

5 Resultados

Testes foram desenvolvidos com o protótipo experimental de um sistema de geração combinada de frio, calor e energia elétrica, operando com gás natural veicular e óleo Diesel. Apresentam-se neste capítulo os resultados obtidos da análise, à luz da 1ª e 2ª leis da termodinâmica, do referido sistema.

Uma ampla faixa de condições de operação foi testada. O desempenho de componentes e subsistemas, como a bomba de calor e o grupo motor – gerador, é avaliado dentro deste contexto.

5.1. Bomba de calor

A bomba de calor foi exaustivamente estudada, a fim de se determinar os parâmetros que pudessem influenciar seu desempenho, no contexto do sistema de geração combinada (trigeração).

Foram analisados, à luz da 1ª e 2ª leis da termodinâmica, os principais componentes, a saber: a) Compressor; b) Condensador; c) Válvula de expansão termostática; e d) Evaporador.

Conforme indicado nos capítulos anteriores, sensores de temperatura foram instalados em todas as correntes da bomba de calor, à entrada e saída de cada componente principal. No que diz respeito à pressão, a influência de componentes como tubos, visor de líquido, filtro secador, termopares submersos, foi considerada como parte do componente principal. Nos balanços energéticos, a potência elétrica consumida pelas bombas de circulação da água, tanto no circuito de água quente quanto no de água fria, foi desprezada por se encontrar mais razoável a sua consideração no contexto de uma planta ou processo.

No apêndice A 2 apresentam-se os principais parâmetros de operação e a redução dos dados referentes a este subsistema.

5.1.1. Condições de operação

Com o intuito de caracterizar o subsistema encarregado da produção de frio (i.e., a bomba de calor por compressão de vapor), uma série de testes foi realizada. A variação da vazão de água, tanto no evaporador quanto no condensador, e a carga de refrigerante do sistema, indicada pelo grau de subresfriamento do refrigerante à saída do condensador, foram as variáveis de controle nesta seção da experiência.

Nos gráficos que se incluem nesta seção, os testes realizados com grau de subresfriamento de aproximadamente $1,0^{\circ}\text{C}$ são apresentados com símbolos cheios (i.e., triângulo, quadrado, losango e círculo) enquanto que os realizados com grau de subresfriamento de aproximadamente $5,5^{\circ}\text{C}$ se apresentam como símbolos abertos (i.e., cruz, “X” e combinação dos dois). Cada um dos símbolos relacionados corresponde a uma temperatura (pressão) de condensação, o que permite apreciar, num só gráfico o efeito, sobre o parâmetro analisado, destas três variáveis.

As variações induzidas a cada uma destas variáveis permitiram determinar as condições e parâmetros de operação da bomba de calor, faixa que resultou em um campo limitado, função das próprias características do referido sistema, a saber: a) compressor hermético, acionado eletricamente e sem controle de rotação; e b) água como líquido a ser refrigerado, não podendo, obviamente, ter sua temperatura reduzida para abaixo de zero. A escolha da água como fluido resfriado determinou, portanto, o trabalho do sistema com temperaturas de evaporação superiores a 0°C .

A figura 45 e a tabela 2 mostram a amplitude de variação da temperatura de evaporação e de condensação nos ensaios realizados: $0,5^{\circ}\text{C} < T_{\text{evap}} < 7,0^{\circ}\text{C}$ e

$34,0^{\circ}\text{C} < T_{\text{cond}} < 45,0^{\circ}\text{C}$, nos dois grupos correspondentes a diferentes graus de subresfriamento.

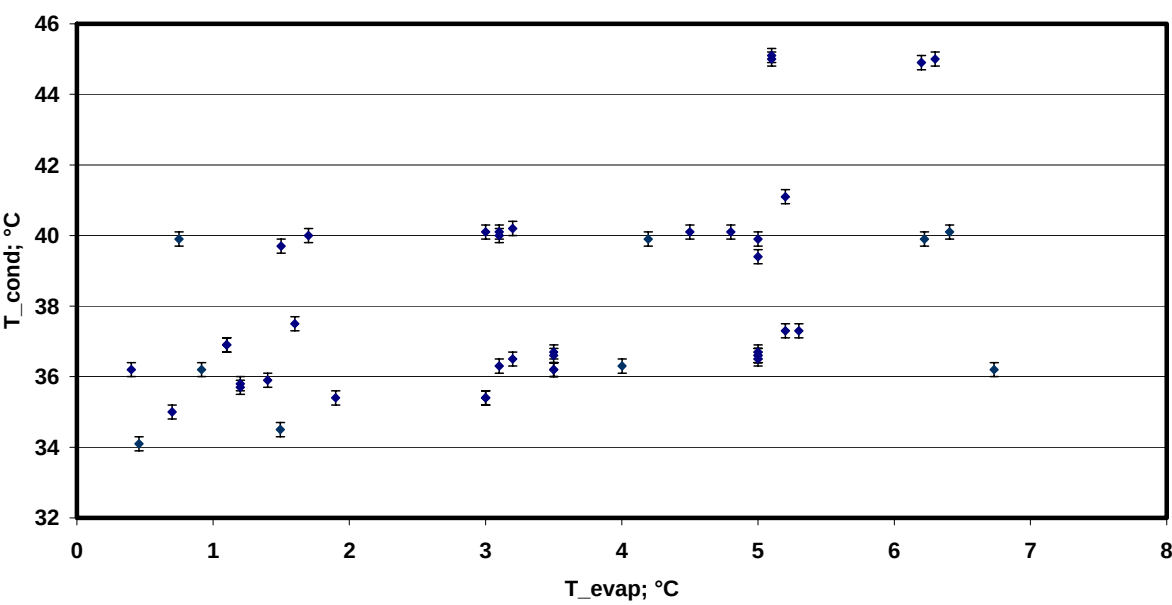


Figura 45 – Faixa de variação das temperaturas de evaporação e condensação nos testes realizados

	T_cond; °C	T_evap; °C											
A	36,0		0,7			3,0							
	37,0						3,6				5,0		
	40,0					3,0				4,7	5,0		
	45,0										5,1	6,3	
B	33,5	0,5			1,5								
	35,5			0,9				4,0					6,7
	39,5		0,7						4,2			6,2	6,4
A: $\Delta T_{sub} = 0,5^{\circ}\text{C}$													
B: $\Delta T_{sub} = 5,5^{\circ}\text{C}$													

Tabela 2 – Distribuição das temperaturas de evaporação e condensação, nos testes para caracterização da bomba de calor

Durante todos os testes a temperatura ambiente de sala manteve-se entre os 20 °C e 25 °C (figura 46).

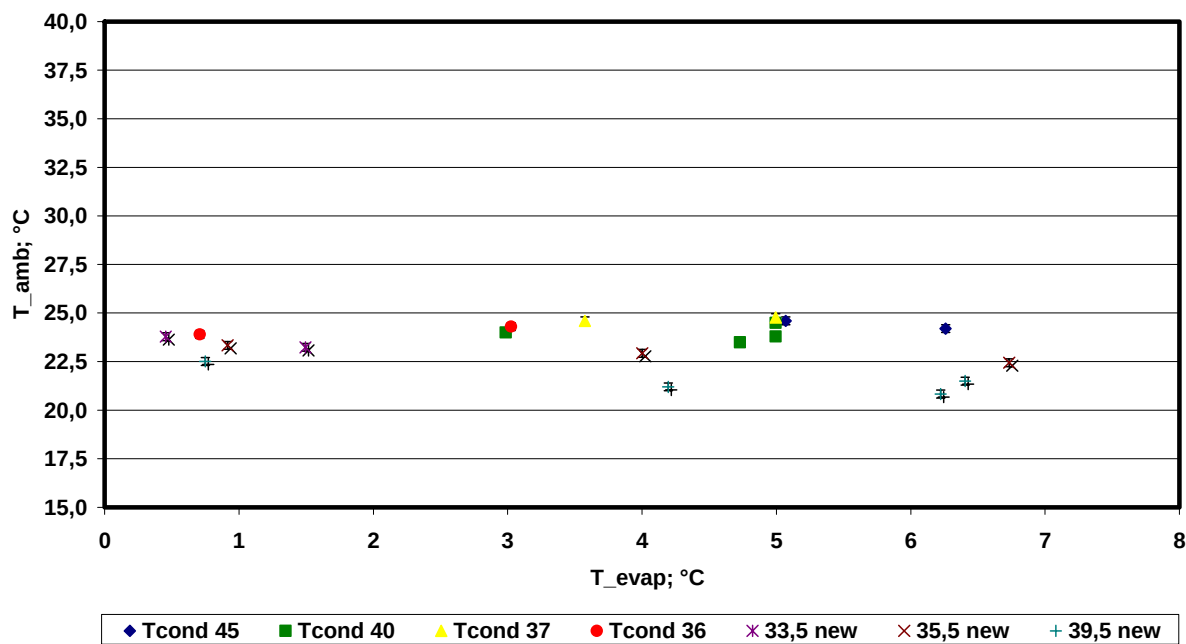


Figura 46 – Variação da temperatura ambiente ao longo dos testes

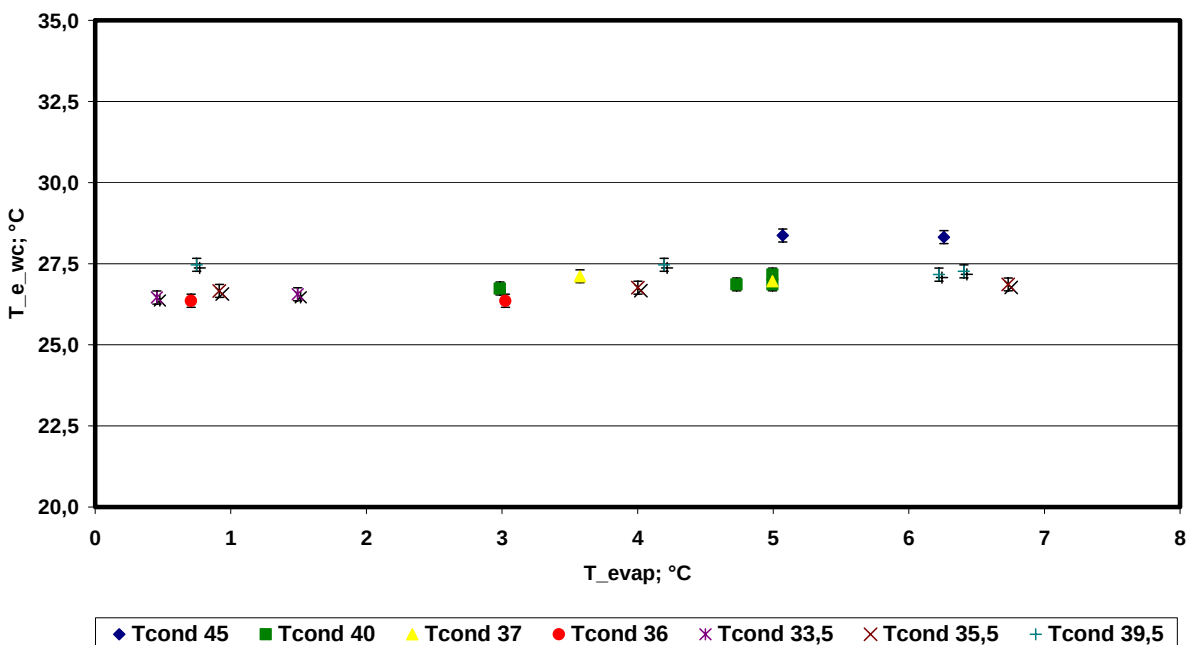


Figura 47 – Variação da temperatura de entrada da água no condensador ao longo dos testes

Conforme observado nas figuras 47 e 48, a temperatura de entrada da água no condensador manteve-se no entorno de 27°C, enquanto que a temperatura de

entrada da água no evaporador situou-se, com exceção de duas corridas, próxima a 24°C.

Trata-se, esta última temperatura, de um valor relativamente elevado, o que caracteriza a operação do sistema como bomba de calor.

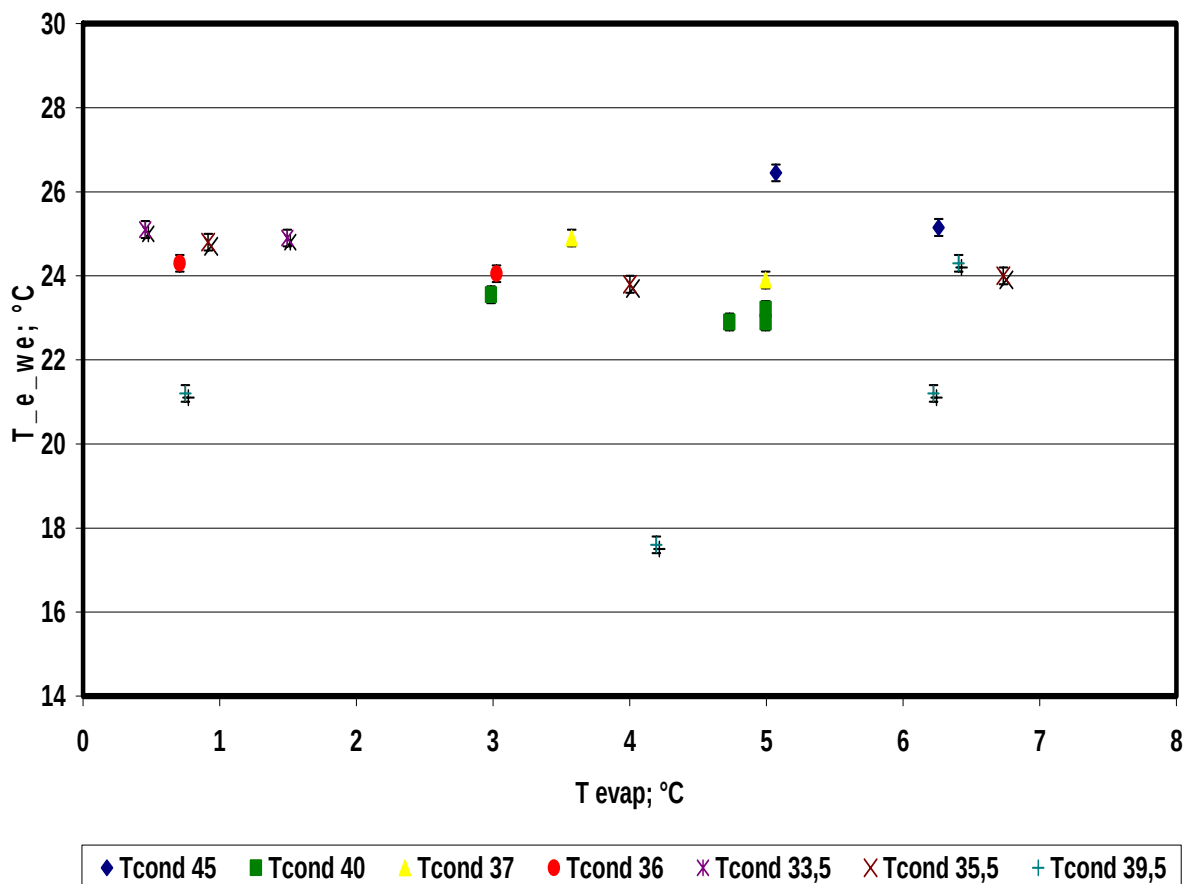


Figura 48 – Variação da temperatura de entrada da água no evaporador, ao longo dos testes

5.1.2. Compressor

A partir dos gráficos das figuras 49 e 50, observa-se que a vazão mássica de refrigerante aumenta com a redução da razão de pressão (p_{cond}/p_{evap}), conforme esperado da teoria geral de compressores (Eastop e McConkey, 1996).

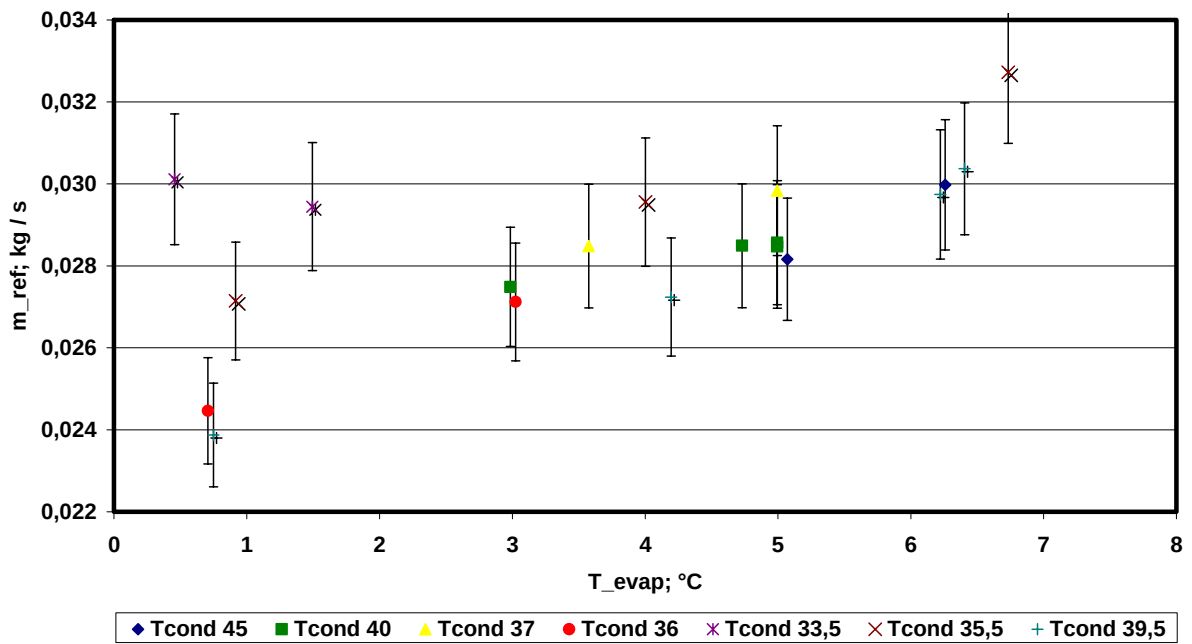


Figura 49 – Variação da vazão mássica de refrigerante com as temperaturas de evaporação e de condensação

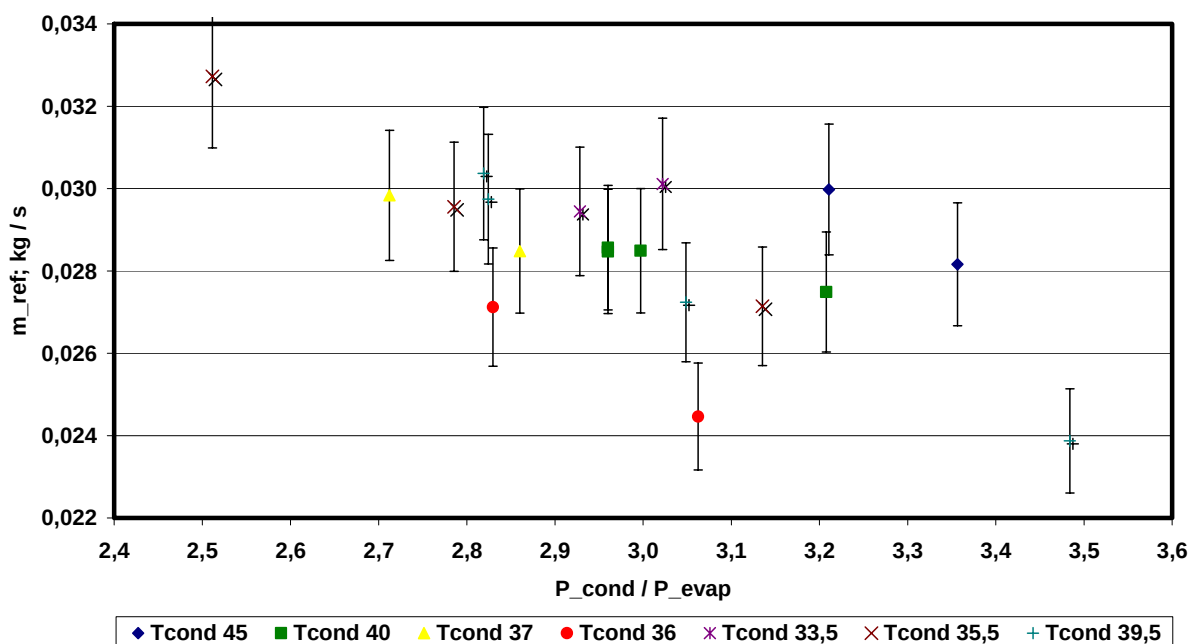


Figura 50 – Variação da vazão mássica de refrigerante com a razão de pressão

A vazão mássica de refrigerante foi calculada através dos balanços de energia combinados do evaporador e do condensador, como descrito no capítulo 4, com uma incerteza média de $\pm 5,5\%$ da vazão calculada. A figura 51 mostra a discrepância no cálculo da referida vazão. Atribui-se esta discrepância às incertezas envolvidas nas medidas realizadas e nos ganhos e perdas de calor, de

diferentes magnitudes, que ocorrem no evaporador e no condensador, a despeito do isolamento térmico utilizado.

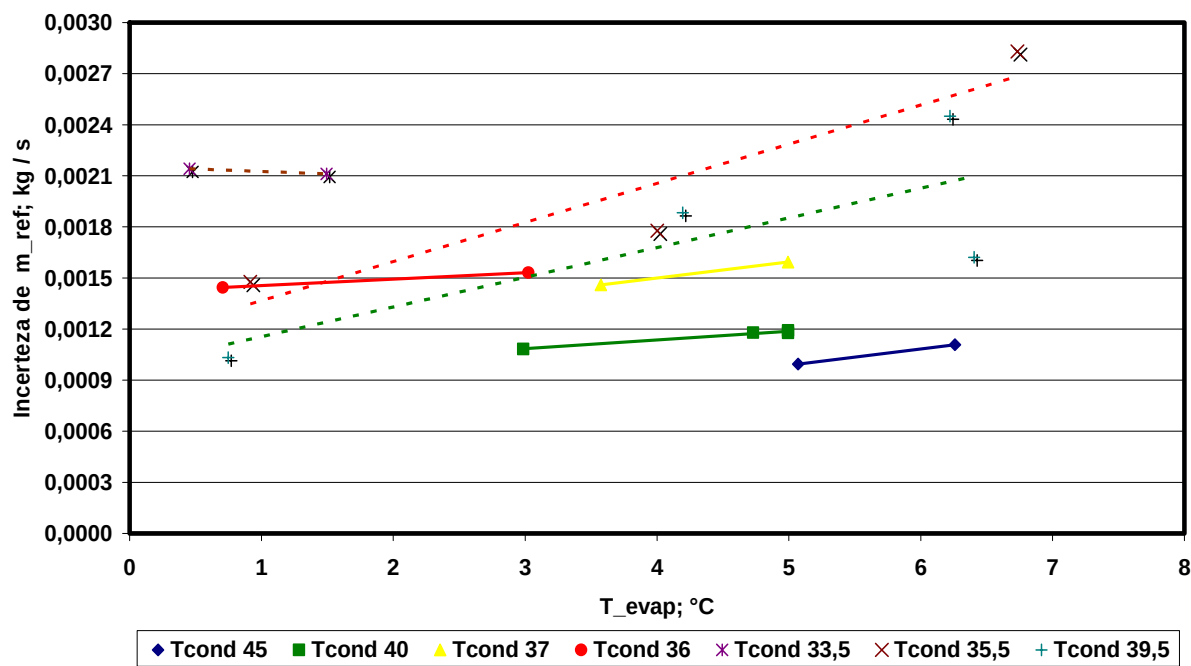


Figura 51 – Incerteza no cálculo da vazão de refrigerante

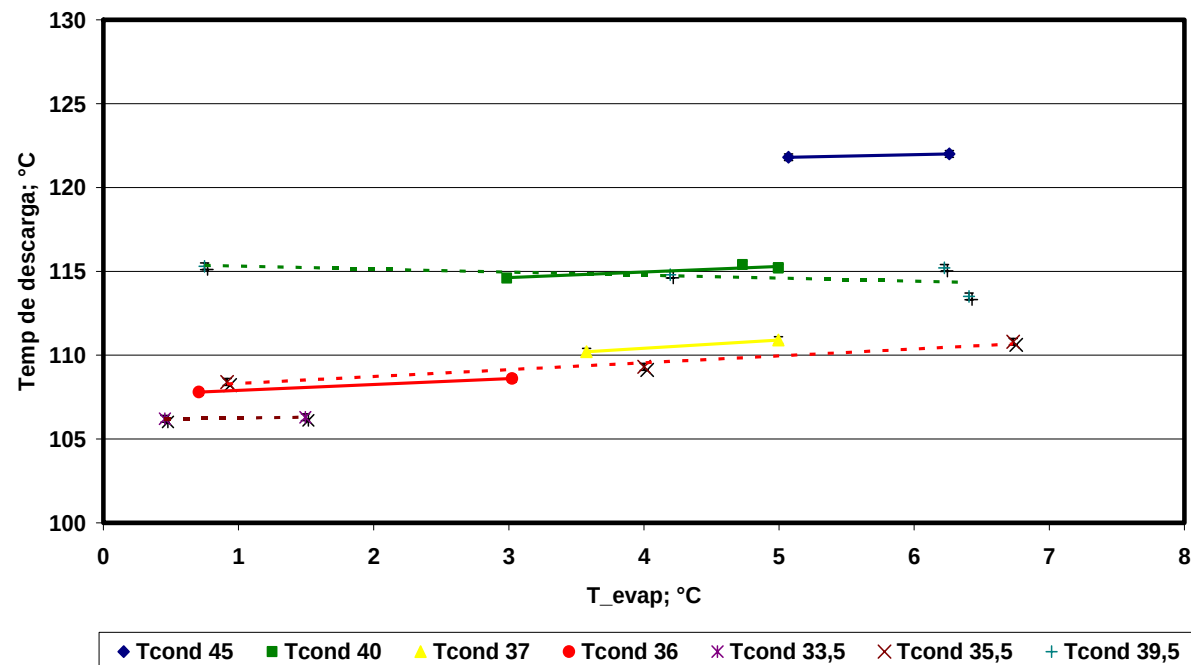


Figura 52 – Variação da temperatura de descarga do compressor com as temperaturas de evaporação e de condensação

A temperatura de descarga do compressor (figuras 52 e 53) segue a tendência esperada, aumentando com a pressão de condensação, porém demonstrando insensibilidade à razão de pressão.

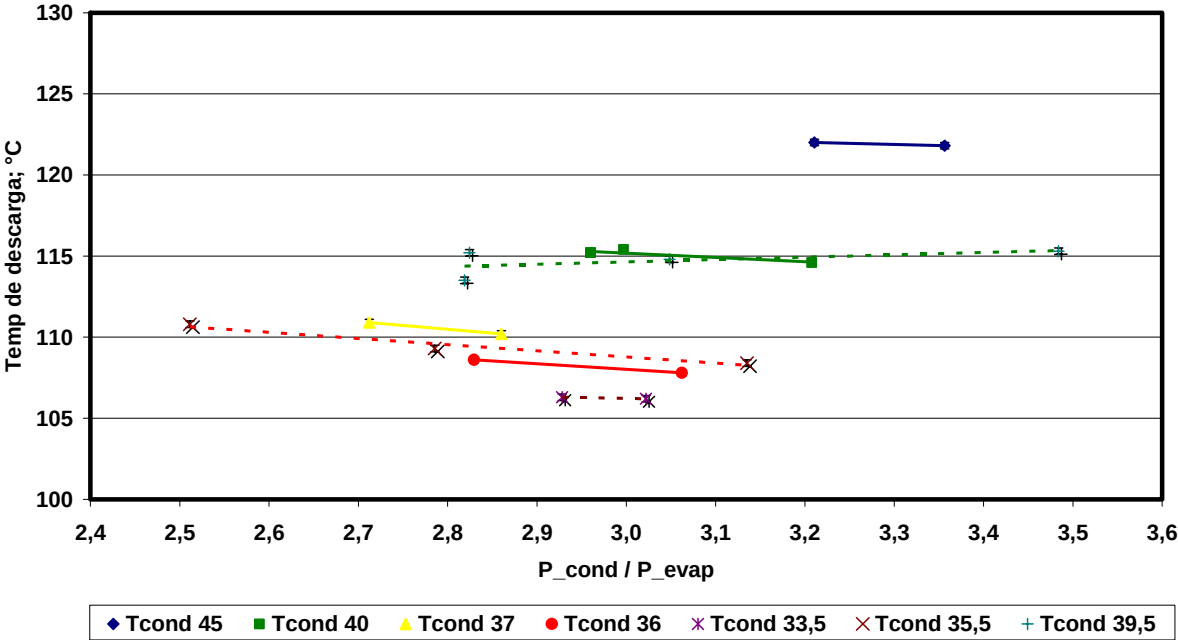


Figura 53 – Variação da temperatura de descarga do compressor com a razão de pressão

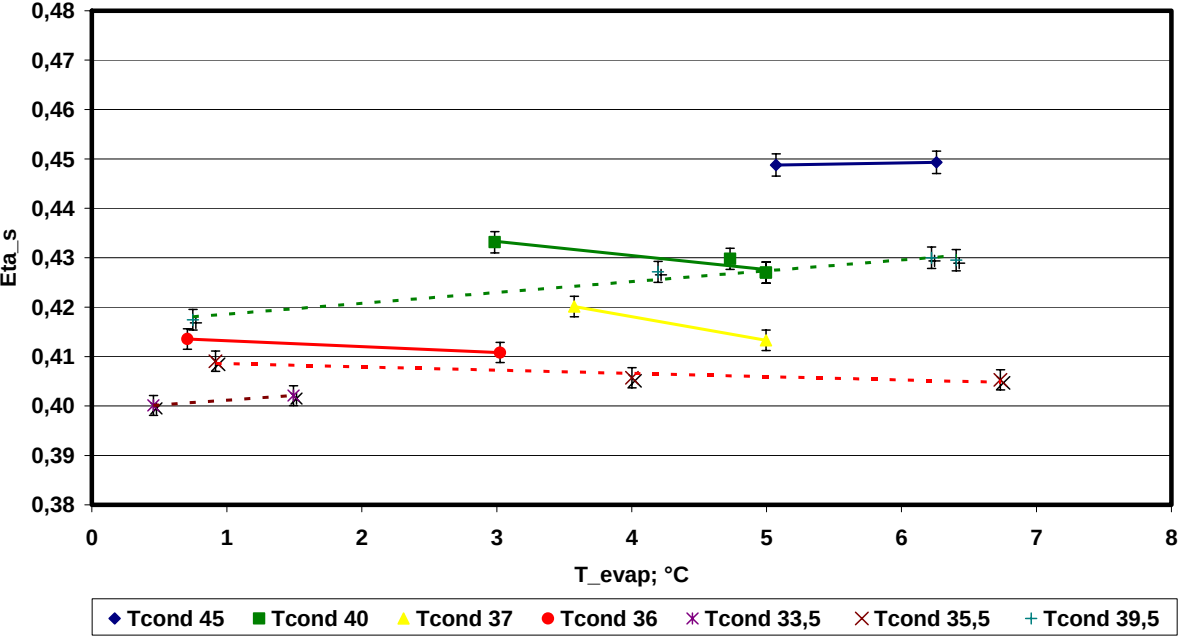


Figura 54 – Variação da eficiência isentrópica do compressor com as temperaturas de evaporação e de condensação

A eficiência isentrópica do compressor (figura 54) manteve-se entre 0,40 e 0,50, com tendência a aumentar com a temperatura de condensação, e praticamente insensível à temperatura de evaporação.

