

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Kelvin Ribeiro de Faria Santos

**APLICAÇÃO DO ALGORITMO GENÉTICO NA SÍNTESE CINEMÁTICA E NA
OTIMIZAÇÃO DE MECANISMOS DE QUATRO BARRAS**

BELO HORIZONTE

2022

KELVIN RIBEIRO DE FARIA SANTOS

**APLICAÇÃO DO ALGORITMO GENÉTICO NA SÍNTESE CINEMÁTICA E NA
OTIMIZAÇÃO DE MECANISMOS DE QUATRO BARRAS**

Dissertação apresentada pelo acadêmico **Kelvin Ribeiro de Faria Santos** como exigência do curso de mestrado **em Engenharia Mecânica** da **Universidade Federal De Minas Gerais** sob a orientação do professor **Marco Túlio Corrêa de Faria**

BELO HORIZONTE

2022

S237a

Santos, Kelvin Ribeiro de Faria.

Aplicação do algoritmo genético na síntese cinemática e na otimização do mecanismo de quatro barras [recurso eletrônico] / Kelvin Ribeiro de Faria Santos. – 2022.

1 recurso online (85 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Marco Túlio Corrêa de Faria.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 64-85

Bibliografia: f. 62-63.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Síntese dimensional - Teses. 3. Otimização - Teses. 4. Algoritmos genéticos - Teses. I. Faria, Marco Túlio Corrêa de. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

APLICAÇÃO DO ALGORITMO GENÉTICO NA SÍNTESE CINEMÁTICA E NA OTIMIZAÇÃO DE MECANISMOS DE QUATRO BARRAS

KELVIN RIBEIRO DE FARIA SANTOS

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Marco Túlio Correa de Faria (Orientador – Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Ricardo Poley Martins Ferreira (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG) e Dr. Claysson Bruno Santos Vímieiro (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Projeto e Sistemas".

Dissertação aprovada no dia 11 de novembro de 2022.



Documento assinado eletronicamente por **Marco Tulio Correa de Faria, Professor do Magistério Superior**, em 18/11/2022, às 13:28, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Claysson Bruno Santos Vímieiro, Professor do Magistério Superior**, em 20/11/2022, às 17:12, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Ricardo Poley Martins Ferreira, Professor do Magistério Superior**, em 21/11/2022, às 15:58, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orcao_acesso_externo=0, informando o código verificador 1825578 e o código CRC FE961916.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Dr. Marco Túlio Corrêa de Faria, que me apoiou e orientou durante a realização desse trabalho.

Aos meus pais, Cassiana e Francisco; que me deram a base para minha formação;

À minha irmã, Kelly, que sempre me incentivou a melhorar;

A minha noiva, Roberta, pelo companheirismo e paciência durante a elaboração do trabalho;

Aos professores e colegas que contribuíram para minha formação como engenheiro.

RESUMO

Mecanismos articulados podem ser empregados em diversos tipos de máquinas e equipamentos. Para o dimensionamento adequado das ligações, a fim de se executar um determinado movimento, deve-se empregar a síntese dimensional. A tarefa para o qual torna-se necessário o controle de um ponto é conhecida como geração de curvas ou trajetória. O objetivo desse trabalho é a implementação de uma metodologia aplicável na síntese dimensional e otimização de mecanismos de quatro barras planos, para a geração de curvas. Como simplificação, as ligações são consideradas como elementos rígidos ou indeformáveis. Essa simplificação é razoável para grande parte dos problemas de síntese dimensional. Para isso é proposto um programa que utiliza como referência pontos de precisão, que devem ser utilizados para descrever a curva desejada. A busca é feita utilizando o algoritmo genético baseado na evolução diferencial, que permite trabalhar com as variáveis na forma de números reais. Trata-se de uma metodologia heurística que utiliza três operações básicas: seleção, reprodução e mutação. Com o objetivo de validar o algoritmo são feitas comparações com resultados obtidos em trabalhos similares. Como forma de verificar a aplicação do algoritmo genético em problemas de engenharia, a função objetivo é modificada para a otimização de um mecanismo de quatro barras, presente em uma máquina de costura industrial. O ponto de interesse do mecanismo obtido tem uma redução de 39,9% do pico da segunda aceleração (“jerk”) horizontal, sem que haja alteração significativa do movimento vertical. Verifica-se que a ferramenta computacional desenvolvida nesse trabalho, para a síntese dimensional e otimização de mecanismos de quatro barras, gera bons resultados para o projeto cinemático de mecanismos planares.

Palavras-chave: Síntese dimensional; Mecanismos planares; Otimização; Algoritmo genético.

ABSTRACT

Linkages can be used in various types of machines and equipments. In order to estimate the appropriate dimensions of linkages that are capable of describing a prescribed motion, dimensional synthesis must be employed. The task where a point control is required is known as curve or trajectory generation. The objective of this work is the implementation of a methodology applicable in the dimensional synthesis and optimization of planar four-bar linkages, for curve generation. As a basic simplifying assumption, the links are considered as rigid members, or underformable bodies. This assumption is considered reasonable for most dimensional synthesis problems. The proposed procedure uses precision points as reference, which must be used to describe the desired curve. The search is done using the genetic algorithm based on differential evolution, which allows working with the variables in the form of real numbers. It is a heuristic methodology that uses three basic operations: selection, reproduction and mutation. In order to validate the algorithm, comparative analyses are performed using results from similar works. In order to verify the application of the algorithm in engineering problems, the objective function is modified for the optimization of a four-bar linkage, present in an industrial sewing machine. The point of interest of the obtained mechanism has a 39,9% reduction of the horizontal "jerk" peak, without changing the vertical movement. The computational procedure implemented to perform the dimensional synthesis and optimization of four-bar linkages can render good results for the kinematic preliminary design of planar mechanisms.

Key-words: Dimensional synthesis; Planar mechanisms; Optimization; GeneticAlgorithm.

Lista de Figuras

FIGURA 1 - Mecanismo de quatro barras de James Watt	15
FIGURA 2 - Mecanismo de quatro barras. Fonte: Autor	21
FIGURA 3–Desenho esquemático de um mecanismo de quatro barras com a simbologia utilizada para a descrição de sua configuração cinemática. Fonte: Autor	22
FIGURA 4- Desenho esquemático de um mecanismo de quatro barras com as variáveis que definem a posição do ponto P . Fonte: Autor.....	28
FIGURA 5 – Desenho esquemático para geração de curva com tempo prescrito. Fonte: Autor.	32
FIGURA 6 - Mecanismo de máquina de costura estica fio e movimentação da agulha. Fonte: Najlawi et al. (2019)	33
FIGURA 7- Desenho Esquemático do mecanismo de quatro barras presente em uma máquina de costura. Fonte: Autor.....	34
FIGURA 8 - Configuração Cinemática do mecanismo de máquina de costura estica fio e movimentação da agulha. Fonte: Autor.	35
FIGURA 9 - Diagrama cinemático do mecanismo estica fio presente na máquina JUKI8700 com as distâncias do CI em relação às juntas j_2 e j_3 e em relação ao ponto P do acoplador para $\theta_2=85^\circ$	37
FIGURA 10 - Exemplo de reprodução entre o indivíduo IN_i e o vetor VC . Fonte: Autor.....	40
FIGURA 11 - Fluxograma do algoritmo.....	42
FIGURA 12- Desenho esquemático de um mecanismo de quatro barras com as variáveis que definem a posição do ponto P . Fonte: Autor.....	45
FIGURA 13 – Evolução da função objetivo por iteração para o primeiro exemplo de validação.	47
FIGURA 14-Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido por Cabrera et al.(2002) para a geração da curva do ponto P	49
FIGURA 15–Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=68^\circ$	49
FIGURA 16 -Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=118^\circ$	50
FIGURA 17 - Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=146^\circ$	50
FIGURA 18 - Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=172^\circ$	50
FIGURA 19 - Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=199^\circ$	51

FIGURA 20 - Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=231^\circ$	51
FIGURA 21 - Evolução da função objetivo por iteração para o segundo exemplo de validação.	54
FIGURA 22 - Curva descrita pelo ponto do acoplador do mecanismo de quatro barras obtido com o algoritmo genético para o segundo exemplo de validação.....	55
FIGURA 23 - Configuração Cinemática do mecanismo de máquina de costura estica fio e movimentação da agulha. Fonte: Autor.	56
FIGURA 24 - Polígono de acelerações da ligação intermediária (acoplador) do mecanismo de quatro barras para um dado ângulo de entrada $\theta_2=85^\circ$	58
FIGURA 25 - Polígono de acelerações obtido a partir da aceleração relativa do ponto P em relação à junta j_2 do acoplador, para um dado ângulo de entrada $\theta_2=85^\circ$	58
FIGURA 26 - Mecanismo original e curva gerada pelo ponto P.....	61
FIGURA 27- Mecanismo otimizado e curva gerada pelo ponto P.	62
FIGURA 28 - Comparação entre as curvas geradas pelo ponto P do mecanismo de quatro barras da configuração original e da configuração otimizada.	62
FIGURA 29- Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da posição vertical do ponto P em função do ângulo da manivela.	63
FIGURA 30 – Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da velocidade vertical do ponto P em função do ângulo da manivela.	64
FIGURA 31 - Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da aceleração vertical do ponto P em função do ângulo da manivela.	64
FIGURA 32 - Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da aceleração horizontal do ponto P em função do ângulo da manivela.	65
FIGURA 33 – Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado do “jerk” horizontal do ponto P em função do ângulo da manivela.	65
FIGURA 34 - Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da aceleração angular (α_3) do acoplador em função do ângulo da manivela.	66
FIGURA 35 - Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da aceleração angular da ligação de saída (α_4) em função do ângulo da manivela.	66
FIGURA 36 - Passo 1 para a formação do ponto.....	71
FIGURA 37 - Passo 2 para a formação do ponto.....	72
FIGURA 38 - Passo 3 para a formação do ponto.....	72
FIGURA 39 - Passo 4 para a formação do ponto.....	72

Lista de Tabelas

TABELA1 - Variáveis do mecanismo de quatro barras da máquina Juki DDL8700.	37
TABELA 2 – Variáveis utilizadas no algoritmo genético	41
TABELA 3 – Pontos Prescritos para o primeiro exemplo de validação.	45
TABELA 4- Limites das variáveis para a geração de curvas para o primeiro exemplo de validação. .	46
TABELA 5 - Valores dos parâmetros do algoritmo genético para o primeiro exemplo de validação..	47
TABELA 6 – Resultados comparativos para as características geométricas e dos ângulos das ligações para uma configuração do mecanismo manivela-balancim do primeiro exemplo de validação.	48
TABELA 7 - Pontos Prescritos para o segundo exemplo de validação.	52
TABELA 8 - Limites das variáveis para a geração de curvas para o segundo exemplo de validação..	53
TABELA 9 - Valores dos parâmetros do algoritmo genético para o segundo exemplo de validação. .	53
TABELA 10 - Valores comparados para as variáveis encontradas para o caso B.	54
TABELA 11 - Limites das variáveis para a otimização do mecanismo estica fio.	59
TABELA 12 - Valores dos parâmetros do algoritmo genético para a otimização do mecanismo estica fio.	60
TABELA 13- Variáveis do mecanismo otimizado.	61

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

P	Ponto de interesse pertencente ao acoplador
r_1	Comprimento da ligação um do mecanismo de quatro barras
r_2	Comprimento da ligação dois do mecanismo de quatro barras
r_3	Comprimento da ligação três do mecanismo de quatro barras
r_4	Comprimento da ligação quatro do mecanismo de quatro barras
U_p	Distância do ponto P na direção x do eixo local
W_p	Distância do ponto P na direção y do eixo local
x_0	Posição do pivô fixo da ligação dois em relação a coordenada X do eixo global.
y_0	Posição do pivô fixo da ligação dois em relação a coordenada Y do eixo global.
j_1	Junta 1 do mecanismo de quatro barras
j_2	Junta 2 do mecanismo de quatro barras
j_3	Junta 3 do mecanismo de quatro barras
j_4	Junta 4 do mecanismo de quatro barras
S	Distância formada entre as juntas 2 e 4
x	Eixo de coordenada local
y	Eixo de coordenada local
X	Eixo de coordenada global na direção horizontal
Y	Eixo de coordenada global na direção vertical
P_{xl}	Posição do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas local x
P_{yl}	Posição do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas local y
VP_{xl}	Velocidade do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas local x
VP_{yl}	Velocidade do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas local y
AP_{xl}	Aceleração do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas local x
AP_{yl}	Aceleração do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas local y
P_X	Posição do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas global X

P_Y	Posição do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas global Y
VP_X	Velocidade do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas global X
VP_Y	Velocidade do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas global Y
AP_X	Aceleração do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas global X
AP_Y	Aceleração do ponto P em relação ao eixo do sistema de coordenadas global Y
F_{obj}	Valor da função objetivo
P_{Xd}	Coordenada do ponto desejado no eixo global X ;
P_{Yd}	Coordenada do ponto desejado no eixo global Y ;
n	Número de pontos prescritos;
h	Valor binário entre 0 e 1 para aplicação de penalidade;
M	Constante de penalidade adicionada a função objetivo para geração de curvas;
N	Constante de peso para a função objetivo de otimização do mecanismo estica fio;
CI	Centro instantâneo de rotação ;
num	Número de elementos do vetor θ_2 ;
$litr$	Vetor que carrega os limites do ângulo de transmissão $litr$ [min, max];
IN_m	O melhor indivíduo da população, ou seja, que apresenta menor valor de função objetivo;
g	Gene ou parâmetro que define um indivíduo;
IN_1	Indivíduo escolhido aleatoriamente 1 ;
IN_2	Indivíduo escolhido aleatoriamente 2;
V_C	Vetor temporário utilizado para a operação de cruzamento.
F	Constante de distúrbio, com valor entre 0 e 1.
PC	Constante para a probabilidade de ocorrer o cruzamento, com valor entre 0 e 1.
PM	Constante para a probabilidade de ocorrer a mutação, com valor entre 0 e 1.
erc	Erro relativo de convergência

Letras Gregas

θ_1	Ângulo formado entre os eixos dos sistemas de coordenadas local e global.
θ_2	Ângulo da ligação r_2 em relação à ligação fixa r_1 .
θ_3	Ângulo da ligação três em relação à ligação fixa r_1 .
θ_4	Ângulo da ligação em relação à ligação fixa r_1 .
γ	Ângulo de transmissão
ω_2	Velocidade angular da ligação 2
ω_3	Velocidade angular da ligação 3
ω_4	Velocidade angular da ligação 4
α_2	Aceleração angular da ligação 2
α_3	Aceleração angular da ligação 3
α_4	Aceleração angular da ligação 4
Δt	Incremento de tempo para a derivação numérica
β	Ângulo interno em um mecanismo de quatro barras
ψ	Ângulo interno em um mecanismo de quatro barras
λ	Ângulo interno em um mecanismo de quatro barras
$\Delta\theta_2$	Variação do ângulo da manivela entre dois pontos prescritos.

Sumário

1. INTRODUÇÃO	14
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 Mecanismo de Quatro Barras	21
2.1.1 Análise Cinemática do Mecanismo	22
2.1.2 Condição de Grashov	25
2.1.3 Ângulo de Transmissão	26
2.2 Algoritmo Genético	26
3. METODOLOGIA	27
3.1 Função Objetivo para Geração de curvas	27
3.2 Função Objetivo do Mecanismo “Thread Take Up Lever” (Alavanca Estica Fio)	32
3.2.1 Validação do algoritmo	37
3.3 Algoritmo Genético	39
3.3.1 Seleção	39
3.3.2 Reprodução	40
3.2.3 Mutação	41
4. RESULTADOS E ANÁLISES	44
4.1 Síntese de Mecanismos de Quatro Barras para Geração de Curvas	45
4.2 Otimização do mecanismo Estica fio “ <i>Thread Take up lever</i> ”	56
5. CONCLUSÃO	68
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
APÊNDICE A – Conceitos Básicos de Costura	71
APÊNDICE B - Algoritmo Genético para a Síntese de Mecanismos de Quatro Barras para a Geração de Curvas	73
APÊNDICE C – Algoritmo Genético Aplicado na Otimização do Mecanismo “Take up Lever” Da Máquina Juki8700	83

1. INTRODUÇÃO

Diversos projetos de engenharia requerem características únicas de movimento que podem ser alcançadas com a utilização de mecanismos. A síntese de mecanismos se refere a uma metodologia sistemática utilizada para obtenção de soluções que atendam a requisitos de posição, e ou, velocidade de juntas e ligações.

A síntese de mecanismos pode ser dividida em três fases principais: síntese de tipo, síntese de número e síntese dimensional (Hartenberg 1964).

- A síntese de tipo se refere ao tipo de mecanismo mais adequado para a criação de um determinado movimento. Como exemplos, podem ser citados: cames, engrenagens, mecanismos articulados, atuadores pneumáticos ou hidráulicos, robôs e etc. Nesse tipo de avaliação estão presentes análises de características de comportamento, desempenho, custo, precisão, viabilidade dentre outros.
- A síntese de número se refere à quantidade de ligações e juntas necessárias para obtenção de um determinado movimento.
- Na síntese dimensional deve-se determinar quais as dimensões relevantes para um tipo de mecanismo, escolhido previamente na síntese de tipo.

De acordo com Sandor (1984), a síntese dimensional de mecanismos articulados pode ser dividida em três tarefas principais, são elas: geração de função, geração de curva ou trajetória e geração de movimento.

- A geração por função é definida como a correlação entre o movimento de entrada e saída em um mecanismo.
- A geração de curva ou trajetória é definida como o controle de um ponto de forma que esse siga uma trajetória estabelecida.
- A geração de movimento compreende o controle da orientação de um corpo em uma seqüência de movimentos determinados.

Um exemplo conhecido de aplicação de um mecanismo de quatro barras para geração de curvas se refere à invenção de James Watt, que obteve um mecanismo capaz de gerar uma trajetória aproximadamente linear (FIGURA 1) (Nolle 1974). O mecanismo obtido culminou

na invenção de um motor a vapor de dupla ação em 1784, o que permitiu a redução do tamanho dos motores e a utilização de menor quantidade de carvão.

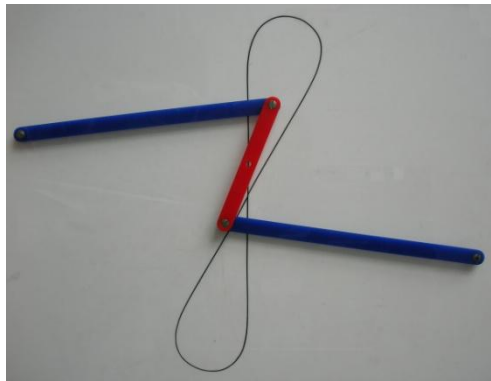


FIGURA 1 - Mecanismo de quatro barras de James Watt

As primeiras soluções para a síntese dimensional de mecanismos articulados eram obtidas por construções gráficas (Hartenberg 1964). Técnicas gráficas utilizam conceitos geométricos e, embora possam fornecer resultados satisfatórios e rápidos para problemas mais simples, têm menor precisão e se tornam inviáveis para problemas mais complexos.

A teoria de Burmester, apresentada por Hartenberg (1964), contém técnicas de síntese geométricas, onde se localizam pólos que representam centros de rotações finitas de um plano móvel em relação a um plano fixo. O mecanismo de quatro barras contém um corpo, nesse caso o acoplador, que “flutua” preso a duas trajetórias circulares. A partir de conceitos geométricos podem ser determinados os pontos fixos de rotação, ou pontos “m”, e no acoplador os pontos “k”, que descrevem trajetórias circulares.

Para o mecanismo de quatro barras, existem infinitas soluções para o problema de três e quatro posições. A quantidade máxima de pontos a serem especificados são cinco (Uicker et al.,2017). Essa infinidade de soluções para três e quatro posições podem ser apresentadas na forma gráfica por pares de curvas de Burmester. Existem algoritmos e equações que permitem restringir as buscas atendendo algumas características limitadas no mecanismo desejado, por exemplo: ângulo de transmissão, comprimento das ligações, critérios de Grashov entre outros. (Lee e K. 2018).

Atlas e ábacos, obtidos experimentalmente, também podem ser utilizados como referências para a síntese dimensional. Dentre eles se destaca o atlas de Hrones e Nelson (1951), que contém aproximadamente 7000 curvas de mecanismos de quatro barras geradas

experimentalmente. Existem ainda os métodos analíticos e numéricos. Norton (1999) divide esses métodos em três tipos, sendo eles: precisão, equação e otimização.

Os métodos de precisão se referem àqueles que fornecem mecanismos capazes de passar exatamente pelos pontos desejados, mas que podem desviar da trajetória fora desses pontos. Para até cinco pontos prescritos é possível obter a solução analítica, conforme demonstrado por Sandor (1984). Para mais posições as equações são não lineares e de difícil resolução, sendo necessária a utilização de métodos numéricos de solução aproximada. Segundo Roth e Freudenstein (1963), o método de Newton-Raphson funciona apenas em caso de chutes iniciais muito próximos da solução. Conforme apresentado por Tsai e Lu (1990), uma alternativa viável é a utilização do método da continuidade, que consiste em resolver um sistema de equações polinomiais mais simples e transformá-lo no sistema de equações de interesse ao se variar o parâmetro de homotopia. Esse parâmetro matemático usualmente é definido como zero para o sistema de equações iniciais e com valor unitário para o sistema de equações de interesse. A principal vantagem é a obtenção de todas as soluções possíveis para um determinado problema, contudo algumas soluções podem ser números complexos, que divergem no infinito, ou mecanismos defeituosos (ângulo de transmissão pobre, travamento entre as posições, razões de comprimentos exageradas etc.). Para o mecanismo de quatro barras a quantidade máxima de pontos de precisão a serem especificados são nove, sendo que esse número corresponde à quantidade de variáveis livres no mecanismo.

Os métodos de equação se referem àqueles que lidam com a solução da equação que descreve a posição de um ponto pertencente ao acoplador. Para o mecanismo de quatro barras essa curva é de sexto grau tri-circular. (Hartenberg 1964).

Os métodos de otimização compreendem métodos iterativos que devem minimizar uma função objetivo que pode ser formulada de várias formas. Uma delas se refere ao somatório das distâncias Euclidianas entre as posições calculadas e desejadas do ponto de interesse do acoplador. Fox e Willmert (1967) apresentam essa abordagem. As variáveis a serem otimizados são os comprimentos das ligações e a posição do pivô fixo do mecanismo, dessa forma, busca-se minimizar a função objetivo, obtendo melhores soluções à medida que o valor tende a zero. A metodologia não garante pontos de precisão, mas para a maioria dos casos práticos de geração de curvas, pequenos erros são aceitáveis. A flexibilidade do método permite introduzir restrições às variáveis, de forma que reduza as chances de obtenção de mecanismos defeituosos. Outra vantagem consiste na não limitação na quantidade de pontos

prescritos. Nolle(1970) apresenta a solução para a geração de curva com até sete pontos prescritos, limitando a razão dos comprimentos das ligações. A aplicação do algoritmo genético está mostrada por Kunjur e Krishnamurty (1997) para o problema de geração de curvas. A maior vantagem é a não necessidade do cálculo de derivadas. Entretanto, por se tratar de uma metodologia heurística, não há garantias de obtenção do ótimo global. A solução do problema utilizando o algoritmo genético baseado em técnica evolucionária foi demonstrado por Cabrera et al. (2002), o que permite a utilização de variáveis reais ao invés de algoritmos binários.

Esse trabalho tem o objetivo de investigar a síntese dimensional e otimização de mecanismos de quatro barras. Espera-se aplicar uma metodologia que apresente vantagens sobre métodos analíticos e gráficos, permitindo a escolha de mais de cinco pontos para representação de uma curva. As soluções devem ser aplicadas a problemas reais de engenharia que usualmente possuem limitações.

