

EDUCAÇÃO e TECNOLOGIA



Revista do Instituto Politécnico da Guarda

"EDUCAÇÃO E TECNOLOGIA"

Revista do Instituto Politécnico da Guarda

DIRECTOR: João Bento Raimundo

REDACÇÃO: Rua Comandante Salvador do Nascimento
Telef. 21634 6300 GUARDA

PROPRIEDADE: Instituto Politécnico da Guarda

EXECUÇÃO GRÁFICA: Secção de Reprografia do IPG

Depósito Legal N.º 17.891/87

Reprodução total ou parcial proibida

Nº 3 / Julho / 88

"E HOJE É JÁ OUTRO DIA"

E hoje é já outro dia. Certo. Real. Grande.

Caminhou-se da expectativa, da aposta e da incerteza para a realidade do conseguido.

O Instituto Politécnico da Guarda tomou uma maior dimensão. Ganhou o seu espaço próprio; arrelgou-se no meio físico, social e intelectual; impôs-se como centro de saber, pensar e de fazer. O Instituto Politécnico da Guarda corresponde já às expectativas daqueles que o justificam - os estudantes. Por isso se tornou grande. Control-se hoje o amanhã que não tarda.

"Educação e Tecnologia" é hoje, no final de mais um ano lectivo - testemunho precioso de uma realidade pautada pela dinâmica que é também o apanágio desta Escola. E porque emerge do centro da vida do Instituto Politécnico da Guarda reflecte-a, naturalmente, também na sua autenticidade social e académica. Como espaço aberto, é dinâmica. Porque é dinâmica, é variada e polivalente. Pretendíamos que o fosse; sabemos que é. Estamos certos que continuará a sê-lo.

**"E outra vez conquistemos a distância --
Do mar ou outra, mas que seja nossa"**

(Fernando Pessoa)

João Bento Raimundo

Presidente da C.I. do I.P.G.

ANÁLISE/PROJECTO DE CICLOS TERMODINÂMICOS DE CENTRAIS A VAPOR

Fernando Pires Valente - Vogal da C.I. da E.S.T.G.

Sumário:

Neste artigo descreve-se um método de análise e optimização de ciclos termodinâmicos de vapor de água para centrais térmicas.

O que é afirmado em relação a estes ciclos pode facilmente generalizar-se e qualquer tipo de ciclo.

Apresentam-se exemplos de aplicação, quer de análise quer de optimização para casos inspirados em centrais verdadeiras.

INTRODUÇÃO

A produção de energia eléctrica em Portugal é essencialmente feita a partir de duas vias:

- 1) via hidraulica, isto é através das barragens.
- 2) via térmica, isto é através das centrais térmicas.

A importância relativa da produção de cada tipo depende das condições climatéricas anuais, nomeadamente da quantidade de pluviosidade, mas em qualquer situação a produção por via térmica tem sempre um peso determinante no custo da energia produzida.

Tal resulta directamente das enormes quantidades de fuel-óleo consumidas nas centrais térmicas e do preço de petróleo no mercado internacional (Para se ter uma ideia destas quantidades basta dizer que uma central como a do Carregado, que actualmente já não é a maior da rede eléctrica portuguesa, consome cerca de 3000 toneladas de fuel por dia quando a plena carga - 750 MW de potência).

É portanto de primordial importância rentabilizar ao máximo a produção de energia nas centrais térmicas principalmente em épocas em que o preço do petróleo atinge valores elevados.