Distinguiu-se, também, uma ligeira tendência da eficiência isentrópica a diminuir com o grau de subresfriamento do refrigerante à saída do condensador.

Observou-se que estes valores de eficiência isentrópica (de 0,40 a 0,50) situam-se entre os comumente encontrados para tipo de compressor utilizado (i.e., hermético de pequena capacidade).

A potência elétrica consumida (figura 55) manteve-se praticamente constante, com leve tendência de acréscimo para maiores temperaturas de evaporação, devido ao aumento do volume específico do vapor na sucção. No entanto, através do gráfico da figura 56, pode-se apreciar o aumento da potência específica do compressor com a razão de pressão (p_{cond}/p_{evap}), o que era de se esperar, novamente da teoria básica de compressores (Eastop e McConkey, 1996)

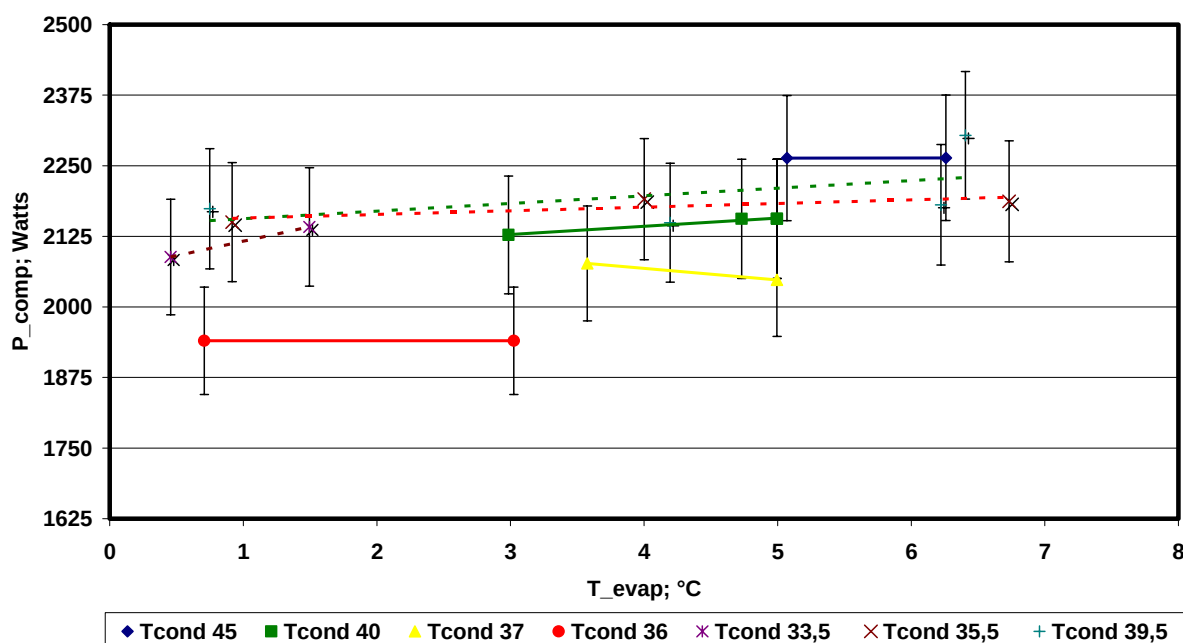


Figura 55 – Variação da potência elétrica consumida com as temperaturas de evaporação e de condensação

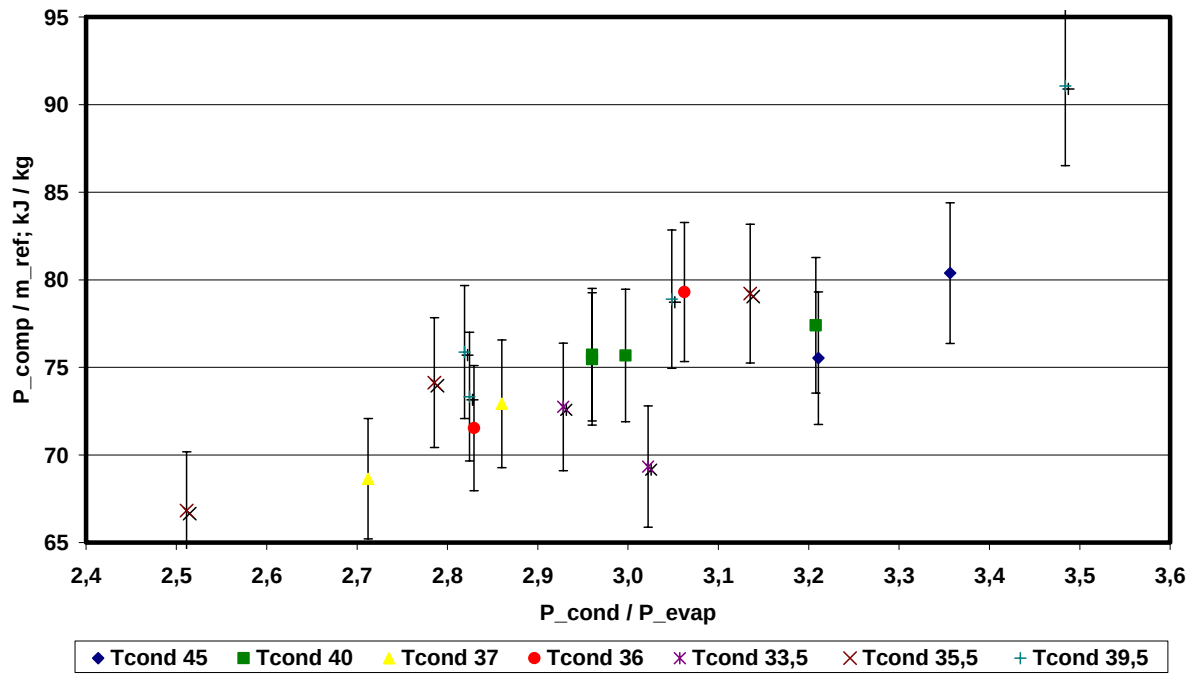


Figura 56 – Variação do trabalho específico do compressor com a razão de pressão

5.1.3. Condensador

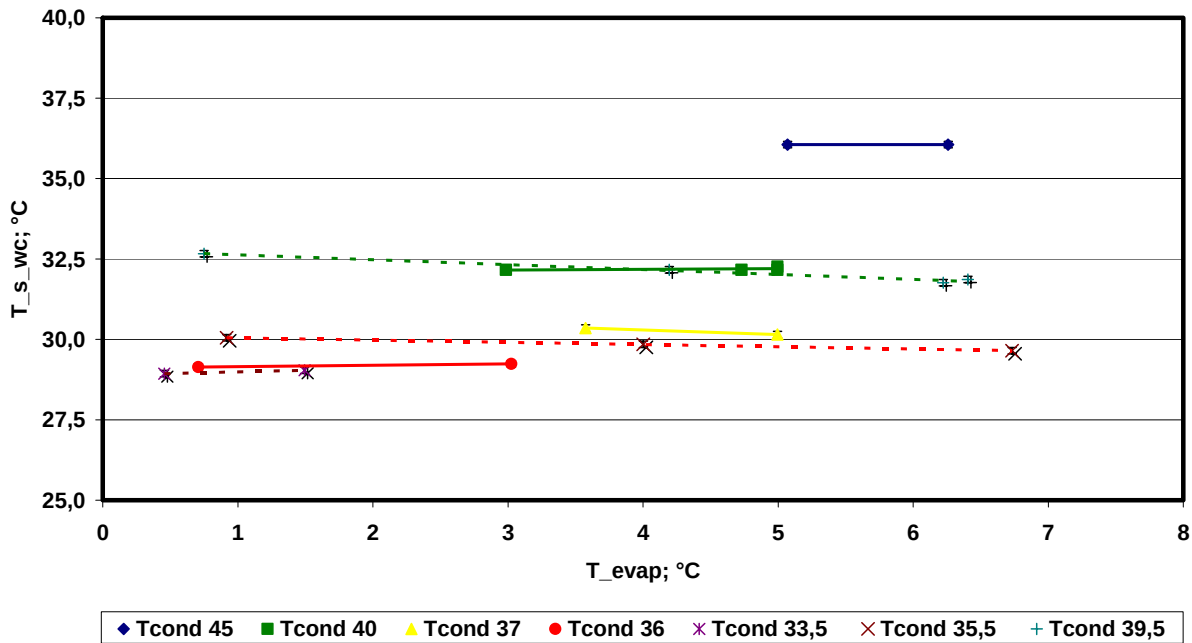


Figura 57 – Variação da temperatura de saída da água do condensador com a temperatura de evaporação

Constatando-se que a temperatura de entrada da água no condensador situara-se em torno de um valor constante (figura 47), a temperatura de saída (figura 57), apresentou um claro aumento com o aumento da temperatura de condensação, o que era esperado.

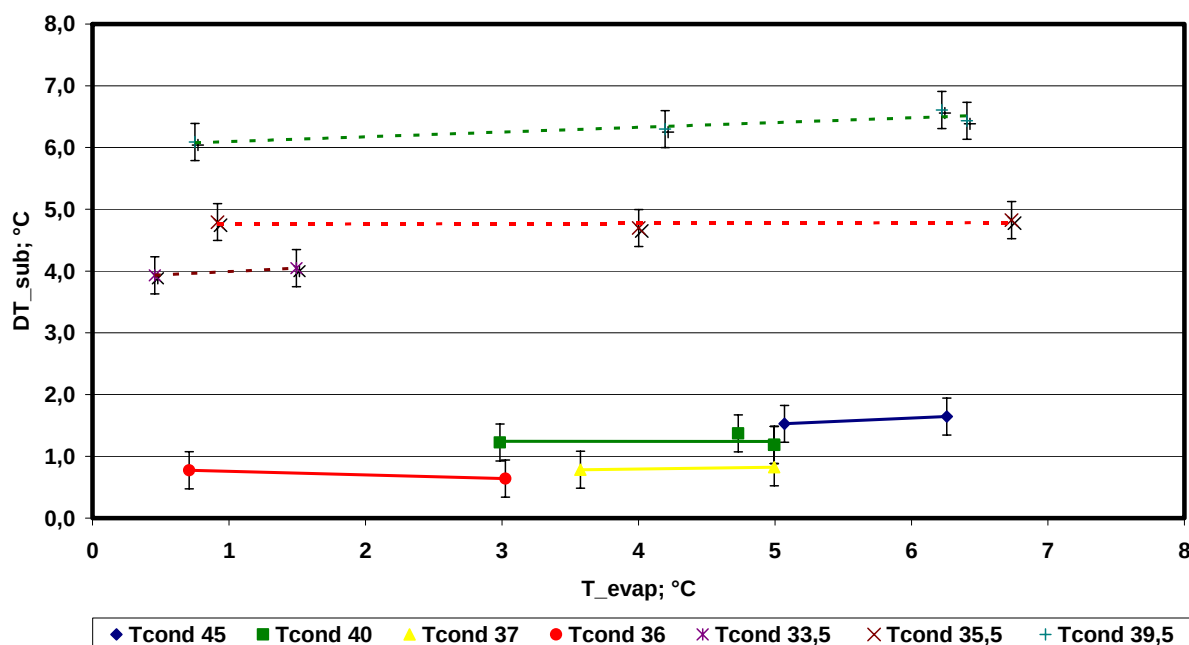


Figura 58 – Variação do grau de subresfriamento com a temperatura de evaporação, para duas diferentes cargas de refrigerante

O grau de subresfriamento na saída do condensador é a variável mais sensível à carga de refrigerante no sistema (não mensurada no presente trabalho) e está, também, relacionado de maneira proporcional ao aumento da temperatura de condensação (figura 58).

Na figura 59 observa-se que a taxa de rejeição de calor no condensador aumenta com a temperatura de evaporação e diminui com a temperatura de condensação. Constata-se, também, que apresenta uma maior sensibilidade ao grau de subresfriamento, o que se manifesta na clara formação de dois grupos de pontos.

Os valores de incertezas, conseguidos no cálculo do calor de condensação, mediante a calibração e posterior correção das temperaturas de entrada e saída da

água do condensador medidas, contribui para uma melhor percepção destas tendências.

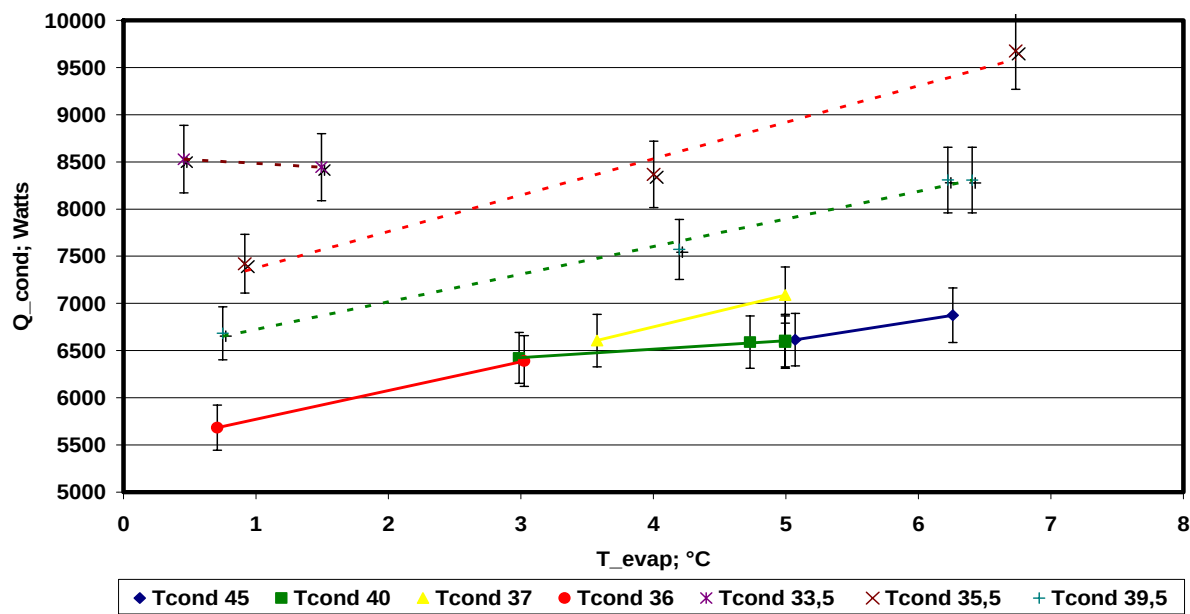


Figura 59 – Variação da taxa de rejeição de calor no condensador com as temperaturas de evaporação e de condensação

5.1.4. Evaporador

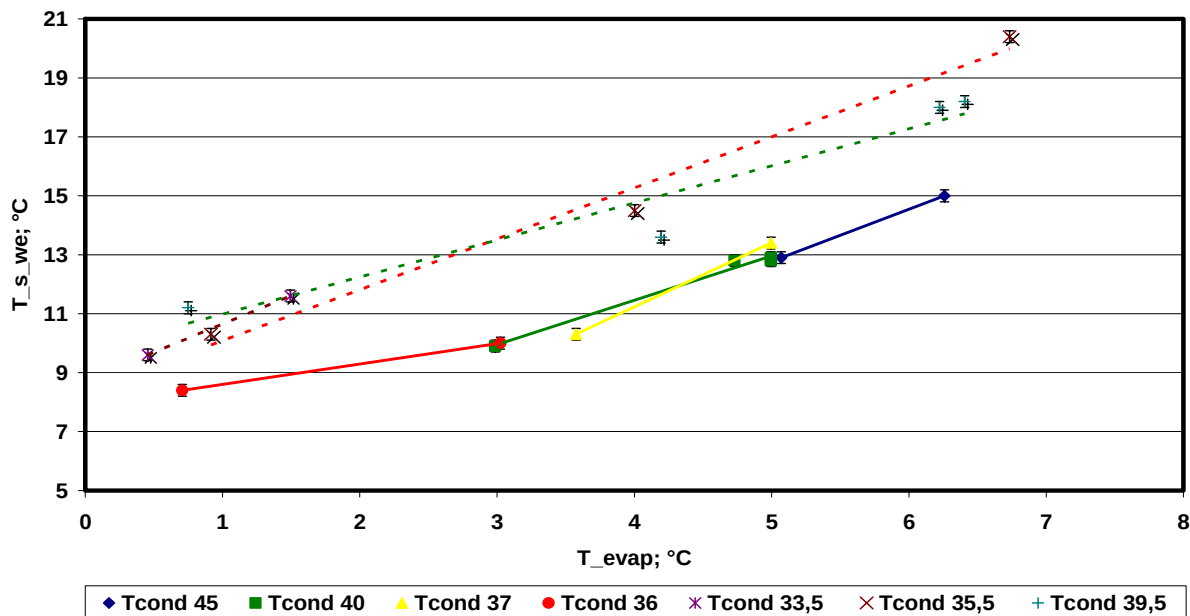


Figura 60 – Variação da temperatura da água na saída do evaporador com a temperatura de evaporação

A figura 60 apresenta os níveis da temperatura da água atingidos à saída do evaporador. Conforme esperado, a temperatura de saída da água do evaporador cresce com o aumento da temperatura de evaporação.

Na figura 61 vê-se que a capacidade frigorífica sobe, conforme esperado, com a temperatura de evaporação, de forma independente à carga de refrigerante.

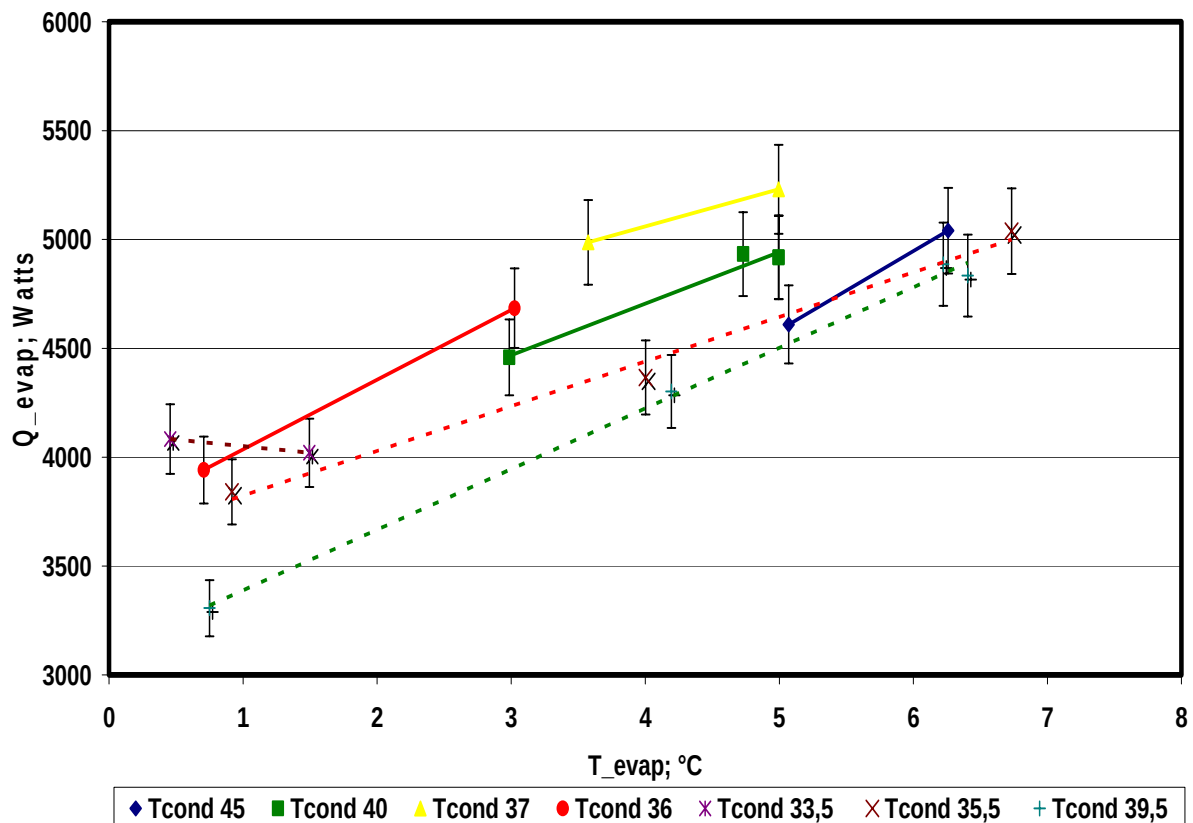


Figura 61 – Variação da capacidade frigorífica da bomba de calor com as temperaturas de evaporação e de condensação

Por outro lado, o efeito refrigerante, q_{EV} , aumenta com a temperatura de evaporação e diminui levemente com o aumento do grau de subresfriamento e da pressão de condensação, como mostrado na figura 62. Estas tendências podem ser comprovadas no diagrama $p - h$ do ciclo de refrigeração por compressão de vapor (Eastop e McConkey, 1996)

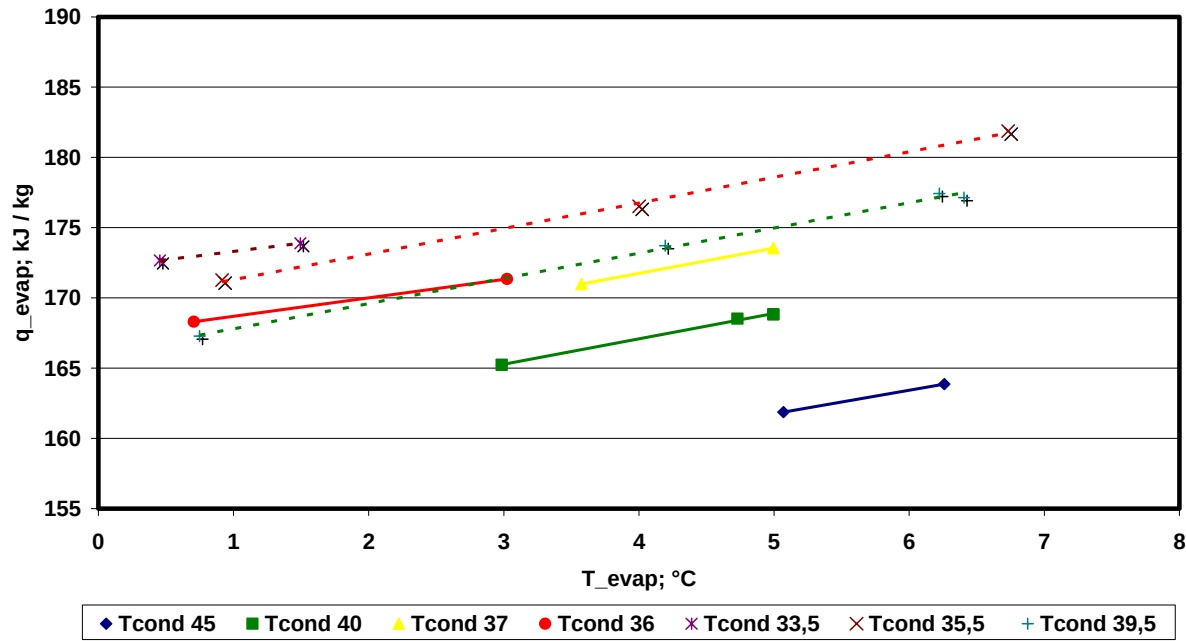


Figura 62 – Variação do efeito refrigerante com as temperaturas de evaporação e de condensação

A figura 63 mostra uma tendência nítida ao aumento do grau de superaquecimento à saída do evaporador, com a temperatura de evaporação. Esta tendência poderá ser mais bem explicada através do estudo da válvula de expansão termostática.

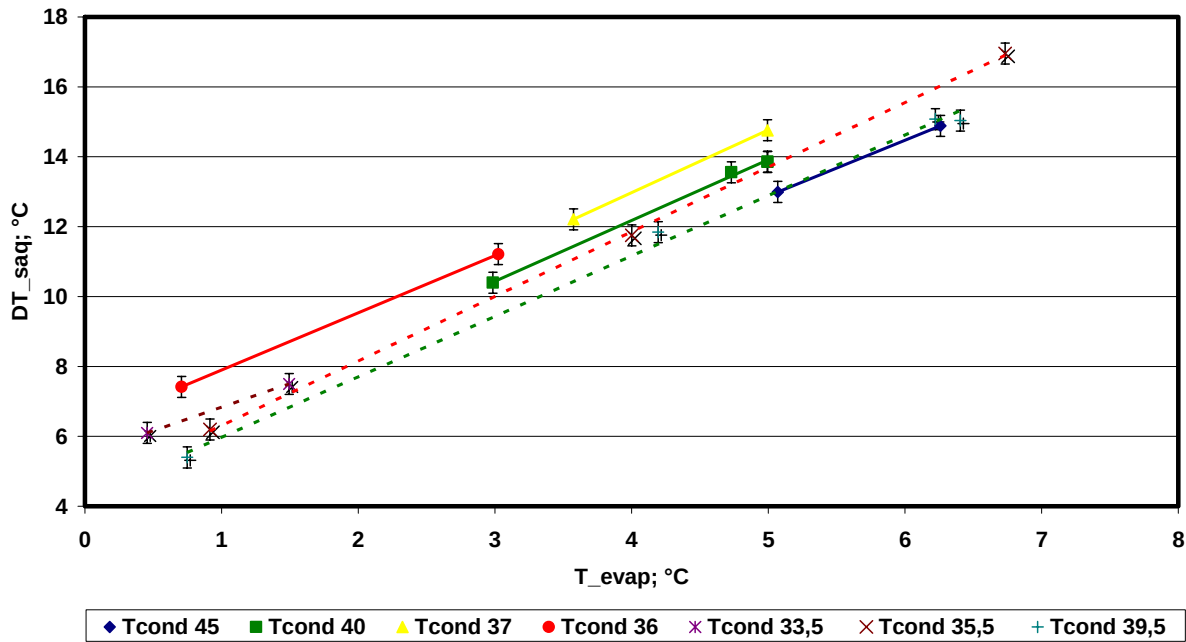


Figura 63 – Variação do grau de superaquecimento à saída do evaporador com a temperatura de evaporação

A queda de pressão ao longo do evaporador (figura 64) aumenta com a temperatura de evaporação em função da maior vazão de refrigerante (figura 49). Cumpre, também, observar o comportamento deste parâmetro para um melhor entendimento do desempenho da válvula de expansão termostática, conforme explicado na próxima seção.

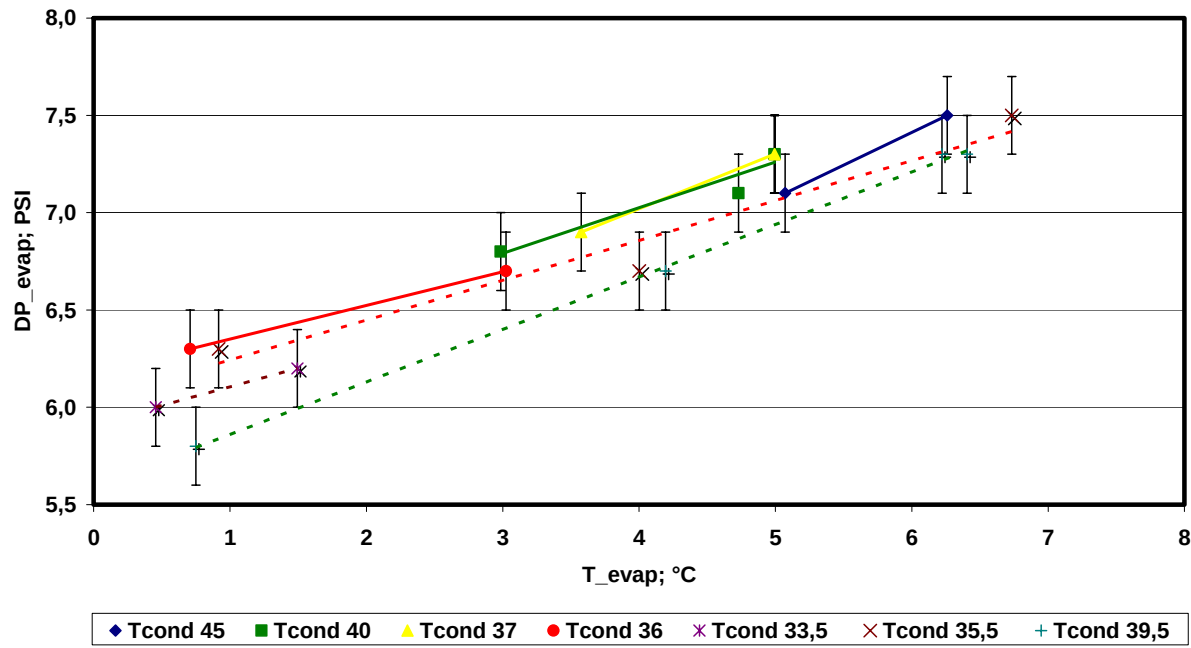


Figura 64 – Variação da queda de pressão no evaporador com a temperatura de evaporação

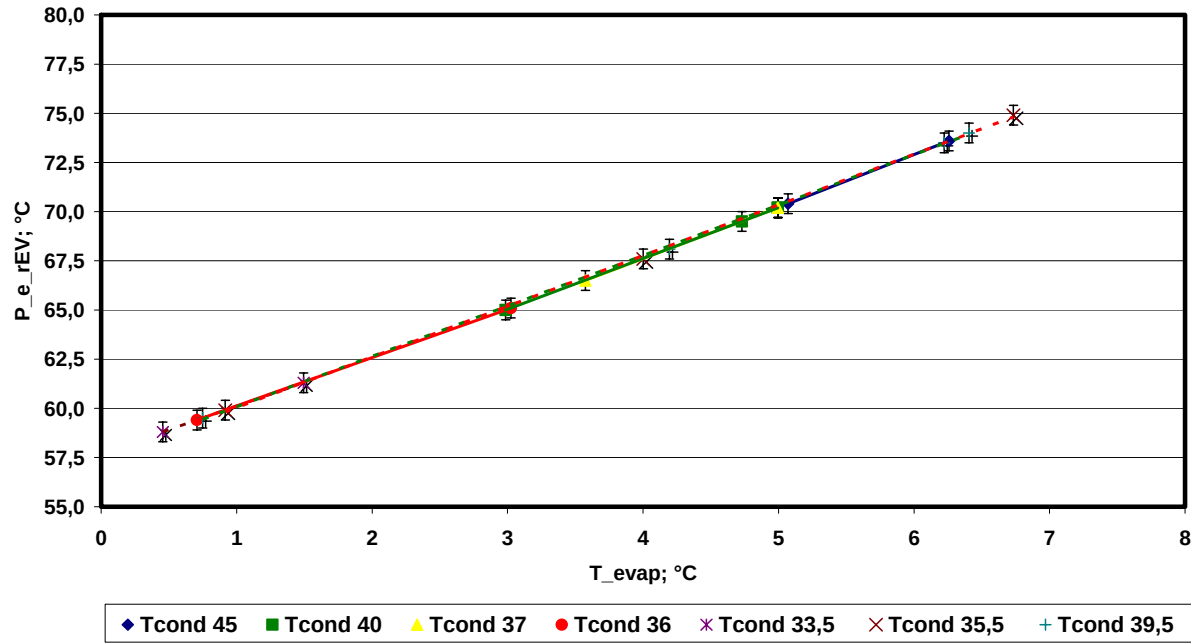


Figura 65 – Relação entre a pressão e a temperatura de evaporação

A temperatura de evaporação, no presente trabalho, refere-se às condições de saturação na entrada do evaporador, o que pode ser constatado através da figura 65. No gráfico desta figura a linha formada pelos pontos define a relação entre pressão e temperatura na linha de saturação do refrigerante utilizado (R-22).