Nesse contexto é abordado o desenvolvimento de uma ferramenta computacional que pode ser utilizada para a síntese e otimização de mecanismos planares de quatro barras. As ligações são consideradas como elementos rígidos, que é uma hipótese razoável para a síntese cinemática de muitos mecanismos utilizados em diferentes setores industriais. Também é desejado um programa que tenha versatilidade para aplicação em problemas que envolvam variáveis além da posição, permitindo a otimização multiobjetivo de mecanismos articulados.

Cabrera et. al.(2002) e Kunjur e Krishnamurty (1997) utilizam curvas de exemplo para a validação dos algoritmos. Duas dessas curvas são utilizadas como comparativo, mantendo a quantidade de iterações e as mesmas restrições. Em seguida, o algoritmo é modificado para otimizar um mecanismo estica fio presente em uma máquina de costura. O estica fio é um mecanismo de quatro barras, onde um ponto pertencente ao acoplador é responsável pela formação do nó. Payvandy e Ebrahimi (2015) utilizam o algoritmo imperialista competitivo para minimizar a segunda aceleração “*jerk*” desse ponto em relação à horizontal sem que o movimento vertical seja alterado. O presente trabalho reproduz esse estudo em uma máquina de modelo diferente, utilizando o algoritmo genético.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nos anos seguintes ao invento de James Watt, poucos trabalhos foram publicados como forma de melhor compreender as curvas de acopladores em geral. Apenas na segunda metade do século XIX, após os trabalhos de Chebyshev e Burmester, os métodos aproximados de geração de retas, utilizando mecanismos articulados, ganharam rápido desenvolvimento (Nolle 1974).

Em 1875, Samuel Roberts demonstrou que a curva gerada por um ponto pertencente ao acoplador de um mecanismo de quatro barras gera uma curva tri-circular sêxtupla. Expressões analíticas para os possíveis locais de um ponto pertencente ao acoplador foram desenvolvidas por Johnson W.W em 1876. Somov apresentou formulações da curva do acoplador que permitiram o entendimento da influência da variação dos parâmetros das ligações na modificação da curva. Em 1893, a partir dos trabalhos de Burmester, Müller demonstrou diversos teoremas, principalmente voltados para o mecanismo de quatro barras, sobre colinearidade, ordem de contato, simetria e localização dos pontos de Burmester. (Nolle 1974)

No século XX, antes da segunda guerra mundial, a maior parte dos trabalhos foi publicada na Europa, principalmente na Alemanha. Poucos resultados foram escritos em inglês. Apenas após a década de 1940, pesquisadores americanos deram maior atenção ao assunto. (Norton 1999).

Freudenstein e Sandor (1961) programam as equações das curvas de Burmester para a síntese de mecanismos. É apresentada a formulação analítica para cinco pontos prescritos, e a aplicação em três mecanismos: um quatro barras, um cinco barras engrenado e um mecanismo com sete barras e dois graus de liberdade.

Roth e Freudenstein (1963) descrevem a solução numérica para a geração de curvas de um mecanismo de cinco barras engrenado. As equações podem ser aplicadas ao mecanismo de quatro barras, já que esse é um caso particular do mecanismo de cinco barras engrenado, onde a relação de transmissão é igual a um. O trabalho apresenta a síntese para nove pontos prescritos. É utilizado o método numérico de Newton-Raphson, contudo devido às equações serem altamente não lineares, o chute inicial deve ser muito próximo para que haja convergência. Os autores citam a utilização de ábacos para escolha do chute inicial ou estratégias numéricas para tentar a convergência.

Fox e Wilmert (1967) apresentam a otimização de um mecanismo de quatro barras para a geração de curvas através da minimização de uma função objetivo com restrições de desigualdade. A função objetivo descreve a distância entre o ponto desejado e o ponto obtido. O problema é unidimensionalizado e a busca deve ser feita na direção que diminui os valores da função. O método tem a necessidade de um mecanismo inicial que gere uma curva próxima da desejada e permite a utilização de restrições durante a busca.

Nolle e Hunt (1971) apresentam uma formulação semelhante, mas linearizam o problema ao se definir os ângulos do acoplador e da ligação de saída, facilitando a convergência do algoritmo. É apresentada a solução para um problema com oito pontos prescritos.

Tsai e Lu (1990) utilizam o método da continuidade para a resolução do sistema de equações para a síntese de um mecanismo de quatro barras para cinco pontos prescritos. O método utiliza uma transformação do sistema de equações de interesse, de forma a resolver um sistema mais simples e transformá-lo, com a variação do parâmetro de homotopia, no sistema de interesse. O parâmetro de homotopia consiste em uma constante, que geralmente assume um valor entre zero e um. Sua modificação permite transpor de um sistema de equações de solução conhecida para um sistema mais complexo. A metodologia permite encontrar todas as possíveis soluções do sistema. Para cinco pontos prescritos os autores classificam a quantidade de caminhos a serem explorados como poucos, e por isso justificam a aplicação do método. Após a obtenção de mecanismos para cinco pontos prescritos, o problema é modificado para nove pontos prescritos, utilizando como pontos iniciais, os mecanismos obtidos anteriormente. Em todos os exemplos os autores demonstram que há convergência, mesmo que as soluções forneçam mecanismos defeituosos ou soluções não reais (possuem números complexos, ou divergem no infinito).

Krishnamurty e Turcic (1992) apresentam uma otimização multiobjetivo, baseado na programação objetiva não linear. É aplicado o algoritmo de Hooke-Jeeves para a minimização da função objetivo que é composta por várias camadas. Deve-se definir a prioridade dessa ordem, de forma que o algoritmo faça a minimização por etapas.

Kunjur e Krishnamurty (1997) demonstram a otimização de mecanismos de quatro barras para a geração de curvas utilizando o algoritmo genético. As variáveis são definidas como números binários. A função objetivo é dada pelo somatório das distâncias euclidianas dos pontos obtidos até os pontos que representam a curva. A metodologia permite utilizar restrições durante as buscas. O trabalho apresenta a otimização de um mecanismo de quatro barras para o problema de geração de curvas com 18 pontos prescritos.

Cabrera et al. (2002) utilizam o algoritmo genético baseado na evolução diferencial para a geração de curvas de mecanismos de quatro barras. A evolução diferencial permite tratar as variáveis como números reais, o que facilita a manipulação do algoritmo. As restrições podem ser adicionadas como penalidades a função objetivo.

Bulatovic e Djordjevic (2004) utilizam o algoritmo de Hooke-Jeeve para a geração de curvas. Assim como nos outros trabalhos, a função objetivo também considera a distância entre os pontos da curva e os pontos obtidos pelos mecanismos, entretanto esse algoritmo permite a introdução de um desvio aceitável, ignorando erros abaixo desse valor. As restrições também são impostas como penalidades. O trabalho apresenta a síntese de um mecanismo de quatro barras para 16 pontos prescritos de uma curva.

Cabrera et al. (2011) apresentam um algoritmo baseado em evolução diferencial (MUMSA) com melhorias em relação ao trabalho de Cabrera et. al. (2002). A operação de mutação é modificada de forma a diminuir a possibilidade de soluções locais. O algoritmo é aplicado na geração de curvas de mecanismos de quatro barras e na síntese multiobjetivo de um mecanismo de seis barras, de cadeia cinemática Stephenson III, onde realiza-se a síntese para geração de curva e geração de função para o mesmo mecanismo.

Bai e Angeles (2015) demonstram que, ao contrário do que se pensava anteriormente, é possível obter um mecanismo de quatro barras através da solução de um sistema de sete equações e sete coeficientes para determinada curva tri-circular sêxtupla. Entretanto, embora o sistema possa ser obtido, a quantidade de termos torna inviável a solução direta, mesmo por métodos numéricos. Dessa forma os autores decidiram diminuir a complexidade ao se escolher uma das variáveis e, fazendo uso de uma solução gráfica, determinar os pontos onde a função se torna mais próxima de zero.

Kim et al. (2016) utilizam as derivadas primeira e segunda das equações das curvas dos acopladores (inclinação e curvatura), como recurso para síntese de mecanismos de quatro barras. São introduzidas formas de classificação dessas curvas, onde os autores as dividem em quatro tipos: Curvas elípticas, curvas semi-elípticas, curvas crescentes e curvas com intersecção. Por meio da classificação é proposta a otimização em duas etapas, onde na primeira etapa, busca-se minimizar as derivadas primeiras entre a curva obtida e a desejada. Na segunda etapa é feita uma otimização da escala da curva obtida, ao se diminuir ou aumentar as ligações na mesma proporção. Nesse contexto é proposto um algoritmo que seja adequado para a síntese dimensional (geração de curvas) e otimização multiobjetivo de mecanismos de quatro barras.

Ke Xu et al. (2021) apresentam a otimização de um mecanismo de quatro barras para a tarefa de geração de curvas, onde uma das juntas é flexível. Para isso, a curva obtida por um mecanismo com juntas rígidas é utilizada como referência. É proposto um modelo com junta flexível que é otimizado, através da integral elíptica, para reproduzir a mesma curva.

2.1 Mecanismo de Quatro Barras

O mecanismo de quatro barras é um dos mecanismos articulados mais simples e versáteis. Com apenas um grau de liberdade ele pode ser encontrado em uma variedade de máquinas e dispositivos, tais como bombas hidráulicas, barbeadores elétricos, dispositivos de portas e janelas, etc. (Doughty 1987). Mesmo mecanismos articulados mais complexos podem ter como base o mecanismo de quatro barras. A FIGURA 2 apresenta um mecanismo desse tipo com as notações utilizadas ao longo do texto. O mecanismo possui quatro ligações rígidas, cujos comprimentos são representados por r_1 , r_2 , r_3 e r_4 , e quatro juntas de revolução descritas pelos símbolos J_1 , J_2 , J_3 e J_4 . A ligação r_1 é fixa, e considerada como referência. Dentre uma infinidade de pontos possíveis, um ponto qualquer (P), pertencente à ligação intermediária, que aqui é definida como acoplador, cujo comprimento vale r_3 , gera curvas que são denominadas tri-circular sêxtuplas. Essa denominação ocorre devido às curvas poderem ser interceptadas no máximo seis vezes por uma reta e por possuírem três assíntotas no infinito (Hartenberg 1964).

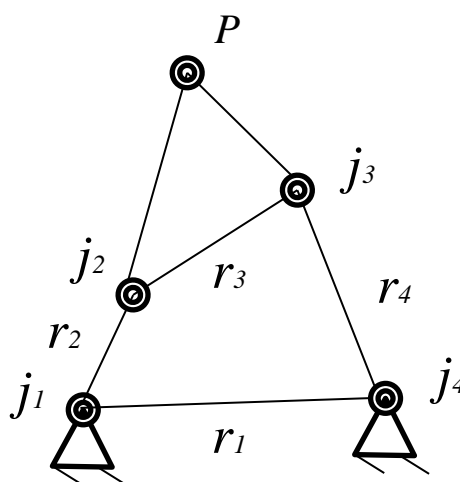


FIGURA 2 - Mecanismo de quatro barras. Fonte: Autor

2.1.1 Análise Cinemática do Mecanismo

De acordo com a FIGURA 3, o ângulo θ_2 normalmente descreve a orientação da ligação de entrada de comprimento r_2 em relação à ligação fixa de referência, cujo comprimento vale r_1 . De forma equivalente, os ângulos θ_3 e θ_4 descrevem as orientações da terceira e quarta ligações, respectivamente, em relação à ligação fixa de referência.

Conhecendo-se as medidas das ligações de um mecanismo de quatro barras, para cada ângulo θ_2 , pode-se determinar os ângulos θ_3 e θ_4 . Há duas configurações possíveis da cadeia cinemática para um dado ângulo de entrada: aberta e cruzada. Aplicando a lei dos cossenos para os triângulos formados pelas juntas 124 e 243, os ângulos internos β , Ψ e λ , assim como o comprimento de um dos lados, S , podem ser calculados pelas equações (1) à (4).

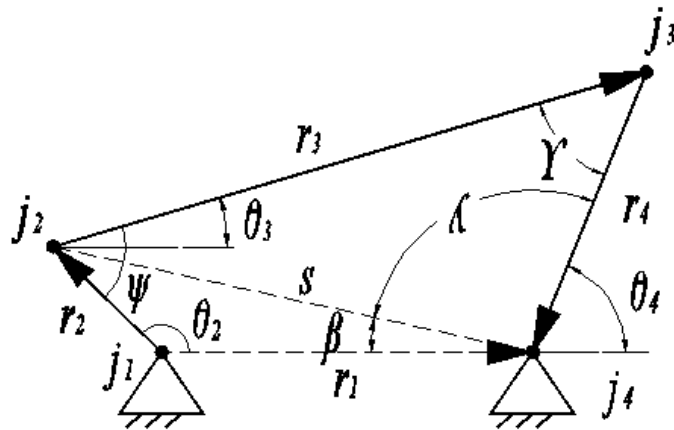


FIGURA 3—Desenho esquemático de um mecanismo de quatro barras com a simbologia utilizada para a descrição de sua configuração cinemática. Fonte: Autor

$$S = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos(\theta_2)} \quad (1)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{r_1^2 + S^2 - r_2^2}{2r_1S} \right) \quad (2)$$

$$\Psi = \cos^{-1} \left(\frac{r_3^2 + S^2 - r_4^2}{2r_3S} \right) \quad (3)$$

$$\lambda = \cos^{-1} \left(\frac{r_4^2 + S^2 - r_3^2}{2r_4S} \right) \quad (4)$$

As equações (2) à (4), podem ter duas soluções. Definindo os valores como positivos, as seguintes condições podem ser estabelecidas:

Se θ_2 está compreendido no primeiro ou segundo quadrante:

para a configuração aberta θ_3 e θ_4 podem ser calculados pelas equações (5) e (7). Para a configuração cruzadas as equações (6) e (8) devem ser utilizadas.

Se θ_2 está compreendido no terceiro ou quarto quadrante:

para a configuração aberta θ_3 e θ_4 podem ser calculados pelas equações (9) e (11). Para a configuração cruzada as equações (10) e (12) devem ser utilizadas.

$$\theta_3 = -\beta + \Psi \quad (5)$$

$$\theta_3 = -\beta - \Psi \quad (6)$$

$$\theta_4 = \pi - \beta - \Psi \quad (7)$$

$$\theta_4 = \pi - \beta + \lambda \quad (8)$$

$$\theta_3 = \beta + \Psi \quad (9)$$

$$\theta_3 = \beta - \Psi \quad (10)$$

$$\theta_4 = \pi + \beta - \lambda \quad (11)$$

$$\theta_4 = \pi + \beta + \lambda \quad (12)$$

A partir da FIGURA 3, as equações de cadeia fechada (13) e (14) podem ser escritas:

$$r_2 \cos\theta_2 + r_3 \cos\theta_3 - r_4 \cos\theta_4 - r_1 = 0 \quad (13)$$

$$r_2 \sin\theta_2 + r_3 \sin\theta_3 - r_4 \sin\theta_4 = 0 \quad (14)$$

Derivando as equações (13) e (14) em relação ao tempo, obtêm-se as equações das velocidades angulares ω_2 , ω_3 e ω_4 , associadas às ligações r_2 , r_3 , e r_4 , respectivamente, que podem ser estimadas pelas equações (15) e (16):

$$-r_2 \omega_2 \text{sen}\theta_2 - r_3 \omega_3 \text{sen}\theta_3 + r_4 \omega_4 \text{sen}\theta_4 = 0 \quad (15)$$

$$r_2 \omega_2 \text{cos}\theta_2 + r_3 \omega_3 \text{cos}\theta_3 - r_4 \omega_4 \text{cos}\theta_4 = 0 \quad (16)$$

Conhecendo-se $\omega_2, \theta_2, \theta_3$ e θ_4 , as equações (15) e (16) formam um sistema de equações lineares e podem ser reescritas na forma matricial conforme a equação (17).

$$\begin{bmatrix} \omega_3 \\ \omega_4 \end{bmatrix} = [J]^{-1} \begin{bmatrix} r_2 \omega_2 \text{sen}(\theta_2) \\ -r_2 \omega_2 \text{cos}(\theta_2) \end{bmatrix} \quad (17)$$

Onde a matriz $[J]$ é dada pela equação (18).

$$[J] = \begin{bmatrix} -r_3 \text{sen}(\theta_3) & r_4 \text{sen}(\theta_4) \\ r_3 \text{cos}(\theta_3) & -r_4 \text{cos}(\theta_4) \end{bmatrix} \quad (18)$$

Derivando se as equações (15) e (16) em relação ao tempo, obtêm-se as equações das acelerações angulares α_2 , α_3 e α_4 dadas por (19) e (20)

$$-r_2 \alpha_2 \text{sen}\theta_2 - r_2 \omega_2^2 \text{cos}\theta_2 - r_3 \alpha_3 \text{sen}\theta_3 - r_3 \omega_3^2 \text{cos}\theta_3 + r_4 \alpha_4 \text{sen}\theta_4 + r_4 \omega_4^2 \text{cos}\theta_4 = 0 \quad (19)$$

$$r_2 \alpha_2 \text{cos}\theta_2 - r_2 \omega_2^2 \text{sen}\theta_2 + r_3 \alpha_3 \text{cos}\theta_3 - r_3 \omega_3^2 \text{sen}\theta_3 - r_4 \alpha_4 \text{cos}\theta_4 + r_4 \omega_4^2 \text{sen}\theta_4 = 0 \quad (20)$$

Conhecendo-se θ_2, θ_3 e θ_4 , $\omega_2, \omega_3, \omega_4$ e α_2 , as equações (19) e (20) formam um sistema de equações lineares e podem ser reescritas na forma matricial conforme a equação (21).

$$\begin{bmatrix} \alpha_3 \\ \alpha_4 \end{bmatrix} = [J]^{-1} \begin{bmatrix} r_2 \alpha_2 \text{sen}\theta_2 + r_2 \omega_2^2 \text{cos}\theta_2 + r_3 \omega_3^2 \text{cos}\theta_3 - r_4 \omega_4^2 \text{cos}\theta_4 \\ -r_2 \alpha_2 \text{cos}\theta_2 + r_2 \omega_2^2 \text{sen}\theta_2 + r_3 \omega_3^2 \text{sen}\theta_3 - r_4 \omega_4^2 \text{sen}\theta_4 \end{bmatrix} \quad (21)$$

A partir do conhecimento da cinemática das ligações do mecanismo é possível obter a posição, velocidade e aceleração de um ponto pertencente ao acoplador.

2.1.2 Condição de Grashov

A condição de Grashov permite verificar, a partir da geometria das ligações, se o mecanismo terá ou não movimento contínuo. Considerando C_{min} o comprimento da menor ligação, C_{max} o comprimento da maior ligação e $C1$ e $C2$ os comprimentos das ligações remanescentes, tem-se a relação apresentada na equação (22):

$$C_{min} + C_{max} < C1 + C2 \quad (22)$$

Se a condição for verdadeira o mecanismo é considerado do tipo Grashov (Classe I) e ao menos uma das ligações pode completar uma revolução completa, caso a condição seja falsa, nenhuma das ligações irá completar uma revolução completa (Classe II) ou para o caso de $C_{max} + C_{min}$ igual a $C1 + C2$, o mecanismo obtido será manivela-balancim ou dupla manivela e existirá instabilidade na configuração cinemática quando todas as ligações se tornarem colineares, podendo assumir duas configurações distintas de montagem (Classe III) (Norton 1999).

Mecanismos que atendam à condição de Grashov podem ser do tipo:

- Manivela-balancim: Tornando fixa qualquer ligação adjacente a menor ligação. A manivela será a ligação de menor comprimento, e o balancim a outra ligação fixa ao solo.
- Dupla manivela: Fixando a menor ligação. Nesse caso ambas as ligações fixadas ao solo e o acoplador terão uma rotação completa.
- Duplo balancim: Fixando a ligação oposta a de menor comprimento. Nesse caso ambas as ligações fixas ao solo oscilarão, enquanto o acoplador fará a revolução completa.

2.1.3 Ângulo de Transmissão

Para mecanismos de quatro barras, o ângulo de transmissão é o ângulo formado pelo acoplador e a ligação de saída (Y). Quanto mais próximo de 90 graus, melhor será a transmissão de força do mecanismo. Mabie (1987) recomenda que os ângulos não desviem mais de 50° desse valor, a fim de evitar travamento devido ao atrito nas juntas. As equações (23) e (24) fornecem os ângulos de transmissão mínimos e máximos.

$$Y_1 = \cos^{-1} \left(\frac{(r_3^2 + r_4^2 - (r_1 + r_2)^2)}{2 r_3 r_4} \right) \quad (23)$$

$$Y_2 = \cos^{-1} \left(\frac{(r_3^2 + r_4^2 - (r_1 - r_2)^2)}{2 r_3 r_4} \right) \quad (24)$$

2.2 Algoritmo Genético

Algoritmos genéticos são algoritmos de busca baseados na mecânica da seleção natural. Em cada geração um conjunto de novos indivíduos, formados pelas características dos mais aptos, é testado. De forma aleatória esses algoritmos aproveitam as informações obtidas para especular possíveis soluções com melhor desempenho (Goldeberg 1989).

Um dos trabalhos de maior relevância foi escrito por J. H. Holland em 1975 (*Adaptation in natural and artificial systems*). Diversos trabalhos posteriores confirmaram a validação da técnica em problemas de diversas áreas como: ciências biológicas, computação, medicina e engenharia. Dentro da engenharia alguns exemplos de aplicação são: otimização de sistemas de tubulações, dimensionamento de estruturas, otimização de sistemas massa, mola e amortecedor, entre outros (Goldeberg 1989).

Métodos de otimização convencionais são comumente utilizados para a solução de problemas específicos, mas possuem limitações em problemas que possuem múltiplas soluções ótimas. Nesse contexto, algoritmos metaheurísticos, como o algoritmo genético vêm ganhando espaço pela relativa simplicidade de implementação e robustez nos resultados. (Deb 2004).

3. METODOLOGIA

A síntese de mecanismos analítica é limitada a um máximo de cinco pontos prescritos. Ainda assim, existe a possibilidade das soluções fornecerem mecanismos defeituosos. Para mais de cinco pontos, a solução numérica para as equações de cadeia fechada podem ser obtidas com métodos numéricos. Entretanto, para o mecanismo de quatro barras, as buscas são limitadas por nove pontos prescritos e possuem a mesma desvantagem da solução analítica em relação à qualidade das soluções. Além dessas limitações, problemas mais complexos possuem restrições quanto ao comprimento das ligações, posição das articulações, ângulos de transmissão entre outros. A síntese a partir da otimização é adequada para métodos computacionais, fornecendo uma alternativa aos métodos de precisão. A metodologia permite descrever uma curva desejada com mais pontos que a formulação analítica e direcionar as soluções por meio de restrições.

Como forma de validar o algoritmo, programado em um pacote computacional de matemática simbólica¹, são comparadas as soluções de problemas de geração de curvas propostos em outros trabalhos. Após a validação do algoritmo programado, é realizada a otimização de um mecanismo “thread take up lever” (alavanca estica fio) de uma máquina de costura do tipo “lockstitch” modelo Juki 8700. O objetivo é reduzir o “jerk” horizontal sem alterar o movimento vertical do mecanismo. Isso é desejado uma vez que a diminuição do “jerk” acarretará em uma menor vibração da máquina. O movimento vertical deve ser mantido para que não interfira na sincronia com outros mecanismos.

