.066	158	-17.611	0.450
109	-28.867	34.005	159	-16.697	0.490
110	-29.748	33.911	160	-15.795	0.553
111	-30.609	33.784	161	-14.910	0.639
112	-31.451	33.625	162	-14.035	0.746
113	-32.272	33.433	163	-13.174	0.872
114	-33.073	33.209	164	-12.325	1.018
115	-33.854	32.952	165	-11.485	1.182
116	-34.615	32.662	166	-10.659	1.363
117	-35.355	32.338	167	-9.842	1.562
118	-36.075	31.981	168	-9.035	1.777
119	-36.773	31.588	169	-8.237	2.008
120	-37.449	31.160	170	-7.453	2.255
121	-38.102	30.695	171	-6.671	2.516
122	-38.731	30.192	172	-5.902	2.792
123	-39.336	29.648	173	-5.140	2.927
124	-39.658	29.330	174	-4.381	3.031
125	-39.914	29.062	175	-3.633	3.385
126	-40.465	28.430	176	-2.894	3.702
127	-40.986	27.750	177	-2.167	4.032
128	-41.474	27.016	178	-1.453	4.374
129	-41.913	26.247	179	-0.744	4.729
130	-41.925	26.224	180	-0.044	5.095
131	-42.336	25.365	181	0.653	5.304
132	-42.700	24.429	182	1.355	5.473
133	-43.008	23.404	183	2.044	5.862
134	-43.248	22.267	184	2.725	6.262
135	-43.399	20.986	185	3.402	6.671
136	-43.426	19.504	186	4.074	7.090
137	-43.253	17.696	187	4.743	7.517
138	-42.636	15.166	188	5.409	7.951
139	-38.312	8.139	189	6.074	8.391
140	-37.919	7.741	190	6.741	8.835
141	-36.168	6.182	191	7.412	9.281
142	-34.464	4.940	192	8.011	9.724
143	-32.957	4.017	193	8.093	10.160
144	-31.570	3.290	194	8.791	10.531
145	-30.268	2.700	195	9.519	10.972
146	-29.029	2.214	196	10.293	11.315
147	-27.842	1.811	197	10.709	11.575
148	-27.516	1.710	198	11.153	11.656
149	-26.697	1.477	199		11.696
150	-25.588	1.202	200		
POSICAO J	X	Y	POSICAO J	X	Y
201	12.167	11.590	212	30.979	-5.242
202	13.378	11.149	213	34.001	-8.627
203	14.845	10.292	214	37.232	-12.350
204	15.105	10.114	215	40.695	-16.450
205	16.572	9.012	216	44.419	-20.976
206	18.528	7.361	217	48.441	-25.986
207	20.677	5.393	218	52.605	-31.552
208	23.001	3.144	219	57.567	-37.763
209	25.490	0.625	220	62.792	-44.727
210	26.977	-0.925	221	68.555	-52.533
211	28.147	-2.106	222	71.597	-56.769

ORDEM DOS PONTOS CARACTERISTICOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA CUBICA

ORDEM	VETOR V POSICAO I	VETOR A POSICAO J
1	6	1
2	18	31
3	10	47
4	20	66
5	19	71
6	4	73
7	8	77
8	7	84
9	2	96
10	1	124
11	14	129
12	15	140
13	13	148
14	9	173
15	16	181
16	17	194
17	3	199
18	11	204
19	12	210
20	5	222

SEGMENTOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA EM QUE O ANGULO DE ROTACAO MAXIMO DO ACOPLADOR EM RELACAO AO BALANCIM E' MENOR QUE 180 GRAUS

SEGMENTO	POSICAO	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	1	31
2	71	129
3	194	222

INDICES DOS PONTOS DE CIRCULO DO VETOR A(J), QUE PODEM SER ESCOLHIDOS COMO O PRIMEIRO PIVO MOVEL (PONTOS CUJO ANGULO DE ROTACAO MAXIMO EM RELACAO AO BALANCIM E' MENOR QUE 180 GRAUS E QUE ESTAO DENTRO DA REGIAO DE SOLUCAO) (IRAMO=1)

29	30	72	74	75	76	78	79	80	81	82	83	85	86	87	88	89
90	91	92	93	94	95	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107
108	109	110	195	196	197	198	200	201	202	203	205	206	207	208		

SEGMENTOS SOBRE O RAMO ABERTO DA CURVA EM QUE A ORDEM DO PLANO ACOPLADOR E' 1234

SEGMENTO	POSICAO	
	J-INICIAL	J-FINAL
1	1	73
2	124	199

*** MECANISMOS RESULTANTES DA SINTESE ***

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***

A = MANIVELA
 B = ACOPLADOR
 C = CONTRA-MANIVELA
 D = BARRA FIXA

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(XC,YC) = PIVO MOVEL DA CONTRA-MANIVELA
 A(XA,YA) = PIVO MOVEL DA MANIVELA
 OC(XCC,YCC) = PIVO FIXO DA CONTRA-MANIVELA
 OA(XCA,YCA) = PIVO FIXO DA MANIVELA

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAHAI = ANG. DE TRANSM. MINIMO
 GANAS = ANG. DE TRANSM. MAXIMO

I MECANISMO = MANIVELA-BALANÇIM

*** DIMENSOES DAS BARRAS ***

A = 19.834
 B = 31.673
 C = 32.555
 D = 41.687

*** PIVOS DO MECANISMO ***

C(4.226, 21.439)
 A(-19.487, 3.446)
 OC(-25.835, 31.180)
 OA(0.327, -0.444)

*** ANGULO DE TRANSMISSAO ***

GAHAI = 39.754
 GANAS = 145.612