5.1.5. Válvula de expansão termostática

De um balanço de forças no diafragma da válvula de expansão termostática, figura 66, pode-se chegar à expressão que segue:

$$P_{sat}(T_b) = P_{sat}(T_{e, EV}) + \frac{F_s}{A} \quad (5.1)$$

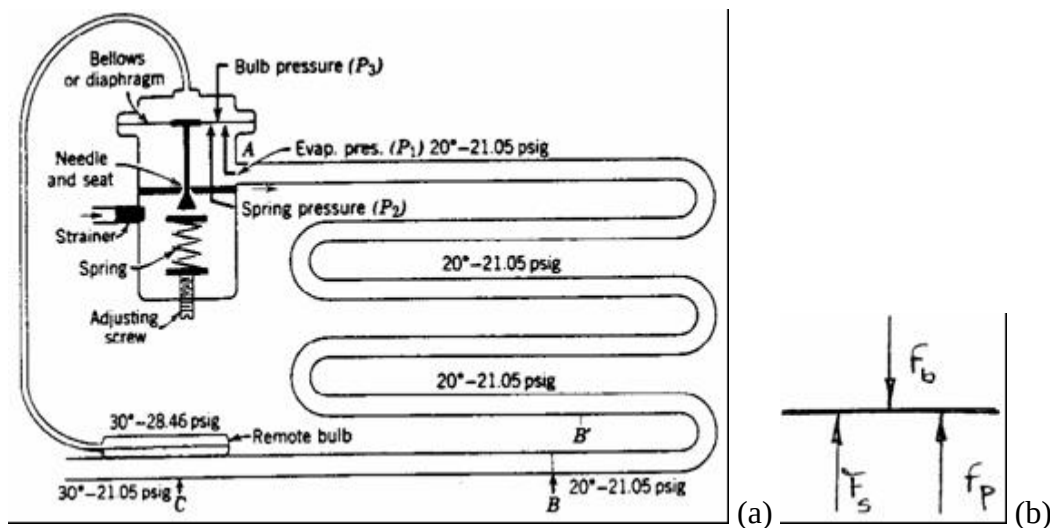


Figura 66 – (a) Válvula de expansão termostática (Dossat, 1961); (b) balanço de forças no diafragma da válvula

onde $P_{sat}(T_b)$ é a pressão de saturação do refrigerante à temperatura do bulbo de superaquecimento, $P_{sat}(T_{e, EV})$ é a pressão à (também pressão de saturação) entrada do evaporador, e F_s/A é a força exercida pela mola de regulação do grau de superaquecimento dividida pela área do diafragma. As temperaturas do refrigerante no bulbo e de evaporação se relacionam através do grau de superaquecimento à saída do evaporador:

$$T_b = T_{evap} + \Delta T_{saq} \quad (5.2)$$

Com a queda de pressão no evaporador e a não linearidade da curva de saturação (figura 65), o grau de superaquecimento varia, para diferentes condições de operação, com um mesmo ajuste da mola, como visto na figura 68. Tal constatação aponta para o contrário da crença que, para uma mesma regulagem, a válvula de expansão termostática fornece um grau de superaquecimento constante

Sabendo-se que a pressão no bulbo é a pressão de saturação à temperatura de saída do refrigerante do evaporador, $T_{s,EV}$, obtém-se:

$$\frac{F_s}{A} = P_{sat}(T_{s,EV}) - P_{e,EV} \quad (5.3)$$

A variação de F_s/A com a temperatura de evaporação pode ser apreciada na figura 67.

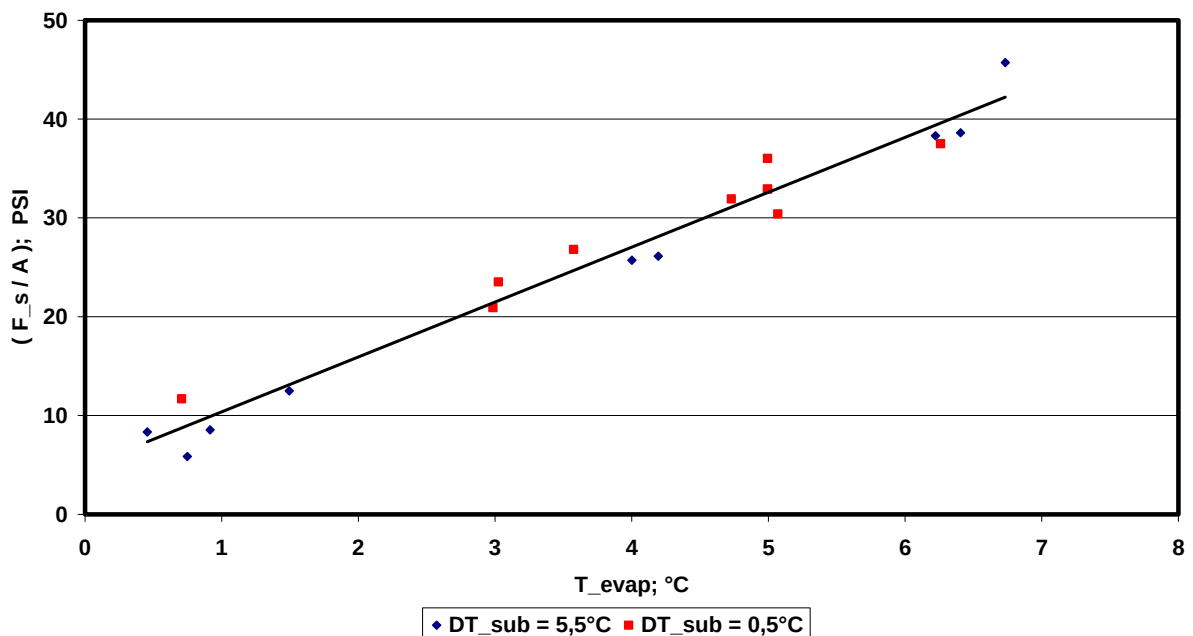


Figura 67 – Variação da característica da válvula com a temperatura de evaporação

Aprecia-se na figura 68, onde está representado o comportamento do grau de superaquecimento em função da pressão do ajuste da mola, como esta última independe do grau de subresfriamento do refrigerante na entrada da válvula (encontram-se representados na figura dois conjuntos de dados de dados que correspondem a dois graus de subresfriamento diferentes, 0°C e $5,5^{\circ}\text{C}$), de forma a ser (F_s/A) considerada uma característica da válvula de expansão termostática.

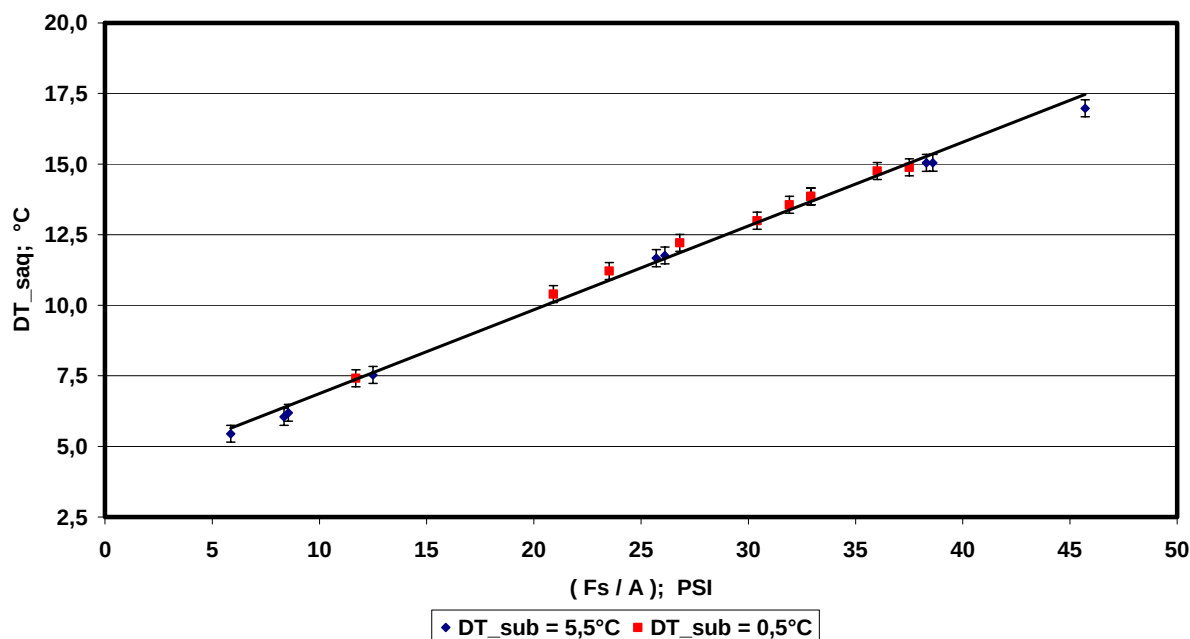


Figura 68 – Variação do grau de superaquecimento com a característica da válvula (F_s/A)

5.1.6. Análise global de desempenho

Desenvolveu-se uma análise de desempenho pela 1ª e 2ª leis da termodinâmica como forma de avaliação do subsistema bomba de calor, quando operando como parte de um sistema de trigeração. Nesta análise considera-se que ao menos uma parte do calor de condensação é aproveitada, conjuntamente com a produção de frio, para suprir as demandas da instalação.

5.1.6.1. 1ª lei da termodinâmica

O COP , ou coeficiente de desempenho da bomba de calor, tanto para a refrigeração, COP_{ref} , quanto para o aquecimento, COP_{aqc} , dá a medida, pela 1ª lei da termodinâmica, do rendimento térmico do sistema.

Na figura 69 observa-se que o COP de refrigeração apresenta um aumento, como esperado, com a temperatura de evaporação. Constata-se, também, considerando a escala do gráfico, uma grande sensibilidade do coeficiente de desempenho à temperatura de condensação, o que revela a importância do projeto ou seleção do condensador.

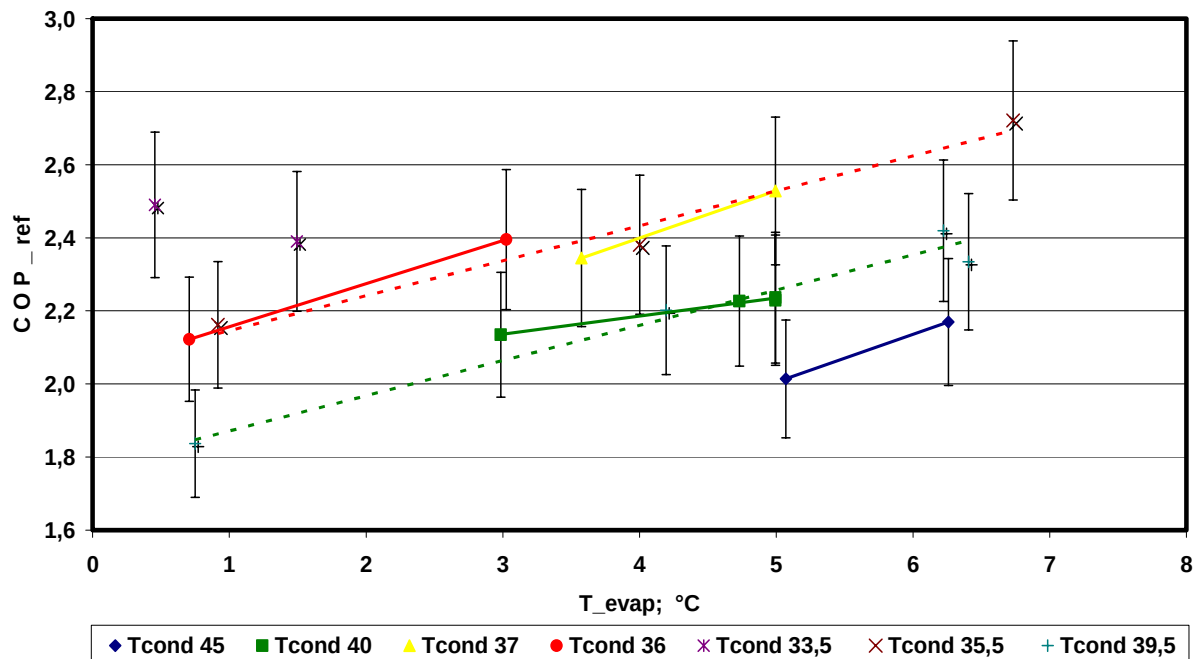


Figura 69 – Variação do coeficiente de desempenho de refrigeração com as temperaturas de evaporação e de condensação

Da equação (5.4) pode-se inferir que, à medida que aumenta a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação, o COP de refrigeração de *Carnot* diminui. Esta tendência, entretanto, se mantém no COP real, como se constata, posteriormente, na figura 70.

$$COP_{ref}^{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (5.4)$$

onde T_L e T_H são, respectivamente, as temperaturas absolutas dos reservatórios térmicos frio e quente.

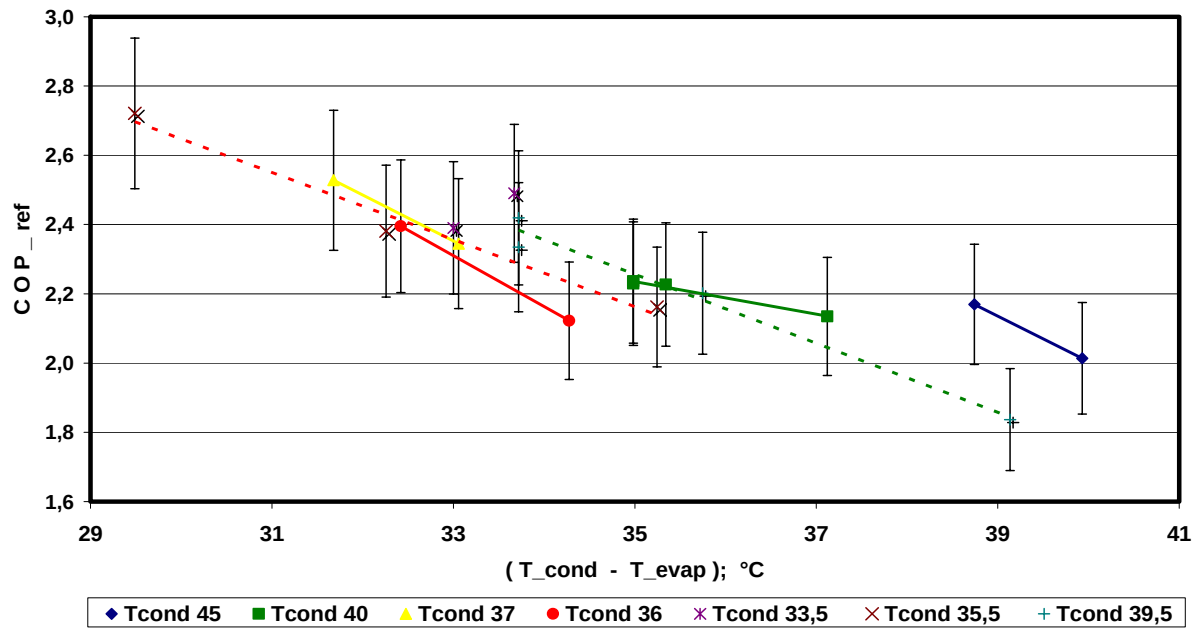


Figura 70 – Variação do coeficiente de desempenho de refrigeração com a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação

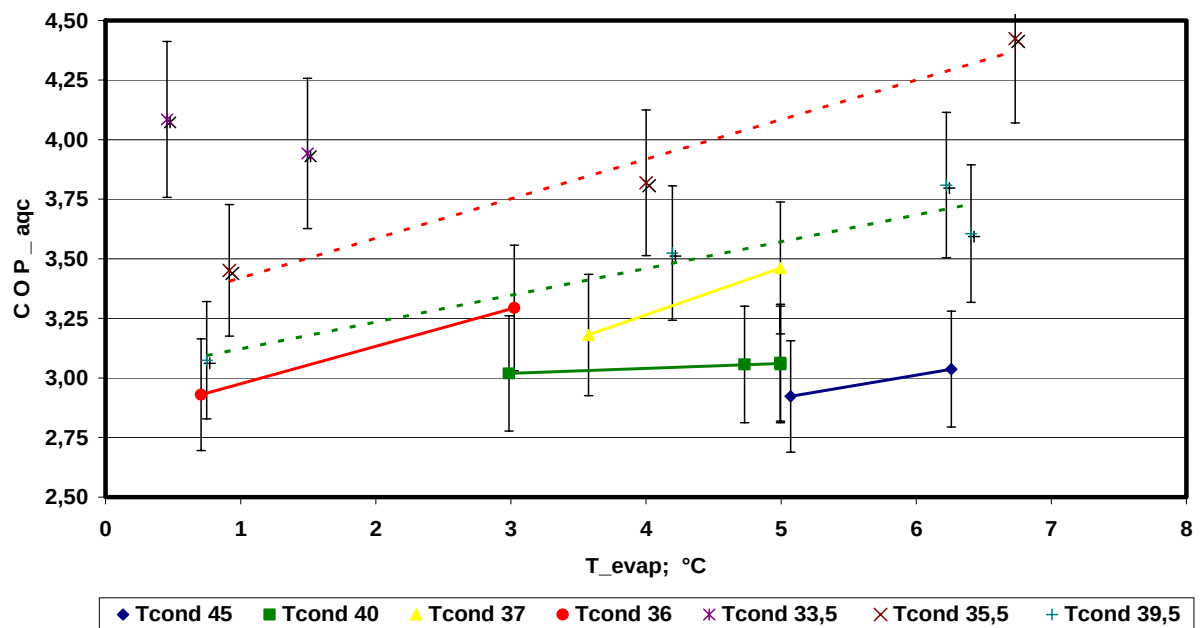


Figura 71 – Variação do coeficiente de desempenho de aquecimento com as temperaturas de evaporação e de condensação

Um comportamento semelhante ao anterior apresenta o COP de aquecimento, com uma marcada tendência a aumentar com a temperatura de evaporação e a diminuir com a temperatura de condensação. Com relação a esta última, apresenta uma nítida susceptibilidade, o que pode ser observado na figura 71. Observa-se, também, a influência da carga de refrigerante do sistema. Este parâmetro se distingue nos gráficos pelo grau de subresfriamento do refrigerante à saída do condensador. Quanto maior o grau de subresfriamento maior é o calor de condensação e, conseqüentemente, o COP de aquecimento da bomba de calor.

Da mesma maneira que para o COP de refrigeração (figura 70), é possível encontrar uma relação aproximadamente única entre COP de aquecimento e outro parâmetro de operação do ciclo. Na figura 72 observa-se que a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação pode ser uma variável de controle deste parâmetro, para cada grupo formado pelos testes correspondentes a diferentes cargas de refrigerante no sistema.

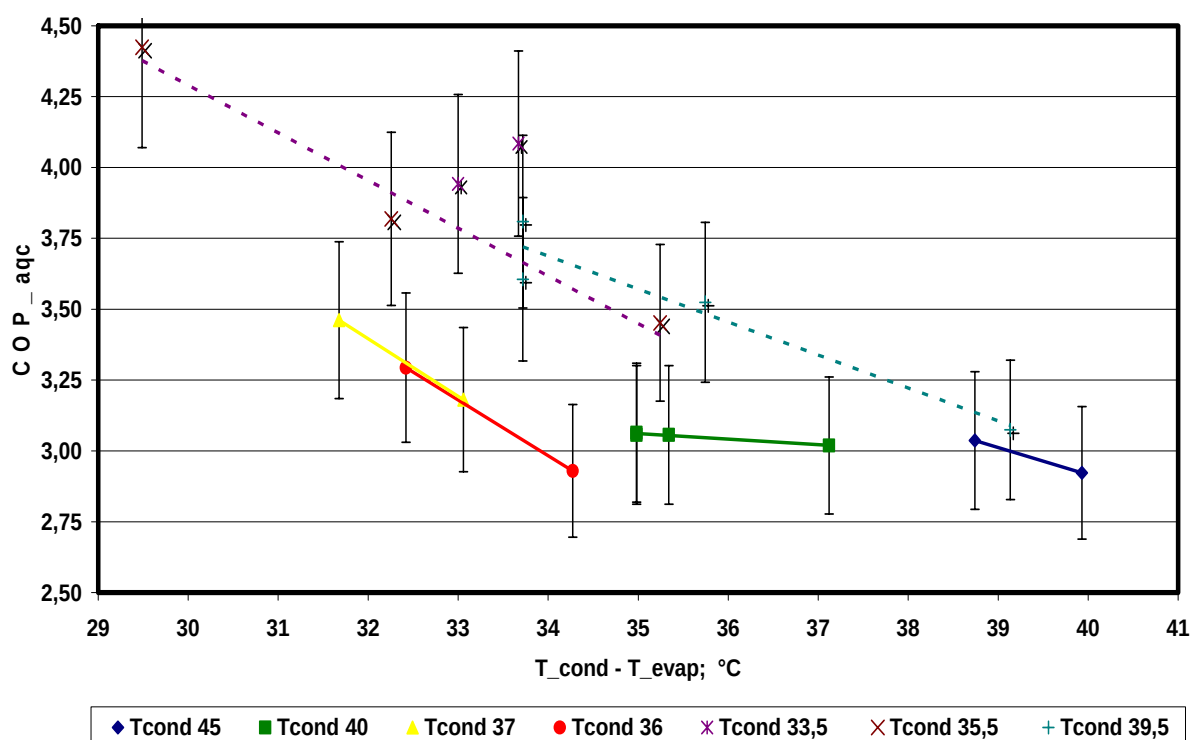


Figura 72 – Variação do coeficiente de desempenho de aquecimento com a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação

5.1.6.2. 2ª lei da termodinâmica

A 2ª lei da termodinâmica, através do conceito de exergia, permite analisar o quanto da energia consumida por um sistema é convertido, efetivamente, em trabalho (ou outro produto) utilizável. Em outras palavras, permite determinar quanto da exergia consumida pelo sistema é destruída no processo de conversão analisado.

Uma análise de 2ª lei da bomba de calor, elemento por elemento, permite determinar quais os pontos ou componentes do sistema, ou ainda, quais as condições de operação nas quais o protótipo construído apresenta maior eficiência no uso da energia que consome. Permite, também, a discriminação dos pontos mais susceptíveis de se aperfeiçoar, no caso de se proceder a uma otimização do sistema.

O compressor da bomba de calor apresentou-se como o componente com maior potencial de destruição de exergia da bomba de calor (figura 73). Foi possível fazer a anterior identificação através do cálculo da exergia destruída nos principais componentes do subsistema.

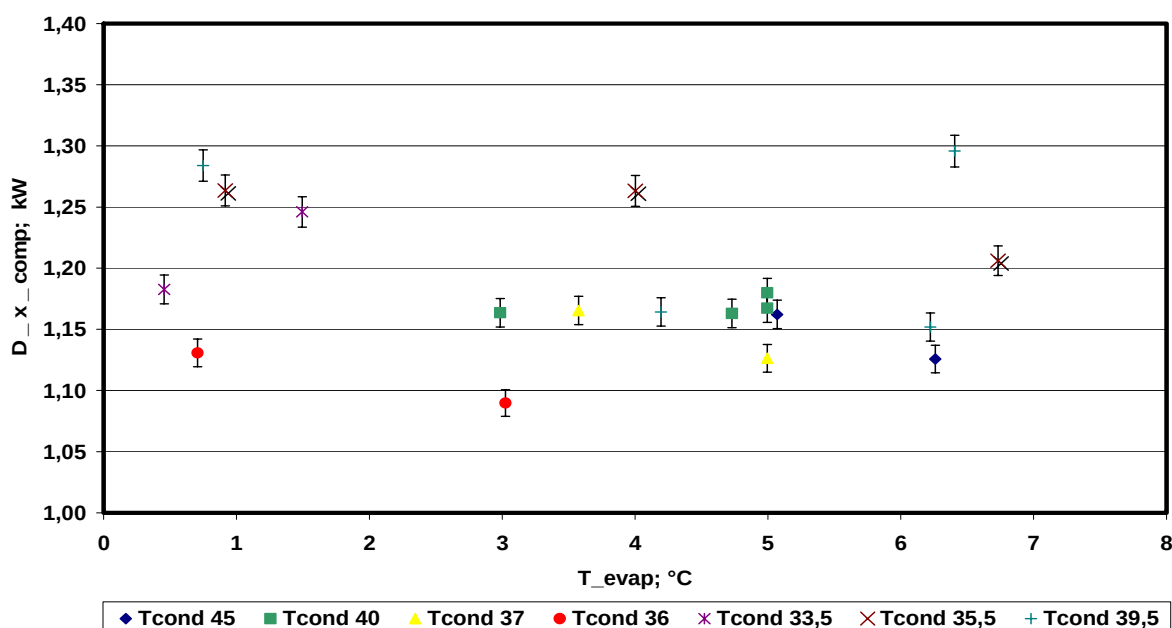


Figura 73 – Taxa de destruição de exergia no compressor em função das temperaturas de evaporação e de condensação e do grau de subresfriamento à saída do condensador

O anteriormente destacado se deve, em primeira instância, ao tipo de compressor utilizado (i.e., compressor hermético). Nesse tipo de compressores ocorre uma série de processos, indispensáveis para a operação do mesmo, porém com um elevado potencial de destruição de exergia.

Dentre alguns destes processos se contam: a) o processo de expansão e mistura do refrigerante à entrada do compressor (ou “bomba”); b) a troca de calor do refrigerante com o compressor e, principalmente, com o motor elétrico, indispensável para a operação do mesmo; c) o percurso da corrente de refrigerante, incluindo as passagens através das *muflas* e válvulas (Kotas, 1985).

A faixa de variação da destruição de exergia (figura 73), de 0,2 kW entre 1,1 kW e 1,3 kW, equivale a, aproximadamente, 17% do valor médio de destruição de exergia calculado. Isto impede a definição de uma tendência deste parâmetro quanto à temperatura de evaporação e/ou condensação. Porém, observa-se uma pequena tendência a aumentar com o grau de subresfriamento do refrigerante à saída do condensador, provavelmente devido à maior vazão de refrigerante (figura 49).