3.1 Função Objetivo para Geração de curvas

Para a tarefa de geração de curvas, pode-se determinar a função objetivo como o somatório do quadrado das distâncias euclidianas entre os pontos desejados e os pontos obtidos por um mecanismo (Equação 25).

$$F_{obj} = \sum_{i=1}^n [(\hat{P}X_d(i) - PX(i))^2 + (PY_d(i) - PY(i))^2] + Penalidades \quad (25)$$

¹ Matlab - <https://pt.wikipedia.org/wiki/MATLAB>

Onde:

PXd - Coordenada do ponto desejado em relação ao eixo X;

PYd - Coordenada do ponto desejado em relação ao eixo Y;

PX - Coordenada obtida em relação ao eixo X;

PY - Coordenada obtida em relação ao eixo Y;

n - Número de pontos prescritos;

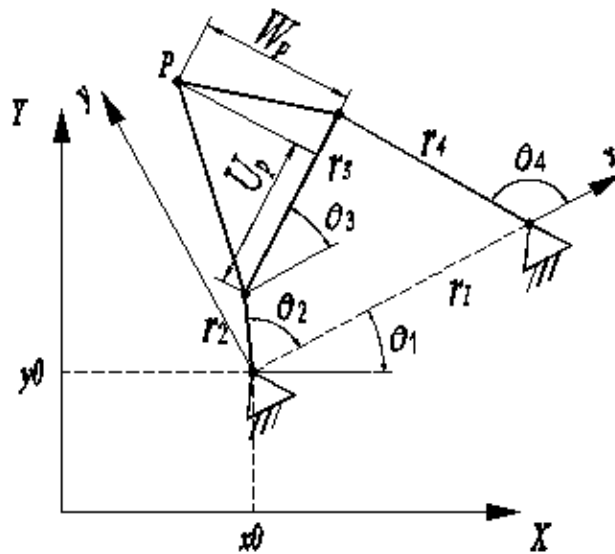


FIGURA 4- Desenho esquemático de um mecanismo de quatro barras com as variáveis que definem a posição do ponto P . Fonte: Autor.

De acordo com a FIGURA 4, as componentes da posição de um ponto $P(P_{xl}, P_{yl})$, pertencente ao acoplador, em relação ao sistema local de coordenadas (x, y) , podem ser calculadas pelas equações (26) e (27). O sistema de coordenadas local varia com θ_1 , que representa o ângulo formado entre o sistema de coordenadas fixo global, formado pelos eixos (X, Y) , e a ligação de referência r_1 .

$$P_{xl} = r_2 \cos \theta_2 + U_p \cos \theta_3 - W_p \sin \theta_3 \quad (26)$$

$$P_{yl} = r_2 \operatorname{sen} \theta_2 + U_p \operatorname{sen} \theta_3 + W_p \operatorname{cos} \theta_3 \quad (27)$$

Em relação ao sistema global de coordenadas (X e Y), as componentes da posição do ponto $P(PX, PY)$ podem ser calculadas pela equação (28).

$$\begin{bmatrix} PX \\ PY \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \operatorname{cos} \theta_1 & -\operatorname{sen} \theta_1 \\ \operatorname{sen} \theta_1 & \operatorname{cos} \theta_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{xl} \\ P_{yl} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x0 \\ y0 \end{bmatrix} \quad (28)$$

São adicionadas penalidades à função objetivo, caso as restrições não sejam atendidas, de acordo com a equação (29).

$$\text{Penalidades} = M_1 h_1 + M_2 h_2 + M_3 h_3 + M_4 h_4 + M_5 h_5 \quad (29)$$

h_1 - igual a 0, se a condição de Grashov for verdadeira, ou 1, se não for.

h_2 - igual a 0, se a condição de movimento contínuo de θ_2 for verdadeira, ou 1, se não for.

h_3 - igual 0, se o ângulo de transmissão estiver entre [min, max], ou 1, se não estiver.

h_4 - igual 0, se a posição do pivô fixo estiver entre [min, max], ou 1, se não estiver.

h_5 - igual 0, se os comprimentos das ligações estiverem entre [min, max], ou 1, se não estiverem.

Constantes M – constantes de penalidade. Quanto maior o valor, menores as chances de surgirem soluções que desobedeçam às penalidades.

Projetos de engenharia usualmente lidam com limitações que devem ser avaliadas durante a síntese dimensional. Soluções com razões exageradas entre as ligações, mecanismos com pontos de travamento, ângulo de transmissão muito baixo e localização da articulação fixa em pontos inacessíveis são alguns dos exemplos que podem ser encontrados. O algoritmo proposto permite direcionar as buscas através de restrições, que devem ser adicionadas como penalidades ao valor da função objetivo. As seguintes restrições foram adicionadas ao algoritmo:

- Critério de Grashov

Em alguns casos é desejável que o mecanismo obtido tenha como entrada uma rotação constante, provida por um motor. Para que o mecanismo seja do tipo manivela-balancim (a manivela apresenta rotação completa enquanto o seguidor apenas oscila) os comprimentos das

ligações devem atender ao critério de Grashov e a manivela deve ser a menor ligação. Em caso da restrição ser falsa, o valor $M_1 h_1$ é adicionado à função objetivo.

- Restrição de continuidade do movimento de rotação da manivela

Para garantir que a manivela tenha um movimento contínuo, ou seja, sem alternância de direção da rotação, é necessário que haja um aumento unidirecional do ângulo θ_2 , que deve ser avaliado pela equação (30). Essa restrição é utilizada, pois é comum que a entrada de torque em uma manivela seja provida por um motor com essa característica de movimento.

$$\theta_2(i) < \theta_2(\text{res}(i+1, \text{num})) < \theta_2(\text{res}(i+2, \text{num})) \dots \quad (30)$$

Onde i corresponde ao índice do menor valor de θ_2 .

“ num ” corresponde ao número de elementos do vetor θ_2 .

A função “ $\text{res}(i+1, \text{num})$ ”, representa o resto da divisão de $i+1/\text{num}$

Se a restrição não for atendida, o valor $M_2 h_2$ é adicionado à função objetivo.

- Restrição do ângulo de transmissão

O ângulo de transmissão é mais importante em mecanismos onde há elevada transmissão de força do acoplador para a ligação de saída. Seu valor ótimo é de 90 graus. Mesmo em mecanismos onde não é exigida elevada transmissão de força é importante manter um valor mínimo para que não haja travamento devido ao atrito.

Os ângulos de transmissão mínimos e máximos devem atender ao vetor “ $\text{litr}=[\text{min}, \text{max}]$ ”. Caso exista uma posição do mecanismo em que o valor esteja fora dessa faixa, a penalidade $M_3 h_3$ é adicionada a função objetivo. De acordo com (Mabie 1987), é recomendável uma variação máxima de $\pm 50^\circ$ do ângulo ótimo, para que não ocorra o travamento do mecanismo devido ao atrito nas juntas.

- Restrição da ligação fixa

Os valores de x_0 e y_0 correspondem às coordenadas globais da junta j_1 . Essa junta corresponde ao centro de rotação da ligação r_2 , que geralmente possui a entrada de torque.

Essa restrição muitas vezes existe pela limitação da posição dos pontos fixos, devido à falta de espaço. As variáveis podem ser visualizadas na FIGURA 4.

A faixa permissível é formada por uma área retangular, limitada por $[x_0(min), x_0(max)]$ e $[y_0(min), y_0(max)]$. Caso a junta j_1 não esteja posicionada na área desejada, a penalidade $M_4 h_4$ é adicionada a função objetivo.

- Restrição dos comprimentos das ligações

Para que o mecanismo obtido não apresente razão elevada entre os comprimentos das ligações, é definido o vetor lim , com valores mínimos e máximos para cada ligação: $[lim(min), lim(máx)]$.

Caso uma das ligações ultrapasse os limites propostos a penalidade $M_5 h_5$ é adicionada a função objetivo.

A configuração cinemática (aberta ou fechada) é selecionada pelo algoritmo após avaliar o primeiro ponto prescrito, sendo que a configuração com o menor valor para a função objetivo é escolhida para avaliação dos pontos seguintes. No total nove variáveis definem a curva gerada por um ponto pertencente ao acoplador de um mecanismo de quatro barras em relação a um sistema de coordenadas fixo, são elas $r_1, r_2, r_3, r_4, U_p, W_p, x0, y0$ e θ_1 . As variáveis se referem às medidas das ligações e também à orientação das ligações do mecanismo no plano.

Sandor (1984) divide a tarefa de geração de curvas em dois tipos: com ou sem tempo prescrito. Caso o problema seja de geração de curva sem tempo prescrito, os ângulos θ_2 , referentes a cada ponto prescrito ($\theta_{21}, \theta_{22}, \dots, \theta_{2n}$) também devem ser otimizados. Geralmente, devido à necessidade de entrada de torque unidirecional, esses ângulos devem seguir uma ordem progressiva. A geração de curvas sem tempo prescrito aumenta a quantidade de variáveis livres, fornecendo uma maior quantidade de soluções possíveis.

Para tarefas com tempo prescrito, a variação do ângulo da manivela entre dois pontos também é dada. Esse tipo de tarefa é comum em casos em que é necessário se controlar a velocidade do ponto do acoplador. Considerando a velocidade angular constante da manivela, isso pode ser obtido indiretamente ao se determinar o ângulo de varredura para que o ponto pertencente ao acoplador passe por dois pontos consecutivos. A FIGURA 5 apresenta três pontos prescritos equidistantes ($P1, P2$ e $P3$). Considerando a velocidade angular constante da

manivela, e que a variação da manivela entre os pontos 1 e 2 ($\Delta\theta_{21}$) é menor que do que entre os pontos 2 e 3 ($\Delta\theta_{22}$), pode-se inferir que a velocidade de um ponto P , que passe por esses pontos, é maior no trecho entre os pontos 1 e 2.

Para n pontos prescritos, o máximo de valores de variações angulares ($\Delta\theta_2$) é $n-1$. Nesse caso, apenas um ângulo de manivela θ_{21} pode ser tratado como variável.

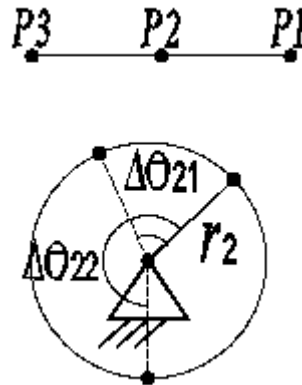


FIGURA 5 – Desenho esquemático para geração de curva com tempo prescrito. Fonte: Autor.

3.2 Função Objetivo do Mecanismo “Thread Take Up Lever” (Alavanca Estica Fio)

De acordo com Juki(1999), o mecanismo de alavanca estica fio (“thread take up lever”) tem as seguintes funções:

- Fornecer a linha superior para a agulha;
- Afrouxar a linha para que o gancho da bobina possa recolher o laço formado pela linha superior;
- Subir a linha rapidamente após a passagem da linha pela bobina;
- Suprir à quantidade de linha necessária para formação dos pontos;
- Desempenhar o aperto do ponto.

Essas etapas são detalhadas no Apêndice A.

Seu movimento deve estar sincronizado com o movimento da agulha, a bobina e o mecanismo de alimentação (“feed mechanism”). A FIGURA 6 apresenta uma foto do mecanismo presente na máquina Juki 8700. Ele é formado pela junção de um mecanismo

quatro barras e um cursor manivela, que dividem a mesma manivela, totalizando um mecanismo de seis ligações. A FIGURA 7 apresenta o desenho cinemático desse mecanismo, em uma posição semelhante a da foto. O sistema de coordenadas de referência ou global é formado pelos eixos X e Y . O eixo Y corresponde à direção de movimentação da agulha, que possui sincronia com o ponto P , pertencente ao acoplador. O sistema de coordenadas local, formado pelos eixos x e y , está na mesma direção da ligação fixa r_1 . O ângulo formado pelos dois sistemas de coordenadas é θ_1 .

O cursor manivela é responsável pela movimentação da agulha, enquanto o ponto P , pertencente ao acoplador do mecanismo de quatro barras, tem a função de fornecer e tensionar à linha. Essa movimentação é importante para que não haja falhas nos pontos formados (Juki 1999). Ainda, de acordo com Payvandy e Ebrahimi (2015), o movimento horizontal não apresenta influência significativa na formação do ponto.



FIGURA 6 - Mecanismo de máquina de costura estica fio e movimentação da agulha. Fonte: Najlawi et al. (2019)

Dessa forma, é importante considerar na otimização desse mecanismo que o movimento do ponto pertencente ao acoplador na direção vertical (em relação ao eixo global Y) não deva apresentar variações significativas, enquanto o movimento horizontal (em relação ao eixo global X) possa ser modificado sem que haja interferência na formação do ponto.

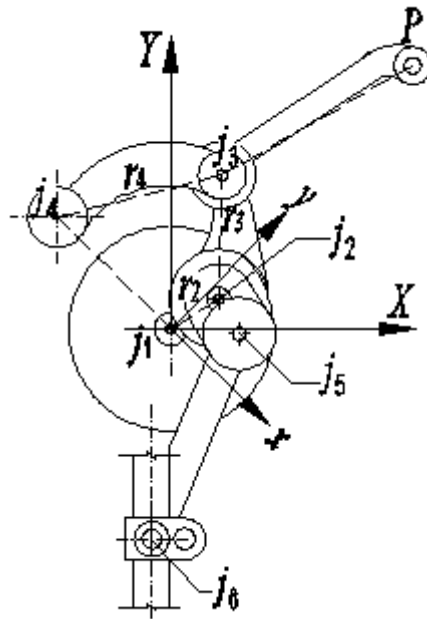


FIGURA 7- Desenho Esquemático do mecanismo de quatro barras presente em uma máquina de costura. Fonte: Autor.

A FIGURA 8 apresenta o diagrama cinemático do mecanismo estica fio e as variáveis que devem ser otimizadas.

A função objetivo é dada pela equação (31). A primeira parcela corresponde à exigência da curva gerada pelo ponto do acoplador, na direção vertical. A variável PY_j corresponde à posição do ponto P , da máquina JUKI8700, na direção Y , enquanto PY corresponde à coordenada do respectivo ponto em um mecanismo qualquer. A segunda parcela corresponde ao “jerk” horizontal do ponto P . A minimização dessa função busca um movimento mais suave para o mecanismo estica fio, reduzindo a segunda aceleração do ponto P e conseqüentemente é esperada a redução da vibração na máquina de costura. As constantes N_1 e N_2 devem ser ajustadas de forma que ambas as parcelas influenciem na obtenção dos resultados. As soluções buscadas devem ter uma tendência de redução do “jerk” horizontal sem que o movimento vertical sofra mudanças significativas.

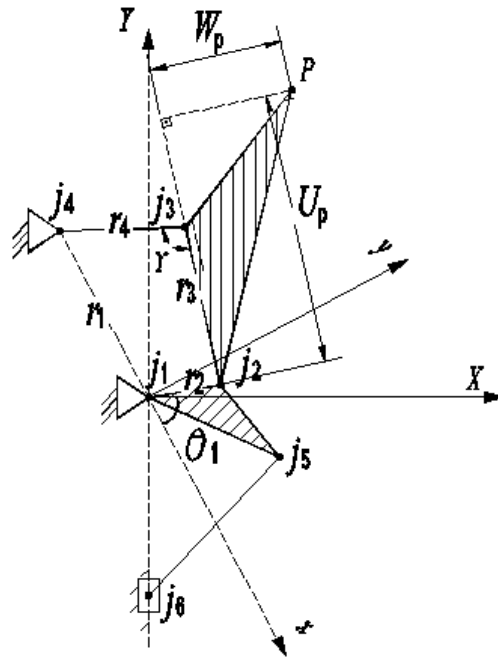


FIGURA 8 - Configuração Cinemática do mecanismo de máquina de costura estica fio e movimentação da agulha. Fonte: Autor.

$$F_{obj} = \sum_{\theta_2=1}^{360} [N_1 |(PYj(\theta_2) - PY(\theta_2))| + N_2 |jerkX(\theta_2)|] \quad (31)$$

Para o cálculo do “jerk” horizontal é necessário definir a cinemática do ponto P pertencente ao acoplador de um mecanismo de quatro barras. Conforme apresentado por Doughty (1987), as componentes da velocidade e aceleração de um ponto P , pertencente ao acoplador de um mecanismo de quatro barras, em relação ao sistema local de coordenadas (VP_{xl} , VP_{yl} , AP_{xl} e AP_{yl}), podem ser obtidas pelas equações (32) a (35), e em relação ao sistema de coordenadas global, a velocidade (VP_X , VP_Y) e aceleração (AP_X , AP_Y) do ponto P podem ser obtidas multiplicando os vetores locais pela matriz de transformação dada pela equação (36). Onde θ_1 é o ângulo entre o eixo local e o global.

$$VP_{xl} = -r_2 \omega_2 \sin \theta_2 - U_P \omega_3 \sin \theta_3 - W_P \omega_3 \cos \theta_3 \quad (32)$$

$$VP_{yl} = r_2 \omega_2 \cos \theta_2 + U_P \omega_3 \cos \theta_3 - W_P \omega_3 \sin \theta_3 \quad (33)$$

$$AP_{xl} = -r_2 \alpha_2 - r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - U_P \alpha_3 \sin \theta_3 - U_P \omega_3^2 \cos \theta_3 - W_P \alpha_3 \cos \theta_3 + W_P \omega_3^2 \sin \theta_3 \quad (34)$$

$$AP_{yl} = r_2 \alpha_2 \cos \theta_2 - r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 + U_P \alpha_3 \cos \theta_3 - U_P \omega_3^2 \sin \theta_3 - W_P \alpha_3 \sin \theta_3 - W_P \omega_3^2 \cos \theta_3 \quad (35)$$

$$[T] = \begin{bmatrix} \cos \theta_1 & -\sin \theta_1 \\ \sin \theta_1 & \cos \theta_1 \end{bmatrix} \quad (36)$$

A segunda aceleração ou “*jerk*”, obtida pela derivada temporal da aceleração, pode ser obtida por derivação numérica. A equação (37) apresenta o cálculo do “*jerk*” horizontal, para o ponto P pertencente ao acoplador, a partir das acelerações conhecidas (AP_X). A equação utiliza a fórmula da derivada primeira para diferença finita central, conforme apresentado em Chapra e Canale (2015). Onde Δt corresponde ao passo temporal e pode ser determinado por (38), considerando a velocidade angular ω_2 constante. Para o problema analisado ω_2 é considerado como 1 rad/s e a variação do ângulo da manivela é dado por $\Delta \theta_2 = 1^\circ$.

$$\text{JerkX}(t_{(i)}) = \frac{-AP_X(t_{(i+2)}) + 8AP_X(t_{(i+1)}) - 8AP_X(t_{(i-1)}) + AP_X(t_{(i-2)})}{12\Delta t} \quad (37)$$

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta_2}{\omega_2} \quad (38)$$

Sete variáveis devem ser otimizadas, sendo elas r_1 , r_2 , r_3 , r_4 , U_P , W_P e θ_1 . As restrições utilizadas são: o mecanismo deve atender a condição de Grashov e ser do tipo manivela balancim, os comprimentos das ligações são limitados em valores mínimos e máximos e o ângulo de transmissão não deve ultrapassar valores estabelecidos.

As variáveis que definem o mecanismo original da máquina JUKI DDL 8700 são apresentadas na TABELA 1. Os valores correspondem às médias apresentadas por Najlawi et al. (2019).

TABELA 1 - Variáveis do mecanismo de quatro barras da máquina Juki DDL8700.

Mecanismo	r_1 (mm)	r_2 (mm)	r_3 (mm)	r_4 (mm)	\overline{U}_p (mm)	\overline{W}_p (mm)	θ_1 (graus)
Juki 8700	50,96	7,68	30,31	44,8	51,64	- 34,14	311

3.2.1 Validação do algoritmo

A FIGURA 9 apresenta o mecanismo da máquina Juki 8700 na posição $\theta_2=85^\circ$ onde o eixo do sistema local de coordenadas está alinhado com a horizontal. Para validação dos cálculos de posição, velocidade e aceleração do ponto P , presentes no algoritmo, os resultados obtidos pela programação das equações (22), (23), (28), (29), (30) e (31) são comparados às soluções gráficas e ao polígono de aceleração para apenas uma posição.

A posição do ponto P em relação ao sistema local de coordenadas é obtida diretamente por medidas gráficas. Para o estudo da velocidade, é utilizado o centro instantâneo de rotação do acoplador (CI). As distâncias em relação às juntas j_2 e j_3 e ao ponto P do acoplador são apresentadas na FIGURA 9.

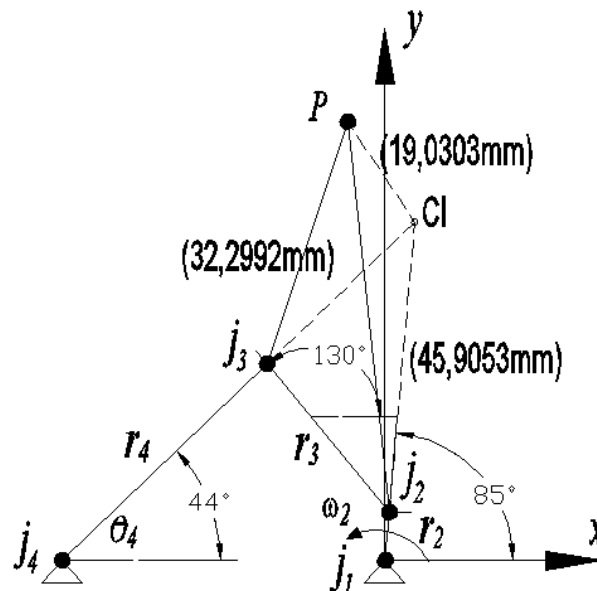


FIGURA 9 - Diagrama cinemático do mecanismo estica fio presente na máquina JUKI8700 com as distâncias do CI em relação às juntas j_2 e j_3 e em relação ao ponto P do acoplador para $\theta_2=85^\circ$.

Conhecendo-se a velocidade angular do acoplador (ω_3) e a distância do ponto P em relação ao CI (\overline{CIP}), é obtida a velocidades do ponto P (VP), por meio da equação(39). Suas componentes em relação ao sistema local de coordenadas podem ser obtidas graficamente.

$$\overline{VP} = \omega_3 \overline{CIP} \quad (39)$$

Como forma de se obter as acelerações do ponto P em relação ao sistema local de coordenadas, é utilizada a equação vetorial das acelerações, conforme apresentado na equação (40).

$$\overline{A_{3N}} + \overline{A_{3T}} = \overline{A_{2N}} + \overline{A_{32N}} + \overline{A_{32T}} \quad (40)$$

Onde $\overline{A_{2N}}$, $\overline{A_{3N}}$ e $\overline{A_{32N}}$ representam as componentes normais das acelerações das juntas j_2 e j_3 e da aceleração relativa da junta j_3 em relação à junta j_2 , respectivamente. Os valores de $\overline{A_{3T}}$ e $\overline{A_{32T}}$ representam a componente tangencial da aceleração da junta j_3 e a componente tangencial da junta j_3 em relação à junta j_2 , respectivamente. Por meio dessa equação, o polígono de aceleração do acoplador, do mecanismo de quatro barras, pode ser obtido.

Esses valores permitem o cálculo das acelerações angulares da ligação de saída (α_4) e do acoplador (α_3), por meio das equações (41) e (42).

$$\alpha_4 = \frac{|\overline{A_{3T}}|}{r_4} \quad (41)$$

$$\alpha_3 = \frac{|\overline{A_{32T}}|}{r_3} \quad (42)$$

A componente normal e tangencial da aceleração do ponto P são obtidas por meio do polígono de aceleração formado pela equação (43).

$$\overline{AP}_l = \overline{A_2} + \overline{AP}_{2T} + \overline{AP}_{2N} \quad (43)$$

Onde, \vec{A}_2 representa a aceleração da junta j_2 . O vetor \vec{AP}_2 representa a aceleração do ponto P em relação à junta j_2 . Os módulos das componentes tangencial e normal de \vec{AP}_2 podem ser calculados pelas equações (44) e (45). Onde \overline{P}_2 é a distância entre o ponto P e a junta j_2 .

$$|\overrightarrow{AP_{2T}}| = \alpha_3 \overline{P}_2 \quad (44)$$

$$|\overrightarrow{AP_{2N}}| = \omega_3^2 \overline{P}_2 \quad (45)$$

3.3 Algoritmo Genético

A estratégia empregada pelo algoritmo genético baseado na evolução diferencial para a otimização de uma função objetivo inicia-se ao se definir uma população inicial com NP indivíduos. No contexto de síntese de mecanismos, cada indivíduo dessa população é um mecanismo gerado aleatoriamente (IN), de forma que os genes carregados por cada indivíduo são as variáveis que definem o comportamento cinemático desse mecanismo (g). Essas variáveis devem respeitar as restrições impostas na definição do problema. Os genes podem ser arranjados de várias formas. Cabrera et al.(2002) utilizam vetores para representar as variáveis na forma de números reais. Um indivíduo IN , com n genes, pode ser representado conforme a equação (46).

$$IN = [g_1, g_2, \dots, g_n] \quad (46)$$

Melhores indivíduos podem ser obtidos utilizando três operações básicas: seleção, reprodução e mutação. As operações utilizadas, baseadas no trabalho de Cabrera et. al.(2002), são descritas a seguir.