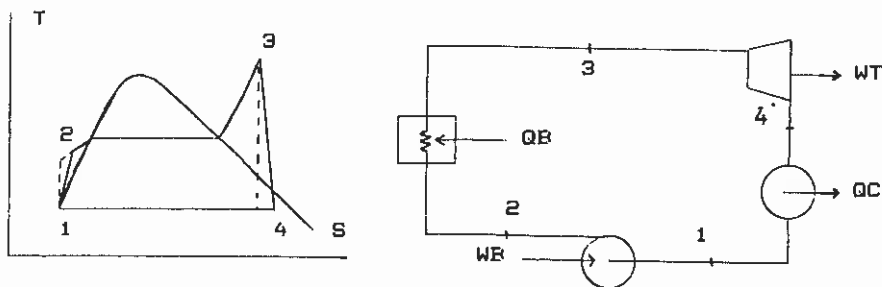
Para além de outros aspectos pontuais onde se podem obter melhorias de rendimento, um ponto fulcral é o ciclo termodinâmico do vapor de água a partir do qual se obtém a energia eléctrica o que nos conduz directamente às razões que motivaram o presente trabalho de análise e optimização de ciclos termodinâmicos.

Base teórica e descrição do método

A obtenção de energia numa central térmica é feita a partir do ciclo de vapor de água de que iremos aqui fazer uma breve descrição e que por facilidade consideraremos como ideal (o chamado ciclo de Rankine).

O ciclo ideal é aquele em que não há perdas, sendo portanto o que produz a maior quantidade possível de trabalho útil para uma dada quantidade de calor fornecida, isto dentro das condições estabelecidas para o seu funcionamento.

A sua descrição pode ser feita através do respectivo diagrama T - S (temperatura - entropia) que se apresenta a seguir com o esquema da central:



De uma maneira resumida, pode-se fazer a descrição do ciclo de Rankine representado do seguinte modo:

- De 1 para 2 o líquido (água) é comprimido adiabaticamente na bomba, até atingir uma dada pressão que corresponde à pressão mais elevada do ciclo.

- De 2 para 3 verifica-se uma adição de calor na caldeira a essa pressão elevada e constante que faz passar a água do estado líquido ao de vapor sobreaquecido.

- De 3 para 4 dá-se uma expansão adiabática reversível até uma pressão relativamente baixa (pressão mais baixa do ciclo) conduzindo a água ao estado de vapor parcialmente saturado e produzindo-se trabalho.

- De 4 para 1 verifica-se uma extracção de calor ao fluido a essa pressão baixa e constante o que provoca a mudança para o estado de líquido saturado.

(Para se dar uma ideia da ordem de grandeza das pressões envolvidas e utilizando mais uma vez a central do Carregado

como exemplo podemos dizer que a pressão máximo é da ordem de 130 atmosferas e a pressão mínima d e ordem de 0,05 atmosferas).

Convém referir que quer na descrição abreviada anterior, quer no diagrama T-S apresentado se considerou que todos os processos referidos são internamente reversíveis e ainda que o ponto 4 do ciclo não assume em geral uma posição fixa no diagrama, não se permitindo no entanto que o título do vapor assuma aí um valor relativamente baixo, pois nesse caso a água líquida presente tenderia a dificultar o trabalho dos últimos andares da turbina e a desgastar as respectivas pás.

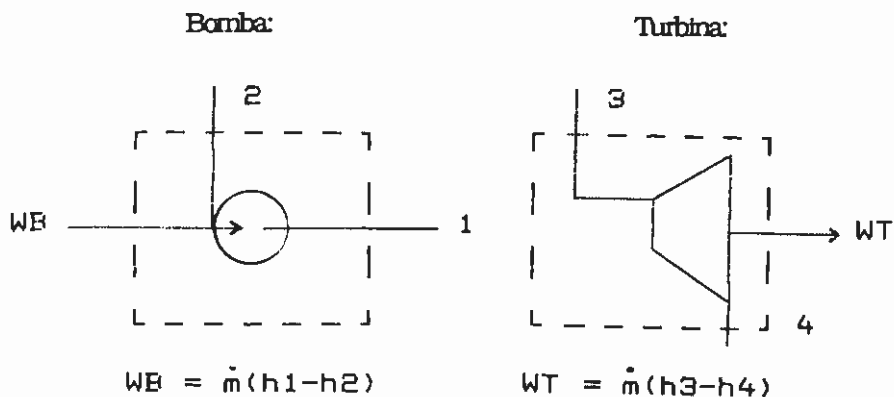
Pretendeu-se então no presente trabalho efectuar uma simulação numérica do ciclo termodinâmico de vapor de água em computador, de modo a ser possível fazer a sua análise e ao mesmo tempo a optimização dos seus parâmetros.