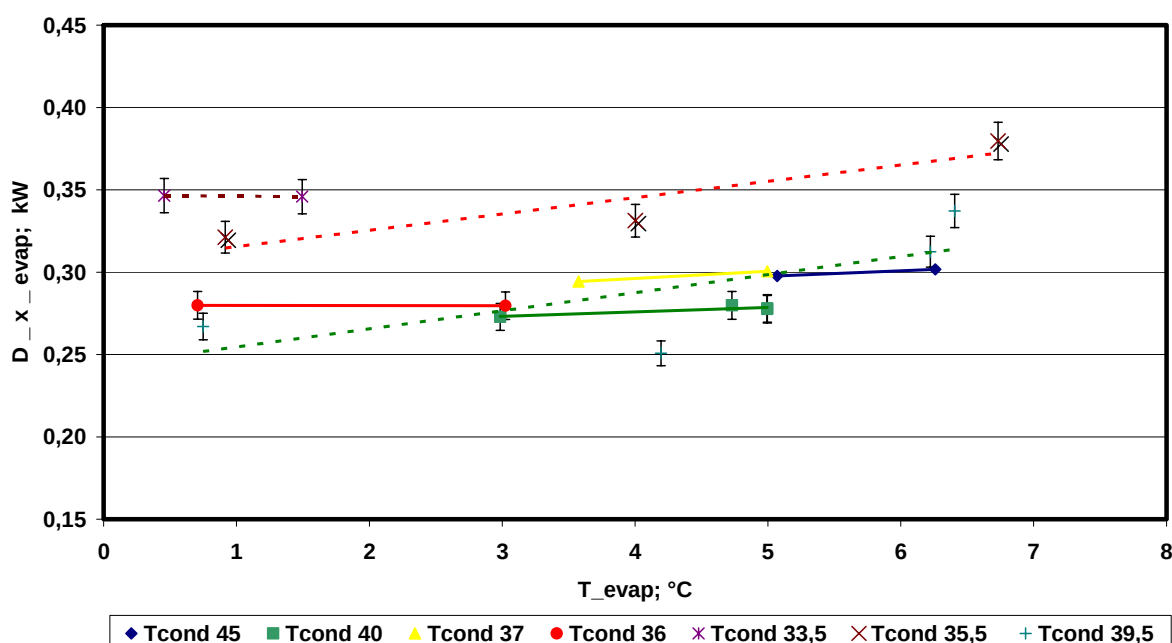


Figura 74 – Variação da taxa de destruição de exergia no evaporador

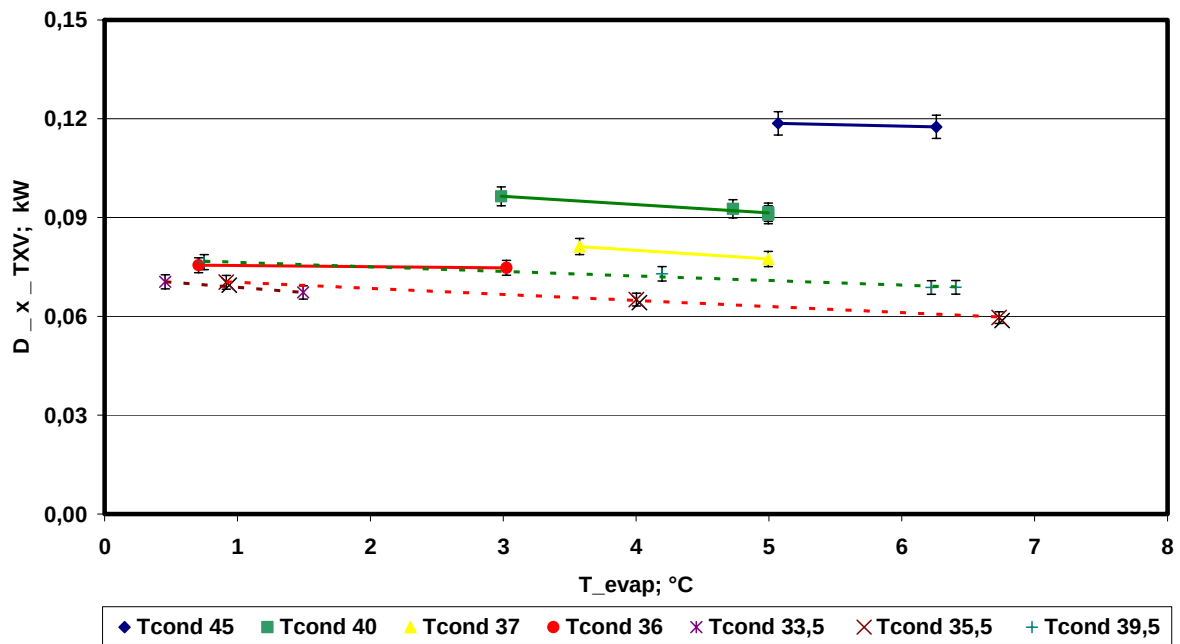


Figura 75 – Variação da taxa de destruição de exergia na válvula de expansão

O mesmo comportamento pode ser observado nas figuras 74 e 75, que correspondem à destruição de exergia no evaporador e na válvula de expansão. Aprecia-se que a faixa de variação do valor da exergia destruída representa um pequeno percentual do valor médio calculado.

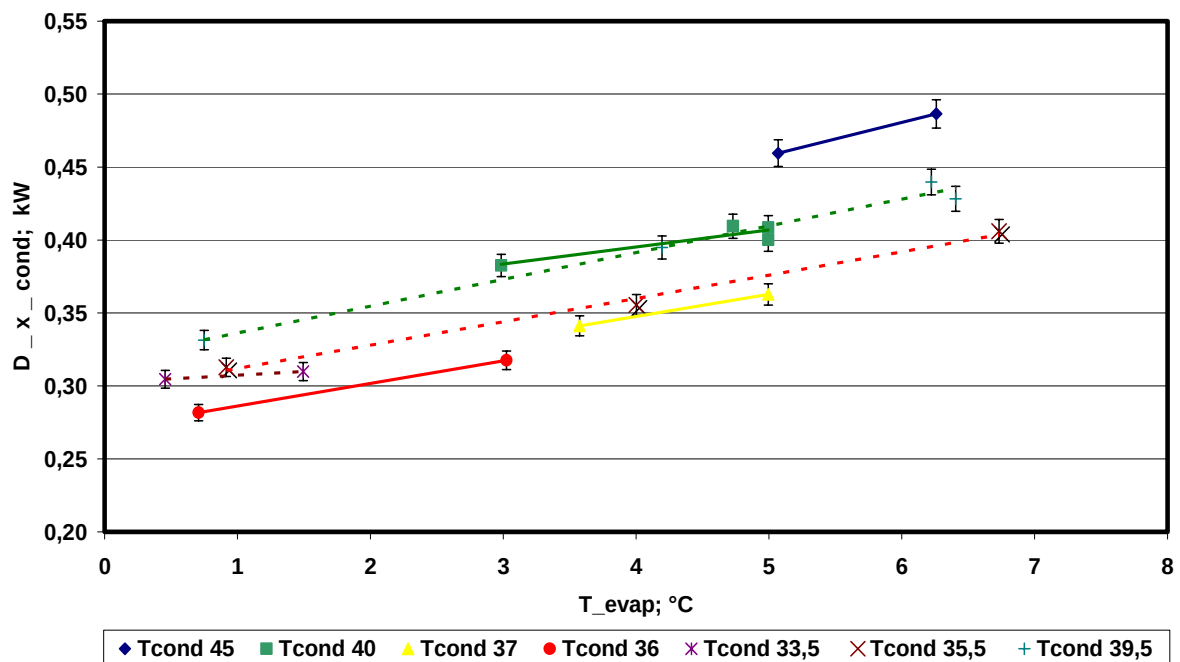


Figura 76 – Variação da taxa de destruição de exergia no condensador

No entanto, no condensador (figura 76) pode-se apreciar uma clara tendência ao aumento da destruição de exergia com a temperatura de evaporação e uma tendência ainda maior com o aumento da temperatura de condensação.

No caso da temperatura de condensação tal comportamento se explica em função do aumento do potencial de perdas de calor do componente para o ambiente. Isso é devido à maior diferença de temperatura, a despeito do isolamento utilizado.

A figura 77 mostra um aumento na eficiência exergética do subsistema bomba de calor com o grau de subresfriamento. O anteriormente exposto corrobora com a apreciação igualmente manifestada nas figuras 69 e 71, de que a carga de refrigerante (linha cheia ou tracejada) influencia o desempenho do sistema, sendo um parâmetro a ser considerado, tanto em nível de projeto quanto de instalação e operação.

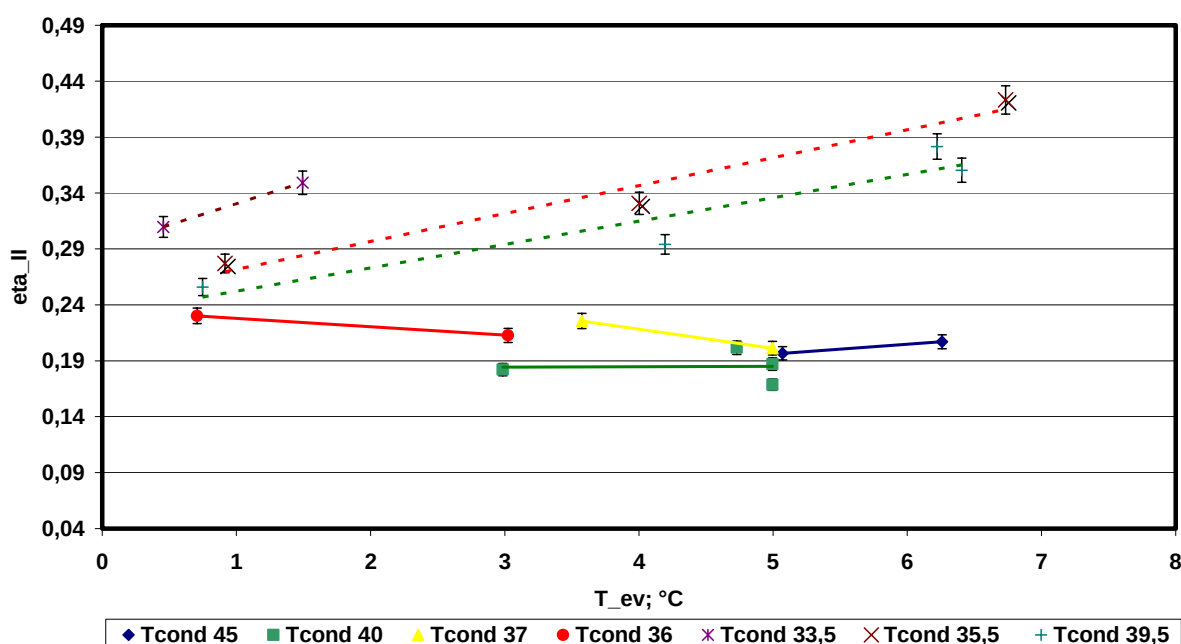


Figura 77 – Variação da eficiência exergética da bomba de calor com a temperatura de evaporação e condensação

Aprecia-se, também, uma tendência ao aumento do rendimento exergético da bomba de calor, com a temperatura de evaporação, e uma diminuição com a temperatura de condensação, à medida que aumenta o grau de subresfriamento.

5.2.

Sistema (trigeração ou cogeração) operando com motor a Diesel puro

A análise do sistema operando com o motor consumindo Diesel puro representa o ponto de partida para o estudo do desempenho dos sistemas de cogeração e trigeração testados.

5.2.1.

Cogeração

O sistema objeto de estudo, quando operando no modo de cogeração, é formado pelo conjunto motor – gerador e pelo sistema de recuperação de calor. Calor é recuperado no processo de arrefecimento do motor e dos gases de exaustão, produtos da combustão.

Em primeiro lugar, observa-se que a temperatura de entrada do óleo Diesel (figura 78), nos diferentes testes, manteve-se dentro de uma faixa razoavelmente estreita. As variações de temperatura do óleo Diesel foram consideradas como não determinantes para mudanças perceptíveis do desempenho do motor, fundamentalmente pelas altas temperaturas envolvidas no processo de combustão.

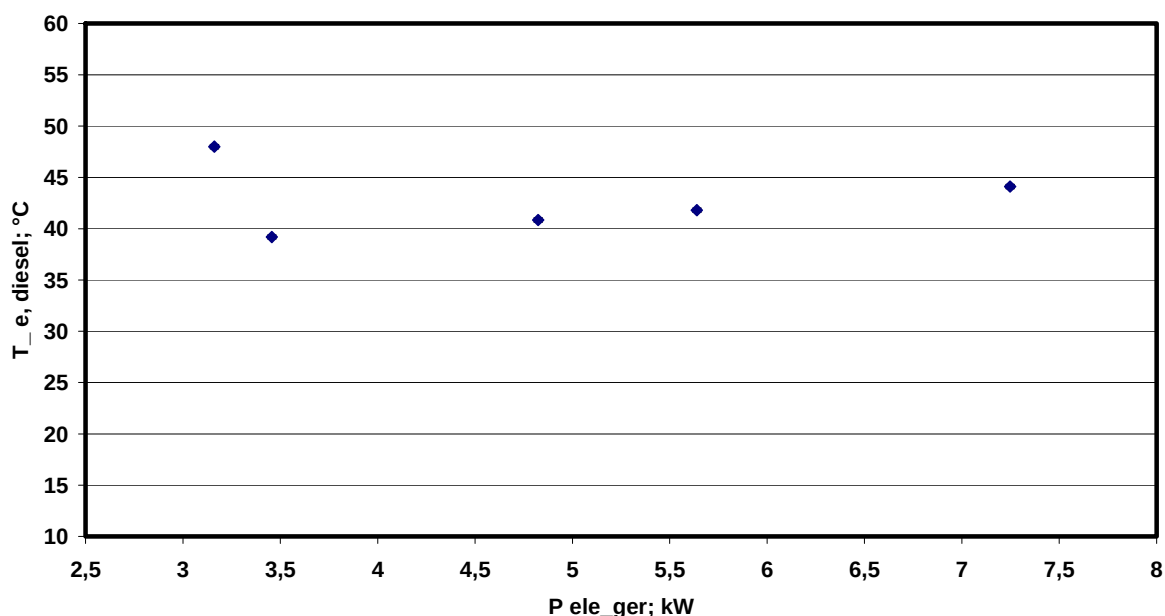


Figura 78 – Temperatura de suprimento do óleo Diesel ao motor

Determinou-se, experimentalmente, a curva de consumo de combustível do motor (figura 79), quando operando apenas com óleo Diesel. Nove condições de operação foram testadas dentro da faixa de 3,0 a 7,5 kW de potência elétrica gerada.

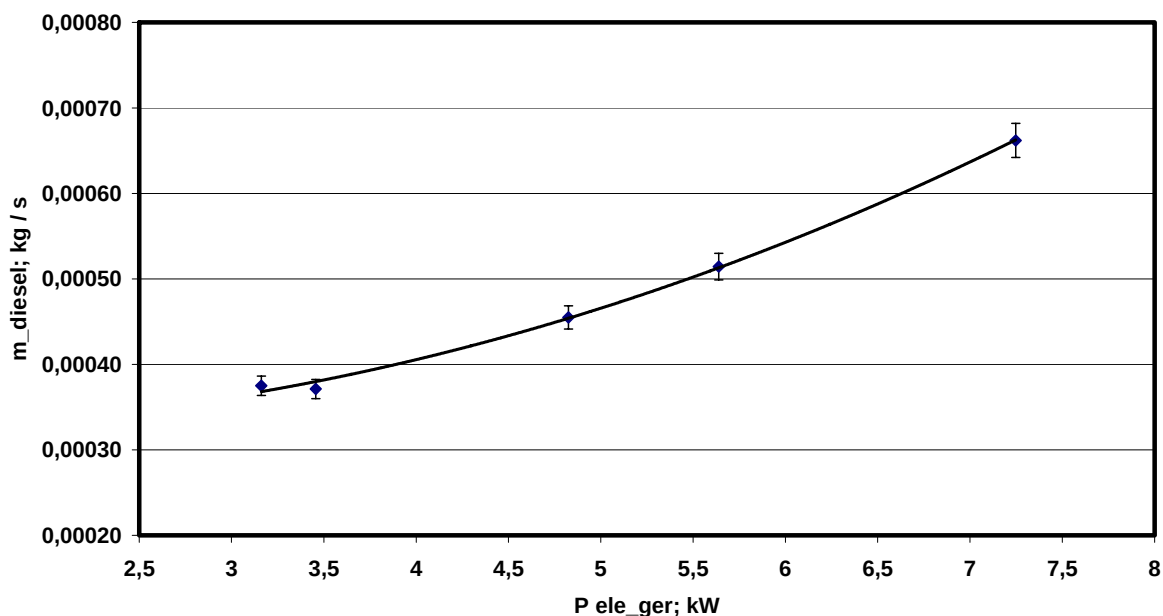


Figura 79 – Consumo de combustível (óleo Diesel) em função da potência elétrica gerada

Determinou-se, na figura 80, a *linha de Willan* do motor, da qual pode-se extrair a potência de atrito do conjunto motor – gerador operando à rotação de 2100 rpm (condição de operação de todos os testes). A *linha de Willan* (Greene e Lucas, 1969) parte do princípio de que, sem estrangulamento da entrada de ar (pela válvula borboleta), a baixas potências, a potência gerada é proporcional ao consumo de combustível (i.e., que a queima é completa e com eficiência térmica praticamente inalterada).

De fato, obteve-se uma correlação francamente linear (coeficiente de regressão do ajuste da curva, $R^2 = 0,978$) entre o consumo e a potência elétrica. Extrapolando a *linha de Willan* até o eixo das abscissas tem-se a potência de atrito. No presente trabalho encontrou-se um valor de 1,84 kW.

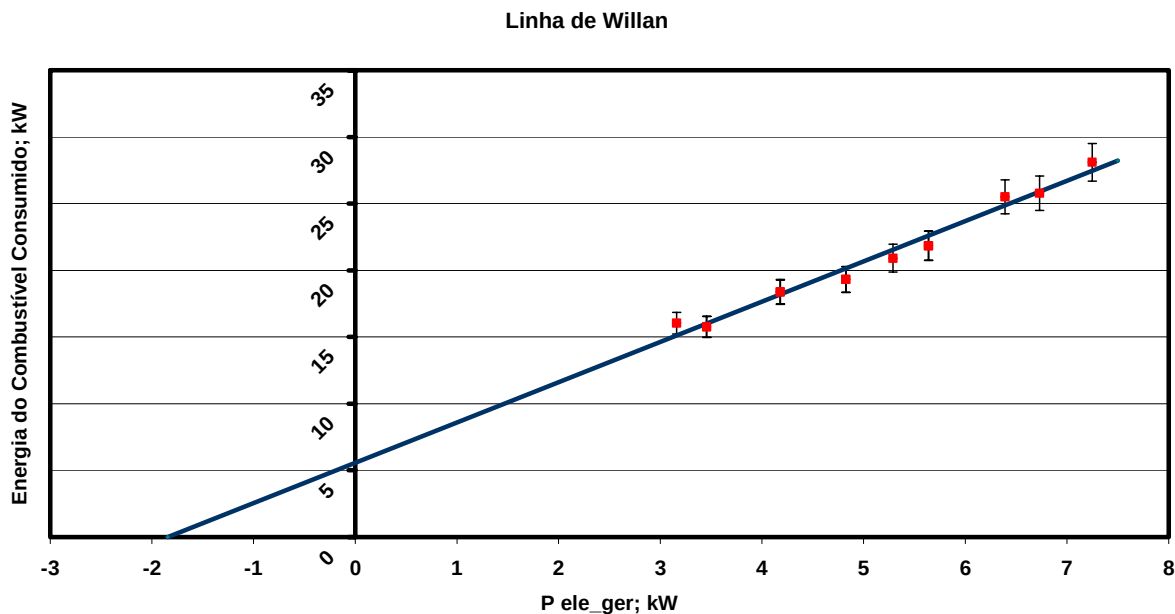


Figura 80 – *Linha de Willan* para uma rotação de 2100 rpm

A potência elétrica produzida, assim como as potências térmicas recuperadas do arrefecimento e exaustão, foram normalizadas em relação à potência equivalente do óleo Diesel consumido e plotadas cumulativamente, na figura 81. Esta figura representa o balanço energético do motor. Observa-se que a distribuição de energia não se altera significativamente com a potência gerada.

O balanço de energia do sistema, quando operando no modo de cogeração, com óleo Diesel puro indica, também, a presença de perdas (i.e., energia não aproveitada). O valor de estas perdas atingiu, aproximadamente, 19% da energia do combustível em toda a faixa de potências testada.

Aplicando a teoria apresentada no capítulo 3, que envolve o cálculo da razão de conversão da energia (*ECR*) no sistema (figura 82), considerando-se a demanda de calor da instalação igual à quantidade de calor recuperada, obtêm-se a mesma resposta da figura 81, i.e., $ECR \approx 82\%$.

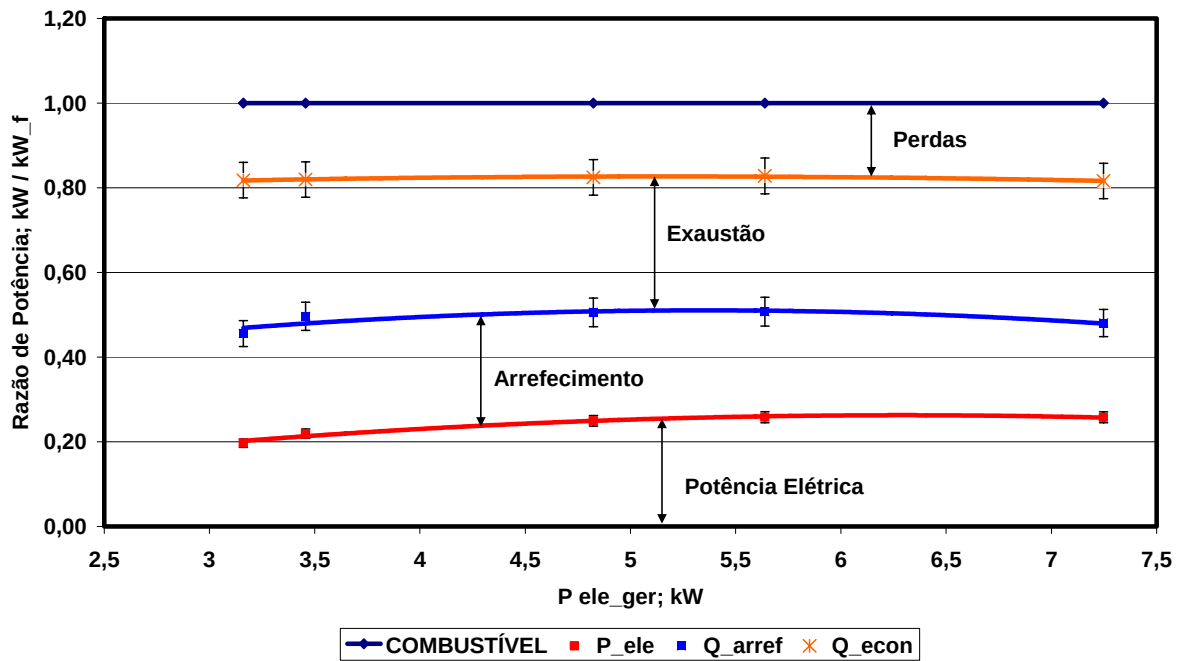


Figura 81 – Balanço energético do motor, operando com óleo Diesel puro

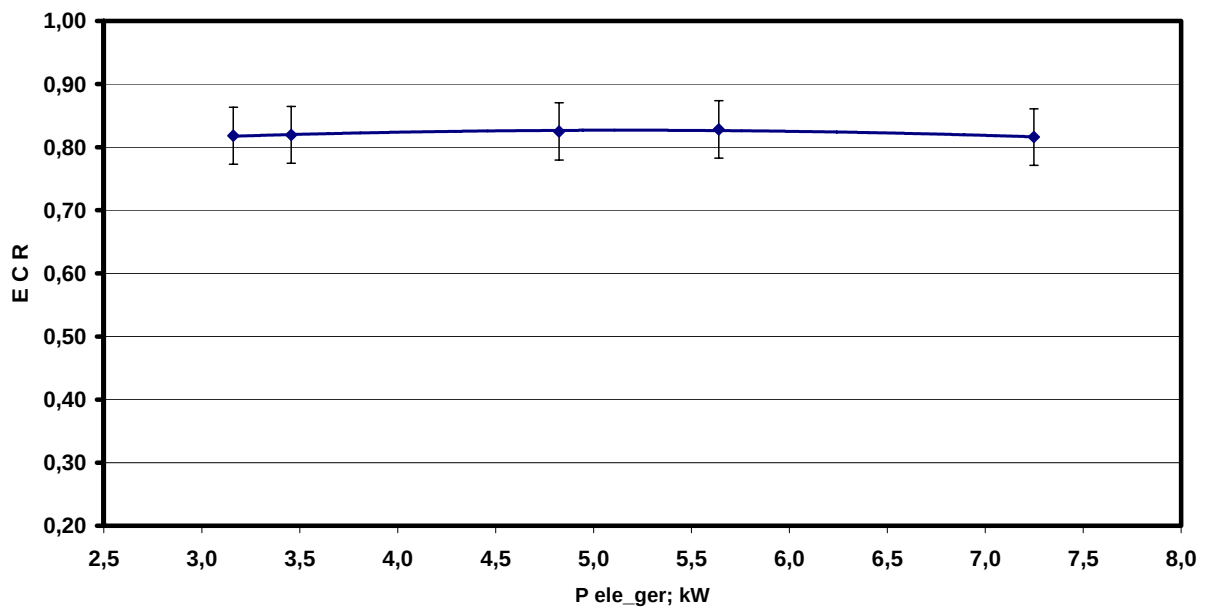


Figura 82 – Razão de conversão de energia (recuperação total e caldeira auxiliar desligada)

Este é o valor para o qual uma diminuição na demanda de calor da instalação implicaria numa diminuição da *ECR* (visto que calor de rejeito continuaria a ser produzido, porém sem aproveitamento total) e um aumento, o ponto onde a eficiência do sistema, desta forma calculada, vai tender ao valor da

eficiência do dispositivo que gere a diferença de calor requerida pela instalação (caldeira auxiliar).

A eficiência exergética (figura 83), com a mesma consideração da análise energética, aumenta com a potência gerada até o valor de 30%, para uma potência elétrica de 4,8 kW, o que denota a relevância deste parâmetro na análise de 2ª lei.

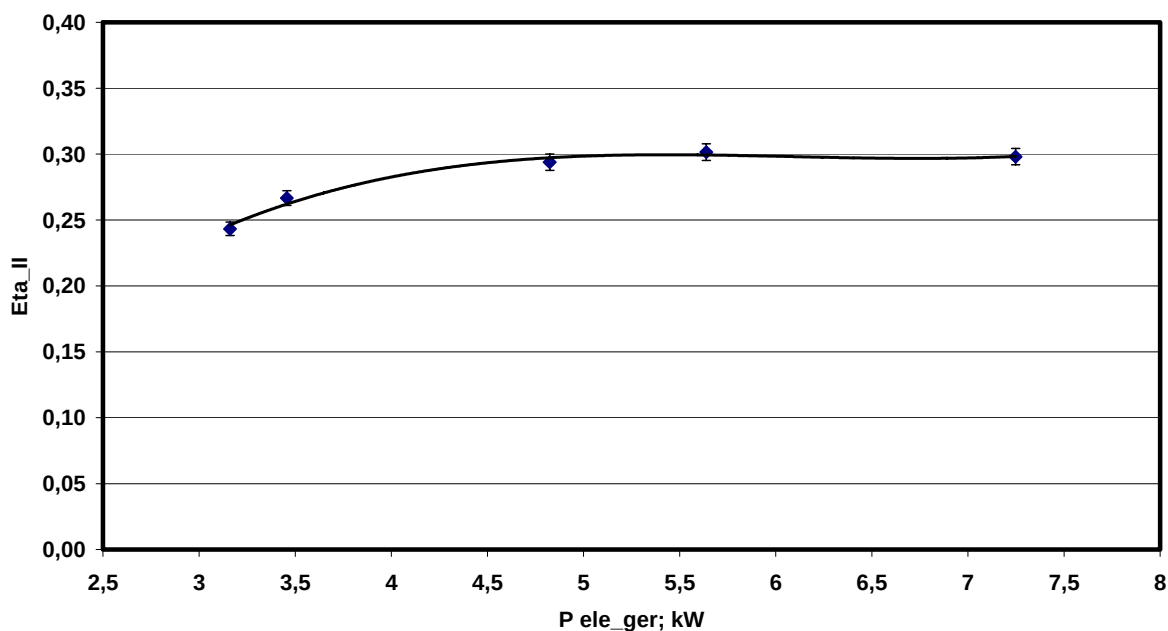


Figura 83 – Eficiência exergética do sistema de cogeração operando com óleo Diesel puro

Para valores maiores de potência elétrica gerada, a destruição de exergia diminui proporcionalmente à produção de calor e eletricidade, mantendo-se o rendimento exergético no valor de 30%.

Na figura 84, as curvas correspondentes à exergia do combustível e da potência elétrica aparecem expressas em kW. Estas curvas são apresentadas como referência para a análise da variação de exergia específica da água ao recuperar calor da exaustão e do arrefecimento.

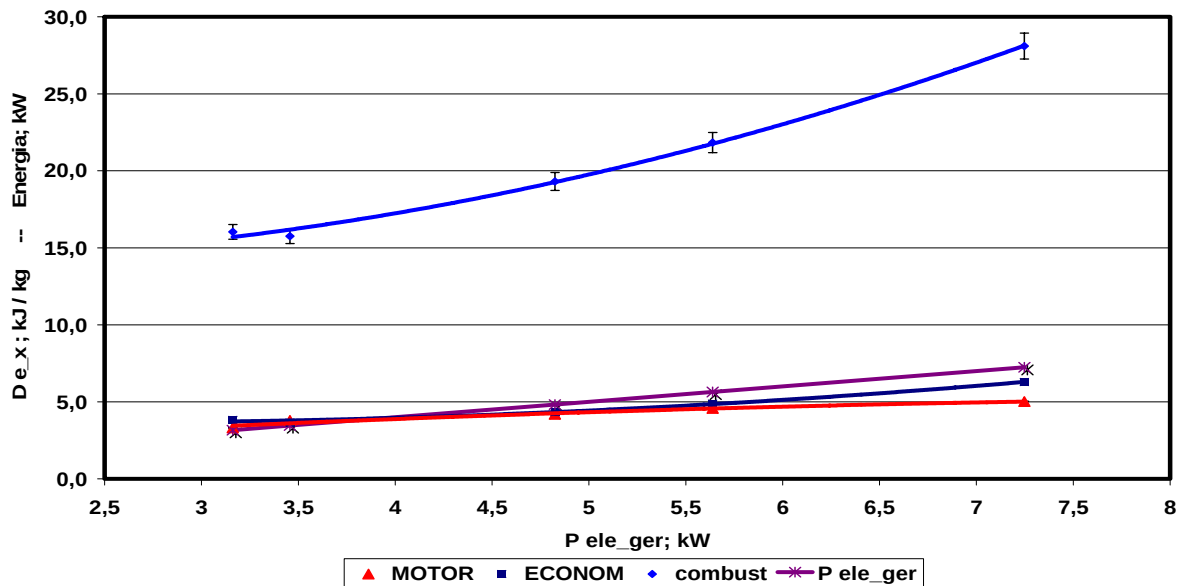


Figura 84 – Taxa de variação da exergia da água de recuperação em cada componente comparada à taxa de exergia do combustível

5.2.2. Trigeração

Na figura 85 tem-se a variação com a potência elétrica da distribuição energética do sistema de trigeração.