3.3.1 Seleção

Essa operação utiliza dois indivíduos aleatórios e o melhor indivíduo da população. Os genes dos indivíduos devem ser combinados conforme a equação (47), criando o vetor V_C . Esse vetor é temporário e utilizado apenas para a reprodução descrita a seguir.

$$V_C = IN_m + F(IN_1 - IN_2) \quad (47)$$

Onde:

IN_m – O melhor indivíduo da população, ou seja, que apresenta menor valor de função objetivo;

IN_1 – Indivíduo escolhido aleatoriamente 1;

IN_2 - Indivíduo escolhido aleatoriamente 2;

F – Constante de distúrbio, com valor entre 0 e 1.

3.3.2 Reprodução

A geração de um novo indivíduo é feita fazendo-se a troca de genes entre o vetor V_C com um indivíduo IN_i da população. Onde i assume um valor entre $(1 < i < NP)$.

A operação de troca de genes é denominada cruzamento. Para cada troca de gene existe uma probabilidade de que a operação ocorra, dada pela constante PC que assume valor entre 0 e 1. Conforme esquematizado na FIGURA 10, se o cruzamento ocorrer, o gene do indivíduo anterior é trocado pelo gene do vetor V_C .

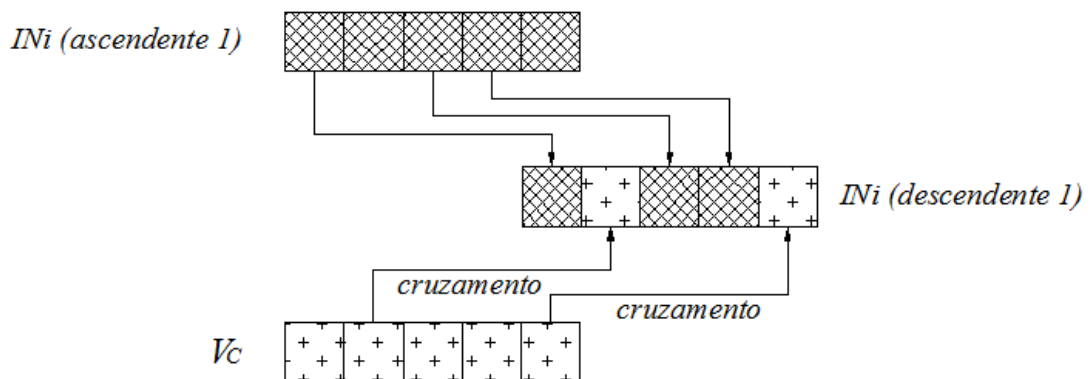


FIGURA 10 - Exemplo de reprodução entre o indivíduo IN_i e o vetor V_C . Fonte: Autor.

Cada descendente é comparado ao indivíduo anterior que o gerou. Se a adaptabilidade for melhor, ele assume o lugar do ascendente, caso contrário é descartado e o indivíduo ascendente permanece na população. Dessa forma a quantidade de indivíduos da população sempre será mantida constante.

3.2.3 Mutação

A mutação ocorre modificando o valor de um gene g_i aleatoriamente entre um valor mínimo e máximo especificado $[g_i - lim, g_i + lim]$. São adicionados dois limites na mutação, sendo $lim2$ utilizado para variáveis angulares (em graus), enquanto $lim1$ é designado para as demais variáveis (em mm).

Assim como no cruzamento, a mutação ocorre com uma probabilidade PM , que tem valor entre 0 e 1. Os valores de $lim1$ e $lim2$ devem ser ajustados conforme cada problema.

O processo ocorre de forma iterativa, até que o valor da função objetivo atinja um valor aceitável (erc) ou a quantidade de iterações ultrapasse o limite máximo ($itermax$). A TABELA 2 resume as principais variáveis utilizadas no algoritmo. Na FIGURA 11 é apresentado o fluxograma de busca.

TABELA 2 – Parâmetros utilizados no algoritmo genético

Parâmetros	Função
NP	Quantidade de indivíduos da população
$itermax$	Quantidade máxima de iterações
erc	erro aceitável para a convergência
PC	Probabilidade de que ocorra a troca de genes
F	Constante de distúrbio
PM	Probabilidade de que ocorra mutação
$lim1$	Valor adicionado ou subtraído durante a mutação para os parâmetros de comprimento das ligações.
$lim2$	Valor adicionado ou subtraído durante a mutação dos parâmetros angulares

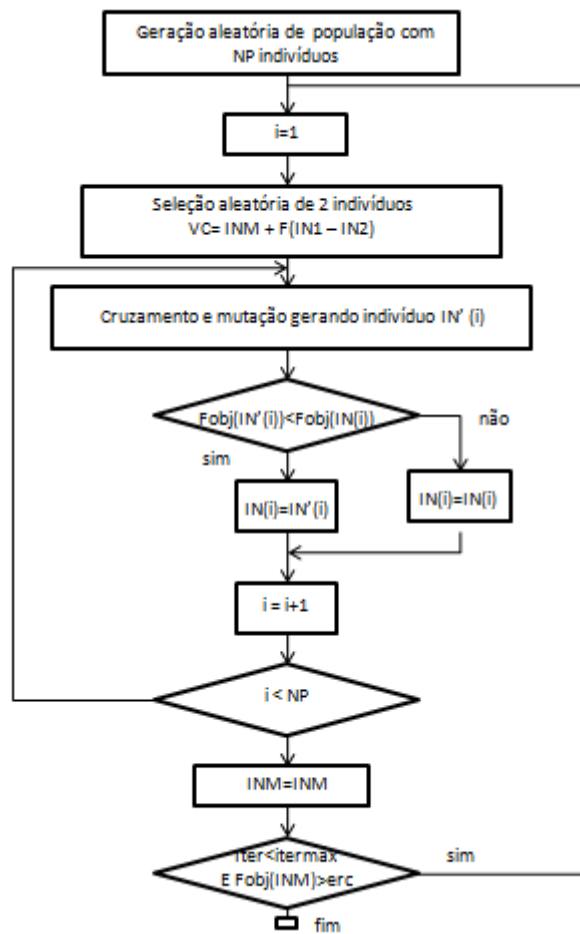


FIGURA 11 - Fluxograma do algoritmo

Ao contrário das soluções de síntese analíticas e numéricas, para a tarefa de geração de curvas utilizando pontos de precisão, a otimização permite descrever uma curva com uma quantidade ilimitada de pontos. O algoritmo genético permite a introdução de restrições como penalidades, o que facilita a implementação em novos casos. O algoritmo utiliza uma quantidade maior de iterações se comparado a métodos de otimização baseados nos gradientes das funções, entretanto a complexidade dos cálculos é muito inferior, já que não envolve o cálculo de derivadas. Devido a não necessidade desses cálculos a implementação também se torna mais simples. A versatilidade do algoritmo permite controlar a curva gerada pelo acoplador juntamente com outros objetivos.

Como desvantagem, o algoritmo utiliza uma metodologia heurística, o que não garante a solução ótima em todos os casos. Segundo Cabrera et. al.(2002), ao se utilizar a mutação dos genes e uma quantidade grande o suficiente de iterações, é observado que o algoritmo tende a escapar de mínimos locais. Outra observação é que mesmo soluções que atendam aos

pontos prescritos, com baixo valor de função objetivo (próximo a zero), podem não representar a curva na forma geral, uma vez que fora dos pontos prescritos a curva pode assumir outros formatos além dos desejados. Isso pode ser evitado ao se adicionar mais pontos prescritos à curva desejada.

4. RESULTADOS E ANÁLISES

O capítulo de resultados é dividido, por conveniência, em dois itens que são síntese de mecanismos de quatro barras para a tarefa de geração de curvas e a otimização de um mecanismo de quatro barras presente em uma máquina de costura.

Para a síntese de mecanismos, são reproduzidos dois problemas apresentados por Kunjur e Krishnamurty (1997) e por Cabrera et al.(2002). Os problemas escolhidos foram adotados pelos autores como forma de validar a metodologia utilizada em seus trabalhos. O primeiro problema consiste em especificar seis pontos de uma curva, sem tempo prescrito. Para problemas sem tempo prescrito, o ângulo θ_2 é um parâmetro livre que pode ser otimizado para todos os pontos. O segundo problema trata de uma curva com 18 pontos especificados. Esse problema é de geração de curva com tempo prescrito.

O algoritmo genético também é aplicado na otimização de um mecanismo “take up lever” (alavanca estica fio) presente em uma máquina de costura. Busca-se reduzir o “*jerk*” horizontal sem que haja alteração no movimento vertical do mecanismo. Para isso, é necessário o cálculo da cinemática do mecanismo original. Como forma de validação desse cálculo uma posição aleatória ($\theta_2=85^\circ$) é escolhida para verificação através da comparação com um modelo geométrico.

O computador utilizado para as iterações possui configuração i5- 4200U 1.6GHz dual core. O respectivo tempo de cada análise é indicado nos resultados.

4.1 Síntese de Mecanismos de Quatro Barras para Geração de Curvas

Por conveniência a FIGURA 4 é repetida na FIGURA 12 para apresentar as variáveis otimizadas em um mecanismo de quatro barras para a tarefa de geração de curvas.

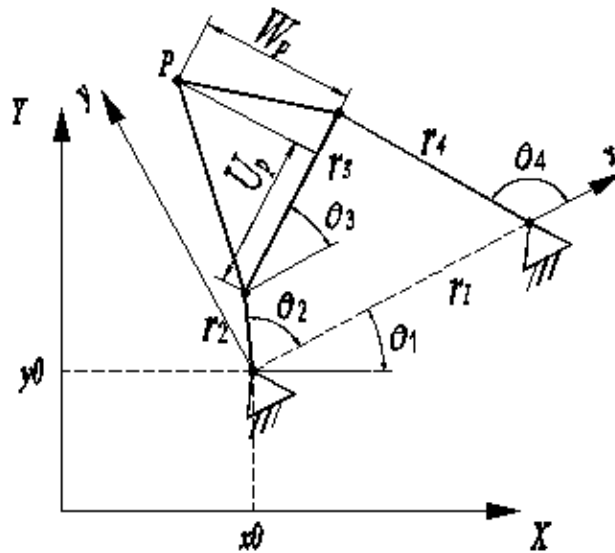


FIGURA 12- Desenho esquemático de um mecanismo de quatro barras com as variáveis que definem a posição do ponto P . Fonte: Autor.

O primeiro problema, utilizado para comparação dos algoritmos, consiste em seis pontos alinhados na vertical e sem tempo prescrito. O problema é apresentado por Cabrera et al.(2002). Os pontos escolhidos para representação da curva são apresentados. As coordenadas, em relação ao sistema de coordenadas global, são descritas em milímetros

TABELA 3 – Pontos Prescritos para o primeiro exemplo de validação.

Ponto Prescrito	Eixo X (mm)	Eixo Y (mm)
1	20	20
2	20	25
3	20	30
4	20	35
5	20	40
6	20	45

Uma vez, que não há tempo prescrito, as variáveis correspondentes ao ângulo θ_2 para cada ponto também são otimizadas. No total 15 variáveis devem ser definidas, que estão mostradas a seguir.

$$(r_1, r_2, r_3, r_4, U_p, W_p, x0, y0, \theta_1, \theta_{21}, \theta_{22}, \theta_{23}, \theta_{24}, \theta_{25} \text{ e } \theta_{26})$$

Os ângulos θ_{21} a θ_{26} , correspondem aos ângulos da manivela θ_2 para cada ponto prescrito.

As mesmas restrições utilizadas por Cabrera et al.(2002) são utilizadas nesse problema. O mecanismo deve ser do tipo manivela balancim com movimento contínuo de acordo com o critério de Grashov, os limites dos comprimentos das ligações e posição da junta $j1$ também são respeitados. Os valores utilizados são apresentados na TABELA 4.

TABELA 4- Limites das variáveis para a geração de curvas para o primeiro exemplo de validação.

<i>Variáveis</i>	<i>limite inferior(mm)</i>	<i>limite superior(mm)</i>
r_1	0	60
r_2	0	60
r_3	0	60
r_4	0	60
$\overline{U_p}$	-60	60
$\overline{W_p}$	-60	60
$x0$	-60	60
$y0$	-60	60

Como forma de comparar os algoritmos, a mesma quantidade de indivíduos da população e o número de iterações são mantidos. O erro relativo do critério de convergência é escolhida com um valor bem abaixo do resultado obtido por Cabrera et al.(2002), dessa forma espera-se que o algoritmo apenas interrompa a otimização, caso uma solução muito melhor seja encontrada. A TABELA 5 resume os valores utilizados no algoritmo genético para esse problema.

TABELA 5 - Valores dos parâmetros do algoritmo genético para o primeiro exemplo de validação.

<i>Parâmetros do algoritmo genético</i>	<i>Valor</i>
<i>PC</i>	0,6
<i>PM</i>	0,1
<i>F</i>	0,5
<i>limite 1 (mm)</i>	0,3
<i>limite 2 (grau)</i>	1
<i>itermáx</i>	1000
<i>erc</i>	0,0001
<i>NP</i>	100

Após 10 tentativas a melhor solução encontrada apresenta valor da função objetivo igual a 0,0095. Portanto, não há convergência no erro relativo especificado. A FIGURA 13 apresenta a curva de variação do erro de convergência em relação ao número de iterações. Pode-se observar que o erro praticamente atinge um valor monotônico a partir de 40 iterações.

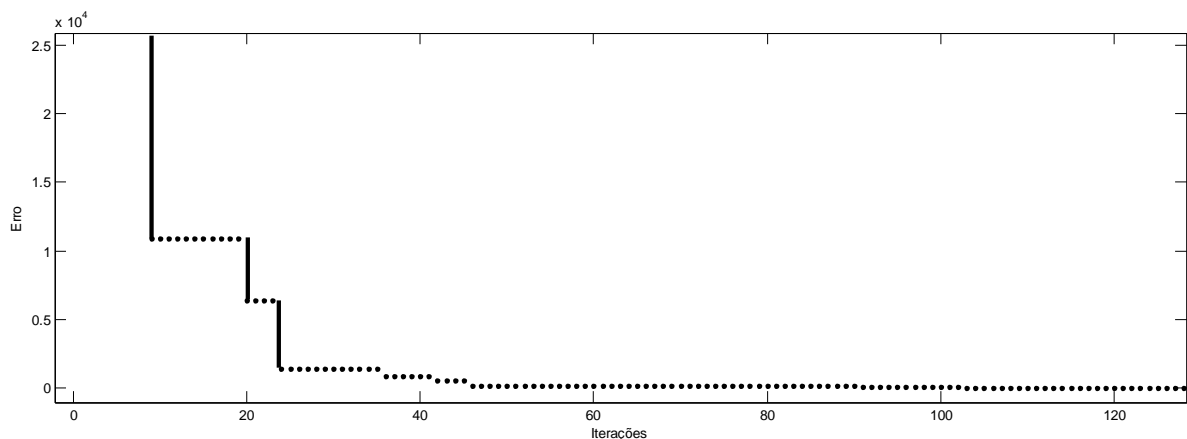


FIGURA 13 – Evolução da função objetivo por iteração para o primeiro exemplo de validação.

As variáveis cinemáticas do mecanismo de quatro barras que representam a melhor solução obtida são apresentadas na TABELA 6. A FIGURA 14 apresenta o diagrama cinemático do mecanismo de quatro barras obtido por Cabrera et al. (2002) com a descrição da curva gerada pelo ponto selecionado do acoplador. A FIGURA 15 mostra o diagrama cinemático da solução obtida com a descrição da curva gerada pelo ponto do acoplador para θ_2 igual 68° . As figuras 16, 17, 18, 19 e 20 apresentam os diagramas cinemáticos deste

mecanismo com as respectivas curvas do ponto do acoplador para cinco valores de ângulo da ligação de entrada.

O tempo aproximado para o fim de 1000 iterações é de 130 segundos.

TABELA 6 – Resultados comparativos para as características geométricas e dos ângulos das ligações para uma configuração do mecanismo manivela-balancim do primeiro exemplo de validação.

Variáveis	Algoritmo Genético proposto	Algoritmo Genético(Cabrera et al. 2002)
r_1 (mm)	32,01	39,47
r_2 (mm)	6,78	8,56
r_3 (mm)	31,71	19,09
r_4 (mm)	41,96	47,84
$\overline{U_p}$ (mm)	52,90	13,39
$\overline{W_p}$ (mm)	-10,13	12,22
$x\theta$ (mm)	-25,74	29,72
$y\theta$ (mm)	8,79	23,45
θ_1 (graus)	121,52	355,33
θ_{21} (graus)	68,05	350,61
θ_{22} (graus)	117,61	11,06
θ_{23} (graus)	146,13	25,26
θ_{24} (graus)	172,27	39,23
θ_{25} (graus)	199,00	54,91
θ_{26} (graus)	230,76	77,65
$Fobj$	9,50E-03	2,62E-02

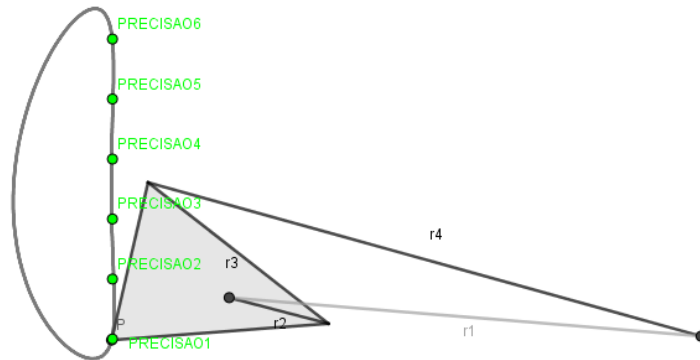


FIGURA 14-Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido por Cabrera et al.(2002) para a geração da curva do ponto P .

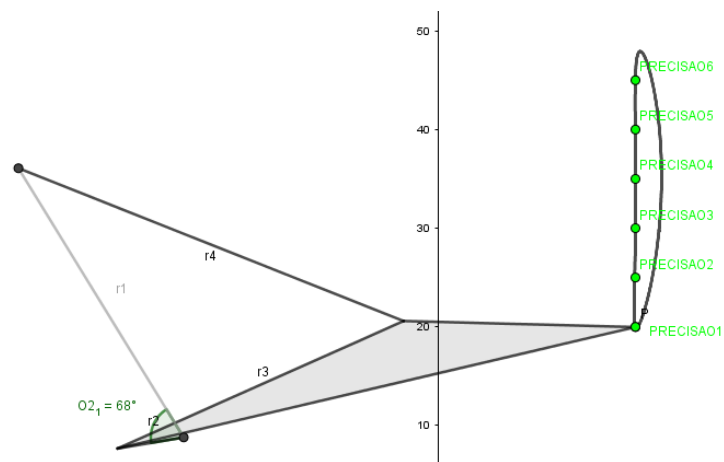


FIGURA 15-Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2 = 68^\circ$.

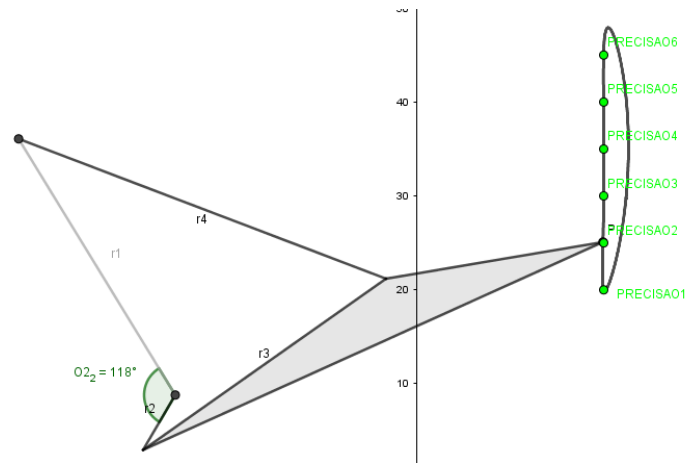


FIGURA 16 -Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=118^\circ$.

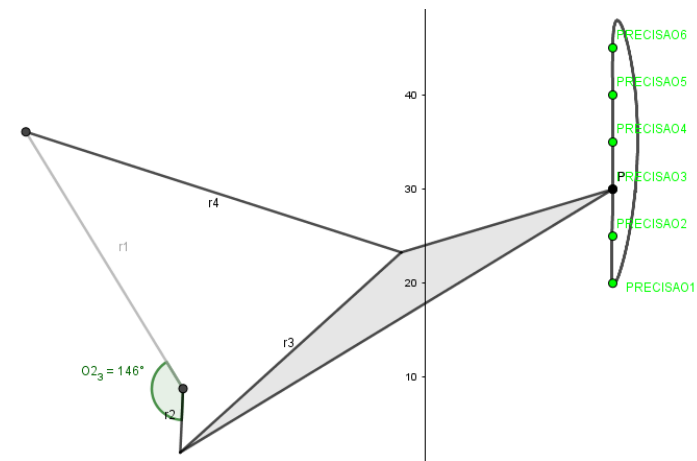


FIGURA 17 - Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=146^\circ$.

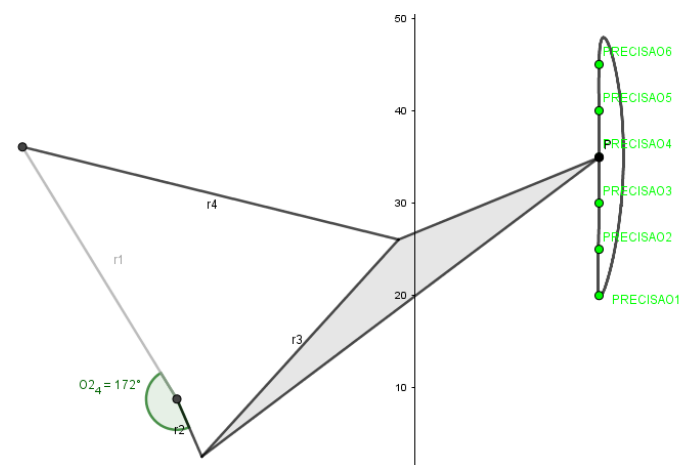


FIGURA 18 - Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=172^\circ$.

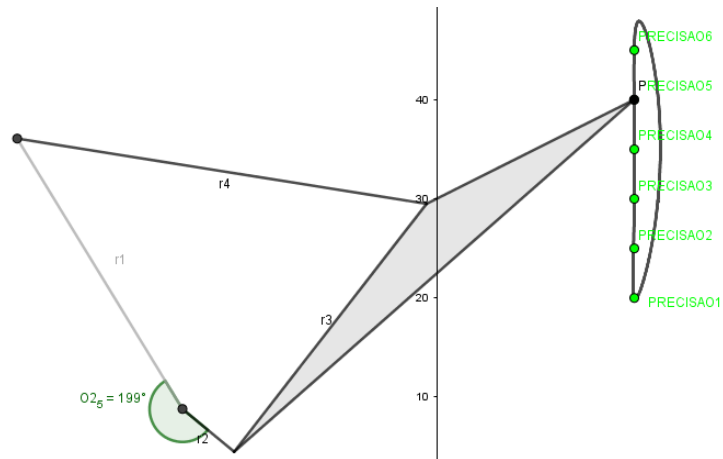


FIGURA 19 - Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=199^\circ$.