Por isso houve que implementar um método que permitisse a simulação do ciclo em computador e que fosse suficientemente flexível para permitir a análise de qualquer tipo de central de maneira tão próximo da realidade quanto possível, independentemente da sua dimensão e das suas diferentes características.

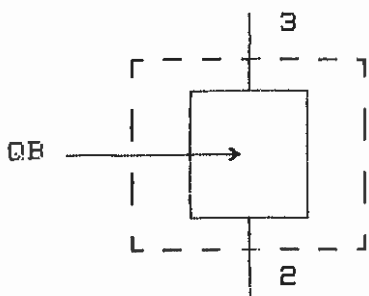
O método que se inspirou em parte na analogia com o estudo de circuitos eléctricos e nas malhas para a resolução de problemas pelo método dos elementos finitos consistiu em considerar cada um dos elementos de uma central (bomba, caldeira, turbina, condensador) como uma unidade independente de tal forma que fazendo a sua junção de modo e em número adequado se simulasse a central.

Convém referir desde já que o método desenvolvido para o ciclo de vapor de água se aplica facilmente a qualquer tipo de ciclo termodinâmico desde que feitas as necessárias adaptações.

Passemos então a efectuar a análise energética dos diferentes elementos pela aplicação da primeira Lei da Termodinâmica ou da correspondente equação da energia para regime estacionário, desprezando os termos de energia cinética e potencial e considerando cada elemento como um sistema aberto.

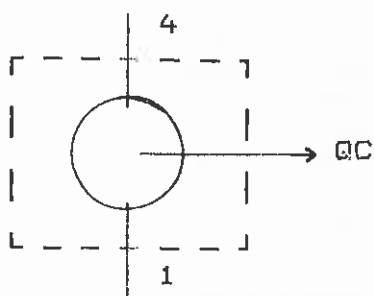


Caldeira:



$$Q_B = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

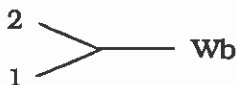
Condensador:



$$Q_C = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

Em função das representações anteriores para os diferentes elementos e das respectivas equações verifica-se que esses elementos se podem representar de uma maneira mais simplificada, passando cada um deles a ser representado por um esquema simbólico.

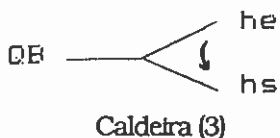
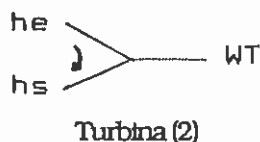
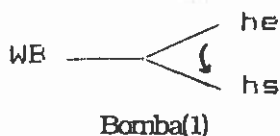
Assim e por exemplo para o elemento de tipo bomba teremos:

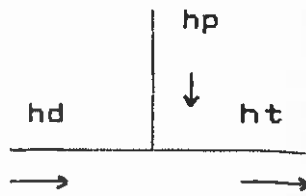


Isto é, o elemento é passível de uma representação com três nós interligados, estando associadas a dois deles valores de entalpias e ao terceiro a potência específica do elemento.

Este esquema é válido para todos os elementos dos tipos referidos atrás como se explica detalhadamente na sequência deste trabalho. Existirão no entanto elementos cuja representação será ligeiramente diferente e incluirá por vezes quatro nós e dois ramos distintos, que serão os permutadores dos diversos tipos considerados.

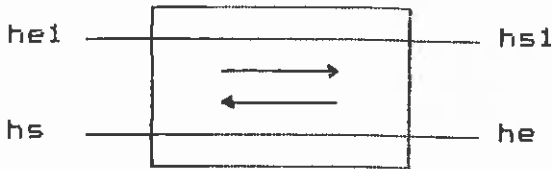
Seguem-se os esquemas simbólicos dos oito tipos de elementos distintos considerados juntamente com algumas considerações explicativas.