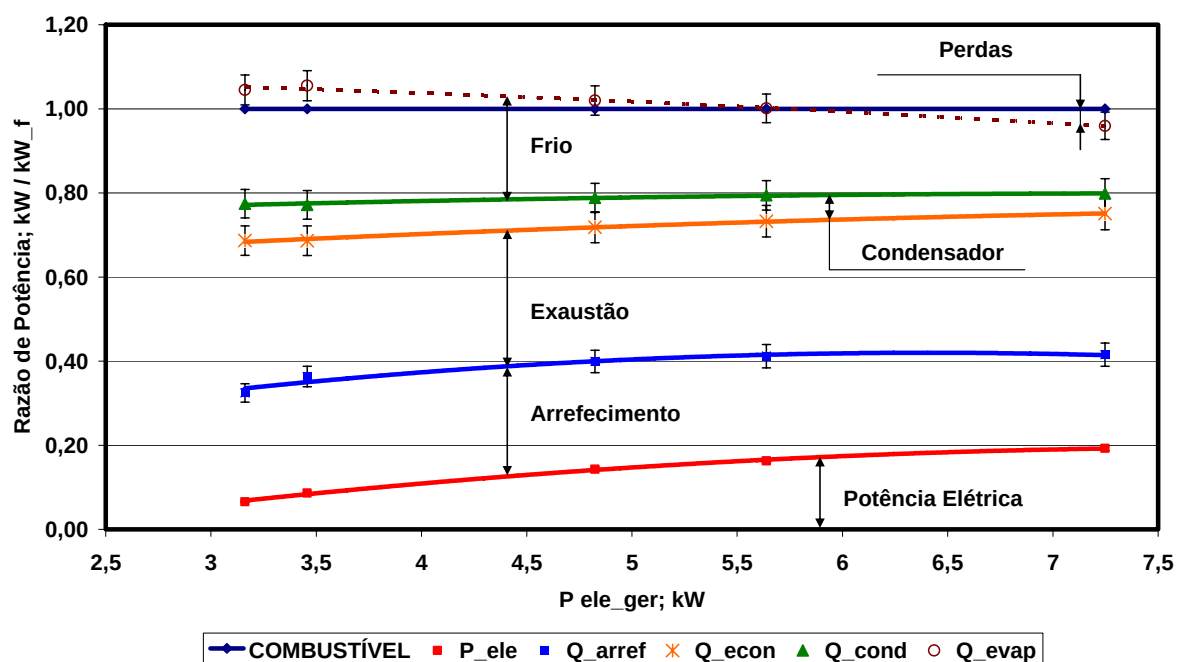


Figura 85 – Distribuição energética do sistema de trigeração

Pode-se observar como, contando com o calor de condensação equivalente à vazão de água que circula no sistema de recuperação de calor, com a produção de frio (em termos de energia transferida) e estabelecendo-se a mesma hipótese do item anterior, o sistema de trigeração é capaz de produzir, na prática, mais energia do que a energia equivalente do combustível consumido. Isto é possível em função da energia que é retirada da fonte fria.

Aprecia-se, nas figuras 86 e 87, o efeito, para a eficiência do sistema de trigeração, tanto à luz da 1ª quanto da 2ª leis da termodinâmica, da potência elétrica gerada.

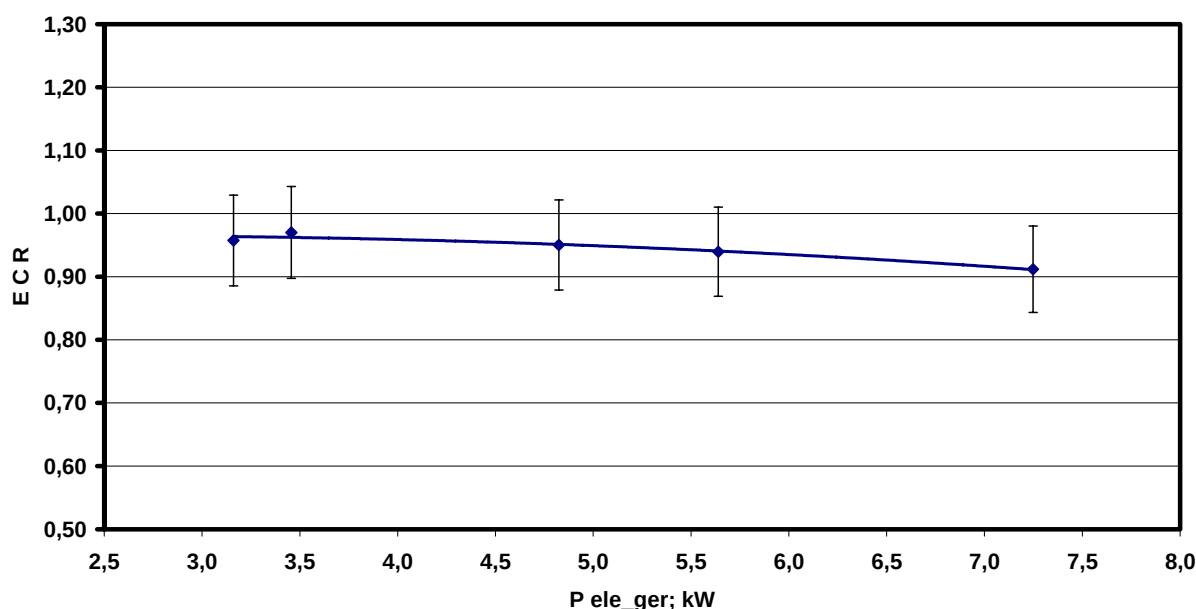


Figura 86 – Razão de conversão de energia em função da potência elétrica produzida

Observa-se que a eficiência da 1ª lei decresce com potências elétricas maiores enquanto que a eficiência exergética apresenta uma tendência oposta. Tal fato tem a ver com a distribuição energética do conjunto motor – gerador e com a exergia recuperada em diferentes condições de operação do motor.

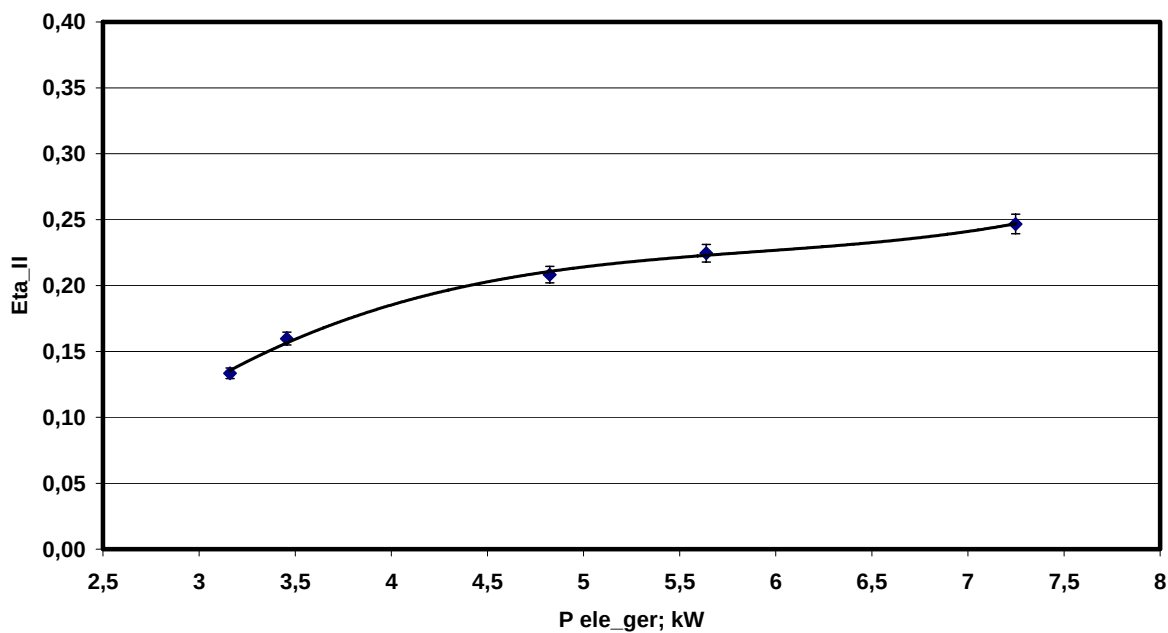


Figura 87 – Variação da eficiência exergética com a potência elétrica gerada

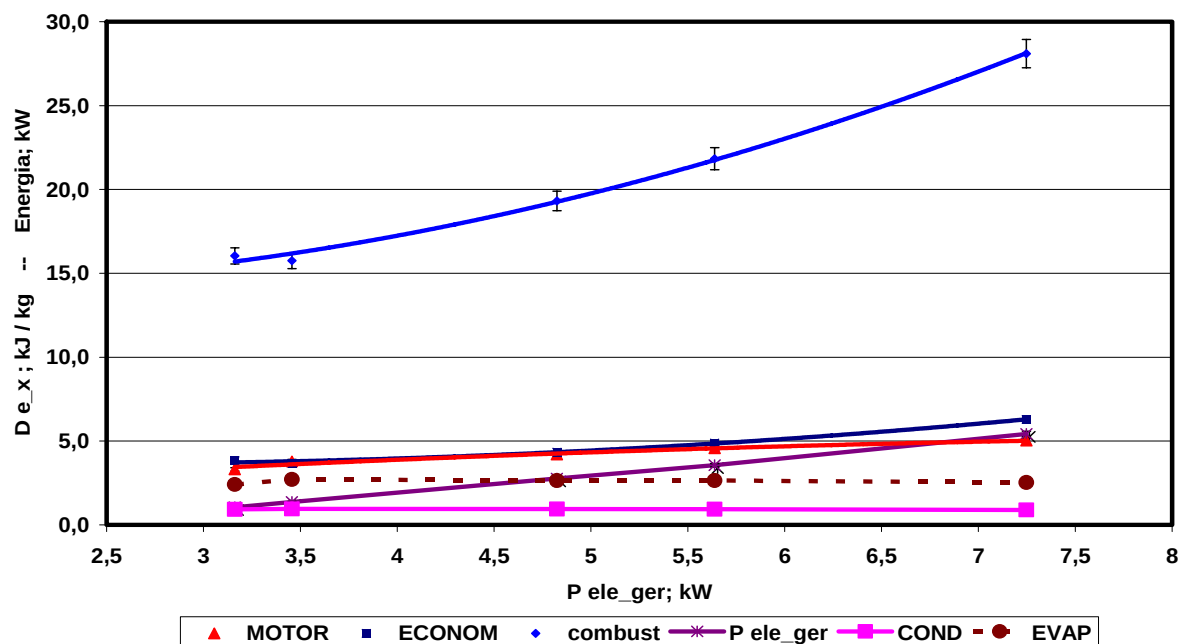


Figura 88 – Variação da exergia específica da água para cada componente em função da potência elétrica gerada e da exergia do combustível

A figura 88 mostra a variação de exergia específica da água nos diferentes componentes do sistema. As curvas correspondentes à exergia do combustível e da potência elétrica aparecem expressas em kW. Estas curvas são apresentadas como referência para a análise da variação de exergia específica da água ao recuperar calor da exaustão e do arrefecimento e no processo de geração de frio.

5.3. Substituição do óleo Diesel por GNV

Realizaram-se uma série de testes, mudando a razão de substituição de óleo Diesel por gás natural veicular. Através destes testes avaliou-se o desempenho do sistema, operando nos modos de cogeração e trigeração. O conjunto motor – gerador operou em quatro regimes de geração de potência, a saber: 3,5; 4,5; 5,5 e 7,5 kW. No apêndice A 3 apresentam-se os principais parâmetros de operação e a redução dos dados referentes a esta etapa do trabalho.

Para cada uma destas potências geradas procedeu-se à substituição do óleo Diesel consumido pelo motor por gás natural veicular, resultando numa ampla faixa de substituição energética, representada na figura 89.

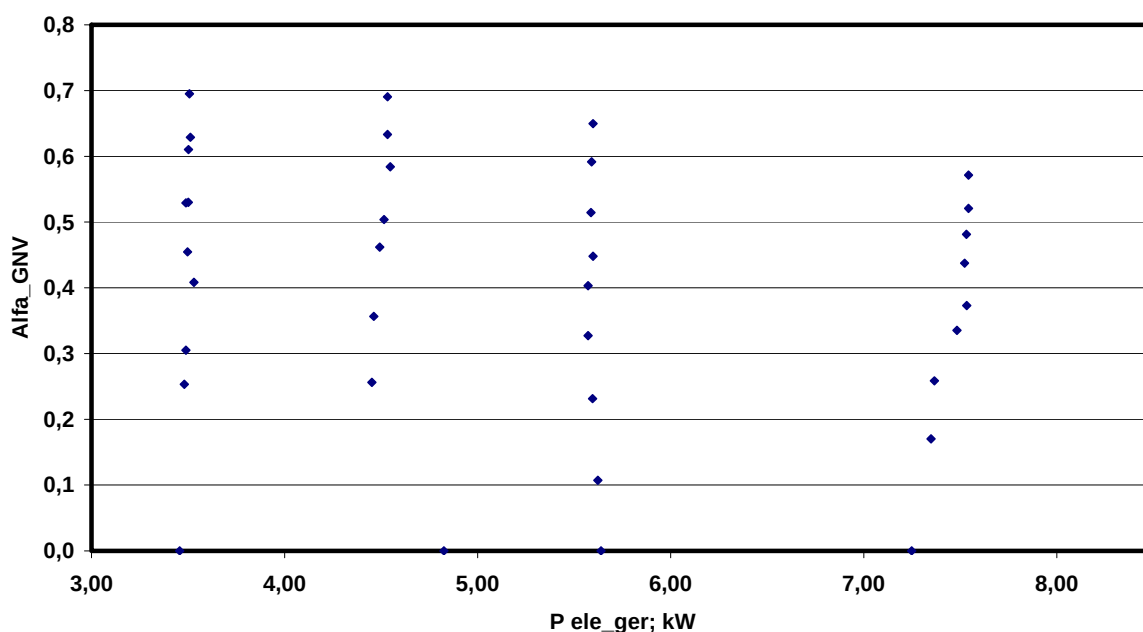


Figura 89 – Condições de operação cobertas na série de testes relativa à substituição de óleo Diesel por gás natural em termos de α_{GNV}

O parâmetro α_{GNV} normaliza a substituição de óleo Diesel por gás natural veicular em termos energéticos. Este coeficiente caracteriza a parcela da energia equivalente do combustível consumido pelo motor que representa o GNV na mistura bi-combustível, segundo a expressão que segue:

$$\alpha_{GNV} = \frac{\dot{m}_{GNV} H_{GNV}}{\dot{m}_{GNV} H_{GNV} + \dot{m}_{Diesel} H_{Diesel}} \quad (5.5)$$

Nos gráficos que seguem, a razão energética ou coeficiente energético do gás natural veicular, α_{GNV} , é adotado como abscissa nos gráficos para a análise dos diferentes parâmetros de desempenho do sistema estudado.

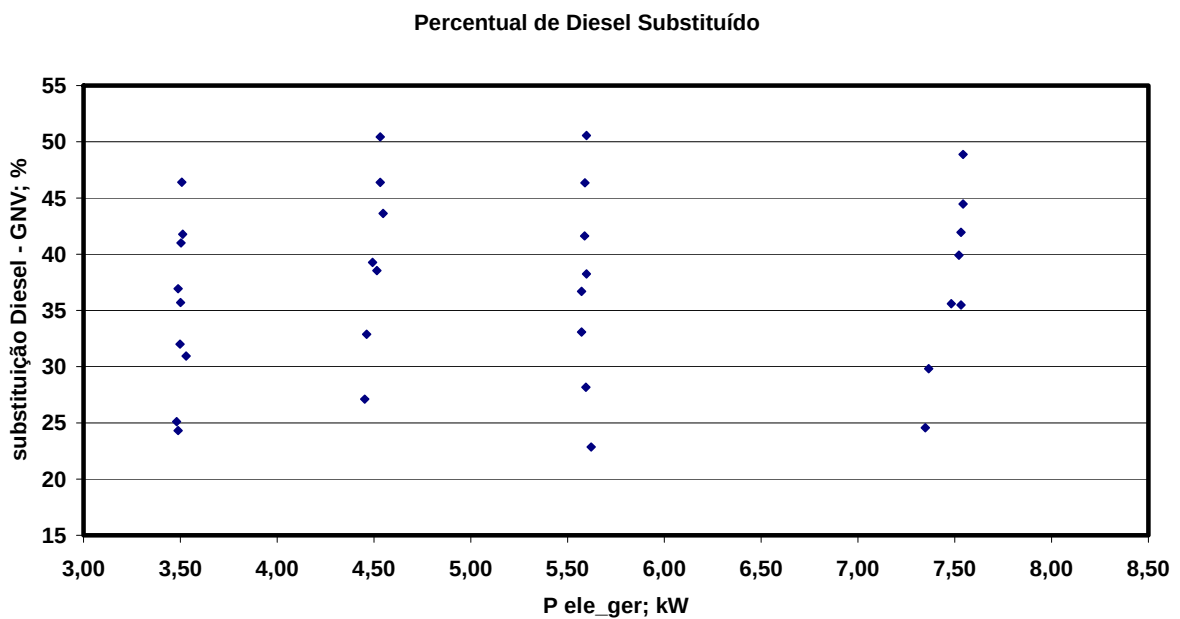


Figura 90 – Condições de operação cobertas na série de testes relativa à substituição de óleo Diesel por gás natural em termos de substituição percentual mássica de óleo Diesel

Há outras maneiras de se apresentar os mesmos valores anteriores, por exemplo, com base no percentual (referente à vazão mássica) de óleo Diesel substituído, (figura 90), ou deixado de ser consumido, com a correspondente substituição por *GNV*, ou com base na vazão de gás natural veicular envolvida na substituição, como apresentado na figura 91.

Já as figuras 92 e 93 mostram as curvas características de substituição de óleo Diesel por *GNV*. Estas curvas relacionam, em termos da vazão mássica de *GNV*, o percentual de vazão mássica de óleo Diesel substituído e o percentual energético que representa o *GNV* na mistura combustível, para cada uma das potências testadas.

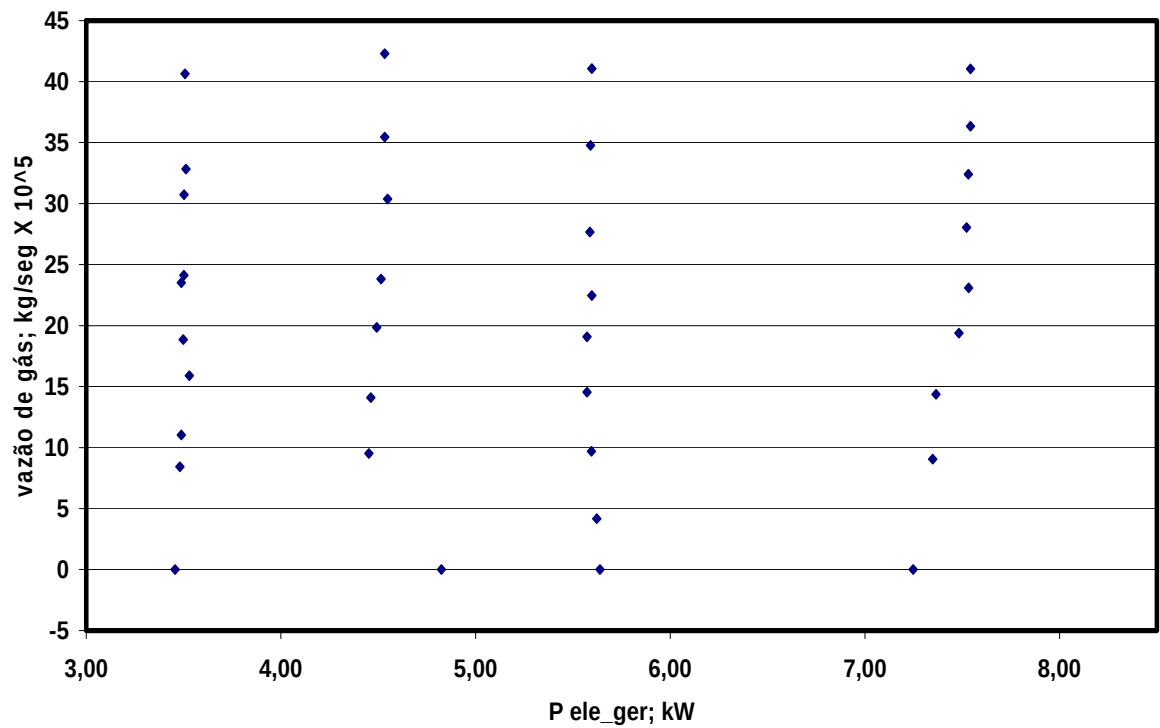


Figura 91 – Condições de operação cobertas na série de testes relativa à substituição de óleo Diesel por gás natural em termos da vazão mássica de gás natural

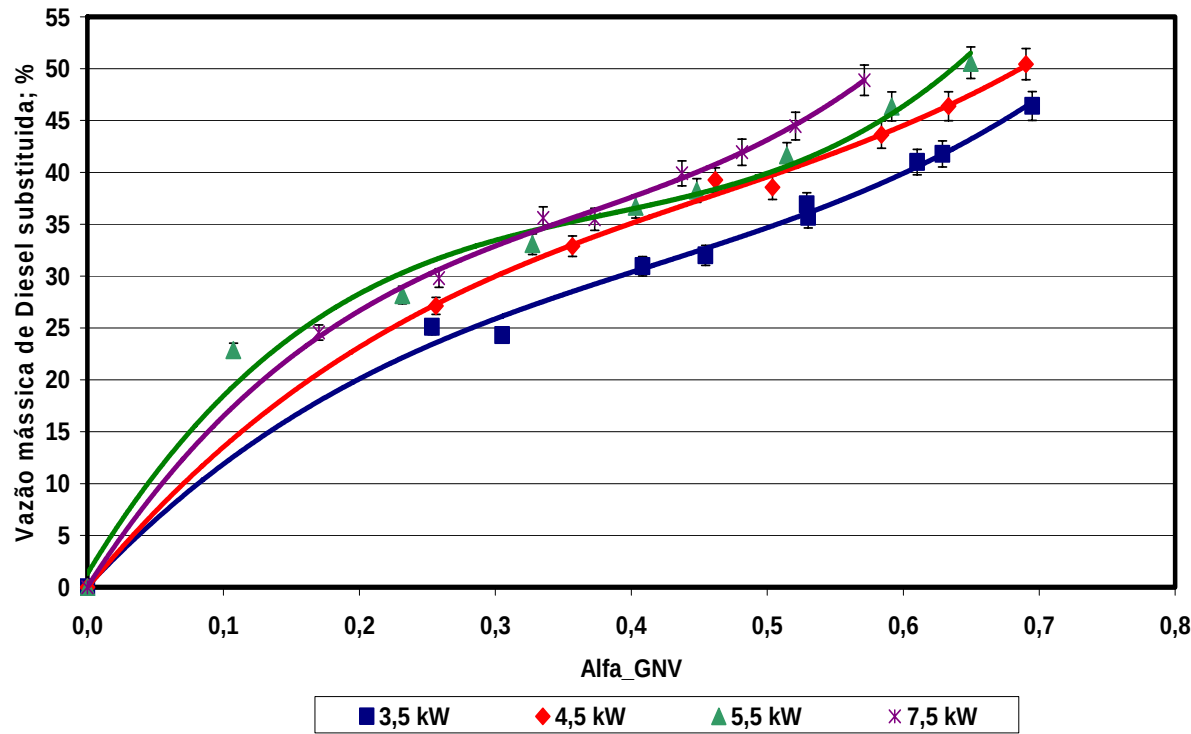


Figura 92 – Percentual de substituição de óleo Diesel em função de α_{GNV}

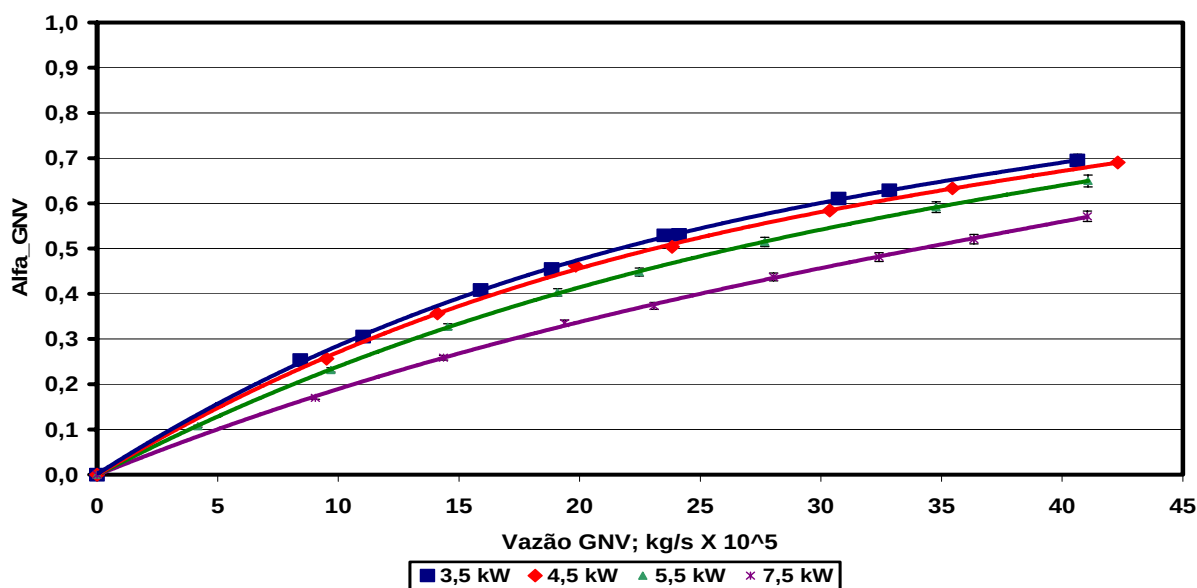


Figura 93 – Razão de substituição de GNV em função da vazão mássica de GNV

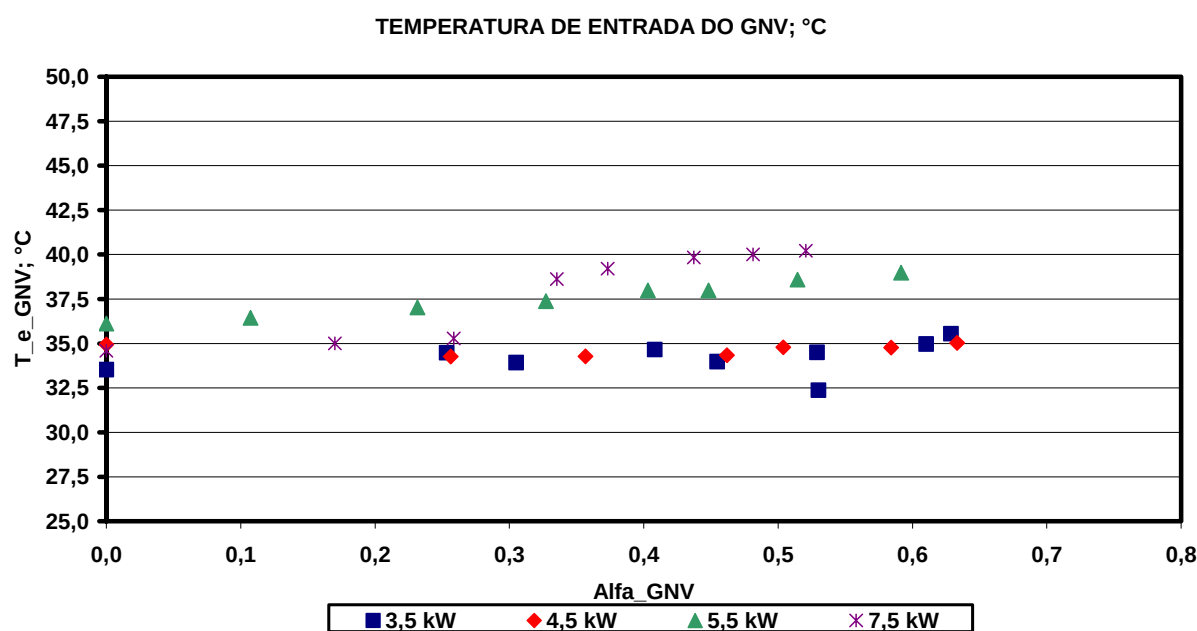


Figura 94 – Temperatura de entrada do gás natural para as diferentes condições de operação

As temperaturas do GNV e do óleo Diesel, na entrada no motor (figuras 94 e 95), mantiveram-se entre 32 e 40°C e entre 37 e 43°C, respectivamente.

Pode-se considerar que a flutuação dentro destes limites não influencia de forma perceptível os parâmetros de desempenho do sistema estudado. Esta

consideração baseia-se nas altas temperaturas envolvidas no processo de combustão.