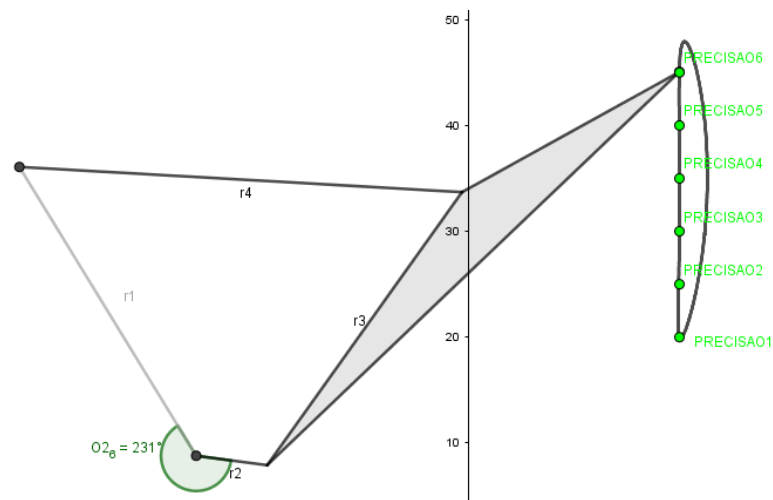


FIGURA 20 - Diagrama cinemático do mecanismo manivela balancim obtido na posição do ângulo de manivela $\theta_2=231^\circ$.

Conforme pode ser observado nos resultados, o trabalho de Cabrera et al.(2002) indica o valor residual mínimo de 0,0262 para a função objetivo. O algoritmo genético implementado neste trabalho gera um valor mínimo de 0,0095, mantendo as mesmas restrições e utilizando a mesma quantidade de iterações. Isso representa uma redução de 63,7% do valor de comparação. A solução obtida respeita os limites da posição do pivô fixo (j_1), os limites dos comprimentos das ligações, a sequência dos ângulos da manivela (j_2), e o critério de Grashov.

O segundo exemplo de validação consiste na geração de curva com tempo prescrito. São utilizados 18 pontos para a descrição da curva de interesse. O ângulo de giro da manivela entre todos os pontos também são especificados. A solução é comparada aos resultados obtidos por Kunjur e Krishnamurty (1997) e por Cabrera et al.(2002).

Os pontos escolhidos para representação da curva são apresentados na TABELA 7. A variação do ângulo da ligação de entrada é prescrita entre todos os pontos e igual a 20 graus.

TABELA 7 - Pontos Prescritos para o segundo exemplo de validação.

Ponto Prescrito	Eixo X (mm)	Eixo Y (mm)
1	0,5	1,1
2	0,4	1,1
3	0,3	1,1
4	0,2	1
5	0,1	0,9
6	0,05	0,75
7	0,02	0,6
8	0	0,5
9	0	0,4
10	0,03	0,3
11	0,1	0,25
12	0,15	0,2
13	0,2	0,3
14	0,3	0,4
15	0,4	0,5
16	0,5	0,7
17	0,6	0,9
18	0,6	1

Apenas o ângulo θ_{21} , que representa o ângulo da manivela para o primeiro ponto, é tratado como variável livre. No total, dez variáveis devem ser otimizadas, que são $r_1, r_2, r_3, r_4, U_p, W_p, x0, y0, \theta_1$ e θ_{21}

As mesmas restrições utilizadas por Kunjur e Krishnamurty (1997) e Cabrera et al.(2002) são utilizadas nesse problema. Os limites dos comprimentos das ligações e posição da articulação fixa da manivela são apresentados na TABELA 8.

TABELA 8 - Limites das variáveis para a geração de curvas para o segundo exemplo de validação.

<i>Variáveis</i>	<i>limite inferior(mm)</i>	<i>limite superior(mm)</i>
r_1	0	50
r_2	0	50
r_3	0	50
r_4	0	50
$\overline{U_p}$	-50	50
$\overline{W_p}$	-50	50
$x0$	-50	50
$y0$	-50	50

A quantidade de indivíduos da população e o número de iterações são mantidos conforme o trabalho de Cabrera et al.(2002). O erro de critério convergência é escolhido com um valor bem abaixo do resultado obtido pelos trabalhos comparados, dessa forma espera-se que o algoritmo apenas interrompa a otimização caso uma solução muito melhor seja encontrada. A TABELA 9 resume os valores utilizados no algoritmo genético para esse problema.

TABELA 9 - Valores dos parâmetros do algoritmo genético para o segundo exemplo de validação.

<i>Parâmetros do algoritmo genético</i>	<i>Valor</i>
<i>PC</i>	0,9
<i>PM</i>	0,1
<i>F</i>	0,5
<i>limite 1 (mm)</i>	0,3
<i>limite 2 (grau)</i>	1
<i>itermáx</i>	100
<i>erc</i>	0,000000001
<i>NP</i>	50

Após 10 tentativas a melhor solução encontrada apresenta valor da função objetivo igual a 0,0406, portanto, não há convergência no erro especificado. Todas as restrições impostas foram atendidas. A FIGURA 21 mostra a curva de variação do erro de convergência

em relação ao número de iterações. Pode-se observar que o erro praticamente atinge um valor monotônico a partir de 15 iterações.

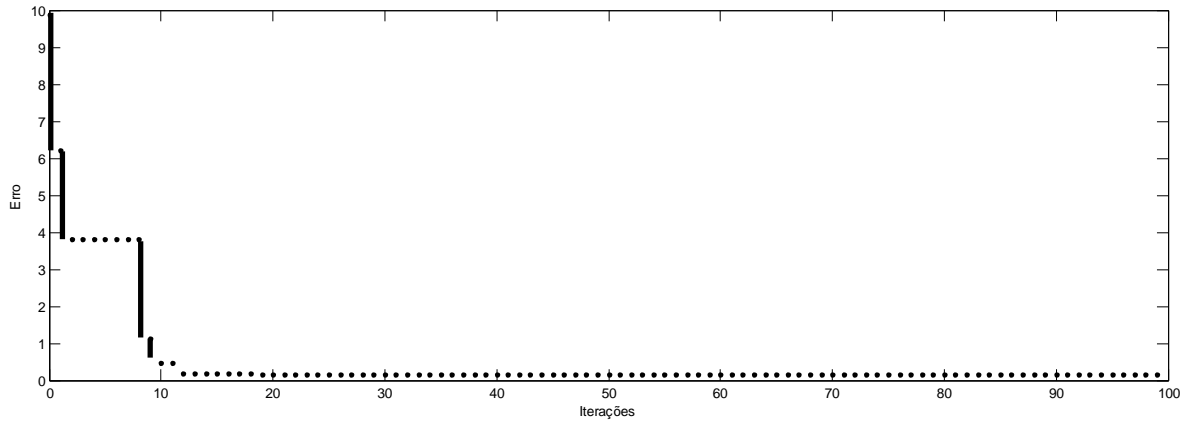


FIGURA 21 - Evolução da função objetivo por iteração para o segundo exemplo de validação.

As variáveis da melhor solução, encontradas na última iteração, são apresentadas na TABELA 10.

TABELA 10 - Valores comparados para as variáveis encontradas para o caso B.

Variáveis	Algoritmo Genético proposto	Algoritmo Genético(Kunjur e Krishnamurty 1997)	Algoritmo Genético(Cabrera et al. 2002)
r_1 (mm)	2,125	1,8797	3,0579
r_2 (mm)	0,25	0,2749	0,2378
r_3 (mm)	3,25	1,1803	4,8290
r_4 (mm)	1,5302	2,1382	2,0565
$\overline{U_p}$ (mm)	-0,376	-0,8336	0,7670
$\overline{W_p}$ (mm)	1,5357	-0,3788	1,8508
$x0$ (mm)	1,7451	1,1321	1,7768
$y0$ (mm)	0,1885	0,6634	-0,6420
θ_1 (graus)	288,028	249,4787	57,4200
θ_{21} (graus)	118,8315	146,5984	12,9595
$Fobj$	4,06E-02	4,30E-02	2,45E-02

A FIGURA 22 apresenta a curva gerada pelo ponto selecionado, pertencente ao acoplador, do mecanismo obtido pelo algoritmo genético, a curva obtida por Kunjur e

Krishnamurty (1997) e a curva obtida por Cabrera et al.(2002). O valor final da função objetivo é de 0,046. O tempo para o término de 100 iterações é de aproximadamente 15 segundos.

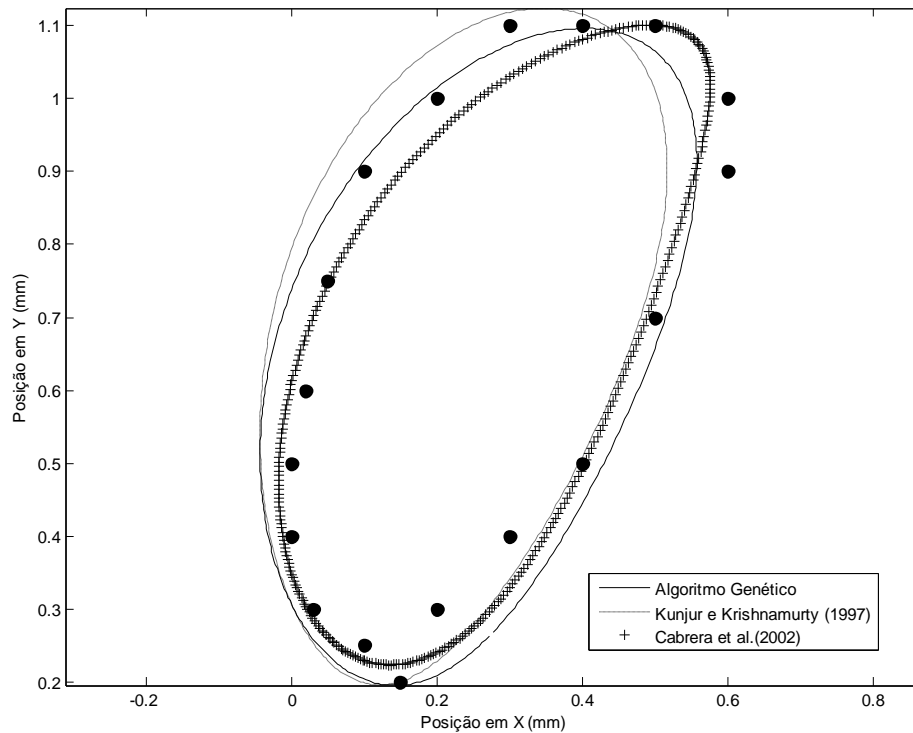


FIGURA 22 - Curva descrita pelo ponto do acoplador do mecanismo de quatro barras obtido com o algoritmo genético para o segundo exemplo de validação.

A melhor solução obtida por Kunjur e Krishnamurty (1997) apresenta valor mínimo de 0,043. O trabalho de Cabrera et al.(2002) apresenta o menor valor residual igual a 0,0245. O presente trabalho gera resultado intermediário com valor encontrado igual 0,0406. Isso representa uma diminuição de 5,5% em relação à Kunjur e Krishnamurty (1997) e um aumento de 65% em relação a Cabrera et al.(2002). Explica-se a diferença entre os resultados obtidos e os de Cabrera et al.(2002), pela metodologia heurística empregada. É muito provável que melhores soluções podem ser obtidas caso mais resultados fossem gerados. O trabalho de Cabrera et al.(2002) não especifica quantas tentativas foram feitas para a obtenção desse resultado.

O algoritmo proposto apresenta vantagens em relação às técnicas gráficas e soluções analíticas para síntese de mecanismos de quatro barras na tarefa de geração de curvas.

Técnicas gráficas ficam limitadas a cinco pontos de precisão, já as soluções analíticas ou numéricas, das equações de cadeia cinemática fechada, ficam limitadas a nove pontos, sendo possível empregá-la apenas no segundo exemplo. Ainda assim, as soluções poderiam apresentar defeitos, como baixos ângulos de transmissão, razões exageradas nos comprimentos das ligações e posição não conveniente da junta fixa da ligação de entrada. Quanto às desvantagens, destaca-se a não repetibilidade dos resultados e possibilidade de se obter um mecanismo em que o ponto escolhido, apresente uma curva que se aproxime dos pontos de precisão, mas apresente grande desvio da curva desejada fora desses pontos. Essas desvantagens podem ser reduzidas ao se repetir o processo de síntese mais vezes e aumentando a quantidade de pontos prescritos.

4.2 Otimização do mecanismo Estica fio “*Thread Take up lever*”

Por conveniência a FIGURA 8 é repetida na FIGURA 23 para apresentar as variáveis otimizadas em um mecanismo de quatro barras estica fio, presente em uma máquina de costura.

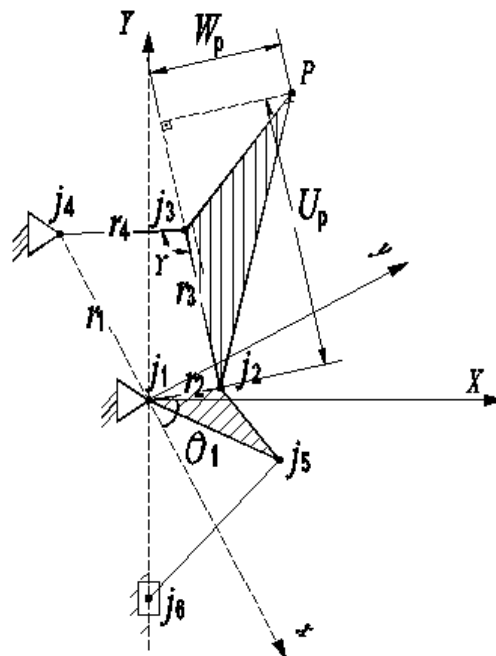


FIGURA 23 - Configuração Cinemática do mecanismo de máquina de costura estica fio e movimentação da agulha. Fonte: Autor.

Considerando o movimento do ponto P , pertencente ao acoplador, é desejável a redução do “jerk” horizontal (Eixo X), sem que o movimento vertical (Eixo Y) sofra modificações significativas. As variáveis a serem otimizadas são $r_1, r_2, r_3, r_4, U_p, W_p$ e θ_1 .

Como referência, o algoritmo deve calcular a posição vertical do ponto P pertencente ao acoplador do mecanismo original, para cada ângulo θ_2 escolhido. Com o objetivo de validar as soluções obtidas, uma posição aleatória ($\theta_2=85^\circ$) é escolhida para verificação. Como auxílio no cálculo, o modelo geométrico do mecanismo é obtido via programa de desenho assistido por computador (CAD).

Por simplicidade, as condições iniciais consideradas são velocidade angular igual a um, no sentido anti-horário ($\omega_2 = 1 \text{ rad/s}$) e aceleração angular nula ($\alpha_2 = 0 \text{ rad/s}^2$) para a ligação de entrada.

As coordenadas do ponto P em relação ao sistema de coordenadas local (x e y), obtidas graficamente, são $P_{xl} = -5,8997\text{mm}$ e $P_{yl} = 69,2062\text{mm}$.

Considerando a posição do centro instantâneo de rotação (CI) para o ângulo da ligação de entrada, as velocidades angulares da ligação intermediária e da ligação de saída valem respectivamente $\omega_3 = 0,1673 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ (sentido horário) e $\omega_4 = 0,1206 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ (sentido anti-horário).

As componentes da velocidade do acoplador em relação ao eixo local são: $VP_{xl} = 2,6474\text{mm/s}$ e $VP_{yl} = 2,6474\text{mm/s}$.

As acelerações angulares do acoplador e da ligação de saída são: $\alpha_3 = 0,1717 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$ (sentido horário) e $\alpha_4 = 0,1404 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$ (sentido horário).

O módulo da aceleração do ponto P corresponde a $13,0257 \text{ mm/s}^2$. As componentes obtidas, em relação ao sistema local de coordenadas, são $AP_{xl} = 10,0865 \text{ mm/s}^2$ e $AP_{yl} = -8,2458 \text{ mm/s}^2$. Os resultados obtidos pelo algoritmo são: $AP_{xl} = 10,0866 \text{ mm/s}^2$ e $AP_{yl} = -8,2455 \text{ mm/s}^2$. A FIGURA 24 apresenta o polígono de aceleração para a ligação do acoplador do mecanismo de quatro barras. A FIGURA 25 apresenta o polígono de aceleração para o cálculo da aceleração do ponto P . Onde \overrightarrow{AP} , representa o vetor aceleração do ponto P e \overrightarrow{AP}_{2N} e \overrightarrow{AP}_{2T} representam as componentes normal e tangencial da aceleração do ponto P em relação à junta j_2 , respectivamente.

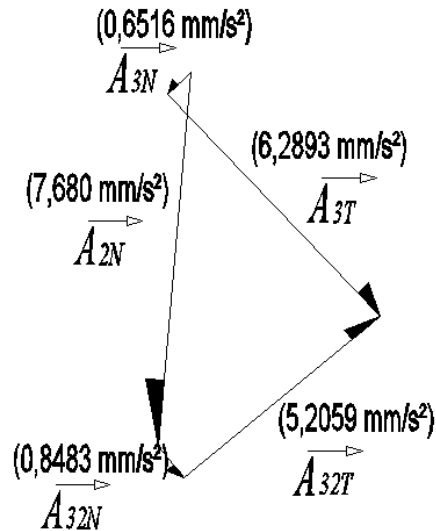


FIGURA 24 - Polígono de acelerações da ligação intermediária (acoplador) do mecanismo de quatro barras para um dado ângulo de entrada $\theta_2=85^\circ$.

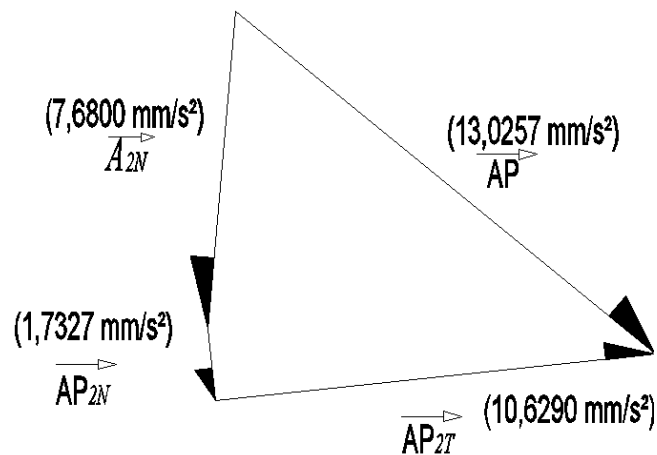


FIGURA 25 - Polígono de acelerações obtido a partir da aceleração relativa do ponto P em relação à junta j_2 do acoplador, para um dado ângulo de entrada $\theta_2=85^\circ$.

Os resultados obtidos graficamente ficam próximos das soluções dadas pelo algoritmo, validando a análise cinemática do mecanismo estica fio da máquina JUKI 8700. Justifica-se a diferença na quarta casa decimal devido ao arredondamento dos valores das grandezas durante as operações matemáticas.

Para a otimização do mecanismo estica fio, é considerada velocidade angular unitária ($\omega_2=1$ rad/s) no sentido anti-horário e aceleração angular nula na manivela ($\alpha_2=0$ rad/s²). Como a entrada do torque é provida diretamente por um eixo motor, o mecanismo deve ser do tipo manivela balancim com movimento contínuo de acordo com o critério de Grashov.

Embora o mecanismo estudado não deva exercer elevada força no acoplador ou na ligação de saída, o ângulo de transmissão é limitado, com o objetivo de evitar o travamento do mecanismo. Espera-se que o mecanismo obtido possa ser adaptado a uma nova máquina, sem a necessidade de grandes modificações. Dessa forma, os comprimentos das ligações são limitados a valores próximos aos já existentes. As variáveis x_0 e y_0 não devem ser modificadas, uma vez que estão ligadas ao mecanismo de movimentação da agulha. Os limites utilizados são resumidos na TABELA 11.

TABELA 11 - Limites das variáveis para a otimização do mecanismo estica fio.

<i>Variáveis</i>	<i>limite inferior</i>	<i>limite superior</i>
r_1 (mm)	35	65
r_2 (mm)	5	15
r_3 (mm)	15	45
r_4 (mm)	25	65
$\overline{U_p}$ (mm)	35	65
$\overline{W_p}$ (mm)	-55	-15
θ_1 (graus)	300	320
γ (graus)	30	150

A cinemática do mecanismo deve ser calculada para todo o ciclo da manivela. Para isso o ângulo θ_2 é considerado como um vetor com início em 1 grau e término em 360 graus variando de 1 em 1 grau. Logo, o algoritmo calcula 360 posições para cada indivíduo da população. É observado que após 600 iterações, poucas modificações ocorriam na função objetivo. A fim de obter resultados satisfatórios sem aumentar demais o tempo de cálculo foram estipuladas 800 iterações com uma população de 30 indivíduos. Dessa forma, o tempo aproximado para o término das iterações é de 1 hora, considerando a configuração do computador utilizado.

Os parâmetros utilizados no algoritmo genético são escolhidos após algumas iterações por fornecerem resultados promissores. O erro de critério de convergência foi escolhido como um valor muito baixo (0,001), com o objetivo de deixar o algoritmo terminar as iterações.

TABELA 12 - Valores dos parâmetros do algoritmo genético para a otimização do mecanismo estica fio.

<i>Parâmetros do algoritmo genético</i>	<i>Valor</i>
<i>PC</i>	0,6
<i>PM</i>	0,4
<i>F</i>	0,5
<i>limite 1 (mm)</i>	0,1
<i>limite 2 (grau)</i>	0,2
<i>itermáx</i>	800
<i>erc</i>	0,001
<i>NP</i>	30

$$Fobj = \sum_{\theta_2=1}^{360} [N_1 |(PYj(\theta_2) - PY(\theta_2))| + N_2 /jerkX(\theta_2) /] \quad (48)$$

Por conveniência a equação (31) é apresentada novamente na equação (48). As constantes N_1 e N_2 são utilizadas como peso para as parcelas da função objetivo. Como forma de comparar as soluções para diferentes valores das constantes N , é feito o cálculo da função objetivo para o mecanismo original. Esse mecanismo tem a parcela devido à diferença do movimento vertical nula e a parcela devido ao “jerk” horizontal dependente unicamente do valor N_2 . Como simplificação a constante N_2 é considerada unitária. Somando-se os 360 valores do “jerk” horizontal para o mecanismo original, a função objetivo inicial apresenta valor igual a $Fobj = 1029,5$.

Testa-se N_1 com os valores entre [0,5 : 300]. As soluções encontradas com $N_1 > 5$ apresentam soluções com diferença insignificante no movimento vertical do acoplador e pouca redução do “jerk” na direção horizontal. Isso ocorre porque pequenos desvios do movimento vertical aumentam significativamente o valor da função objetivo. Mesmo soluções com valores de função objetivo menores que o valor inicial (1029,5) não apresentaram vantagens em relação ao mecanismo original.

Para $N_1 < 5$ As soluções apresentam maior redução do “jerk” horizontal, e maior alteração do movimento vertical. Isso ocorre, pois esses valores permitem uma maior modificação do movimento vertical em detrimento da redução do “jerk” horizontal.

A melhor solução é encontrada para $N_1=2,86$. A solução encontrada é apresentada na TABELA 13. O tempo estimado para 800 iterações é de aproximadamente 3616 segundos.

O valor da função objetivo atinge 800,6. Desse valor, 207,9 corresponde à parcela do somatório das diferenças na posição vertical e 592,7 à parcela do somatório do “jerk” horizontal.

TABELA 13- Variáveis do mecanismo otimizado.