Permutador de tipo 1 (5)
(Permutador aberto)

(A definição das fracções de caudal neste tipo de permutador implica um balanço energético)



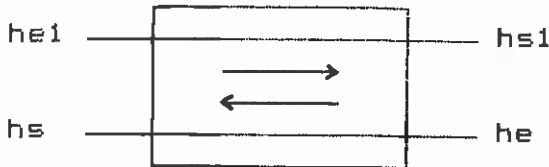
Permutador do tipo 2 (6)
(Permutador fechado)

(Neste tipo de permutador as fracções de caudal são impostas pelo utilizador não sendo portanto necessário o balanço energético. A um permutador deste tipo está sempre associada uma válvula de laminagem no sentido de garantir um equilíbrio de pressões no condensador, pois a pressão do fluido no ramo quente do permutador é a pressão de subtragem sendo portanto necessário reduzi-la até à pressão do condensador).



Permutador de tipo 3 (7)

(Permutador que representa o consumo de vapor para o processo numa central prevista para essa eventualidade; implica também a existência de uma válvula de laminagem).



Permutador de tipo 4 (8)
(Permutador fechado)

(Permutador semelhante ao de tipo 2 mas em que é necessário definir a sua eficiência em função da qual se determinam as fracções de caudal. Implica a existência de válvula de laminagem).

Entre parentises estão indicados os números associadas a cada tipo de elemento na implementação do método.

Em relação aos elementos de tipo 1, 2, 3 e 4 a cada um dos seus três nós estão associadas respectivamente as entalpias à entrada, à saída e a potência específica recebida ou fornecida pelo mesmo.

Assim, e por exemplo para elemento de tipo 1 (bomba) ao primeiro e ao segundo nó estão ligadas h_e e h_s e ao terceiro a potência específica recebida pelo fluido W_b , podendo estabelecer-se um balanço energético que será representado pela equação:

$$h_s - h_e = w_b$$

Para o permutador de tipo 1 (elemento de tipo 5) as grandezas associadas aos seus três nós são as entalpias do fluido à entrada e à saída do elemento, o que permite estabelecer a equação:

$$(1-y) * h_p + y * h_d - h_t = 0$$

correspondente ao respectivo balanço energético.

(y é a fracção de caudal que passa no ramo do circuito principal, $1-y$ é a fracção que passa no ramo do permutador).

Uma situação idêntica se verifica em relação aos permutadores de tipo 2 e 4 (elementos de tipo 6 e 8), embora neste caso existam 4 nós e dois ramos independentes. Também aqui as grandezas associadas aos nós são as entalpias do fluido à entrada e à saída, h_e , h_{e1} , h_s , h_{s1} que permitem fazer o balanço energético no elemento, desde que seja conhecida a relação entre os caudais nos dois ramos ou existam informações que a permitam calcular. Assim admitindo que num ramo passa um caudal unitário e no outro uma fracção y deste o balanço energético respectivo será:

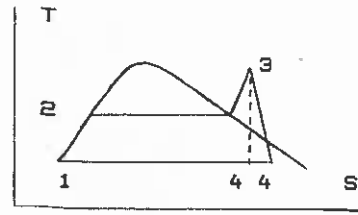
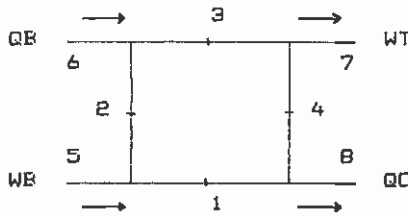
$$h_s - h_e = y * (h_{e1} - h_{s1})$$

No permutador de tipo 3 (elemento de tipo 7) a situação é semelhante aos primeiros casos referidos, visto a estrutura do elemento ser a mesma com 3 nós e 3 ramos, sendo o respectivo balanço energético dado por $h_e - h_s = W_v$ de modo idêntico ao que sucedia para os elementos de tipo 1, 2, 3 e 4.