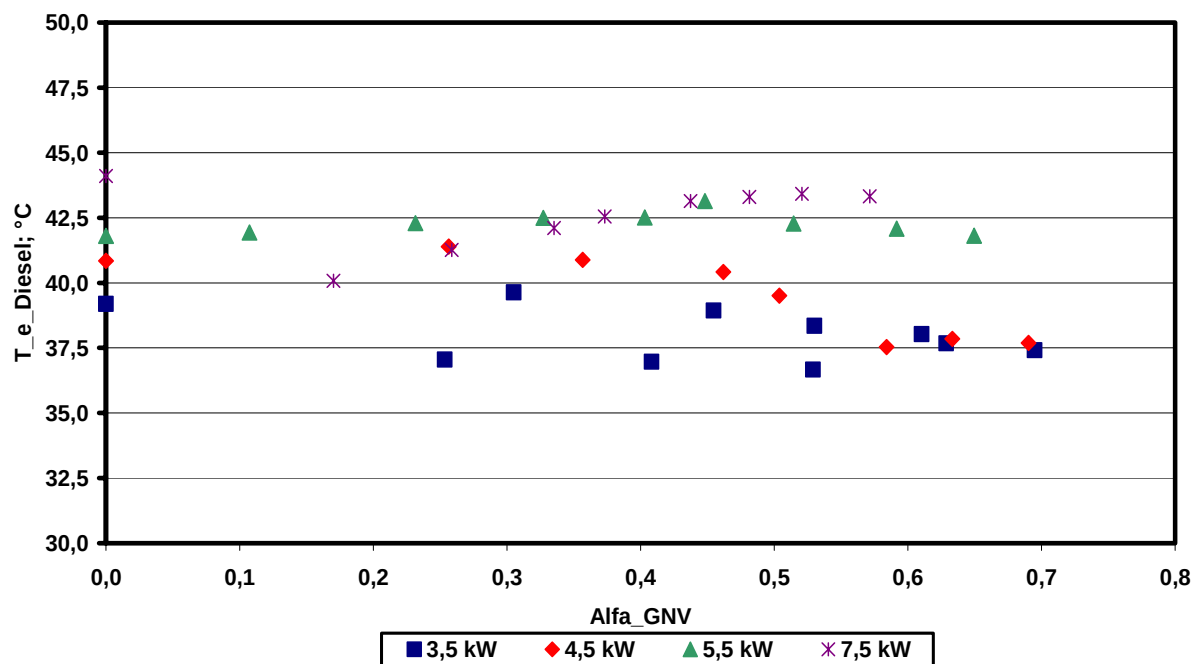


Figura 95 – Temperatura de entrada do óleo Diesel para as diferentes condições de operação

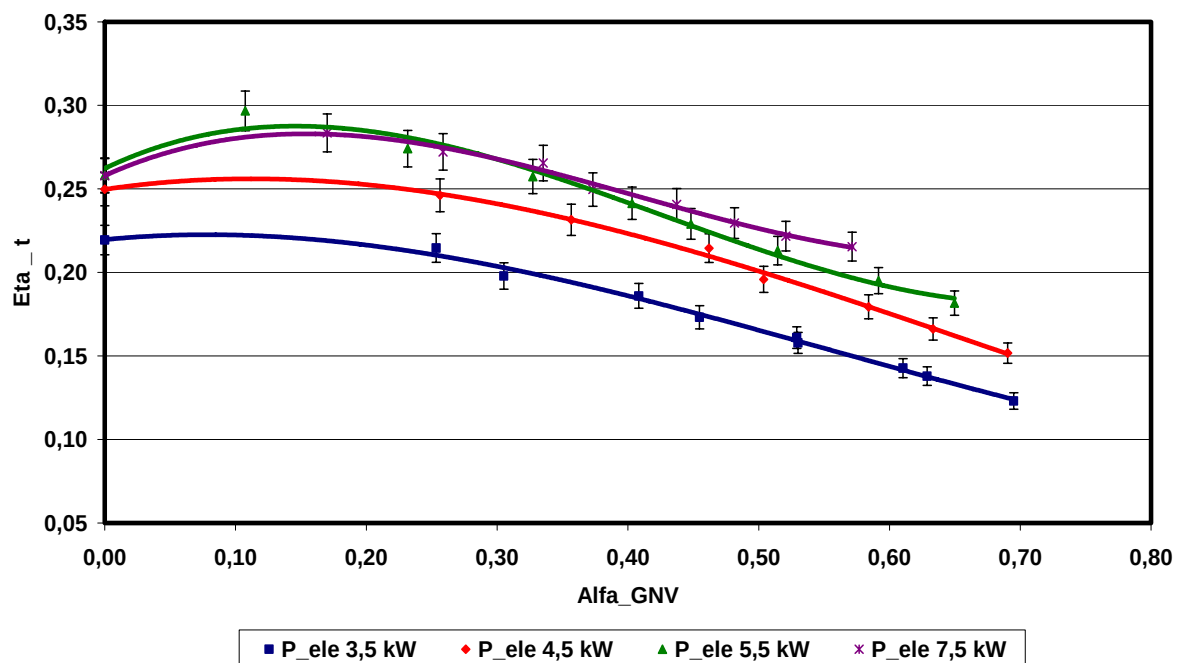


Figura 96 – Eficiência térmica do grupo motor – gerador em função de α_{GNV}

A eficiência térmica do grupo motor – gerador, definida pela equação (5.6) e apresentada na figura 96, mostra um leve aumento com a potência, para valores de α_{GNV} abaixo de 0,15 e uma acentuada queda à medida que a contribuição de *GNV* aumenta. Os prováveis motivos para este comportamento são discutidos a seguir. Para maiores potências elétricas a eficiência aumenta. Destacam-se valores máximos da eficiência térmica nas potências de 5,5 e 7,5 kW para valores de α_{GNV} entre 0,15 e 0,17.

$$\eta_t = \frac{P_{GE}}{\dot{Q}_f} \quad (5.6)$$

A *linha de Willan* (figura 97), que indica, à direita, o ponto onde a razão entre o consumo de combustível e a potência gerada deixam de ser proporcionais, mostra que para um valor aproximado de 0,25 de α_{GNV} , é necessário um menor conteúdo energético, se comparado ao Diesel puro – $\alpha_{GNV} = 0$, para gerar a mesma potência, o que sugere uma queima de combustível mais eficiente.

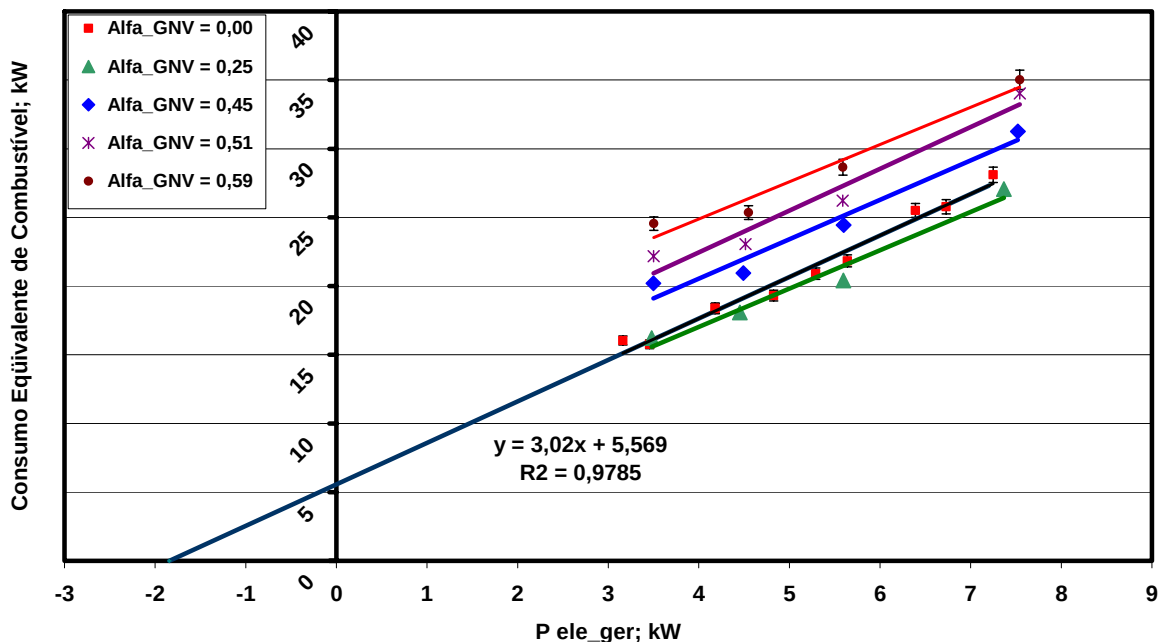


Figura 97 – *Linha de Willan* para o motor operando com gás e óleo Diesel

Para $\alpha_{GNV} \geq 0,45$, os valores do consumo energético se mantêm superiores, e fundamentalmente, com tendência paralela à *linha de Willan*, não convergente

ao ponto de consumo hipotético zero. Tal situação aponta para um desperdício de GNV, provavelmente expulso pela exaustão sem queimar.

A temperatura dos gases de exaustão, figura 98, e da água de arrefecimento do motor, figura 99, são parâmetros que afetam, de alguma forma, o desempenho do sistema de cogeração, a partir da parcela de calor recuperado.

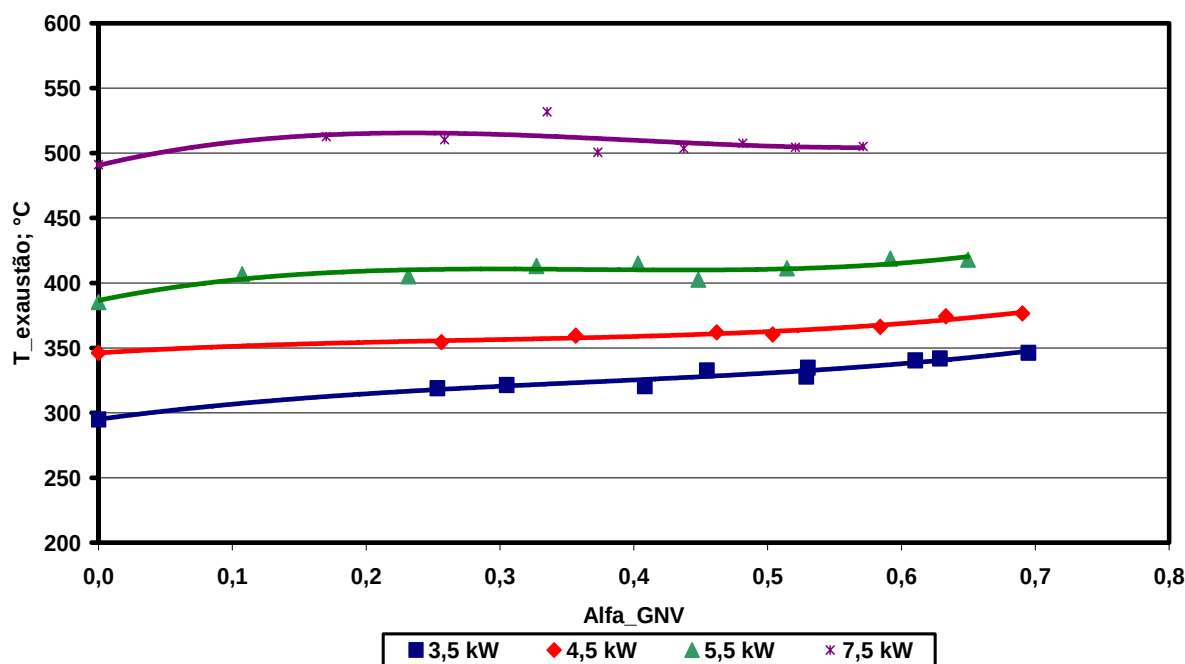


Figura 98 – Temperatura dos gases de exaustão

Como esperado em motores a combustão com ignição por compressão, a temperatura da exaustão depende da potência no eixo, (figura 98). A substituição por GNV, não afeta significativamente a temperatura de exaustão para baixos valores de substituição, pois, o motor ainda opera essencialmente como Diesel, ao passo que, para altos valores de α_{GNV} , conforme já constatado, o gás natural não é queimado em sua totalidade.

Por outro lado, a temperatura da água (figura 99) não é um indicador de desempenho do sistema já que é o próprio operador que, por meio da variação da vazão de água, a controla. Mostra, porém, quais foram as condições de operação no que diz respeito do arrefecimento do motor.

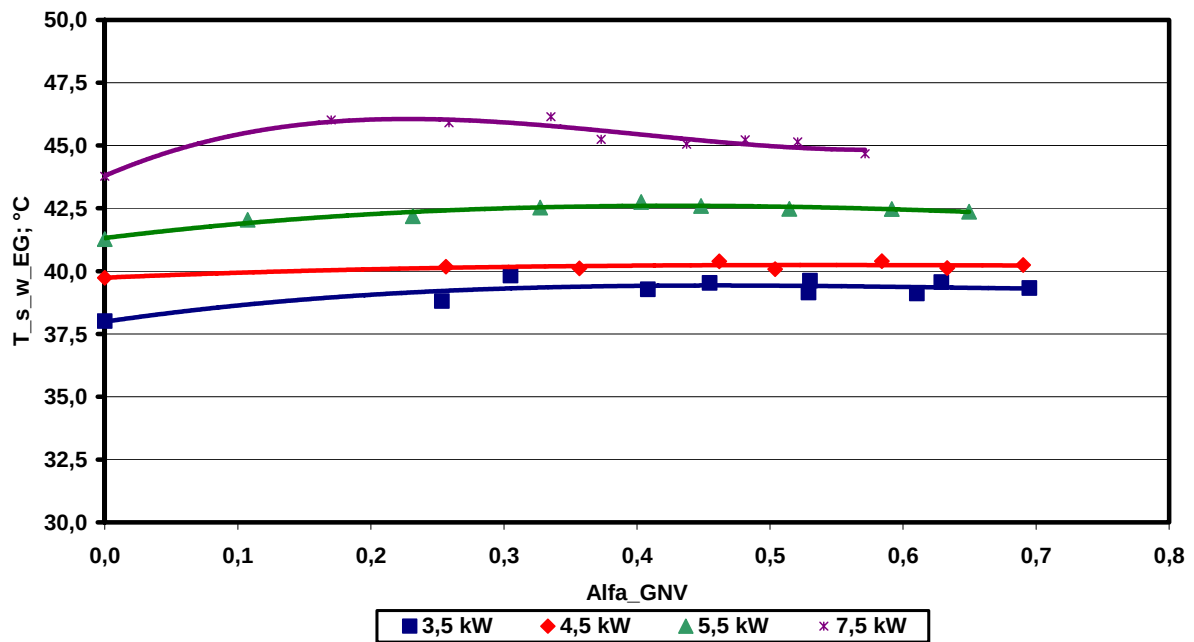


Figura 99 – Variação da temperatura de saída da água de arrefecimento do motor com a potência elétrica e a substituição do gás natural

As figuras 100 e 101 permitem apreciar a magnitude das perdas do motor quando operando com uma mistura bi-combustível. Observa-se que, para potências mais elevadas, o rendimento energético do motor é maior. As curvas apresentadas para cada uma das potências que se testaram são calculadas partindo do balanço energético do motor.

O balanço energético do motor é dado pela equação (3.2). A partir desta equação pode-se quantificar a energia envolvida na geração de potência elétrica e na recuperação de calor do motor e dos gases de exaustão da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{total} = P_{GE} + \dot{Q}_{EG} + \dot{Q}_{EC} + \dot{Q}_{l,g} \quad (5.7)$$

onde $\dot{Q}_{l,g}$ é a energia perdida nos gases de exaustão ainda quentes que são expulsos à atmosfera.

A representação percentual da mesma considera as parcelas correspondentes à energia equivalente do combustível e do ar consumidos pelo motor como expresso na equação que segue:

$$\dot{Q}_{total\%} = \frac{\dot{Q}_{total} \times 100}{\dot{m}_{ar} h_{ar} + \dot{m}_f H_f} \quad (5.8)$$

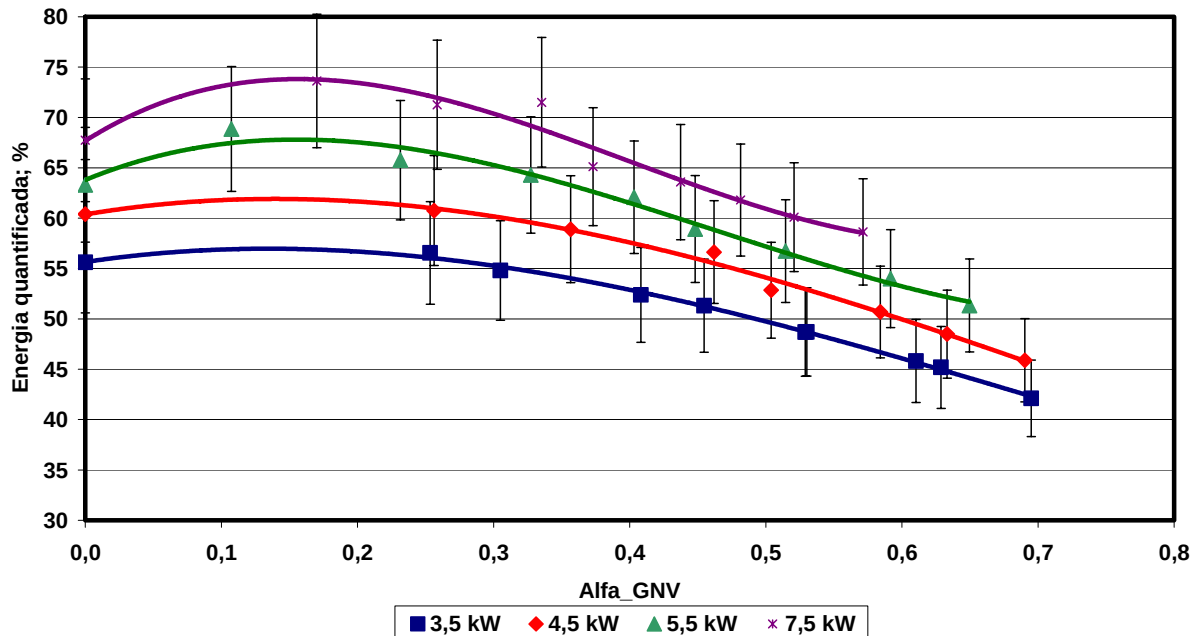


Figura 100 – Energia quantificada no balanço energético do conjunto motor - gerador

As perdas energéticas do conjunto motor – gerador são avaliadas a partir da equação (5.9), seguindo as mesmas considerações das equações (5.7) e (5.8):

$$\dot{Q}_{perdas\%} = 100\% - \dot{Q}_{total\%} \quad (5.9)$$

Estas perdas não quantificadas podem ser atribuídas à ineficiência da combustão da mistura combustível e na recuperação de calor no processo de arrefecimento do motor, o que provoca a transferência de calor por radiação para o ambiente a partir da estrutura do motor.

Outros fatores que contribuem para este termo são o calor irradiado do carter do motor, pelo aquecimento do óleo lubrificante, a ineficiência da transmissão motor – gerador (que é efetuada através de polias e correias), a ineficiência da conversão de energia mecânica a elétrica pelo gerador elétrico e a ineficiência da recuperação do calor dos gases de exaustão no economizador.

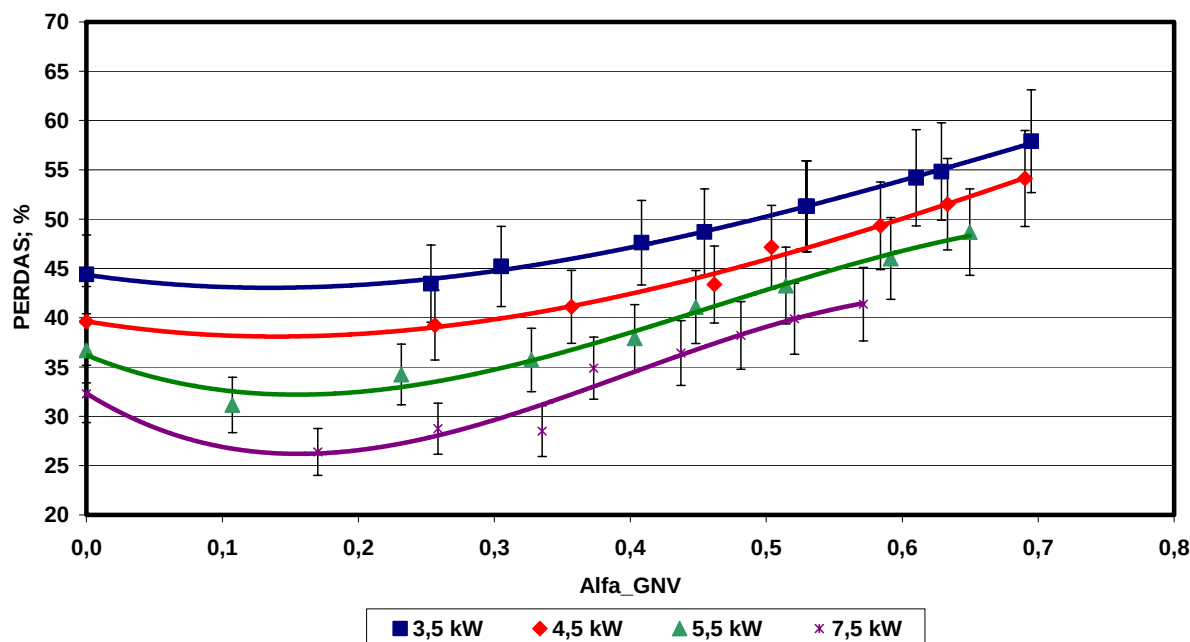


Figura 101 – Perdas não quantificadas no balanço energético do conjunto motor – gerador

Foram observados valores mínimos de perdas, nas quatro potências testadas, para valores de α_{GNV} entre 0,15 e 0,20.

Para valores maiores de α_{GNV} produz-se a queima incompleta da mistura bi-combustível, como já atestado pela *linha de Willan*, (figura 97). Para valores menores, o motor com GNV é mais eficiente que com Diesel puro já que se evita a fase final da queima do Diesel puro, a qual é ineficiente por ocorrer com pouco oxigênio. Esse efeito é mais acentuado para potências maiores quando, no Diesel puro, a injeção é prolongada pelo máximo período possível, produzindo a queima parcial do combustível, o que se manifesta na emissão de fumaça (não medida no presente trabalho).

5.3.1. Cogeração

Quando da cogeração, a distribuição ou razão de potência de cada um dos produtos energéticos do sistema permite distinguir a contribuição energética de cada componente do sistema. Observa-se, para todas as potências testadas, a já

comentada queda de eficiência (em energia não contabilizada, devido à queima incompleta do GNV) (figuras 102 a 105).

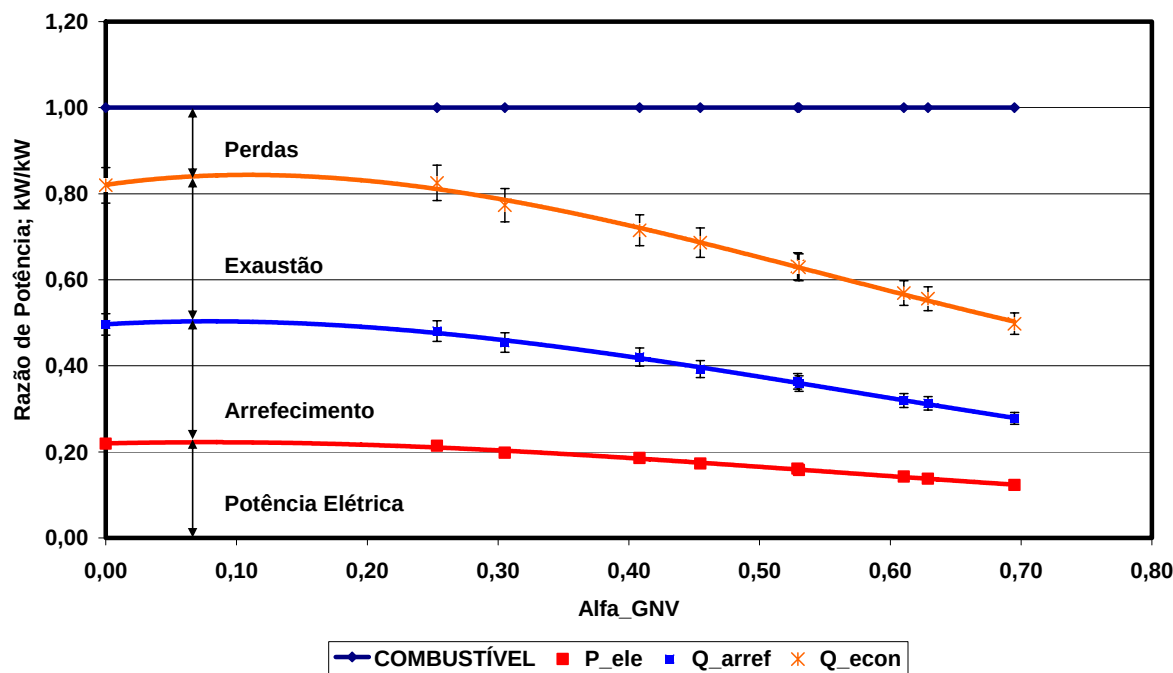


Figura 102 – Distribuição de energia no conjunto motor – gerador para uma potência elétrica de 3,5 kW

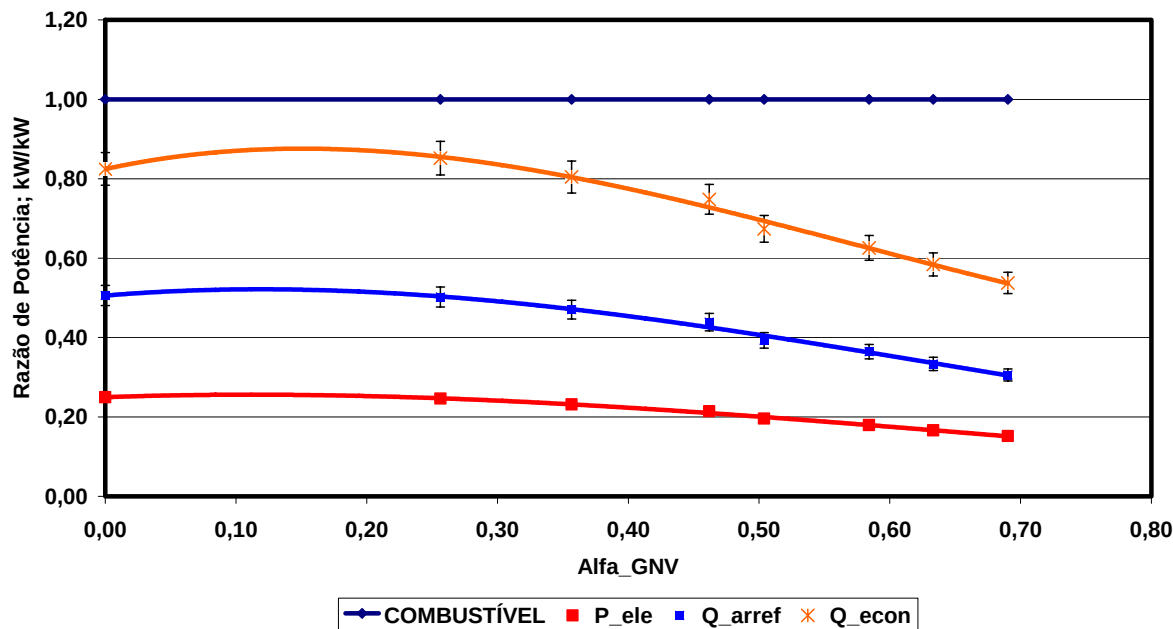


Figura 103 – Distribuição de energia no conjunto motor – gerador para uma potência elétrica de 4,5 kW

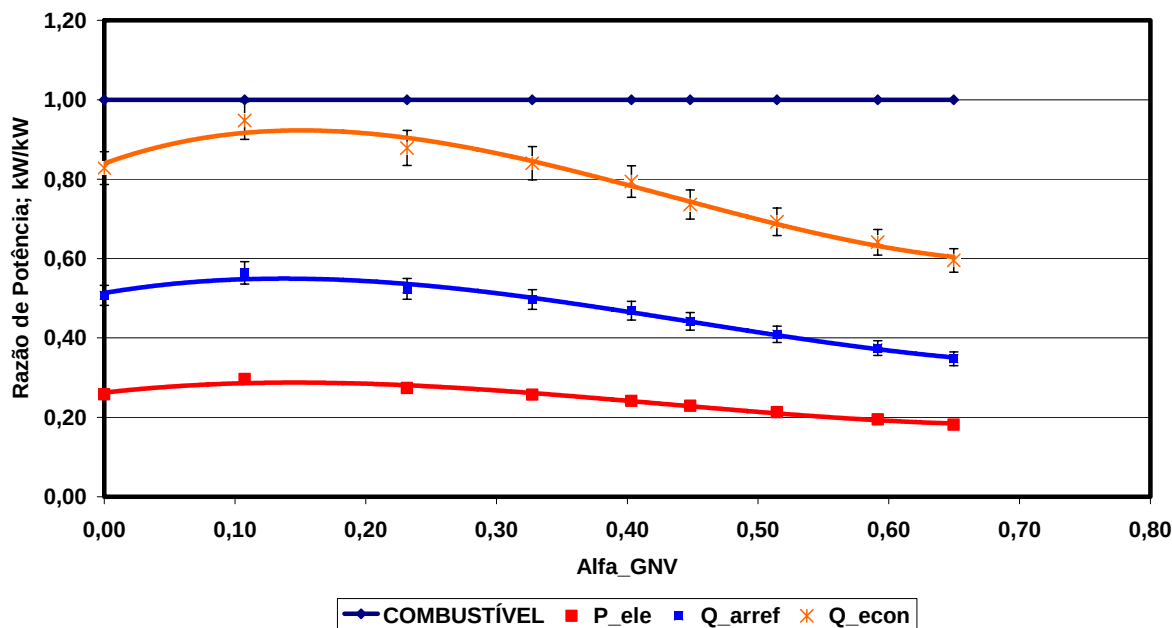


Figura 104 – Distribuição de energia no conjunto motor – gerador para uma potência elétrica de 5,5 kW

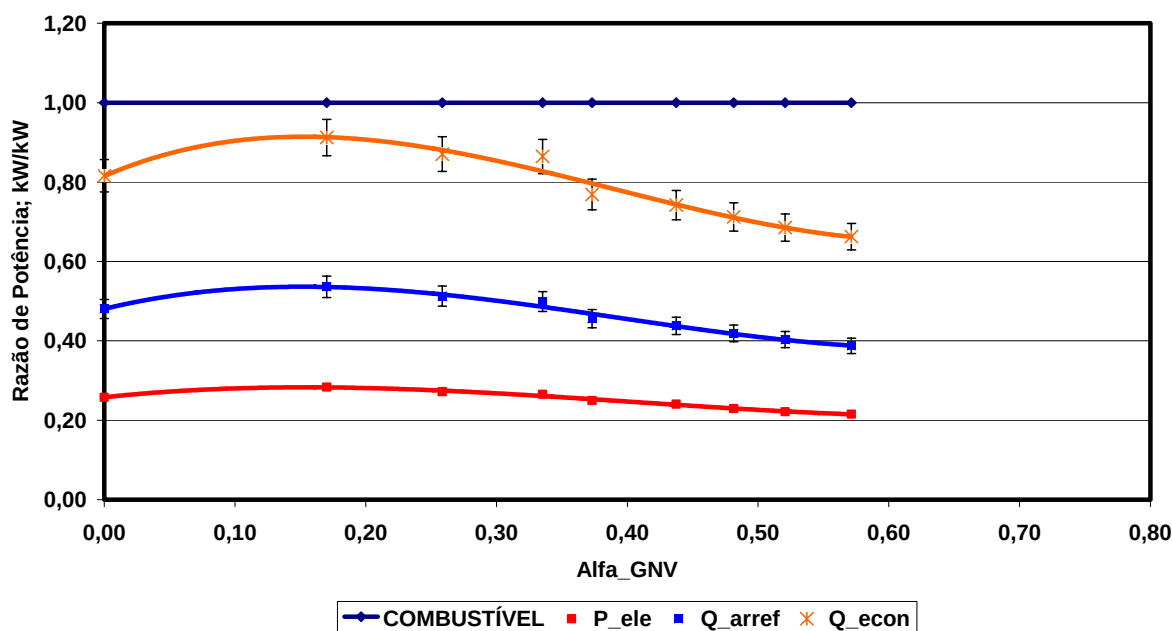


Figura 105 – Distribuição de energia no conjunto motor – gerador para uma potência elétrica de 7,5 kW

A razão de potência, $RP\%$, de um determinado componente energético i (no caso da cogeração: potência elétrica gerada, calor recuperado na camisa do motor e calor recuperado dos gases de exaustão) é calculada de acordo com a equação (5.10) e apresenta-se, de forma cumulativa, nos gráficos de razão de potência.

$$RP\%_i = \frac{\dot{Q}_{eq,i}}{\dot{m}_f H_f} \quad (5.10)$$

Na figura 106 observa-se um máximo consistente, para valores de α_{GNV} na faixa de 0,15 a 0,17, sugerindo a existência de uma potência de operação sob eficiência ótima entre 5,5 e 7,5 kW.