Mecanismo	r_1 (mm)	r_2 (mm)	r_3 (mm)	r_4 (mm)	\overline{U}_p (mm)	\overline{W}_p (mm)	θ_1 (graus)
Juki 8700	50,96	7,68	30,31	44,8	51,64	- 34,14	311
Otimizado	52,75	6,86	34,85	50,09	51,04	-42,93	319,95

O mecanismo obtido atende às restrições de comprimento e é do tipo manivela balancim. O mecanismo original tem ângulo de transmissão mínimo igual a 67° , já o mecanismo otimizado tem ângulo de transmissão mínimo igual a 62° . A FIGURA 26 e FIGURA 27 apresentam a configuração cinemática e as curvas geradas pelo ponto de interesse do mecanismo original e pelo mecanismo otimizado, respectivamente. As curvas foram obtidas graficamente por um programa de matemática dinâmica². A FIGURA 28 apresenta as mesmas curvas geradas por um programa de matemática simbólica.³

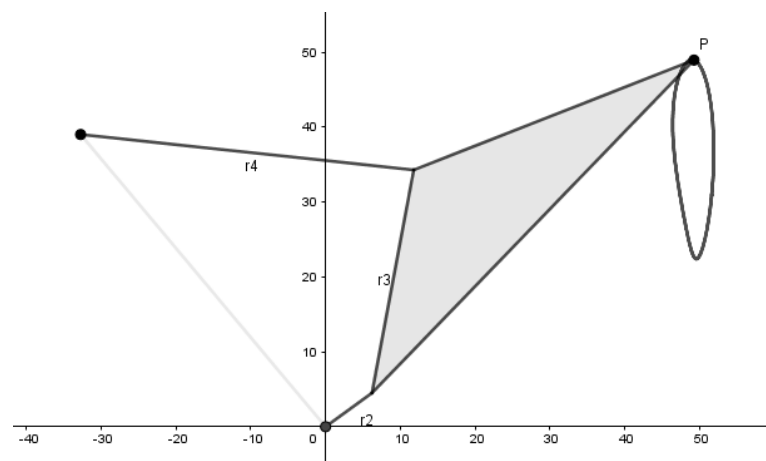


FIGURA 26 - Mecanismo original e curva gerada pelo ponto P .

² Geogebra - <https://pt.wikipedia.org/wiki/GeoGebra>

³ Matlab- <https://pt.wikipedia.org/wiki/MATLAB>

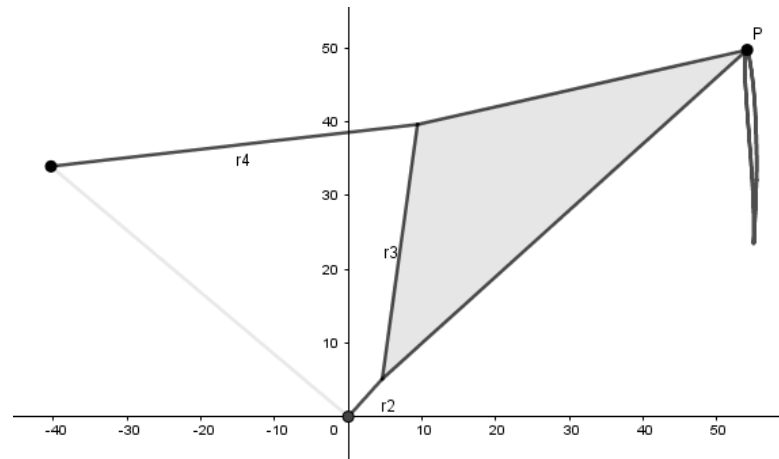


FIGURA 27- Mecanismo otimizado e curva gerada pelo ponto P .

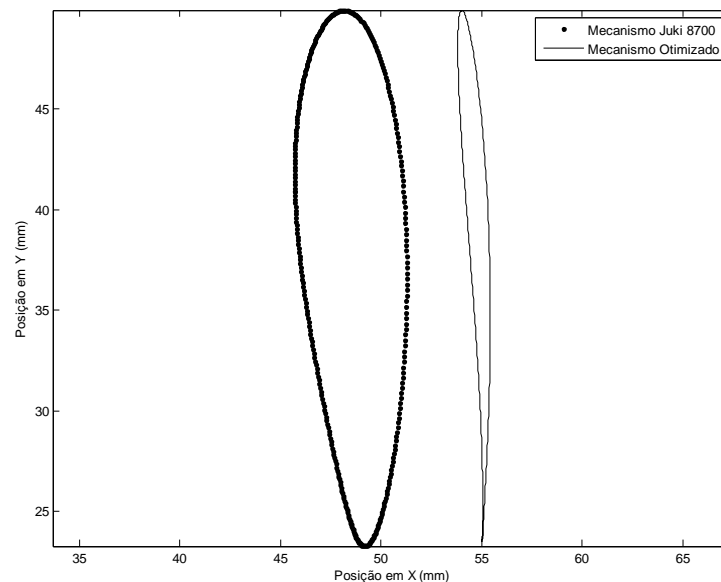


FIGURA 28 - Comparação entre as curvas geradas pelo ponto P do mecanismo de quatro barras da configuração original e da configuração otimizada.

A FIGURA 29 apresenta as curvas das posições verticais do ponto P , para o mecanismo original e o mecanismo otimizado, em relação ao ângulo da manivela θ_2 . A diferença máxima de posição ocorre para $\theta_2 = 210^\circ$ e equivale a 0,43mm.

A FIGURA 30 apresenta as curvas das velocidades verticais do ponto P , para o mecanismo original e o mecanismo otimizado, em função do ângulo da manivela θ_2 .

A FIGURA 31 apresenta as curvas das acelerações verticais do ponto P , para o mecanismo original e o mecanismo otimizado, em relação ao ângulo da manivela θ_2 .

A FIGURA 32 apresenta as curvas das acelerações horizontais do ponto P de ambos os mecanismos. O módulo de maior aceleração no mecanismo original equivale a 4,3583 rad/s². O mecanismo otimizado apresenta um módulo de aceleração máxima igual a 1,9525 rad/s².

A FIGURA 33 apresenta as curvas do “*Jerk*” na direção horizontal do ponto P . Para o mecanismo original o módulo do máximo valor equivale a 6,5132 mm/s³ e ocorre para $\theta_2 = 192^\circ$. Para o mecanismo otimizado o módulo do máximo valor equivale a 3,9126 mm/s³ e ocorre para $\theta_2 = 193^\circ$.

A FIGURA 34 apresenta as curvas das acelerações angulares dos acopladores (α_3) em função do ângulo θ_2 da manivela, de ambos os mecanismos. A aceleração angular máxima do mecanismo original equivale a 0,3186 rad/s² e ocorre para $\theta_2 = 209^\circ$. O mecanismo otimizado apresenta aceleração máxima igual a 0,2497 rad/s para $\theta_2 = 211^\circ$.

A FIGURA 35 apresenta as curvas das acelerações angulares das ligações de saída (α_4) em função do ângulo θ_2 da manivela, de ambos os mecanismos. A aceleração angular máxima do mecanismo original equivale a 0,2245 rad/s² e ocorre para $\theta_2 = 129^\circ$. O mecanismo otimizado apresenta aceleração máxima igual a 0,1778 rad/s² para $\theta_2 = 126^\circ$.

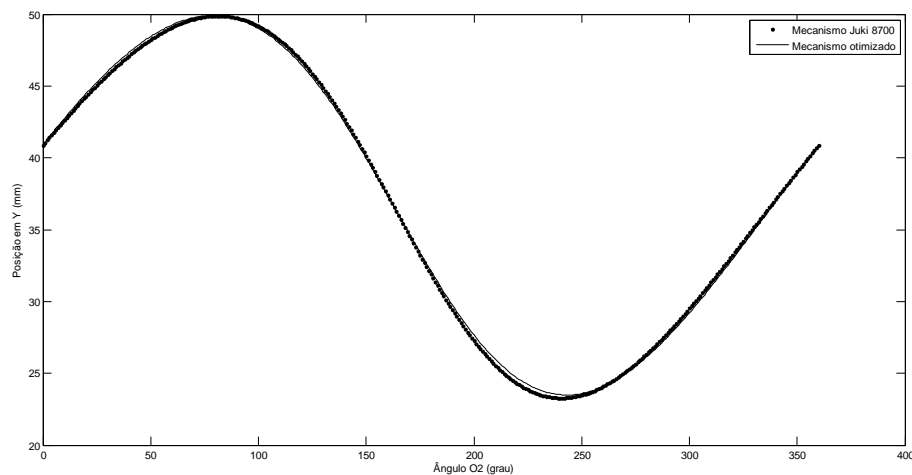


FIGURA 29– Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da posição vertical do ponto P em função do ângulo da manivela.

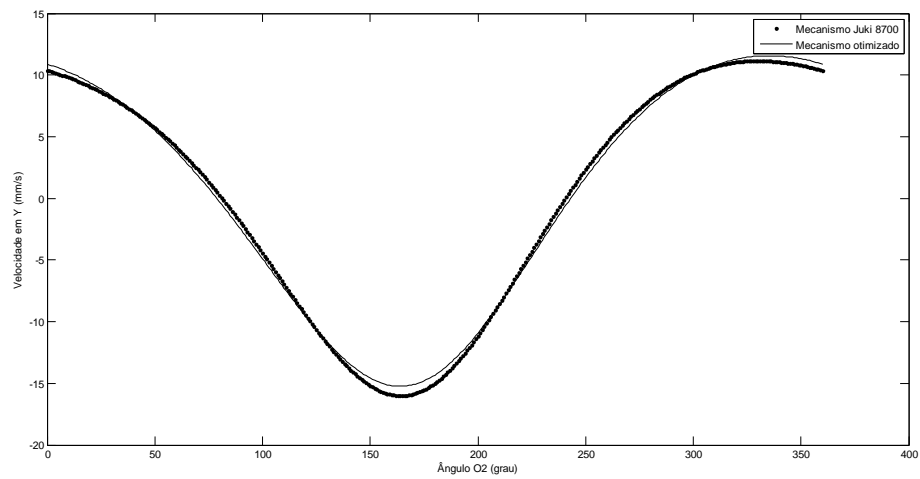


FIGURA 30 – Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da velocidade vertical do ponto P em função do ângulo da manivela.

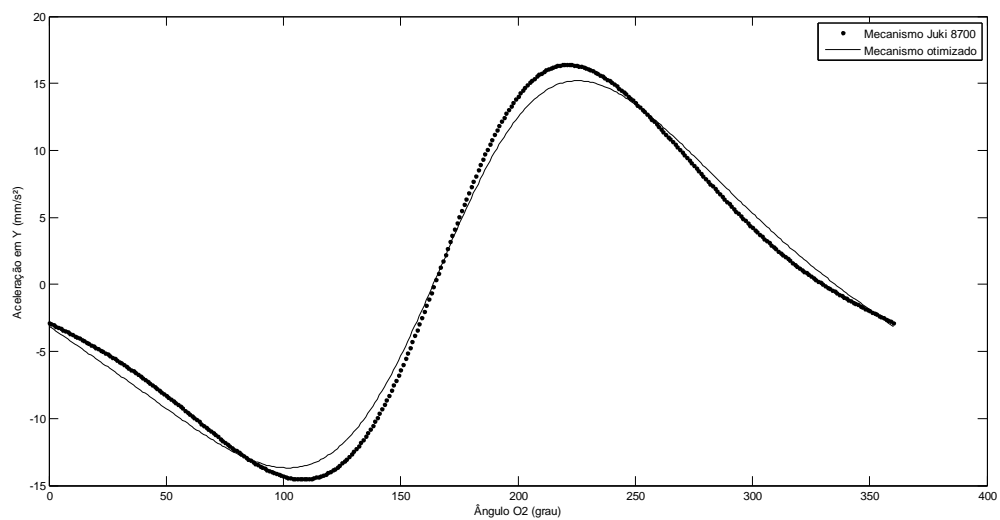


FIGURA 31 - Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da aceleração vertical do ponto P em função do ângulo da manivela.

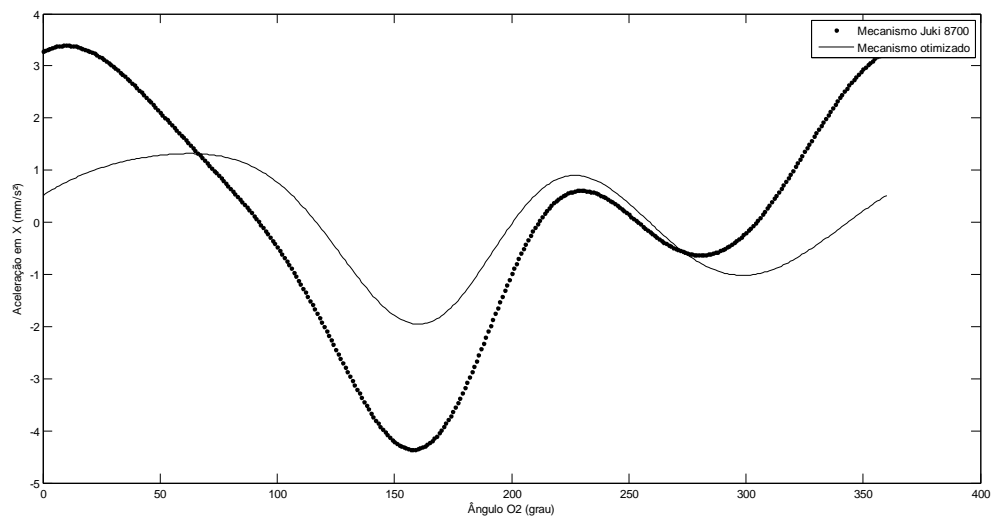


FIGURA 32 - Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da aceleração horizontal do ponto P em função do ângulo da manivela.

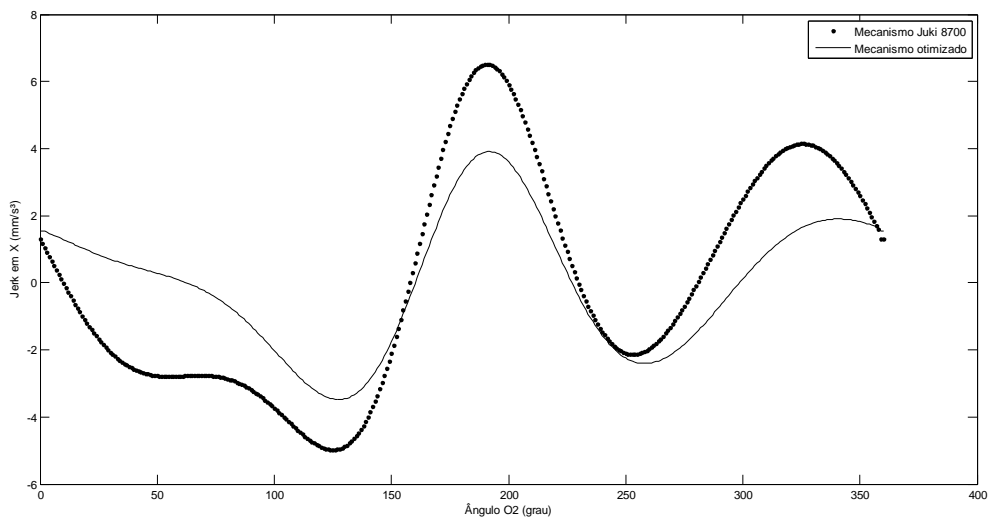


FIGURA 33 – Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado do “jerk” horizontal do ponto P em função do ângulo da manivela.

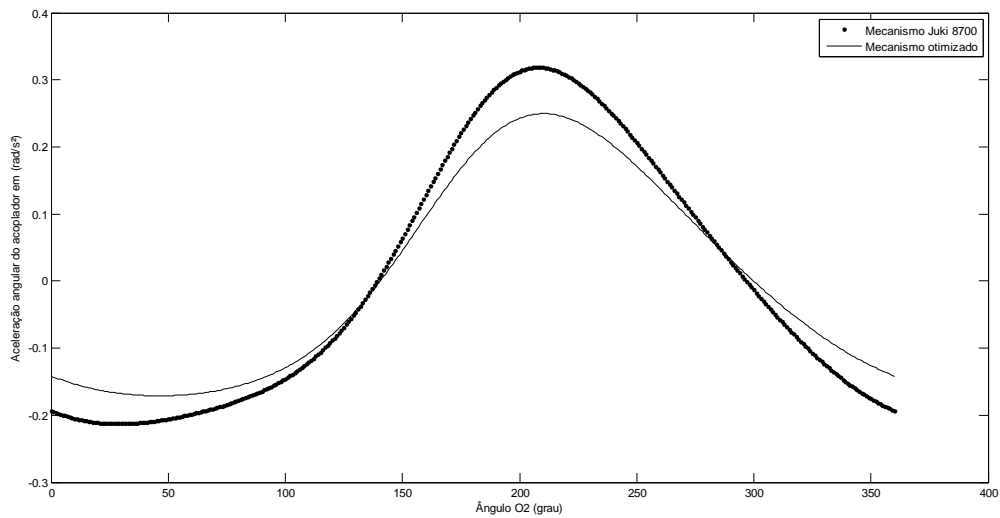


FIGURA 34 - Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da aceleração angular (α_3) do acoplador em função do ângulo da manivela.

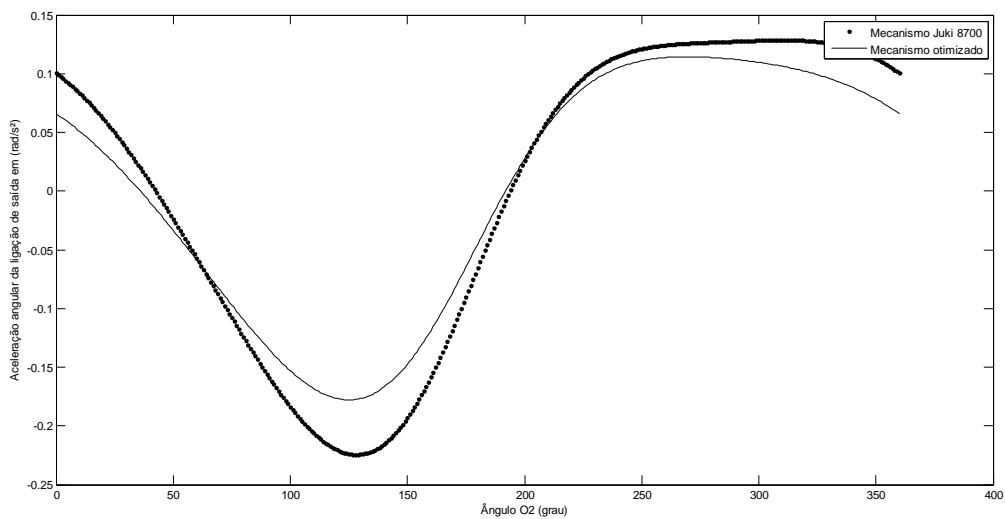


FIGURA 35 - Curvas comparativas entre o mecanismo original e o otimizado da aceleração angular da ligação de saída (α_4) em função do ângulo da manivela.

Conforme pode ser observado, a solução encontrada pelo algoritmo genético para o mecanismo estica fio atende aos limites dos comprimentos das ligações, à condição de Grashov e ao ângulo de transmissão mínimo. Pode-se observar a diminuição do valor máximo do “jerk” horizontal de 6,5132 mm/s³ para 3,9126mm/s³, o que representa uma diminuição de 39,9%. A diferença máxima da posição vertical foi de 0,43mm em $\theta_2 = 210^\circ$. O deslocamento

vertical total do ponto P é de aproximadamente 26mm, logo essa diferença máxima representa 1,65% do deslocamento total. Também pode-se observar que as acelerações angulares do acoplador (α_3) e da ligação de saída (α_4) apresentam redução de pico durante o movimento. O acoplador original apresenta pico de 0,318rad/s², enquanto o acoplador do mecanismo otimizado apresenta pico igual a 0,249 rad/s². Uma redução de 21%. Já na ligação de saída, o mecanismo original apresenta pico de 0,224rad/s², enquanto no mecanismo otimizado esse valor reduziu para 0,177 rad/s². Uma redução de aproximadamente 19%.

A aplicação do algoritmo genético permite melhorar o desempenho de mecanismo articulados já existentes. A função objetivo pode ser adaptada para problemas específicos, possibilitando uma otimização multiobjetivo. As penalidades permitem restringir as soluções obtidas, limitando a busca a mecanismos que atendem a critérios de engenharia. Como desvantagem, deve ser observado, que por se tratar de uma metodologia heurística, nem sempre a solução ótima global será obtida. Porém há uma tendência de obtenção de melhores soluções à medida que o processo de otimização é aumentado, bem como a quantidade de iterações.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho descreve a aplicação do algoritmo genético na síntese cinemática e na otimização de mecanismos de quatro barras. O algoritmo se mostra eficaz na síntese dimensional de mecanismos de quatro barras para a tarefa de geração de curvas com e sem tempo prescrito. São utilizados até 18 pontos para descrever uma curva e os resultados se mostram similares a de outros trabalhos já realizados. Além disso, o procedimento de otimização implementado pode gerar cadeias cinemáticas com características vantajosas em relação a mecanismos já existentes. Foi observada a redução do “*jerk*” em um mecanismo de máquina de costura, sem que haja modificações na cinemática vertical, que possui sincronia com outros mecanismos.

A metodologia de otimização aplicada na síntese dimensional, utilizando pontos de precisão, permite especificar uma quantidade ilimitada de pontos para descrever uma curva pré-definida. A utilização de restrições possibilita filtrar as soluções de forma a evitar mecanismos defeituosos, o que facilita a aplicação do programa em problemas de engenharia. Além das restrições citadas nesse trabalho, outras podem ser adicionadas, bastando acrescentar uma penalidade na função objetivo. Os resultados obtidos estão de acordo com outros algoritmos semelhantes citados em outros trabalhos.

O algoritmo genético também se mostra adaptável à otimização de mecanismos já existentes. A otimização do mecanismo de uma máquina de costura demonstra a versatilidade para aplicação em problemas de engenharia. O mecanismo obtido atende as restrições impostas, manteve o movimento vertical praticamente inalterado e permitiu a redução do “*jerk*”, do ponto pertencente ao acoplador na direção horizontal, em aproximadamente 40%.

Como limitação, o algoritmo não contempla qualquer aspecto associado à cinética. Ele permite apenas uma análise preliminar de mecanismos articulados planos.

Como forma de continuar o trabalho, é sugerido à implementação do algoritmo em outras cadeias cinemáticas mais complexas, de forma a aumentar a complexidade das curvas geradas. Outros problemas de otimização de mecanismos já existentes também podem ser abordados.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bai, S., e J. Angeles. "Coupler-curve synthesis of four-bar linkages via a novel formulation." *Mechanism and Machine Theory Vol.94*, 2015: 177-187.
- Bulatovic, R. R., e S. R. Djordjevic. "Optimal Synthesis of a Four-Bar Linkage by Method of Controlled Deviation." *Theoretical and Applied Mechanics Vol.31*, 2004: 265-280.
- Cabrera, J. A., A. Simon, e M. Prado. "Optimal synthesis of mechanisms with genetic algorithms." *Mechanism and Machine Theory Vol.37*, 2002: 1165-1177.
- Cabrera, J.A., A. Ortiz, F. Nadal, e J.J. Castillo. "An evolutionary algorithm for path synthesis of mechanisms." *Mechanism and Machine Theory Vol.46*, 2011: 127-141.
- Chapra, S. C., e R. P. Canale. *Numerical Methods for Engineers*. New York: Mc Graw-Hill, 2015.
- Doughty, S. *Mechanics of Machines*. New York: John Wiley & Sons, Inc, 1987.
- Fox, R.L., e K. D. Willmert. "Optimal design of curve Generating linkages with inequality constraints." *Journal of Engineering for industry Vol.89*, 1967: 144-151.
- Freudenstein, F., e G. N. Sandor. "On the Burmester Points of a Plane." *Journal of Applied Mechanics Vol.28*, 1961: 41-49.
- Goldeberg, D. E. *Genetic Algorithms in Search Optimization and Machine Learning*. Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company Inc., 1989.
- Hartenberg, R. S. *Kinematic Synthesis of Linkages*. New York: MC Graw - Hill, 1964.
- Hrones, e Nelson. "Analysys of The Four Bar Linakge its application to the synthesis of mechanisms." (The MIT Press) 1951.
- Juki. *Basic Knowledge of Sewing*. Tokio: Juki Corporation, 1999.
- Ke X., Haitao L.,Wei Y.,Juliang X.,Yabin D.,Guofeng W. " Kinematic modeling and optimal design of a partially compliant four-bar linkage using elliptic integral solution" *Mechanism and Machine Theory Vol.157*, 2021: 1-15
- Kim, J., TaeWon S., e Jongwon K. "A new design methodology for four-bar linkage mechanisms based on derivations of coupler curve." *Mechanism and Machine Theory Vol.100*, 2016: 138-154.
- Krishnamurty, S., e A. D. Turcic. "Optimal Synthesis of Mechanisms Using Non Linear Goal Programming Techniques." *Mechanism Machine Theory vol.27*, 1992: 599-612.
- Kunjur, A., e S. Krishnamurty. "Genetic algorithms in mechanism synthesis." *Journal of applied mechanisms and Robotics vol.4*, 1997: 18-24.