Utilizando esta representação simbólica é então possível esquematizar qualquer tipo de central cujos elementos constituintes sejam os oito definidos anteriormente.

No sentido de explicar o funcionamento do método no processo de análise de um ciclo, nomeadamente a formação do sistema linear de equações que permite definir todos os parâmetros do ciclo em função dos dados vamos considerar o exemplo inicial do ciclo Rankine, mas introduzindo desde logo os rendimentos isentrópicos dos diferentes elementos.

O esquema simbólico correspondente, bem como o diagrama T - S respectivo serão os seguintes:



A numeração dos nós do esquema simbólico é feita com base no diagrama T - S para os nós directamente associados a entalpias e por ordem crescente do seu tipo para os nós associados às potências específicas, começando-se pelo valor imediatamente a seguir ao último nó associado a entalpias.

Fazendo então a análise energética da central esquematizada teremos aplicando a primeira Lei da Termodinâmica ou a respectiva equação da energia para regime estacionário a cada um dos elementos e desprezando os termos de energia cinética e potencial o seguinte sistema de equações:

$$\begin{aligned}
 mh_2 - mh_3 + Q_b &= 0 \\
 mh_3 - mh_4 - W_t &= 0 \\
 mh_4 - mh_1 - Q_c &= 0 \\
 mh_1 - mh_2 + W_b &= 0
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

($W_t = \beta_t \cdot W_t'$, $W_b = W_b' / \beta_b$, sendo W_t' e W_b' os valores correspondentes a W_t e W_b num ciclo equivalente ideal, portanto com rendimento isentrópico de 100%).

É a solução deste sistema que é necessário determinar para definir os valores das entalpias em toda as pontos do ciclo.

Das 12 variáveis que figuram no sistema algumas são conhecidas a priori ou podem ser determinadas a partir das características da central. Assim os dados necessários para a definição do ciclo são as pressões em 1 e 3 (P_1 e P_3), a temperatura em 3 (T_3) e o rendimento isentrópico da turbina e da bomba (β_t e β_b).

A partir destes dados podem-se de imediato calcular os valores das entalpias nos pontos 3 e 1 (admitindo que em 1 existe líquido saturado) o que permite a determinação de $W_t = (h_3 - h_4) \cdot \beta_t$. (O valor de h_3 é conhecido e o valor de h_4 determina-se a partir do ciclo ideal correspondente àquela que está a ser estudado, para o qual se verifica a relação:

$$h_4' = h_4 - [1 - (S_3 - S_1) / (S_4 - S_1)] \cdot [h_4 - h_1]$$

Por sua vez $W_b = v_1 \cdot (P_2 - P_1)$, porque sendo o líquido altamente incompressível e desprezando os termos de energia

cinética e potencial tem-se de acordo com a equação da energia já referida:

$$W_b = m \int_{P_1}^{P_2} v \, dp = v_1(P_2 - P_1) / \beta_b$$

Conhecidos estes valores o sistema (1) torna-se solúvel e determinado (4 equações a 4 incógnitas) podendo-se obter os valores das incógnitas h_2 , h_4 , Q_c e Q_b o que permite a definição completa do ciclo e o cálculo do seu rendimento que poderá ser dado por qualquer uma das duas expressões equivalentes:

$$\beta_{\text{ciclo}} = (W_t - W_b) / Q_b = W_u / Q_b \quad \text{e} \quad \beta_{\text{ciclo}} = 1 - (Q_c / Q_b)$$

(Note-se que em todos os pontos do ciclo o caudal é unitário pelo que não é necessário considerar o valor de m no sistema de equações (1)).

O processo de análise exposto pode ser aplicado como já se referiu a centrais de qualquer dimensão em termo do número de elementos desde que dentro dos tipos considerados.

Convém ainda notar que a existência de permutadores de tipo 1, 2 ou 4 introduz equações redundantes no sistema de equações lineares que podem portanto ser eliminadas visto não trazerem qualquer acréscimo de informação, e a necessidade de trabalhar com fracções de caudal nos diferentes ramos do circuito da central.