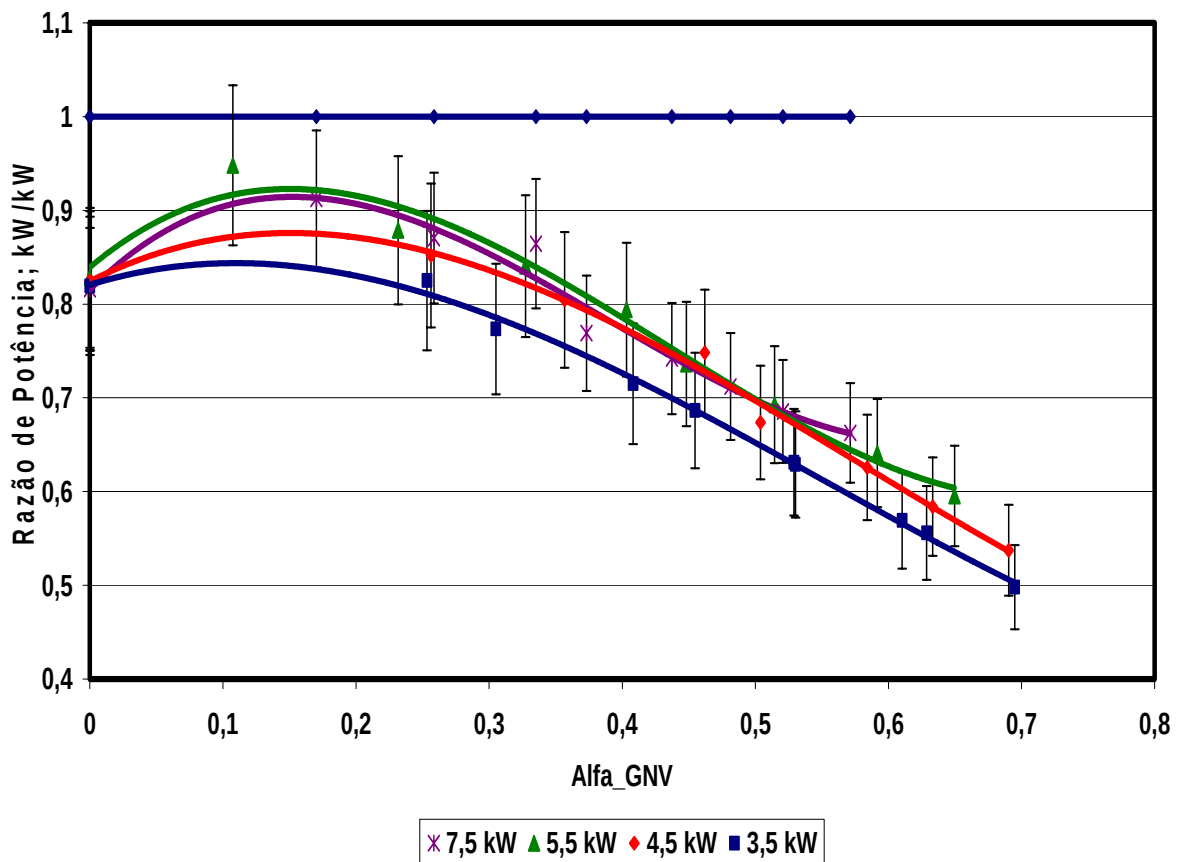


Figura 106 – Razão de potência em função de α_{GNV}

Tal se verifica ao se levantar a razão de conversão da energia para condições de máximo aproveitamento do calor recuperado do sistema (figura 107). A mesma suposição é, ainda, corroborada pelo cálculo do rendimento exérgico do sistema (figura 108).

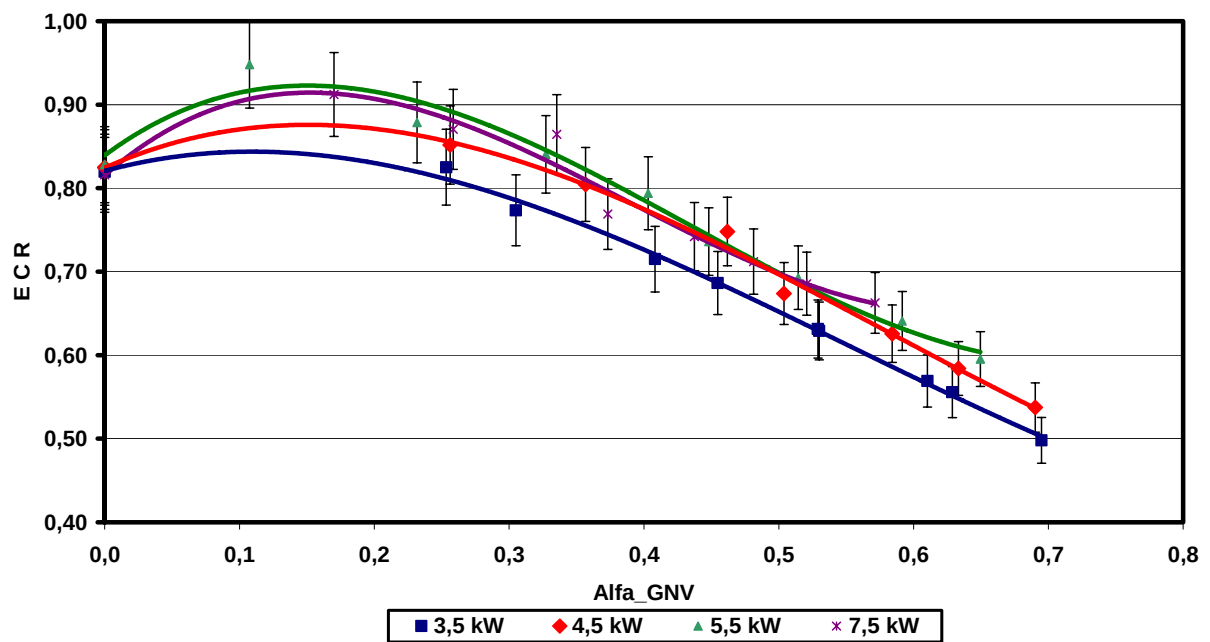


Figura 107 – Razão de conversão de energia em função de α_{GNV}

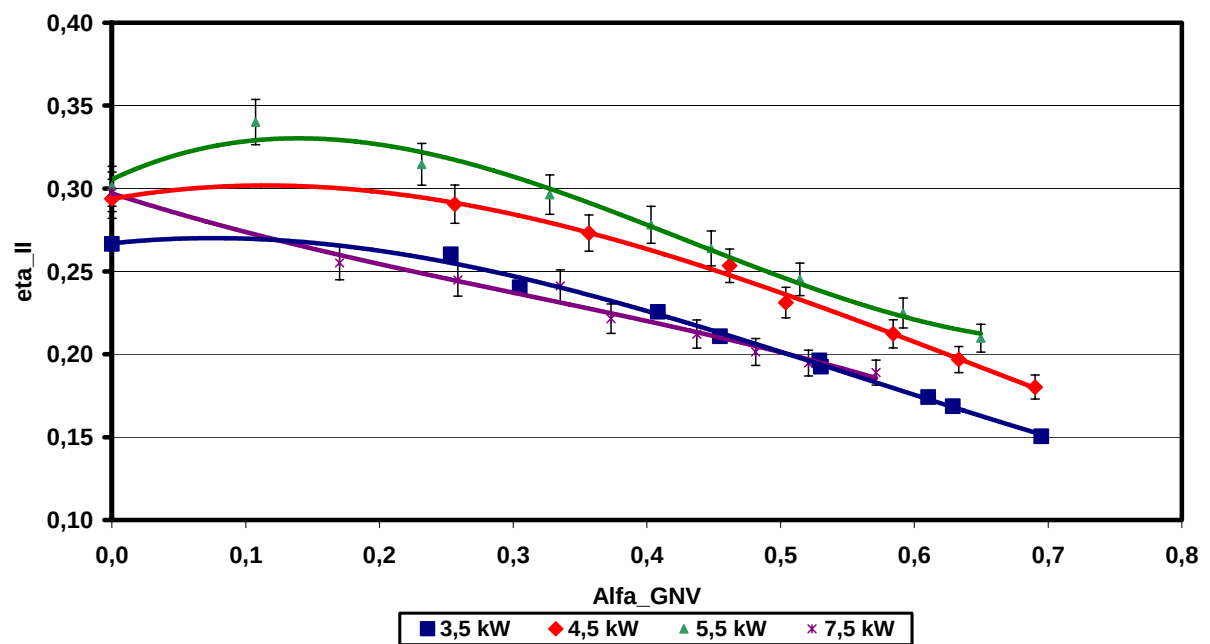


Figura 108 – Eficiência exergética em função de α_{GNV}

As figuras de 109 a 112 apresentam, graficamente, a distribuição de energia no sistema. Este, quando operando no modo de cogeração, apresenta uma mesma distribuição, conforme já constatado nas figuras anteriores, no que diz respeito à

distribuição de energia (figuras 109 e 110) e à destruição (e perdas) de exergia (figuras 111 e 112).

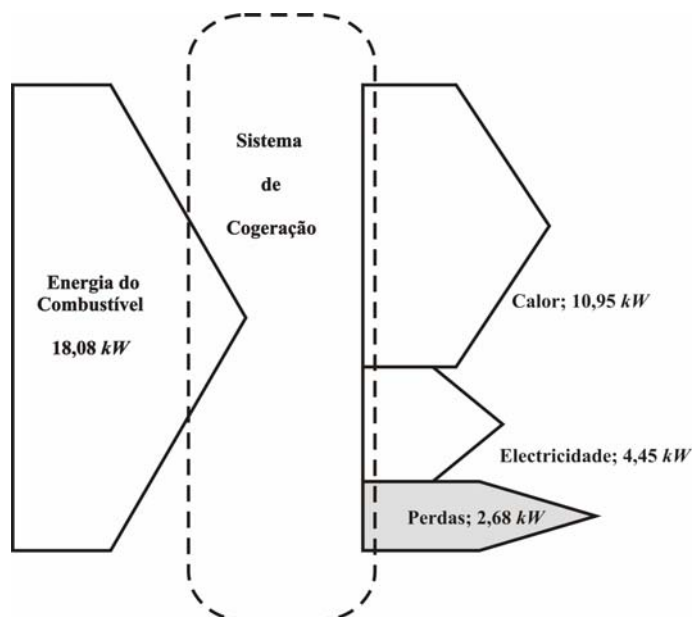


Figura 109 – Balanço de energia do sistema operando em modo de cogeração – potência elétrica gerada: 4,5 kW

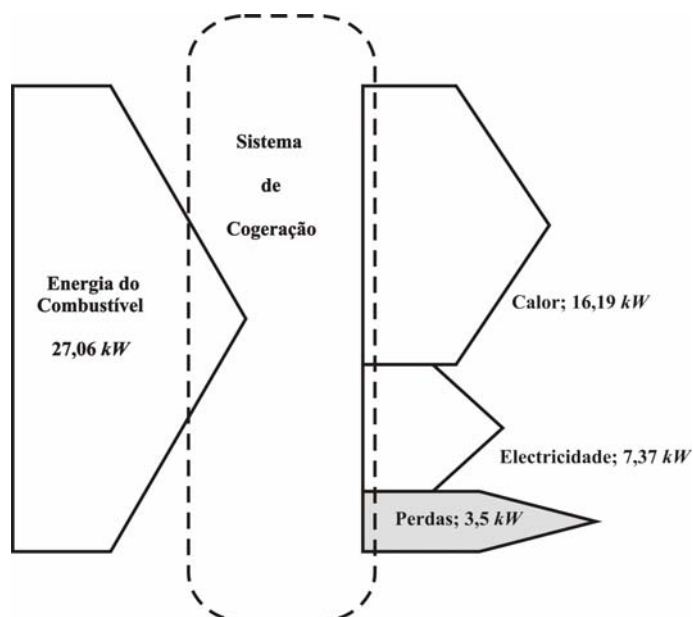


Figura 110 – Balanço de energia do sistema operando em modo de cogeração – potência elétrica gerada: 7,5 kW

Tomaram-se como amostras as condições de operação do sistema quando gerando uma potência elétrica de 4,5 e 7,5 kW, para um valor de α_{GNV} de 0,27. Encontrou-se (figuras 111 e 112) que, tanto no caso da análise pela 1ª quanto pela

2ª lei da termodinâmica, a proporção entre o conteúdo energético e exergético dos produtos do sistema (no caso da cogeração, calor e potência elétrica) e o correspondente ao combustível não sofre muita variação em função da potência.

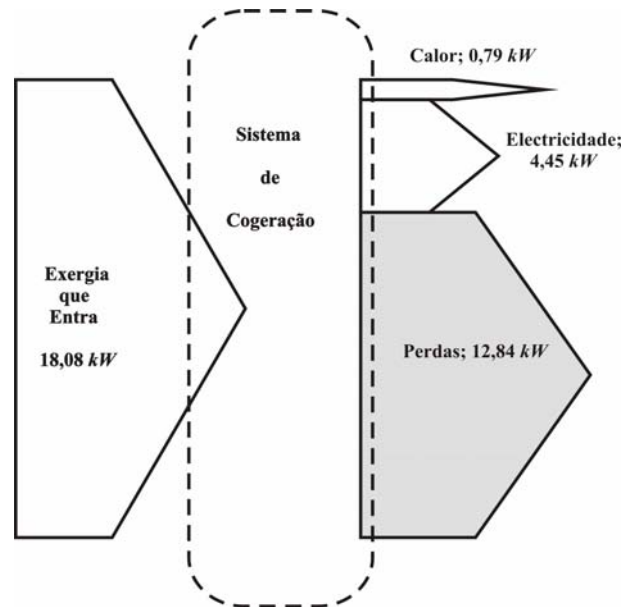


Figura 111 – Contabilidade de exergia do sistema operando em modo de cogeração – potência elétrica gerada: 4,5 kW

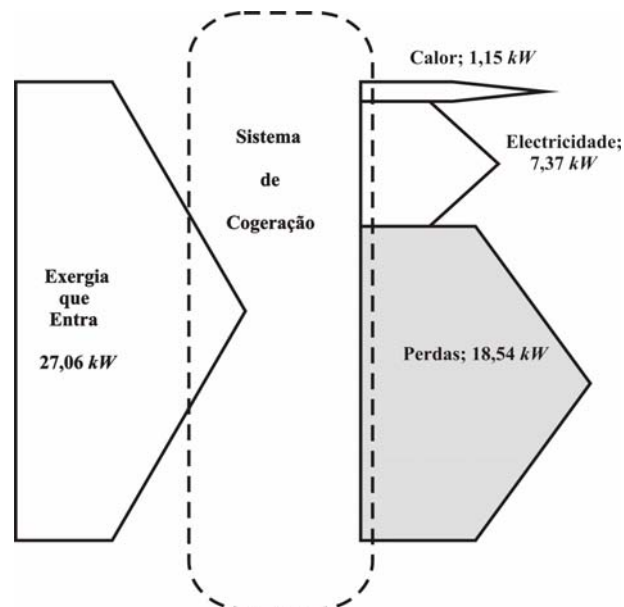


Figura 112 – Contabilidade de exergia do sistema operando em modo de cogeração – potência elétrica gerada: 7,5 kW

O anterior já se evidenciara nas figuras 103 e 105 e sugere a existência de um regime ótimo de operação do sistema próximo do correspondente à geração de potência elétrica de 6,0 kW.

5.3.2. Trigeração

Nos gráficos a seguir (figuras 113 a 116), é detalhada a razão de potência correspondente a cada um dos produtos energéticos do sistema, para cada potência elétrica testada. Seguindo a tendência das análises anteriores, são atingidos valores máximos de aproveitamento da energia para valores de α_{GNV} próximos a 0,2. Estes valores ótimos são obtidos, provavelmente, pela queima mais eficiente do combustível, conforme já observado pela análise da *linha de Willan*.

Para valores de α_{GNV} maiores que 0,2 há uma clara queda no aproveitamento da energia do combustível, em virtude da provável queima incompleta do GNV, que é desperdiçado pela exaustão.

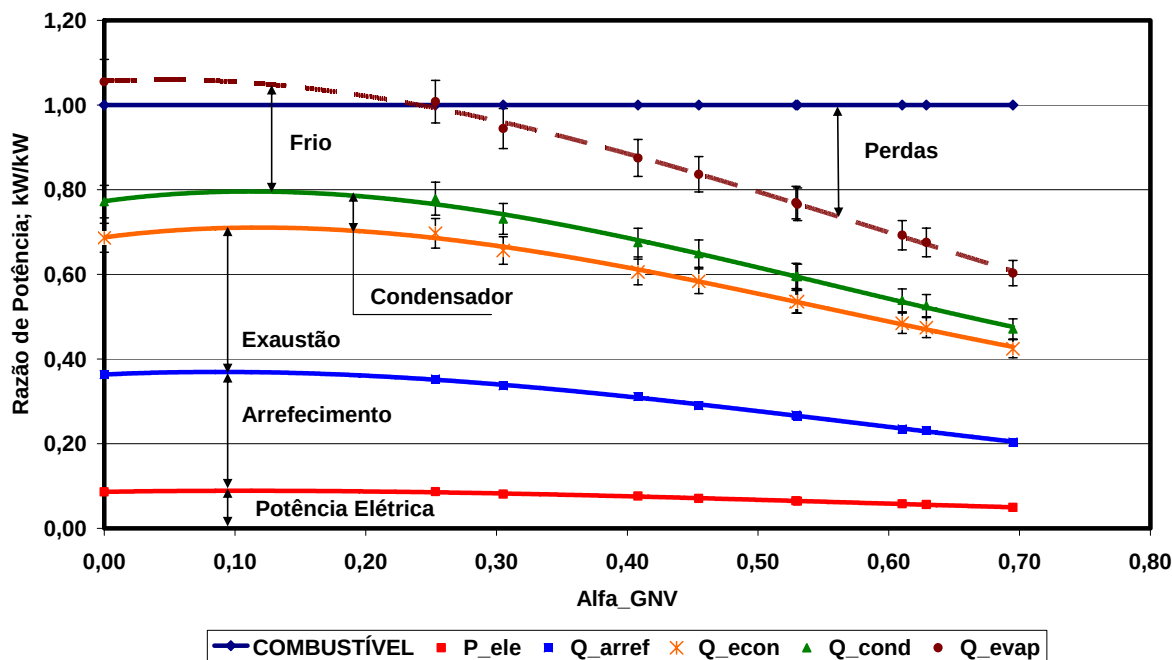


Figura 113 – Distribuição de energia no sistema de trigeração para uma potência elétrica de 3,5 kW

O aproveitamento de parte do calor de rejeito do condensador da bomba de calor, quando somado ao equivalente energético do efeito refrigerante

(aproveitamento do calor retirado da fonte fria, $\dot{Q}_{EV}$), permite a obtenção de razões de aproveitamento superiores a 1 (figuras 113 a 116).

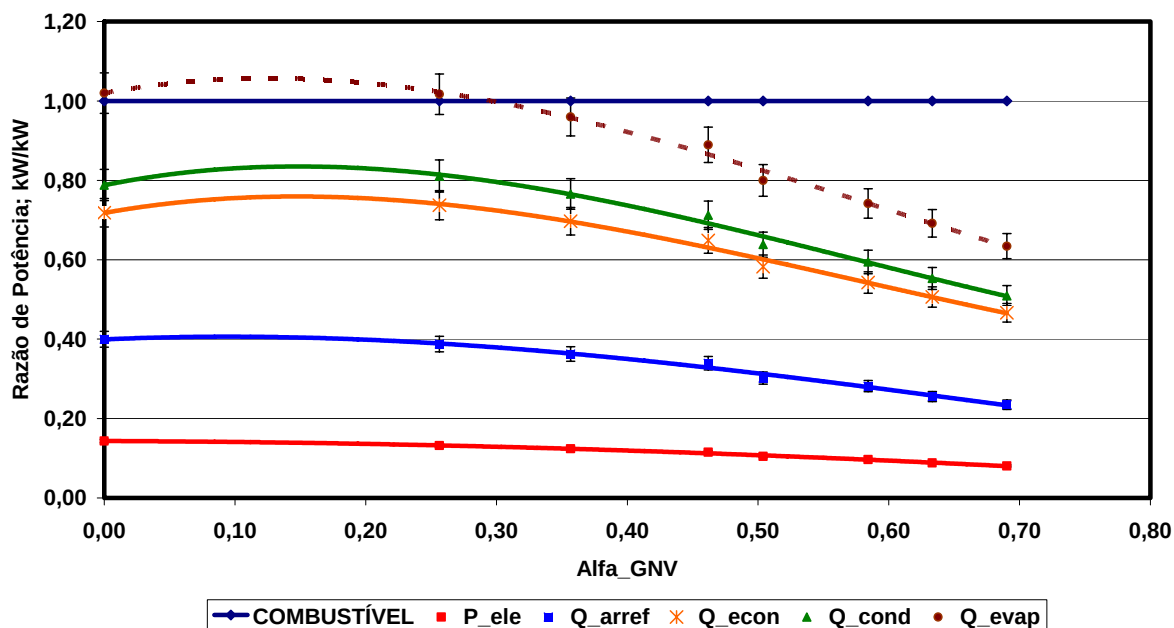


Figura 114 – Distribuição de energia no sistema de trиграção para uma potência elétrica de 4,5 kW

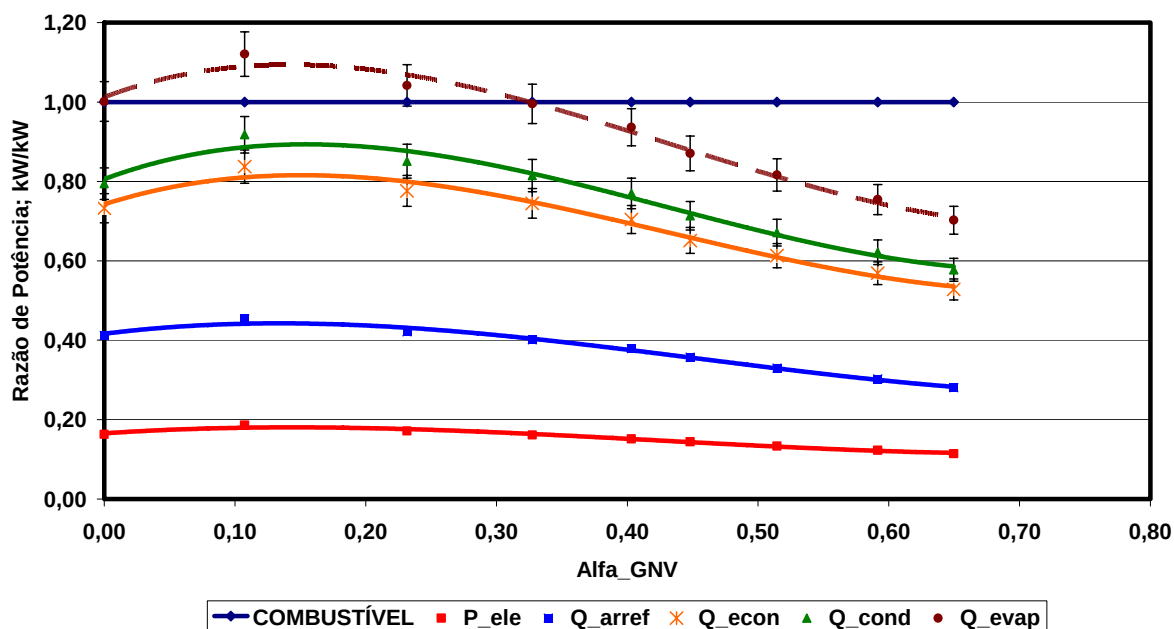


Figura 115 – Distribuição de energia no sistema de trиграção para uma potência elétrica de 5,5 kW

A comparação dos níveis de eficiência do sistema motor – gerador, com o caso de este ser utilizado somente como sistema gerador de energia elétrica, sem

recuperação do seu calor de rejeito e do calor do condensador, mostra um nítido avanço no aproveitamento da energia primária (figuras 113 a 116).

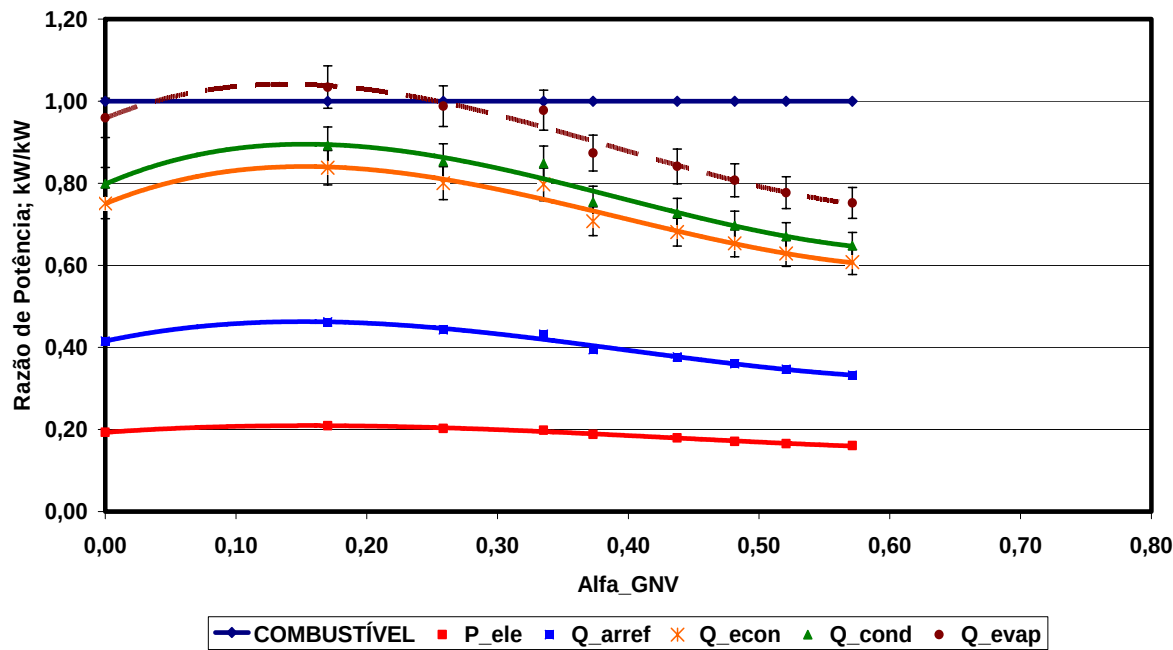


Figura 116 – Distribuição de energia no sistema de trigeiração para uma potência elétrica de 7,5 kW

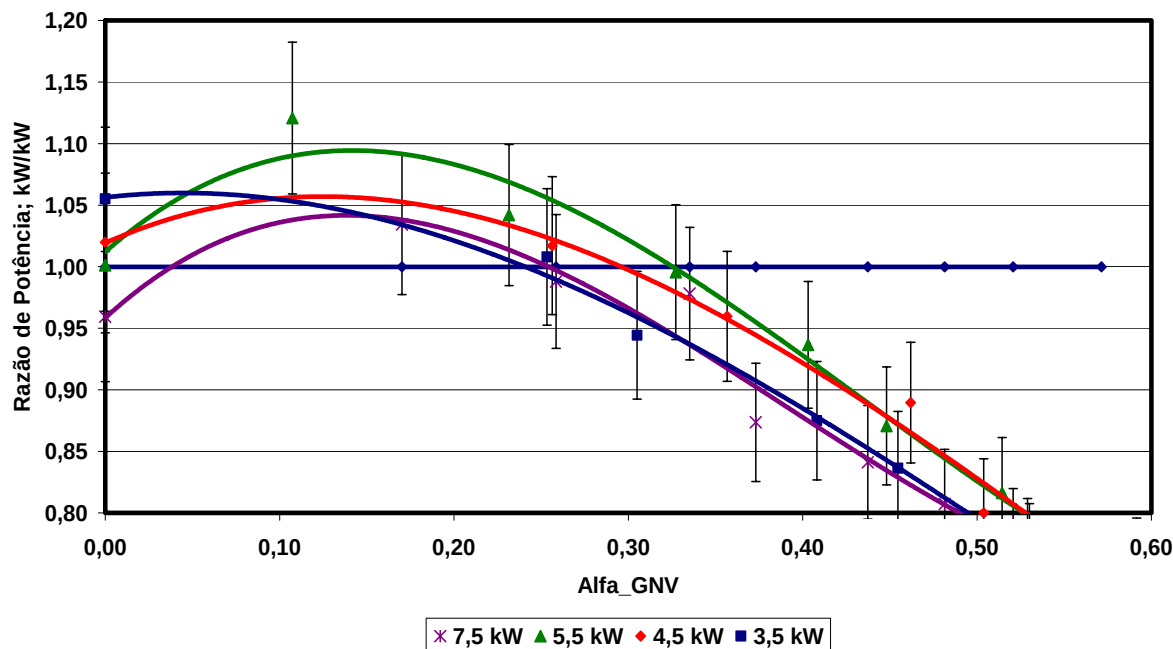


Figura 117 – Aproveitamento de energia em função de α_{GNV}

A figura 117 detalha a região de máximo aproveitamento da energia para as quatro potências testadas, constatando-se, novamente, o incremento relativo deste valor para potências maiores, i.e., entre 5,5 e 7,5 kW.