Lee, W., e Russel K. "Developments in quantitative dimensional synthesis (1970-present): four-bar motion generation." *Inverse Problems in Science and Engineering vol.26*, 2018: 133-148.

Mabie, H. H. *Mechanisms and Dynamics of Machinery*. New York: John Wiley & Sons, 1987.

Najlawi, B., M. Nejlaoui, Z. Affi, e L. Romdhane. "Multi-objective robust design optimization of a sewing mechanism under uncertainties." *Journal of Intelligent Manufacturing Vol.18*, 2019: 783-794.

Nolle H., Hunt K. H. "Optimum Synthesis of Planar Linkages to Generate." *Journal of Mechanisms*, 1970: 267-287.

Nolle, H. "Linkage Coupler Curve Synthesis: A Historical Review - Developments After 1875." *Mechanisms and Machine Theory Vol.9*, 1974: pgs 325-348.

Nolle, H. "Linkage Coupler Curve Synthesis: A Historical Review- I - Developments up to 1875." *Mechanism and Machine Theory Vol.9*, 1974: 147-168.

Nolle, H., e K. H. Hunt. "Optimum Synthesis of Planar Linkages to Generate Coupler Curves." *Journal of Mechanisms vol.6*, 1971: 267-287.

Norton, R. L. *Design of Machinery*. Worcester: McGraw-Hill, 1999.

Payvandy, P., e S. Ebrahimi. "Optimization of the Thread Take-up Lever Mechanism in Lockstitch Sewing Machine Using the Imperialistic Competitive Algorithm." *JOURNAL OF TEXTILES AND POLYMERS Vol.3*, 2015: 12-18.

Roth, B., e F. Freudenstein. "Synthesis of Path-Generating Mechanisms." *Journal of Engineering for Industry Vol.85*, 1963.

Sandor G. N, Erdman A. G. *Advanced Mechanism Design*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall INC., 1984.

Tsai, L., e J. Lu. "Coupler-Point-Curve Synthesis Using Homotopy Methods." *Mechanical Design*, 1990: 384-389.

Uicker, J. J., G. R. Pennock, e J. E. Shigley. *Theory of machines and mechanisms*. New York: Oxford University Press, 2017.

APÊNDICE A – Conceitos Básicos de Costura

Conforme descrito por Juki(1999), existem seis tipos básicos de pontos de costura, são eles: ponto de corrente (*chainstitch*), ponto de mão (*handstitch*), ponto fechado (*lockstitch*), ponto de corrente duplo (*doublechainstitch*), ponto de corrente sobre a borda (*over edgechainstitch*) e o ponto de corrente de cobertura(*overingchainstitch*).

O ponto fechado (L.S) é caracterizado por dois fios entrelaçados. O fio superior é fornecido pela agulha, enquanto o inferior está armazenado em uma bobina. Esse tipo de ponto é amplamente utilizado, devido a segurança de se unir várias peças de tecido. (Juki 1999)

Existem dois tipos mais comuns de bobinas aplicadas para a formação desse tipo de ponto. A bobina de rotação completa, e a bobina de meia rotação.

Conforme descrito por Juki(1999), será apresentada a formação do ponto fechado para a bobina de meia rotação, contudo para a outra bobina o processo é semelhante.

- 1- A ponta da bobina agarra o fio superior em forma de laço. FIGURA 36.
- 2- O laço superior rotaciona em volta da periferia da bobina seguindo o movimento do gancho. FIGURA 37.
- 3- Após meia rotação da bobina, o fio superior é puxado pelo mecanismo estica fio (thread take uplever) interlaçando o fio inferior da bobina. A bobina inverte o sentido de rotação. FIGURA 38
- 4- O nó é formado quando o fio superior levanta o fio inferior alimentando o tecido. FIGURA 39

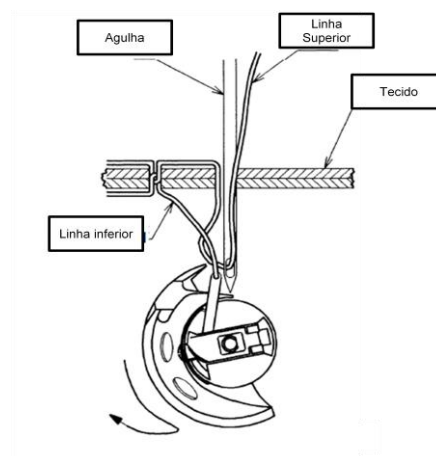


FIGURA 36 - Passo 1 para a formação do ponto.

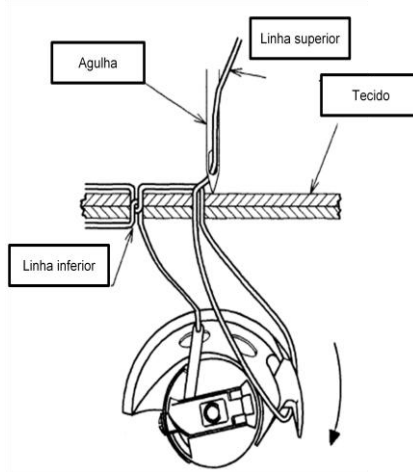


FIGURA 37 - Passo 2 para a formação do ponto.

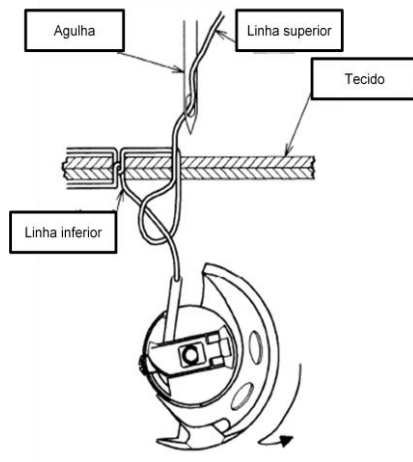


FIGURA 38 - Passo 3 para a formação do ponto.

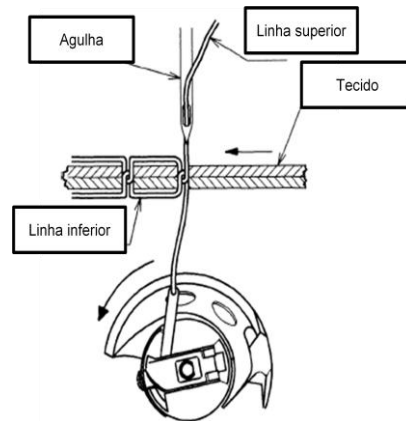


FIGURA 39 - Passo 4 para a formação do ponto.

APÊNDICE B - Algoritmo Genético para a Síntese de Mecanismos de Quatro Barras para a Geração de Curvas

```

%--Geração de curva de acoplador de mecanismo de 4 barras do tipo ...-----
%--Utilizando Algoritmo Genético

% Variáveis:
% pdx - Pontos desejados no eixo x. Vetor linha [pdx(1), pdx(2)... pdx(n)]
% pdy - Pontos desejados no eixo y. Vetor linha [pdy(1), pdy(2)... pdy(n)]
% O2 - vetor angulo posição da manivela em graus (para tempo prescrito)
% r1 - Comprimento elo fixo
% r2 - Comprimento elo manivela
% r3 - Comprimento do acoplador
% r4 - Comprimento do seguidor
% up - distância do ponto P no eixo U em ref. ao acoplador
% vp - distância do ponto P no eixo V em ref. ao acoplador
% x0 - Posição em x do pivô fixo
% y0 - Posição em y do pivô fixo
% O1 - Direção do elo fixo
% li1 -limite da variável r1 [min,max]
% li2 -limite da variável r2 [min,max]
% li3 -limite da variável r3 [min,max]
% li4 -limite da variável r4 [min,max]
% liu -limite da variável up [min,max]
% liv -limite da variável vp [min,max]
% lix0-limite da variável x0 [min,max]
% liy0-limite da variável y0 [min,max]
% liO1-limite da variável O1 [min,max]
% liO2-limite dos ângulos da manivela [min,max]
% tlim-limites do ângulo de transmissão tlim [min,max]
% NP - número de indivíduos na população (constante)
% PC - Probabilidade de cruzamento
% PM - Probabilidade de mutação
% limite 1 - valor adic. ou subtr. dos parâmetros de compr.na mutação
% limite 2 - valor adic. ou subtr. dos parâmetros de angulo na mutação
% F - Constante de distúrbio do melhor indivíduo na seleção
% itermax - Número máximo de iterações
% tol - Tolerância aceitável no cálculo do erro
% nt - quantidade de pontos desejados com tempo prescrito
% ns - quantidade de pontos desejados sem tempo prescrito
% n - quantidade de genes do indivíduo
% px - Pontos obtidos no eixo x. Vetor linha [pd(1), pd(2)... pd(n)]
% py - Pontos obtidos no eixo y. Vetor linha [pd(1), pd(2)... pd(n)]

close all
clearall
clc
% -----Entrada do Problema -----
pdx= [];
pdy= [];
dteta2=[];
%-----Limites dos parâmetros-----
li1=[];
li2=[];
li3=[];
li4=[];
liu=[];
liv=[];

```

```

lix0=[];
liy0=[];
liO1=[];
liO2=[];
litr=[];
% -----Parâmetros de Solução -----
NP=;
PC=;
PM=;
limitel=;
limite2=;
F=;
itermax=;
tol=;
% -----Criação de indivíduos geração 0 -----
prescrito=0;
if isempty(dteta2) % Sem tempo prescrito
n=9+length(pdx);
elseif length(dteta2)==length(pdx)-1; % Com tempo prescrito
n=10;
prescrito=1;
else % misto
n= 9 + length(pdx) - length(dteta2);
prescrito=0.5;
end
pop=zeros(NP,n);
O2=zeros(NP,(n-10));
lim=zeros(11,2);
lim(1,:)=li1;
lim(2,:)=li2;
lim(3,:)=li3;
lim(4,:)=li4;
lim(5,:)=liu;
lim(6,:)=liv;
lim(7,:)=lix0;
lim(8,:)=liy0;
lim(9,:)=liO1;
lim(10,:)=liO2;
lim(11,:)=litr;

%Geração da população inicial
for j=1:9;
for i=1:NP
    pop(i,j) = randi(lim(j,:),1);
end
end

for j=10:n
for i=1:NP
    pop(i,j)= randi(liO2,1);
end
end

% Determinação do O2 sem tempo prescrito
if prescrito==0;

for j=10:n
for i=1:NP
O2(i,j-9)= pop(i,j);
end
end

```

```

% Determinação do O2 com tempo prescrito
elseif prescrito==1

for i=1:NP
    O2(i,1)=pop(i,10);
for j=1:length(dteta2)
    O2(i,j+1)=O2(i,j)+dteta2(j);
end
end

else% Determinação do O2 com tempo misto
for i=1:NP
    O2(i,1)=pop(i,10);
for j=1:length(dteta2)
    O2(i,j+1)=O2(i,j)+dteta2(j);
end
end

for j= 11:n    %(length(dteta2)+2):length(pdx)
for i=1:NP
    O2(i,(length(dteta2)-9+j))= pop(i,j);
end
end
end

%-----Verificação da população inicial-----

for i=1:NP

    r1=pop(i,1);
    r2=pop(i,2);
    r3=pop(i,3);
    r4=pop(i,4);
    O21=pop(i,10);
    diag= sqrt(r1*r1 + r2*r2 -2*r1*r2*cosd(O21));
    beta= acosd( (r1*r1 + diag*diag - (r2*r2))/(2*r1*diag) );
    phi= acosd( (r3*r3 + diag*diag - (r4*r4))/ (2*r3*diag) );
    lambda= acosd( (r4*r4 + diag(1)*diag(1) - r3*r3)/(2*r4*diag) );

if (imag(beta)~=0 || imag(phi)~=0 || imag(lambda)~=0)

while (imag(beta)~=0 || imag(phi)~=0 || imag(lambda)~=0)
    pop(i,1) = randi(lim(1,:),1);
    pop(i,2) = randi(lim(2,:),1);
    pop(i,3) = randi(lim(3,:),1);
    pop(i,4) = randi(lim(4,:),1);
    r1=pop(i,1);
    r2=pop(i,2);
    r3=pop(i,3);
    r4=pop(i,4);
    diag= sqrt(r1*r1 + r2*r2 -2*r1*r2*cosd(O21));
    beta= acosd( (r1*r1 + diag*diag - (r2*r2))/(2*r1*diag) );
    phi= acosd( (r3*r3 + diag*diag - (r4*r4))/ (2*r3*diag) );
    lambda= acosd( (r4*r4 + diag(1)*diag(1) - r3*r3)/(2*r4*diag) );
end
end
end

```

```

% -----Cálculo da função objetivo inicial -----

adapt=zeros(1,NP);
adaptfilho=zeros(1,NP);

for i=1:NP
[adapt(i)]=GeneticoAdapt(pop(i,:),O2(i,:),pdx,pdy,lim);
end

% Localiza melhor indivíduo
minimo=(min(adapt));
for i=1:NP
ifadapt(i)== minimo
Xmelhor=pop(i,:);
end
end

% -----Inicia Loop-----
iter=0;
melhoradapt=zeros(1,itermax);
filho=zeros(NP,n);

whileminimo>= tol&& iter <itermax

% Seleção dos indivíduos para reprodução
indivaleat1= pop(randi(NP),:);
indivaleat2= pop(randi(NP),:);
V = Xmelhor + F*(indivaleat1-indivaleat2);

%-----Reprodução e Mutação da população-----

for i=1:NP

for j=1:n          %Decisão se haverá troca de genes na reprodução
ifrand< PC
    filho(i,j)= V(j);
else
    filho(i,j)=pop(i,j);
end
end

for j=1:8
ifrand< PM      % Decisão se haverá ou não mutação para cada gene
dir= ((rand<0.5)*2)-1;
    filho(i,j)= filho(i,j)+ dir*limite1;
end
end

for j=9:n
ifrand< PM      % Decisão se haverá ou não mutação para cada gene (ang)
dir= ((rand<0.5)*2)-1;
    filho(i,j)= filho(i,j)+ dir*(limite2);
end
end
end

%-----Cálculo da função objetivo e escolha entre pai e filho-----

```

```

% Determinação do O2 sem tempo prescrito
if prescrito==0;

for j=10:n
for i=1:NP
O2(i,j-9)= filho(i,j);
end
end

% Determinação do O2 com tempo prescrito
elseif prescrito==1

for i=1:NP
    O2(i,1)=filho(i,10);
for j=1:length(dteta2)
    O2(i,j+1)=O2(i,j)+dteta2(j);
end
end

else% Determinação do O2 com tempo misto
for i=1:NP
    O2(i,1)=filho(i,10);
for j=1:length(dteta2)
    O2(i,j+1)=O2(i,j)+dteta2(j);
end
end

for j= 11:n
for i=1:NP
    O2(i,(length(dteta2)-9+j))= filho(i,j);
end
end

end

% Cálculo adaptabilidade do filho
for i=1:NP
[adaptfilho(i)]=GeneticoAdapt(filho(i,:),O2(i,:),pdx,ppy,lim);
% Escolha entre nova ou velha geração
ifadaptfilho(i)<adapt(i)
adapt(i)=adaptfilho(i);
pop(i,:)= filho(i,:);
% Escolha do melhor indivíduo
ifadapt(i)<minimo
Xmelhor=filho(i,:);
minimo=adapt(i);
end
end
end

if rem(iter,10)==0
calculando=['Iteração...',num2str( iter), ' Função objetivo = ', num2str(
minimo)];
display(calculando);
end

```

```
%Grafico Iteração x menor valor da função objetivo
```

```
melhoradapt=min(adapt);
plot(iter,melhoradapt,'.k')
holdon
```

```
iter=iter+1;
end
aviso=('Terminado!');
display(aviso)
display(melhoradapt)
```

Função Cálculo da adaptabilidade:

```
function [fit] = GeneticoAdapt(indiv,O2,pdx,pty,lim)
```

```
% Calcula a adaptabilidade de um indivíduo de uma população para a síntese
% de um mecanismo de 4 barras
```

```
% Entradas:
```

```
% indiv - Vetor indivíduo, indiv=(r1,r2,r3,r4,up,vp,x0,y0,O1,O2(sem tp))
% teta2 - Vetor com angulos prescritos = (O2(1), O2(2) ... O2(n))
% pdx - Vetor com pontos requeridos em x pdx = [pdx(1),pdx(2)... pdx(n)]
% pdy - Vetor com pontos requeridos em y pdy = [pdy(1),pdy(2)... pdy(n)]
% lim - Vetor com os limites das variáveis [min,máx]
```

```
% Saída:
```

```
%Fit Valor que representa a adaptabilidade do individuo
```

```
%-----
```

```
r1=indiv(1);
r2=indiv(2);
r3=indiv(3);
r4=indiv(4);
up=indiv(5);
vp=indiv(6);
x0=indiv(7);
y0=indiv(8);
O1=indiv(9);
num=length(O2);
```

```
%-----
```

```
%Penalidades: M0:Mecanismo não tem montagem / M1:Mecanismo não Grashof
```

```
% M2:Comprimentos fora dos limites / M3:Ângulo de transmissão fora do lim.
```

```
% M4:Não sequencia de O2 / (20/O2)M5 :limite de O2
```

```
M0=;
M1=;
M2=;
M3=;
M4=;
M5=;
```

```
%-----Verificação de montagem 1ª posição-----
```

```
diag=zeros(1,num);
beta=zeros(1,num);
phi=zeros(1,num);
lambda=zeros(1,num);
diag(1)= sqrt(r1*r1 + r2*r2 -2*r1*r2*cosd(O2(1)));
beta(1)= acosd( (r1*r1 + diag(1)*diag(1) - (r2*r2))/(2*r1*diag(1)) );
phi(1)= acosd( (r3*r3 + diag(1)*diag(1) - (r4*r4))/ (2*r3*diag(1)) );
lambda(1)= acosd( (r4*r4 + diag(1)*diag(1) - (r3*r3))/(2*r4*diag(1)) );
```

```
if (imag(beta(1))~=0 || imag(phi(1))~=0 || imag(lambda(1))~=0)
```

```

fit=M0;
return
end

%----Cálculo de O3(1). Posição de montagem aberta ou fechada é
%definido em função da adaptabilidade da primeira posição -----

O3=zeros(1,num);

if( sind(O2(1))>= 0 ) %Se 0 < O2 < pi()
%Posição aberta
    O31= -beta(1) + phi(1);
%O41= 180-beta(1) -lambda(1);
%Posição fechada
    O32= -beta(1) - phi(1);
%O42= 180-beta(1) +lambda(1);

else%Se pi() < O2 < 2*pi()
%Posição aberta
    O31= beta(1) + phi(1);
%O41= 180+ beta(1) -lambda(1);
%Posição fechada
    O32= beta(1) - phi(1);
%O42= 180+beta(1) +lambda(1);
end

    px11= r2*cosd(O2(1)) + up*cosd(O31) - vp*sind(O31);
    py11= r2*sind(O2(1)) + up*sind(O31) + vp*cosd(O31);
    px1= ( cosd(O1) * px11) - (sind(O1) * py11) ) + x0;
    py1= ( (sind(O1) * px11 )+ (cosd(O1) * py11) ) + y0;
    px12= r2*cosd(O2(1)) + up*cosd(O32) - vp*sind(O32);
    py12= r2*sind(O2(1)) + up*sind(O32) + vp*cosd(O32);
    px2= ( cosd(O1) * px12) - (sind(O1) * py12) ) + x0;
    py2= ( (sind(O1) * px12 )+ (cosd(O1) * py12) ) + y0;

    calc1= (pdx(1)-px1)^2 + (pdy(1)-py1)^2;
    calc2= (pdx(1)-px2)^2 + (pdy(1)-py2)^2;

posaberta=0;
if calc1<=calc2
    O3(1)=O31;
%O4(1)=O41;
posaberta=1;
else
    O3(1)=O32;
%O4(1)=O42;
end

%-----Cálculo para as outras posições -----

for i=2:num
diag(i)= sqrt( r1*r1 + r2*r2 -2*r1*r2*cosd(O2(i)) ) ;
    beta(i)= acosd( (r1*r1 + diag(i)*diag(i) - (r2*r2))/(2*r1*diag(i)) );
    phi(i)= acosd( (r3*r3 + diag(i)*diag(i) - (r4*r4))/(2*r3*diag(i)) );
    lambda(i)= acosd( (r4*r4 + diag(i)*diag(i) - r3*r3)/(2*r4*diag(i)) );

%-----Verificação de montagem para outras posições-----

if (imag(beta(i))~=0 || imag(phi(i))~=0 || imag(lambda(i))~=0)

```



```

fit=M0;
return
end
%-----Cálculo de O3(i)-----

if( sind(O2(i))>= 0 ) %Se 0 < O2 < pi()

ifposaberta==1 % Posição aberta tende a ser melhor
    O3(i)= -beta(i) + phi(i);
%O4(i)= 180-beta(i) -lambda(i);
else% Posição fechada tende a ser melhor
    O3(i)= -beta(i) - phi(i);
%O4(i)= 180-beta(i) +lambda(i);
end

else%Se pi() < O2 < 2*pi()

ifposaberta==1 % Posição aberta tende a ser melhor
    O3(i)= beta(i) + phi(i);
%O4(i)= 180+beta(i) -lambda(i);
else% Posição fechada tende a ser melhor
    O3(i)= beta(i) - phi(i);
%O4(i)= 180+beta(i) +lambda(i);
end
end
end

%-----Cálculo da Posição do Acoplador-----
px1=zeros(1,num);
py1=zeros(1,num);
px=zeros(1,num);
py=zeros(1,num);

for i=1:num
px1(i)= r2*cosd(O2(i)) + up*cosd(O3(i)) - vp*sind(O3(i));
py1(i)= r2*sind(O2(i)) + up*sind(O3(i)) + vp*cosd(O3(i));

px(i)= ( cosd(O1) * px1(i)) - (sind(O1) * py1(i)) ) + x0;
py(i)= ( sind(O1) * px1(i)) + (cosd(O1) * py1(i)) ) + y0;
end

%-----Restrições-----

% Grashof
barra=[r1,r2,r3,r4];
menor=min(barra);
indice=zeros(1,length(O2));
if (r1+r2<r3+r4) && (menor==r2)
    h1=0;
else
    h1=1;
end

% Verificação dos Comprimentos

if( (r1<lim(1,1)) || (r2<lim(2,1)) || (r3<lim(3,1)) || (r4<lim(4,1)) ||
(x0<lim(7,1)) || (y0<lim(8,1))...
|| (r1>lim(1,2)) || (r2>lim(2,2)) || (r3>lim(3,2)) || (r4>lim(4,2)) ||
(x0>lim(7,2)) || (y0>lim(8,2)) )...