Programa de análise e exemplo de aplicação

Feita uma descrição global do método de análise de ciclos termodinâmicos de vapor de água e apresentados os seus fundamentos passamos a dar uma breve descrição do programa de análise implementado.

Nesse programa a matriz dos coeficientes do sistema de equações lineares a resolver é definida de modo a traduzir precisamente, as relações de ligação entre os diferentes elementos da central sendo uma matriz constituída apenas com 1's, -1's e 0's, e apresentando uma estrutura altamente esparsa o que para casos de matrizes correspondentes a centrais de grande dimensão pode ser aproveitado para aumentar a velocidade de resolução do sistema de equações.

Foram desenvolvidas duas versões: uma primeira em que a matriz dos coeficientes que traduz as interligações entre os diferentes elementos tem de ser fornecida pelo utilizador; uma segunda em que no sentido de facilitar a análise de centrais com estruturas mais usuais, essa matriz das interligações é gerada internamente pelo próprio programa.

PRESSOES DE PRE-AQUECIMENTO (PPA)

PPA(1) = 1.000000E+06
 PPA(2) = 5.000000E+05
 PPA(3) = 1.000000E+05
 PPA(4) = 5.000000E+04

ELEMENTO	TIPO	NOS				EFICIENCIA
1	BOMBA	1	2	20		.80
2	BOMBA	4	5	21		.80
3	CALDEIRA	7	8	22		*****
4	TURBINA	8	7	24		.85
5	CALDEIRA	9	10	23		*****
6	TURBINA	10	11	25		.85
7	TURBINA	11	12	26		.85
8	TURBINA	12	13	27		.85
9	TURBINA	13	14	28		.85
10	TURBINA	14	15	29		.85
11	CONDENSADOR	15	1	30		*****
12	CONDENSADOR	16	1	31		*****
13	CONDENSADOR	17	1	32		*****
14	CONDENSADOR	18	1	33		*****
15	CONDENSADOR	19	1	34		*****
16	PERMUTADOR-8	6	7	11	16	.30
17	PERMUTADOR-8	5	6	12	17	.30
18	PERMUTADOR-8	3	4	13	18	.30
19	PERMUTADOR-8	2	3	14	19	.30

PRESSOES , TEMPERATURAS E ENTALPIAS NOS DIFERENTES PONTOS DO CICLO

P(1) = 4.300000E+03	T(1) = 3.0338623E+02	H(1) = 1.2665077E+05
P(2) = 1.000000E+06	T(2) = 3.0346307E+02	H(2) = 1.2790084E+05
P(3) = 1.000000E+06	T(3) = 3.3856061E+02	H(3) = 2.3043972E+05
P(4) = 1.000000E+06	T(4) = 3.7920966E+02	H(4) = 3.5873275E+05
P(5) = 1.300000E+07	T(5) = 3.8112878E+02	H(5) = 3.7564325E+05
P(6) = 1.300000E+07	T(6) = 4.5703827E+02	H(6) = 6.5462650E+05
P(7) = 1.300000E+07	T(7) = 5.3620056E+02	H(7) = 1.0172005E+06
P(8) = 1.300000E+07	T(8) = 8.2000000E+02	H(8) = 3.4610855E+06
P(9) = 2.000000E+06	T(9) = 5.6653430E+02	H(9) = 3.0094930E+06
P(10) = 2.000000E+06	T(10) = 8.2000000E+02	H(10) = 3.5706350E+06
P(11) = 1.000000E+06	T(11) = 7.2091272E+02	H(11) = 3.3662570E+06
P(12) = 5.000000E+05	T(12) = 6.3416040E+02	H(12) = 3.1909375E+06
P(13) = 1.000000E+05	T(13) = 4.7405737E+02	H(13) = 2.8771530E+06
P(14) = 5.000000E+04	T(14) = 4.2045477E+02	H(14) = 2.7748495E+06
P(15) = 4.300000E+03	T(15) = 3.0338623E+02	H(15) = 2.4799550E+06
P(16) = 1.000000E+06	T(16) = 4.5303491E+02	H(16) = 7.6260750E+05
P(17) = 5.000000E+05	T(17) = 4.2500061E+02	H(17) = 6.4014525E+05
P(18) = 1.000000E+05	T(18) = 3.7278156E+02	H(18) = 4.1751050E+05
P(19) = 5.000000E+04	T(19) = 3.5449518E+02	H(19) = 3.4056400E+05