```

```

        h2=1;
else
        h2=0;
end

% Verificação do Angulo de Transmissão

transm1=acosd( (( r3*r3 + r4*r4 - (r1+r2)*(r1+r2))/(2*r3*r4) ));
transm2=acosd( (( r3*r3 + r4*r4 - (r1-r2)*(r1-r2))/(2*r3*r4) ));

if( transm1 <lim(11,1) || transm2 <lim(11,1) || transm1 >lim(11,2)...
    || transm2 >lim(11,2) )
    h3=1;
else
    h3=0;
end

% Sequencia de O2
O2min=min(O2);
for i=1:length(O2)
if O2(i)==O2min
pos=i;
end
end

for j=(pos+1):(pos+num)
indice(j-pos)=rem(j,num);
if indice(j-pos)==0
indice(j-pos)=num;
end
end

for i=1:(num-2)

if O2(indice(i))< O2(indice(i+1));
    h4=0;
else h4=1;
break
end
end

% Limite de O2 (20/02/2022)

for i=1:length(O2)
    h5=1;
% if( (rem((O2(i)+O1),360) <lim(10,1)) || ( rem((O2(i)+O1),360)>lim(10,2))
) %Ref de teta 2 global, por isso adicionar O1
ifmod((O2(i)+O1),360)>lim(10,2)
break
else h5=0;
end
end

%-----Cálculo Função Objetivo-----

```

```
fit=0;
soma=zeros(1,num);

for j=1:num
soma(j)= ( (pdx(j)- px(j) )*( pdx(j)- px(j) ) ) + ( ( pdy(j) - py(j) )*(
pdy(j) - py(j) ) ) ;
fit = fit + soma(j);
end
fit= fit + M1*h1 + M2*h2 + M3*h3 + M4*h4 + M5*h5;
end
```

APÊNDICE C– Algoritmo Genético Aplicado na Otimização do Mecanismo “Take up Lever” Da Máquina Juki8700.

```

%--Otimização de mecanismo de máquina de costura Modelo Juki 8700
%--Utilizando Algoritmo Genético

close all
clearall
clc

##### Variáveis de entrada #####

%-----Limites dos parâmetros-----
li1=[40,60];
li2=[5,10];
li3=[25,35];
li4=[35,55];
liu=[40,60];
liv=[-45,-25];
liO1=[300,320];
litr=[30,150];
P=[50,1];
% -----Parâmetros de Solução -----
NP=5;
PC=0.6;
PM=0.4;
limite1=0.2;
limite2=0.5;
F=0.6;
itermax=1000;
tol=0.001;

##### Cinemática máquina JUKI 8700 #####

% Máquina Juki 8700 - Parâmetros do mecanismo take uplever

r1j=50.96;
r2j=7.68;
r3j=30.31;
r4j=44.80;
Upj=51.64;
Vpj=-34.14;
O1j=311;
O2=(0:1:360);
w2=1; % Considerada velocidade angular unitária e constante

% Cálculo da posição, velocidade e aceleração do ponto do acoplador

num=length(O2);
O3j=zeros(1,num);
O4j=zeros(1,num);
diagj=zeros(1,num);
betaj=zeros(1,num);
phij=zeros(1,num);
lambdaj=zeros(1,num);

% Cálculo de O3 e O4 a partir de geometria (Shigley) O2 foi modificado por
% ser o ângulo externo (de acordo com a orientação do eixo local),

```

%para o cálculo geométrico deve se utilizar o interno.

```

for k=1:num

diagj(k)= sqrt(r1j*r1j + r2j*r2j -2*r1j*r2j*cosd(180-O2(k)));
betaj(k)= acosd( (r1j*r1j + diagj(k)*diagj(k) - (r2j*r2j))/(2*r1j*diagj(k))
);
phij(k)= acosd( (r3j*r3j + diagj(k)*diagj(k) - (r4j*r4j))/
(2*r3j*diagj(k)));
lambdaj(k)= acosd( (r4j*r4j + diagj(k)*diagj(k) -
(r3j*r3j))/(2*r4j*diagj(k)) );

if( sind(O2(k))>= 0 ) %Se 0 < O2 < 180
% Apenas para a posição aberta, que é a montagem da maquina JUKI

    O3j(k)= 180 - (-betaj(k) + phij(k));
    O4j(k)= + betaj(k) + lambdaj(k);
else%Se 180 < O2 < 360
    O3j(k)= 180 - (betaj(k) + phij(k));
    O4j(k)= -betaj(k) + lambdaj(k);
end

end
end

```

% Cálculo das velocidades angulares w3 e w4 e das acelerações angulares
% alfa3 e alfa4 das ligações.

```

detJacobj=zeros(1,num);
Jacobinvj=zeros(2,2,num);
w3j=zeros(1,num);
w4j=zeros(1,num);
termo1j=zeros(1,num);
termo2j=zeros(1,num);
alfa3j=zeros(1,num);
alfa4j=zeros(1,num);
px1j=zeros(1,num);
py1j=zeros(1,num);
pxj=zeros(1,num);
pyj=zeros(1,num);
vpx1j=zeros(1,num);
vpy1j=zeros(1,num);
vpxj=zeros(1,num);
vpyj=zeros(1,num);
apx1j=zeros(1,num);
apy1j=zeros(1,num);
apxj=zeros(1,num);
apyj=zeros(1,num);

for k=1:num

detJacobj(k)= r3j*r4j*sind(O3j(k))*cosd(O4j(k)) - (
r3j*r4j*cosd(O3j(k))*sind(O4j(k)));
Jacobinvj(1,1,k)= -r4j/detJacobj(k) * cosd(O4j(k));
Jacobinvj(1,2,k)= -r4j/detJacobj(k) * sind(O4j(k));
Jacobinvj(2,1,k)= -r3j/detJacobj(k) * cosd(O3j(k));
Jacobinvj(2,2,k)= -r3j/detJacobj(k) * sind(O3j(k));

```

```

w3j(k)= Jacobinvj(1,1,k)*w2*r2j*sind(O2(k)) -
Jacobinvj(1,2,k)*w2*r2j*cosd(O2(k));
w4j(k)= Jacobinvj(2,1,k)*w2*r2j*sind(O2(k)) -
Jacobinvj(2,2,k)*w2*r2j*cosd(O2(k));

termo1j(k) = w2*w2*r2j*cosd(O2(k)) + w3j(k)*w3j(k)*r3j*cosd(O3j(k)) -
w4j(k)*w4j(k)*r4j*cosd(O4j(k));
termo2j(k) = w2*w2*r2j*sind(O2(k)) + w3j(k)*w3j(k)*r3j*sind(O3j(k)) -
w4j(k)*w4j(k)*r4j*sind(O4j(k));

alfa3j(k)= Jacobinvj(1,1,k)*termo1j(k) + Jacobinvj(1,2,k)*termo2j(k);
alfa4j(k)= Jacobinvj(2,1,k)*termo1j(k) + Jacobinvj(2,2,k)*termo2j(k);

% Posição do ponto do acoplador em relação ao eixo local
pxlj(k)= r2j*cosd(O2(k)) + Upj*cosd(O3j(k)) - Vpj*sind(O3j(k));
pylj(k)= r2j*sind(O2(k)) + Upj*sind(O3j(k)) + Vpj*cosd(O3j(k));

% Posição do ponto do acoplador em relação ao eixo global
pxj(k)= ( cosd(O1j) * pxlj(k) ) - (sind(O1j) * pylj(k) );
pyj(k)= ( sind(O1j) * pxlj(k) )+ (cosd(O1j) * pylj(k) );

% Velocidade do ponto do acoplador em relação ao eixo local
vpxlj(k)= -r2j*w2*sind(O2(k)) - Upj*w3j(k)*sind(O3j(k)) -
Vpj*w3j(k)*cosd(O3j(k));
vpylj(k)= r2j*w2*cosd(O2(k)) + Upj*w3j(k)*cosd(O3j(k)) -
Vpj*w3j(k)*sind(O3j(k));

% Velocidade do ponto do acoplador em relação ao eixo global
vpxj(k)= ( cosd(O1j) * vpxlj(k) ) - (sind(O1j) * vpylj(k) );
vpyj(k)= ( sind(O1j) * vpxlj(k) )+ (cosd(O1j) * vpylj(k) );

% Aceleração do ponto do acoplador em relação ao eixo local
apxlj(k)= -alfa3j(k)*( Upj*sind(O3j(k)) + Vpj*cosd(O3j(k)) ) -
w2*w2*(r2j*cosd(O2(k))) + w3j(k)*w3j(k)*(Vpj*sind(O3j(k))-Upj*cosd(O3j(k)))
;
apylj(k)= alfa3j(k)*( Upj*cosd(O3j(k)) - Vpj*sind(O3j(k)) ) -
w2*w2*(r2j*sind(O2(k))) - w3j(k)*w3j(k)*(Upj*sind(O3j(k))+Vpj*cosd(O3j(k)))
;

% Aceleração do ponto do acoplador em relação ao eixo global
apxj(k)= ( cosd(O1j) * apxlj(k) ) - (sind(O1j) * apylj(k) );
apyj(k)= ( sind(O1j) * apxlj(k) )+ (cosd(O1j) * apylj(k) );

end

% Cálculo do Jerkatraves de diferenciação numérica

deltah= (O2(2)-O2(1))/w2; %deltah é constante para esse problema.
jerkxj=zeros(1,num);

for k=1:2

jerkxj(k)= (-apxj(k+2) + 4*apxj(k+1) -3*apxj(k))/2*deltah;

end

```

```

for k=3:(num-2)

jerkxj(k)= ( -apxj(k+2) + 8*apxj(k+1) - 8*apxj(k-1) + apxj(k-2)
)/(12*deltah);

end

for k=(num-1):num

jerkxj(k)= (3*apxj(k) - 4*apxj(k-1) + apxj(k-2))/2*deltah;

end

% Gráficos

% Valor de referência a ser diminuído
% sum(abs(jerkxj(1:num-1)))
% plot(O2,jerkxj)
% plot(O2,apxj)
% plot(O2,vpyj)
% axisequal
% Curva gerada pelo acoplador
% plot(pxj,pyj);
% axisequal

#####          Algoritmo Genético          #####

%-----Criação de indivíduos geração 0 -----

npar=7; % quantidade de parâmetros otimizados (r1,r2,r3,r4,up,vp,O1)
pop=zeros(NP,npar);
lim=zeros(npar,2);
lim(1,:)=li1;
lim(2,:)=li2;
lim(3,:)=li3;
lim(4,:)=li4;
lim(5,:)=liu;
lim(6,:)=liv;
lim(7,:)=liO1;
lim(8,:)=litr;

% Geração da população inicial

for j=1:npar;
for i=1:NP
    pop(i,j) = randi(lim(j,:),1);
end
end

%-----Verificação da população inicial-----

% Em caso de mecanismo defeituoso será gerado outro indivíduo
diag=zeros(NP,num);
beta=zeros(NP,num);
phi=zeros(NP,num);
lambda=zeros(NP,num);

for i=1:NP

```

```

for k=1:num

    r1=pop(i,1);
    r2=pop(i,2);
    r3=pop(i,3);
    r4=pop(i,4);
    up=pop(i,5);
    vp=pop(i,6);
    O1=pop(i,7);

    diag(i,k)= sqrt(r1*r1 + r2*r2 -2*r1*r2*cosd(180-O2(k)));
    beta(i,k)= acosd( (r1*r1 + diag(i,k)*diag(i,k) - (r2*r2))/(2*r1*diag(i,k))
);
    phi(i,k)= acosd( (r3*r3 + diag(i,k)*diag(i,k) - (r4*r4))/
(2*r3*diag(i,k)));
    lambda(i,k)= acosd( (r4*r4 + diag(i,k)*diag(i,k) -
(r3*r3))/(2*r4*diag(i,k)) );

if (imag(beta(i,k))~=0 || imag(phi(i,k))~=0 || imag(lambda(i,k))~=0)

while (imag(beta(i,k))~=0 || imag(phi(i,k))~=0 || imag(lambda(i,k))~=0)

    pop(i,1) = randi(lim(1,:),1);
    pop(i,2) = randi(lim(2,:),1);
    pop(i,3) = randi(lim(3,:),1);
    pop(i,4) = randi(lim(4,:),1);
    r1=pop(i,1);
    r2=pop(i,2);
    r3=pop(i,3);
    r4=pop(i,4);

    diag(i,k)= sqrt(r1*r1 + r2*r2 -2*r1*r2*cosd(180-O2(k)));
    beta(i,k)= acosd( (r1*r1 + diag(i,k)*diag(i,k) - (r2*r2))/(2*r1*diag(i,k))
);
    phi(i,k)= acosd( (r3*r3 + diag(i,k)*diag(i,k) - (r4*r4))/
(2*r3*diag(i,k)));
    lambda(i,k)= acosd( (r4*r4 + diag(i,k)*diag(i,k) -
(r3*r3))/(2*r4*diag(i,k)) );

end
end
end
end

% -----Cálculo da função objetivo inicial -----

adapt=zeros(1,NP);
adaptfilho=zeros(1,NP);

for i=1:NP
[adapt(i)]=GeneticoAdaptAPLMQ(pop(i,:),O2,w2,pyj,lim,P);
end

% Localiza melhor indivíduo
minimo=(min(adapt));
for i=1:NP
ifadapt(i)== minimo
Xmelhor=pop(i,:);

```



```

end
end

% -----Inicia Loop-----
iter=0;
melhoradapt=zeros(1,itermax);
filho=zeros(NP,npar);

while minimo >= tol && iter < itermax

% Seleção dos indivíduos para reprodução
indivaleat1= pop(randi(NP),:);
indivaleat2= pop(randi(NP),:);
V = Xmelhor + F*(indivaleat1-indivaleat2);

%-----Reprodução e Mutação da população-----

for i=1:NP

for j=1:npar          %Decisão se haverá troca de genes na reprodução
if rand < PC
    filho(i,j)= V(j);
else
    filho(i,j)=pop(i,j);
end
end

for j=1:(npar-1)
if rand < PM    % Decisão se haverá ou não mutação para cada gene
dir= ((rand<0.5)*2)-1;
    filho(i,j)= filho(i,j)+ dir*limite1;
end
end

if rand < PM    % Decisão se haverá ou não mutação para cada gene (ang)
dir= ((rand<0.5)*2)-1;
    filho(i,npar)= filho(i,npar)+ dir*(limite2);
end
end

%-----Cálculo da função objetivo e escolha entre pai e filho-----

% Cálculo adaptabilidade do filho

for i=1:NP
[adaptfilho(i)]=GeneticoAdaptAPLMQ(filho(i,:),O2,w2,pyj,lim,P);

% Escolha entre nova ou velha geração

if adaptfilho(i)<adapt(i)
adapt(i)=adaptfilho(i);
pop(i,:)= filho(i,:);

% Escolha do melhor indivíduo

if adapt(i)<minimo

```

```

Xmelhor=filho(i,:);
minimo=adapt(i);
end
end
end

if rem(iter,10)==0
calculando=['Iteração...',num2str( iter), ' Função objetivo = ', num2str(
minimo)];
display(calculando);
end

iter=iter+1;
end
aviso('Terminado!');
display(aviso)

```

Função Cálculo da adaptabilidade:

```

function [fit] = GeneticoAdaptAPLMQ(indiv,O2,w2,pyj,lim,P)

% Calcula a adaptabilidade de um indivíduo de uma população para a síntese
% de um mecanismo de 4 barras
% Entradas:
% indiv - Vetor indivíduo, indiv=(r1,r2,r3,r4,up,vp,x0,y0,O1,O2(sem tp))
% teta2 - Vetor com angulos prescritos = (O2(1), O2(2) ... O2(n))
% pdx - Vetor com pontos requeridos em x pdx = [pdx(1),pdx(2)... pdx(n)]
% pdy - Vetor com pontos requeridos em y pdy = [pdy(1),pdy(2)... pdy(n)]
% lim - Vetor com os limites das variáveis [min,máx]
% P1=peso1 / P2=peso2
% Saída:
%Fit Valor que representa a adaptabilidade do individuo
%-----
r1=indiv(1);
r2=indiv(2);
r3=indiv(3);
r4=indiv(4);
up=indiv(5);
vp=indiv(6);
O1=indiv(7);
num=length(O2);
P1=P(1);
P2=P(2);
%-----
%Penalidades: M0:Mecanismo não tem montagem / M1:Mecanismo não Grashof
% M2:Comprimentos fora dos limites / M3:Ângulo de transmissão fora do lim.

M0=10^5;
M1=10^5;
M2=10^5;
M3=10^5;
M4=10^5;
%-----Análise Cinemática -----
O3=zeros(1,num);
O4=zeros(1,num);
diag=zeros(1,num);
beta=zeros(1,num);
phi=zeros(1,num);
lambda=zeros(1,num);

```

```

detJacob=zeros(1,num);
Jacobinv11=zeros(1,num);
Jacobinv12=zeros(1,num);
Jacobinv21=zeros(1,num);
Jacobinv22=zeros(1,num);
w3=zeros(1,num);
w4=zeros(1,num);
termo1=zeros(1,num);
termo2=zeros(1,num);
alfa3=zeros(1,num);
alfa4=zeros(1,num);
px1=zeros(1,num);
py1=zeros(1,num);
px=zeros(1,num);
py=zeros(1,num);
vpx1=zeros(1,num);
vpy1=zeros(1,num);
vpx=zeros(1,num);
vpy=zeros(1,num);
apx1=zeros(1,num);
apy1=zeros(1,num);
apx=zeros(1,num);
apy=zeros(1,num);

for k=1:(num-1)

diag(k)= sqrt(r1*r1 + r2*r2 -2*r1*r2*cosd(180-O2(k)));
beta(k)= acosd( (r1*r1 + diag(k)*diag(k) - (r2*r2))/(2*r1*diag(k)) );
phi(k)= acosd( (r3*r3 + diag(k)*diag(k) - (r4*r4))/ (2*r3*diag(k)));
lambda(k)= acosd( (r4*r4 + diag(k)*diag(k) - (r3*r3))/(2*r4*diag(k)) );

%-----Restrições-----

% Em caso de não montagem aplicar penalidade M0
if (imag(beta(k))~=0 || imag(phi(k))~=0 || imag(lambda(k))~=0)
fit=M0;
return
end

% Grashof
barra=[r1,r2,r3,r4];
menor=min(barra);

if(r1+r2<r3+r4) && (menor==r2)
h1=0;
else
fit=M1;
return
end

% Verificação dos Comprimentos

if( (r1<lim(1,1)) || (r2<lim(2,1)) || (r3<lim(3,1)) || (r4<lim(4,1)) ||
(up<lim(5,1)) || (vp<lim(6,1)) || (O1<lim(7,1)) ...
|| (r1>lim(1,2)) || (r2>lim(2,2)) || (r3>lim(3,2)) || (r4>lim(4,2)) ||
(up>lim(5,2)) || (vp>lim(6,2)) || (O1>lim(7,2)) )

fit=M2;
return
end

```

```

% Verificação do Angulo de Transmissão

transm1=acosd( (( r3*r3 + r4*r4 - (r1+r2)*(r1+r2))/(2*r3*r4) ));
transm2=acosd( (( r3*r3 + r4*r4 - (r1-r2)*(r1-r2))/(2*r3*r4) ));

if( transm1 <lim(8,1) || transm2 <lim(8,1) || transm1 >lim(8,2)...
    || transm2 >lim(8,2) )
fit=M3;
return
end
%-----

if( sind(O2(k))>= 0 ) %Se 0 < O2 < 180

%Apenas a posição aberta é considerada.
O3(k)= 180 - (-beta(k) + phi(k));
O4(k)= + beta(k) + lambda(k);
else%Se 180 < O2 < 360
O3(k)= 180 - (beta(k) + phi(k));
O4(k)= beta(k) + lambda(k);
end

% Cálculo das velocidades angulares w3 e w4 e das acelerações angulares
% alfa3 e alfa4 das ligações.

detJacob(k)= r3*r4*sind(O3(k))*cosd(O4(k)) - (
r3*r4*cosd(O3(k))*sind(O4(k)));
Jacobinv11(k)= -r4/detJacob(k) * cosd(O4(k));
Jacobinv12(k)= -r4/detJacob(k) * sind(O4(k));
Jacobinv21(k)= -r3/detJacob(k) * cosd(O3(k));
Jacobinv22(k)= -r3/detJacob(k) * sind(O3(k));

w3(k)= Jacobinv11(k)*w2*r2*sind(O2(k)) - Jacobinv12(k)*w2*r2*cosd(O2(k));
w4(k)= Jacobinv21(k)*w2*r2*sind(O2(k)) - Jacobinv22(k)*w2*r2*cosd(O2(k));

termo1(k) = w2*w2*r2*cosd(O2(k)) + w3(k)*w3(k)*r3*cosd(O3(k)) -
w4(k)*w4(k)*r4*cosd(O4(k));
termo2(k) = w2*w2*r2*sind(O2(k)) + w3(k)*w3(k)*r3*sind(O3(k)) -
w4(k)*w4(k)*r4*sind(O4(k));

alfa3(k)= Jacobinv11(k)*termo1(k) + Jacobinv12(k)*termo2(k);
alfa4(k)= Jacobinv21(k)*termo1(k) + Jacobinv22(k)*termo2(k);

% Posição do ponto do acoplador em relação ao eixo local
pxl(k)= r2*cosd(O2(k)) + up*cosd(O3(k)) - vp*sind(O3(k));
pyl(k)= r2*sind(O2(k)) + up*sind(O3(k)) + vp*cosd(O3(k));

% Posição do ponto do acoplador em relação ao eixo global
px(k)= ( cosd(O1) * pxl(k)) - (sind(O1) * pyl(k) );
py(k)= ( sind(O1) * pxl(k)) + (cosd(O1) * pyl(k) );

% Velocidade do ponto do acoplador em relação ao eixo local
vpxl(k)= -r2*w2*sind(O2(k)) - up*w3(k)*sind(O3(k)) - vp*w3(k)*cosd(O3(k));
vpyl(k)= r2*w2*cosd(O2(k)) + up*w3(k)*cosd(O3(k)) - vp*w3(k)*sind(O3(k));

% Velocidade do ponto do acoplador em relação ao eixo global
vpx(k)= ( cosd(O1) * vpxl(k)) - (sind(O1) * vpyl(k) );
vpy(k)= ( sind(O1) * vpxl(k) )+ (cosd(O1) * vpyl(k) );

```

```

% Aceleração do ponto do acoplador em relação ao eixo local
apxl(k)= -alfa3(k)*( up*sind(O3(k)) + vp*cosd(O3(k)) ) -
w2*w2*(r2*cosd(O2(k))) + w3(k)*w3(k)*(vp*sind(O3(k))-up*cosd(O3(k))) ;
apyl(k)= alfa3(k)*( up*cosd(O3(k)) - vp*sind(O3(k)) ) -
w2*w2*(r2*sind(O2(k))) - w3(k)*w3(k)*(up*sind(O3(k))+vp*cosd(O3(k))) ;

% Aceleração do ponto do acoplador em relação ao eixo global
apx(k)= ( cosd(O1) * apxl(k) ) - (sind(O1) * apyl(k)) );
apy(k)= ( sind(O1) * apxl(k) )+ (cosd(O1) * apyl(k)) );
end

% Cálculo do Jerk através de diferenciação numérica -----

deltah= (O2(2)-O2(1))/w2; %deltah é constante para esse problema.
jerqx=zeros(1,num);

for k=1:2
jerqx(k)= (-apx(k+2) + 4*apx(k+1) -3*apx(k))/2*deltah;
end
for k=3:(num-2)
jerqx(k)= ( -apx(k+2) + 8*apx(k+1) - 8*apx(k-1) + apx(k-2) )/(12*deltah);
end
for k=(num-1):num
jerqx(k)= (3*apx(k) - 4*apx(k-1) + apx(k-2))/2*deltah;
end
%-----Cálculo Função Objetivo-----
fit1=0;
fit2=0;
soma1=zeros(1,num-1);
soma2=zeros(1,num-1);

% Valor adicionado pela diferença do movimento em y
for k=1:(num-1)
    soma1(k)= abs((pyj(k))- (py(k)));
    fit1 = fit1 + soma1(k);
end

% Valor adicionado pelo Jerk em x
for k=1:(num-1)
    soma2(k)= abs(jerqx(k));
    fit2 = fit2 + soma2(k);
end
fit= P1*fit1 + P2*fit2;
end

```