FRACCOES DE CAUDAL NOS DIFERENTES RAMOS DO CIRCUITO

Y(11,12) = .8607	Y(11,16) = .1393
Y(12,13) = .7514	Y(12,17) = .1094
Y(13,14) = .6992	Y(13,18) = .0522
Y(14, 1) = .6571	Y(14,19) = .0421

POTENCIAS ESPECIFICAS DOS ANDARES DA BOMBA

WB(1) = 1.2500781E+03
 WB(2) = 1.6910508E+04

POTENCIAS ESPECIFICAS DOS ANDARES DA TURBINA

WT(1) = 4.5159225E+05
WT(2) = 2.0439569E+05
WT(3) = 1.5090547E+05
WT(4) = 2.3576906E+05
WT(5) = 7.1532000E+04
WT(6) = 1.9377256E+05

POTENCIAS ESPECIFICAS FORNECIDAS NA CALDEIRA

QB(1) = 2.4438850E+06
QB(2) = 5.6116025E+05

POTENCIAS ESPECIFICAS TOTAIS

WB = 1.8160586E+04
WT = 1.3079672E+06
CICLO = 1.2898067E+06
RENDIMENTO DO CICLO = .429

Programa de optimização e exemplo de aplicação

Nesta fase do presente trabalho desenvolveu-se um segundo conjunto de programas capaz de fazer a optimização de ciclos termodinâmicos. A função objectivo da optimização é definida pelo utilizador do programa e como se compreende é geralmente bastante complicada visto representar o rendimento de um ciclo

Por outro lado o método de optimização a aplicar no programa tem de ser tal que permita a aplicação de determinadas restrições de pressão e temperatura resultantes de limites técnicos e industriais e além disso das próprias condições do projecto.

Assim por exemplo é usual impor que o ciclo não exceda determinados valores de pressão e temperatura e que os valores numéricos dessas grandezas não caiam abaixo de determinados valores.

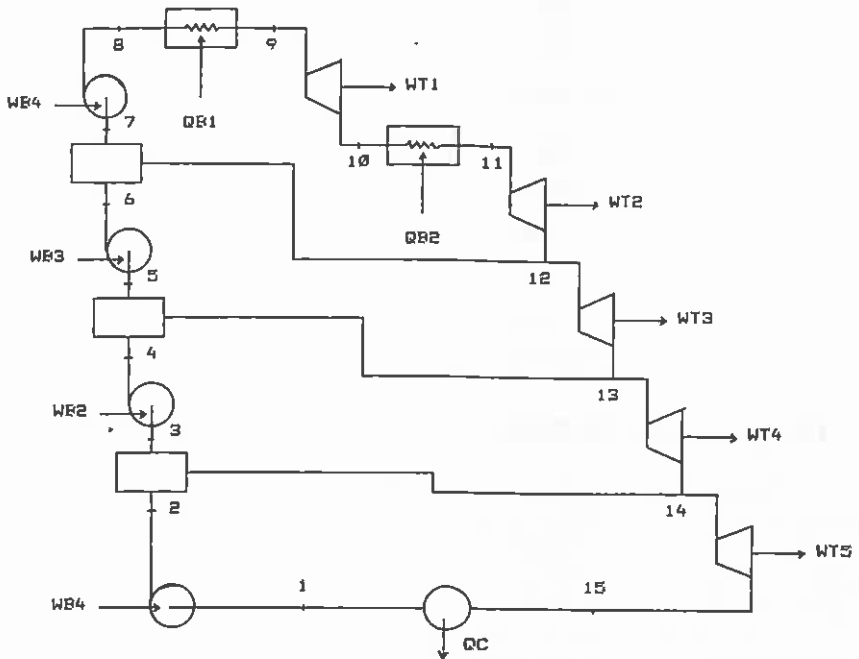
Do exposto acima facilmente se deduz que o método a aplicar tem de permitir a optimização de funções não lineares e depois de uma pesquisa a vários algoritmos seleccionou-se o de Box³.

Este algoritmo funciona com base numa técnica que consiste na geração aleatória inicial de um conjunto de pontos possível (dentro das restrições impostas) e em relação a cada um dos quais o processo vai determinar o valor da função, pesquisando de seguida o valor máximo absoluto desta, mediante uma substituição sistemática dos pontos em que a função assume os valores mais baixos de cada conjunto.

Não é portanto necessário o cálculo de derivadas e o método resulta eficaz devido ao facto de fazer o varrimento de todo o espaço de pontos possível utilizando para tal os números aleatórios introduzidos no programa.

Segue-se um exemplo de otimização.

O esquema de central é o que se apresenta na figura seguinte:



O objectivo é maximizar o rendimento do ciclo dentro das seguintes restrições:

Pressão mínima do ciclo: $4.5 \cdot 10^3$ Pa

Pressão máxima do ciclo: $1.3 \cdot 10^7$ Pa

Pressão máxima de reaquecimento: $7 \cdot 10^6$ Pa

Pressão mínima de reaquecimento: $5 \cdot 10^5$ Pa

Pressões máximas de pré-aquecimento: $5 \cdot 10^5$,
 $2 \cdot 10^6$, $1 \cdot 10^7$ Pa

Pressões mínimas de pré-aquecimento: $1 \cdot 10^4$,
 $5 \cdot 10^4$, $1 \cdot 10^5$ Pa

Temperatura máxima do ciclo: 825°k

Temperatura máxima de reaquecimento: 825°k

Os resultados obtidos depois de 179 iterações foram as seguintes:

VALOR FINAL DA FUNCAO OBJECTIVO = 0.43015444E+00

VALORES FINAIS DOS DIFERENTES PARAMETROS

PRESSAO MINIMA	= 0.45002354E+04
TEMPERATURA MAXIMA	= 0.82499609E+03
PRESSAO MAXIMA	= 0.13000000E+08
TEMPERATURA DE REAQUECIMENTO	= 0.82491162E+03
PRESSAO DE REAQUECIMENTO	= 0.36585020E+07
PRESSOES DE PRE-AQUECIMENTO	
PPA(1)	= 0.99995940E+07
PPA(2)	= 0.20000000E+07
PPA(3)	= 0.49832037E+06

Conclusões:

Desenvolveu-se um método simples de análise de centrais térmicas que requer recursos computacionais modestos. Foi concebido um processo que por analogia com conceitos de circuitos eléctricos e de elementos finitos permite representar qualquer tipo de central e definir um sistema de equações lineares que a representa.

A solução deste sistema permite fazer a análise do ciclo.

Foi também implementado um programa de optimização incluindo o algoritmo de Box e baseado no processo anterior.

Este programa provou ser robusto, permitindo obter a convergência dentro de um número razoável de iterações em todos os testes efectuados.

Referências:

1. Valente, F. P., Análise/Projecto de ciclos termodinâmicos de centrais a vapor. Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico 1984.
2. Pina, H.L.G., A computer program for the calculation of the thermodynamic properties of water, Rev. Gen. Therm. 1979, 215, 689.
3. Box, M. A new method of constrained optimisation and a comparison with other methods. The Computer Journal 1965, 8 (1), 42.
4. Haywood, R. Analysis of Engineering Cycles. Pergamon, 1975.
5. Madsen, W., Bogue, J., McMistry, C. and Richlen, S. Manual for the Program CASLE: Cycle Analysis and Second-Law Evaluation, US Department of Energy, 1981.