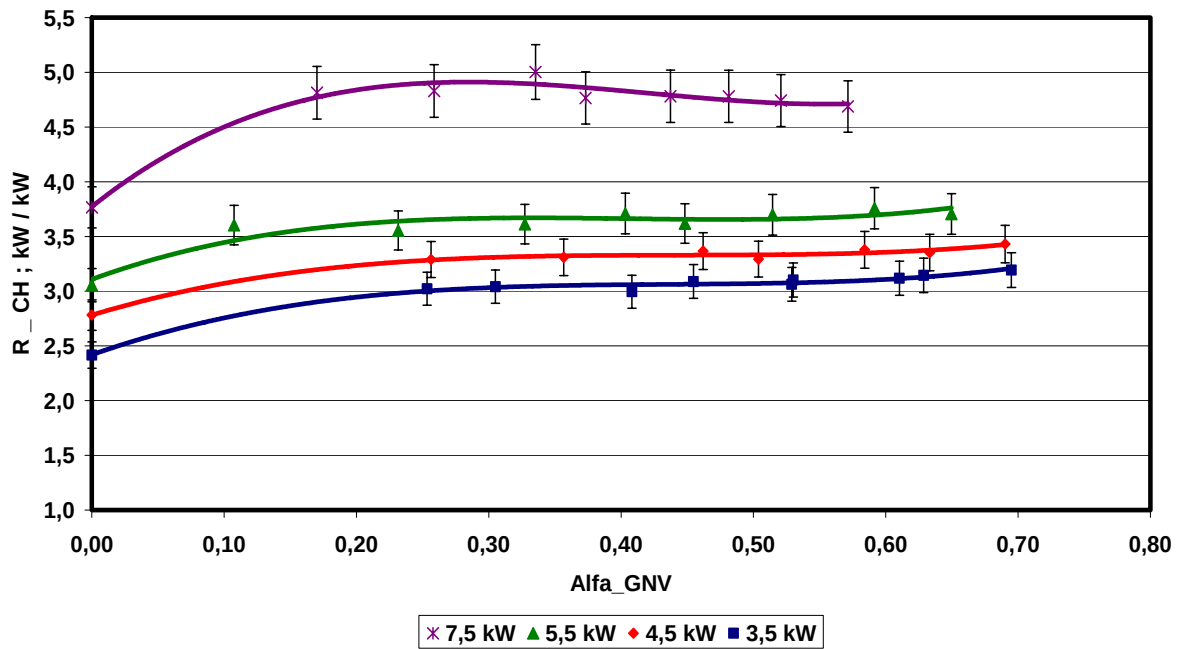


Figura 118 – Razão calor – frio do sistema

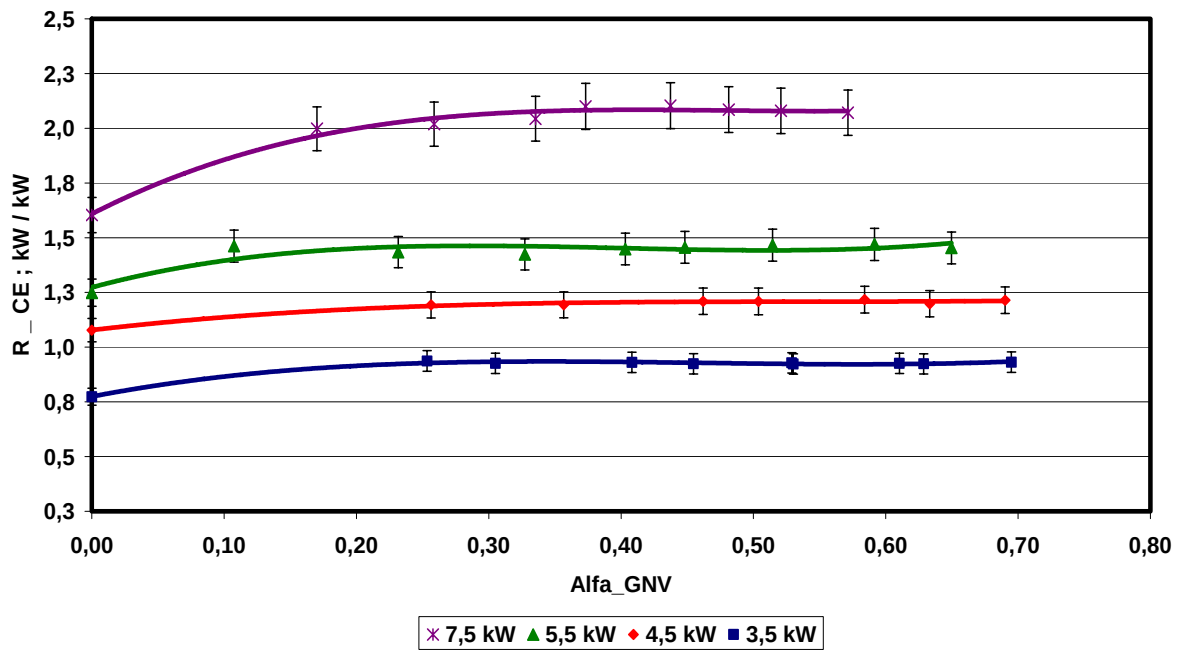


Figura 119 – Razão calor – potência elétrica do sistema

As razões de carga de calor, frio e eletricidade da instalação, R_{CE} e R_{CH} , com as considerações previamente expostas, i.e., demandas de calor e de frio iguais às geradas pelo sistema, são apresentadas nos gráficos das figuras 118 e 119.

Em um sistema de trigeração real, onde a demanda de calor, ditada por motivos vários, difere da produção de calor do sistema, esta diferença leva a duas possíveis situações, a saber: a) uma caldeira auxiliar, ou aquecedor suplementar, é adicionado ao sistema; ou b) nem todo o calor de rejeito do sistema (motor e bomba de calor) é aproveitado.

Os gráficos anteriores, 113 a 119, apontam para um valor de α_{GNV} (próximo de 0,25) a partir do qual o aumento da vazão de *GNV* não mais contribui para o aumento da eficiência de conversão de energia. Isto afeta diretamente a razão de conversão de energia já que o combustível, no caso *GNV*, que não está sendo aproveitado na queima consta do balanço de energia (figura 120).

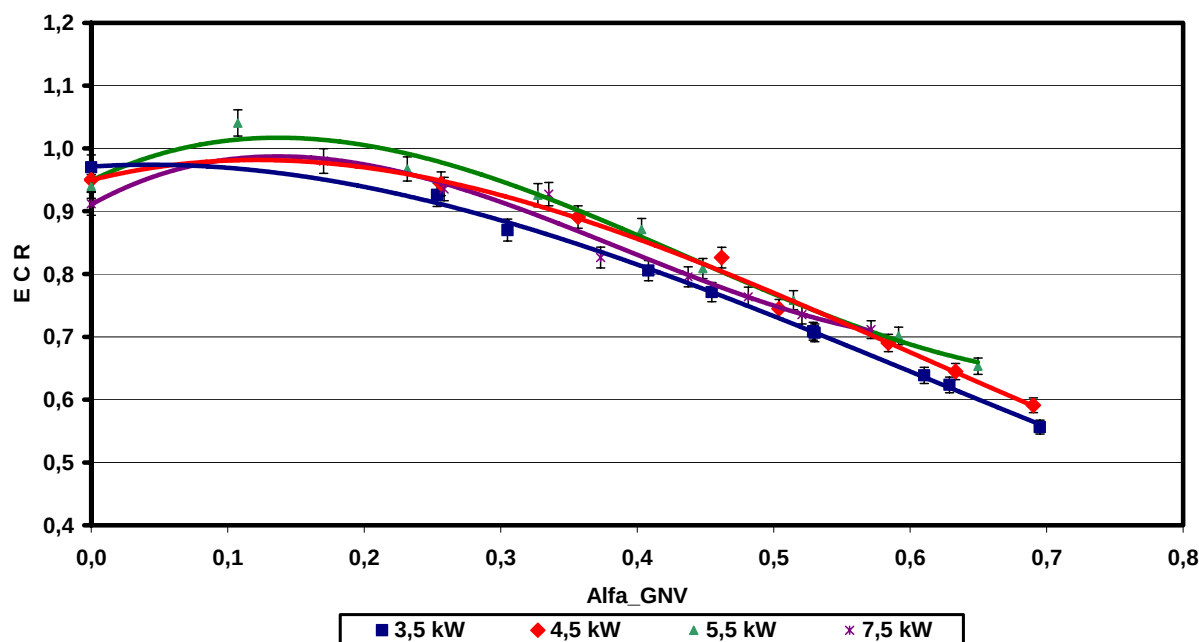


Figura 120 – Razão de conversão de energia em função de α_{GNV}

O gráfico de *ECR*, por sua vez, indica como, a partir deste ponto, a substituição do óleo Diesel se faz às custas do desperdício de *GNV* não queimado

através da exaustão. Cumpre lembrar que esta conclusão diz respeito ao protótipo estudado, com seu sistema específico de conversão Diesel – gás.

A conclusão acima é, novamente, confirmada pelo rendimento exergético do sistema (figura 121), para cada uma das condições testadas.

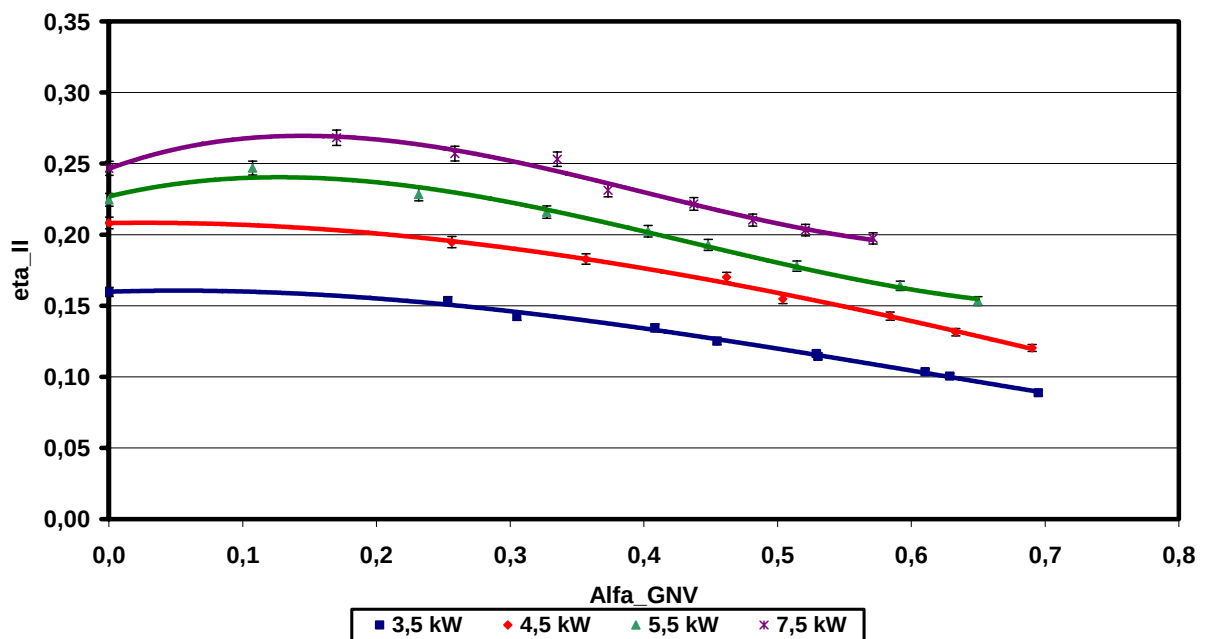


Figura 121 – Eficiência exergética do sistema de trigeração operando com óleo Diesel e GNV

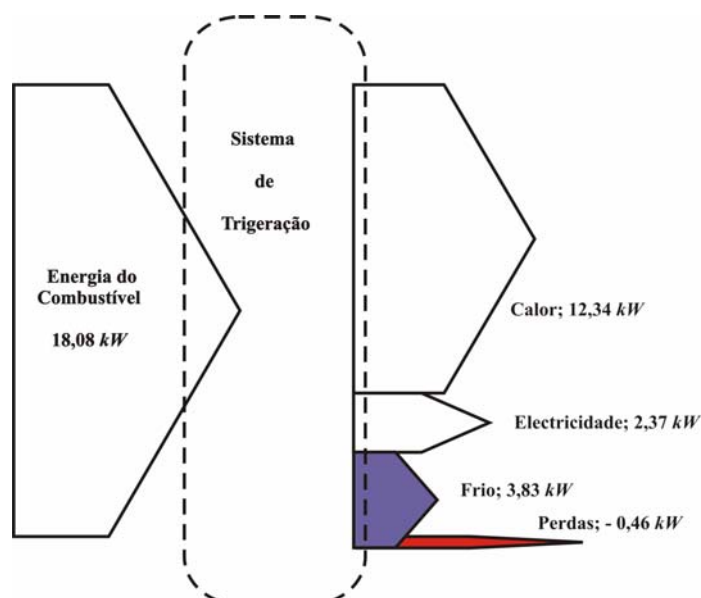


Figura 122 – Balanço de energia do sistema operando em modo de trigeração – potência elétrica gerada: 4,5 kW

Da mesma forma que no caso do sistema operando no modo de cogeração, construíram-se os *diagramas de Grassman* correspondentes ao balanço energético e à contabilidade de exergia do sistema, quando operando no modo de trigeração (figuras 122 a 125).

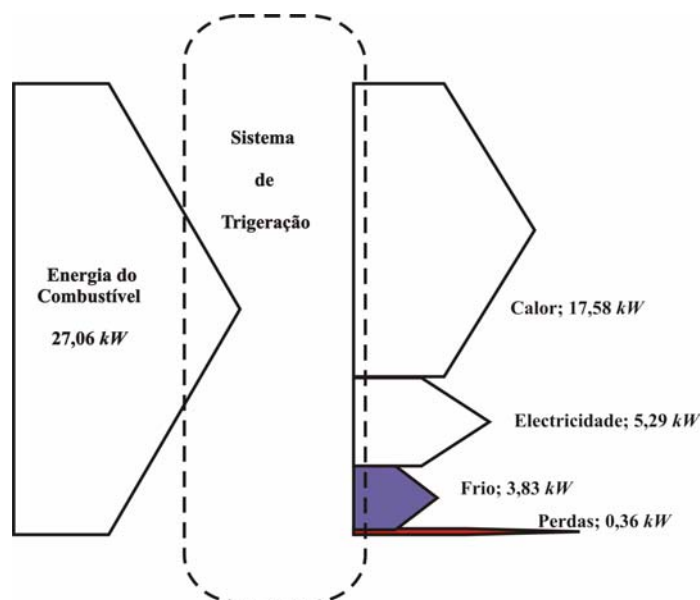


Figura 123 – Balanço de energia do sistema operando em modo de trigeração – potência elétrica gerada: 7,5 kW

Estes diagramas foram montados para os regimes de geração de potência elétrica de 4,5 e 7,5 kW e para um valor de α_{GNV} de 0,26.

No caso da análise energética (figuras 122 e 123) observa-se como, ao variar o regime de geração de potência elétrica, o calor recuperado mantém a mesma proporção com o conteúdo energético. Por esta razão, o valor final do rendimento energético é dado pela conjugação das proporções correspondentes à potência frigorífica e à potência elétrica gerada (descontando-se o consumo de corrente do compressor da bomba de calor).

Já no caso da análise do sistema através da 2ª lei da termodinâmica (figuras 124 e 125), vê-se que o conteúdo exergético do calor recuperado do sistema mantém a proporção com o correspondente ao combustível consumido pelo motor.

Percebe-se, também, através dos *diagramas de grassman* (figuras 124 e 125), o alto valor que este tipo de análise concede à qualidade da eletricidade como produto energético do sistema.

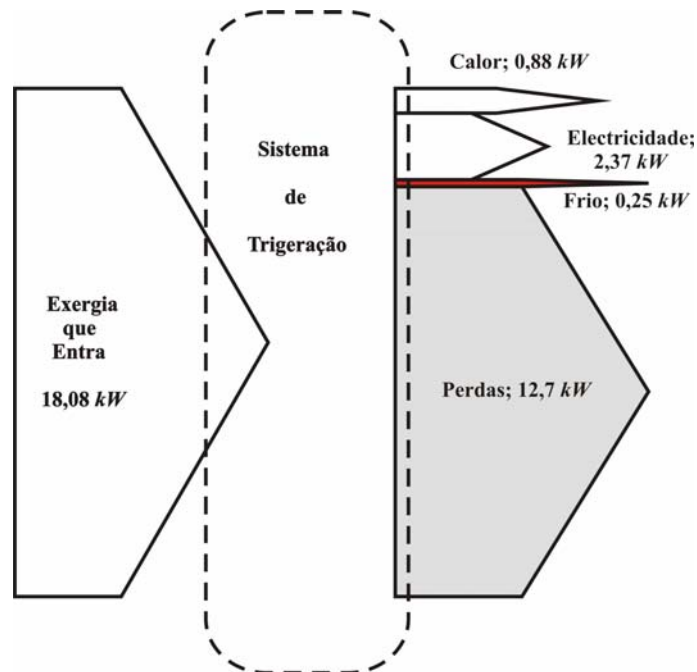


Figura 124 – Contabilidade de exergia do sistema operando em modo de trigeração – potência elétrica gerada: 4,5 kW

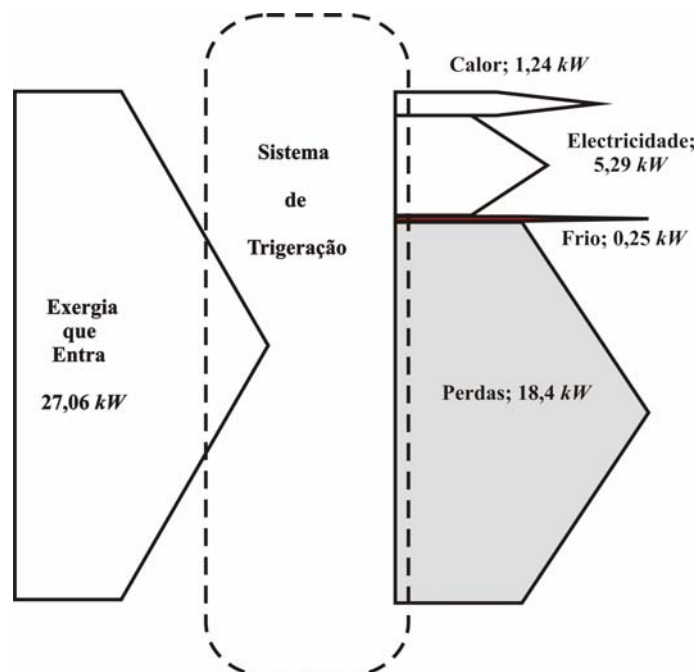


Figura 125 – Contabilidade de exergia do sistema operando em modo de trigeração – potência elétrica gerada: 7,5 kW

5.4.

Análise econômica da substituição do óleo Diesel por GNV

Com base nos dados de operação e consumo do sistema, fez-se uma análise do custo de operação do sistema de trиграção. Esta análise é feita, unicamente, em termos do custo atual do combustível nos postos comerciais, quando tratando da substituição do óleo Diesel por GNV.

Para esta análise, tomaram-se como dados de partida os preços comerciais do óleo Diesel e do gás natural veicular disponíveis nos postos de abastecimento. i.e, 2,27 R\$/kg (1,73 R\$/l) de óleo Diesel e 1,83 R\$/kg (1,10 R\$/m³) de GNV. Estabeleceu-se, também, uma projeção do “desempenho” econômico do sistema para uma variação no preço do GNV de $\pm 20\%$.

Os gráficos apresentados nas figuras 126 a 129, apontam para uma faixa de substituição dentro da qual, para cada potência de geração, faz-se economicamente atrativa a substituição do óleo Diesel por GNV (de acordo com o consumo e os parâmetros de eficiência do protótipo em questão).

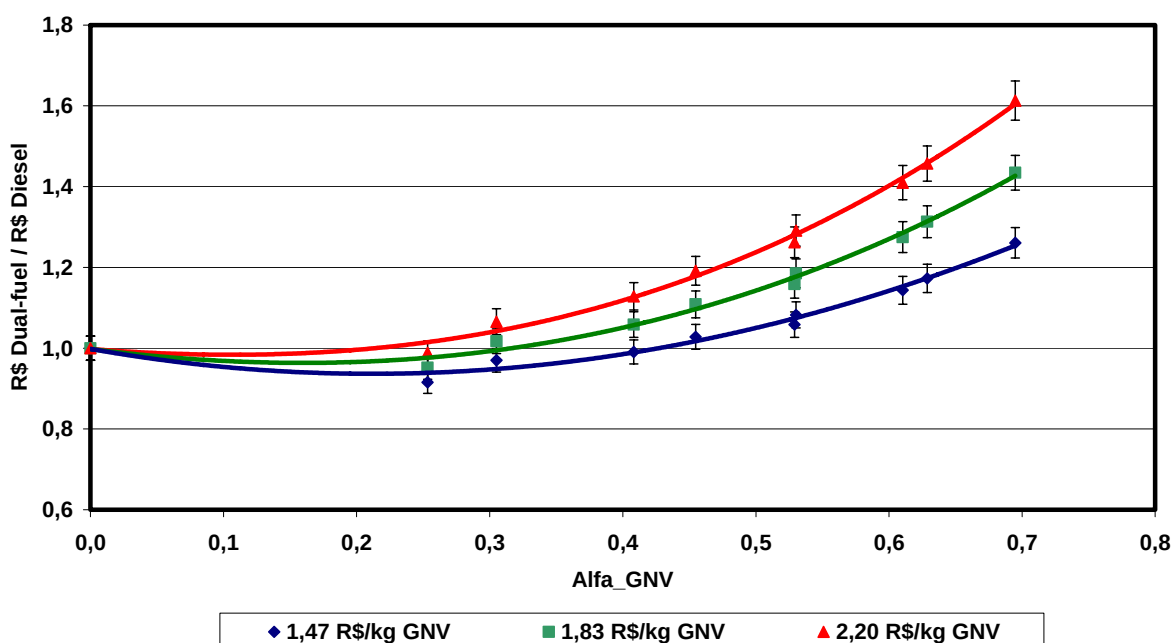


Figura 126 – Razão de custo de operação para potência elétrica de 3,5 kW

Observa-se que, para baixas potências (perto de 3,5 kW), encontra-se o espaço de menor rentabilidade da substituição enquanto que, para potências mais altas, dependendo de um menor preço de combustível, pode ser atrativa a substituição em quase toda a faixa de substituição.

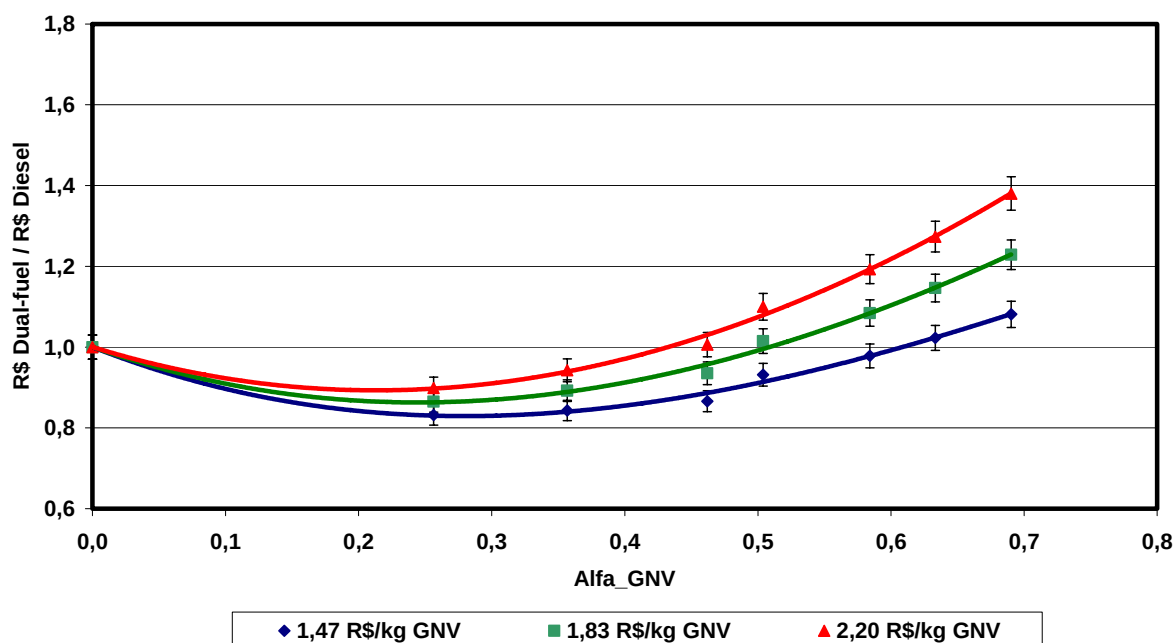


Figura 127 – Razão de custo de operação para potência elétrica de 4,5 kW

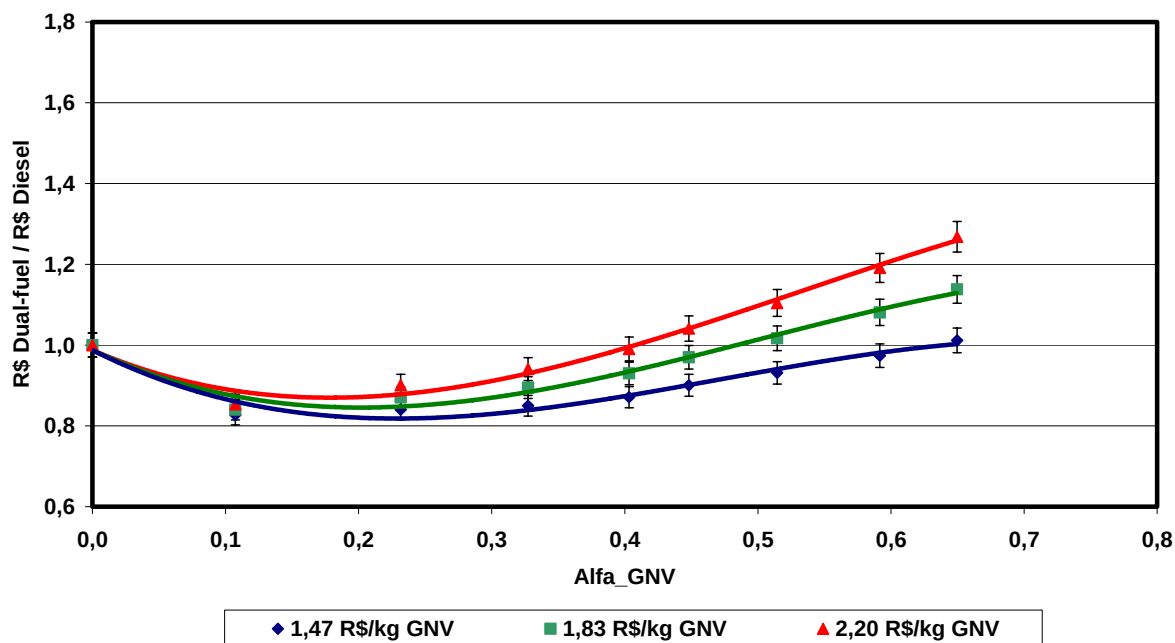


Figura 128 – Razão de custo de operação para potência elétrica de 5,5 kW

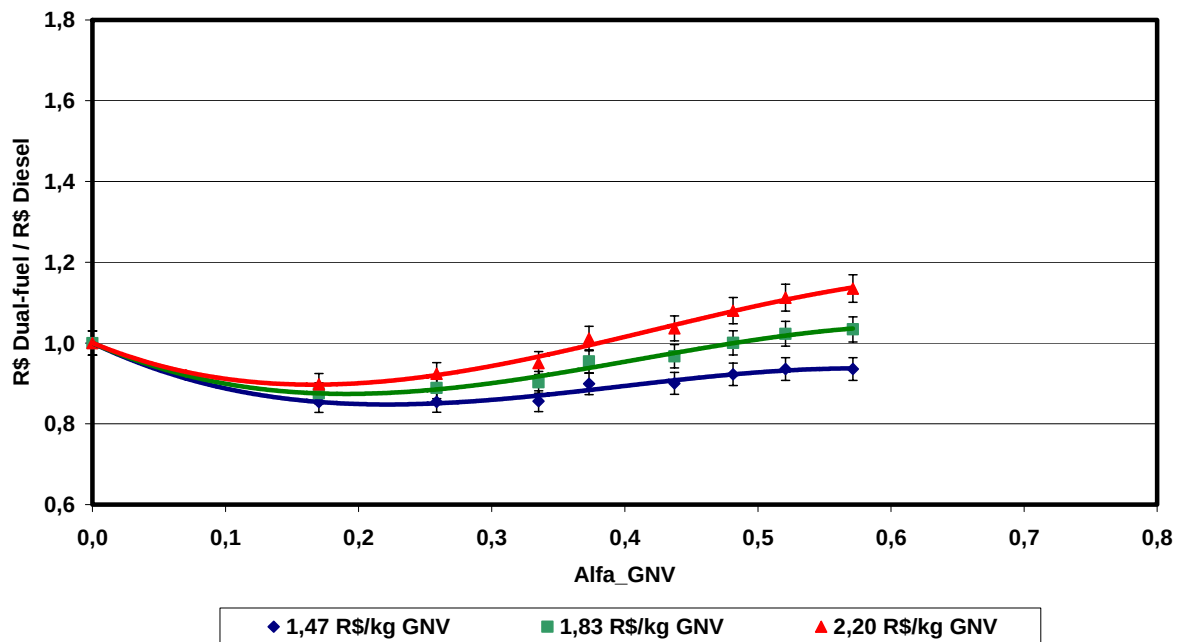


Figura 129 – Razão de custo de operação para potência elétrica de 7,5 kW

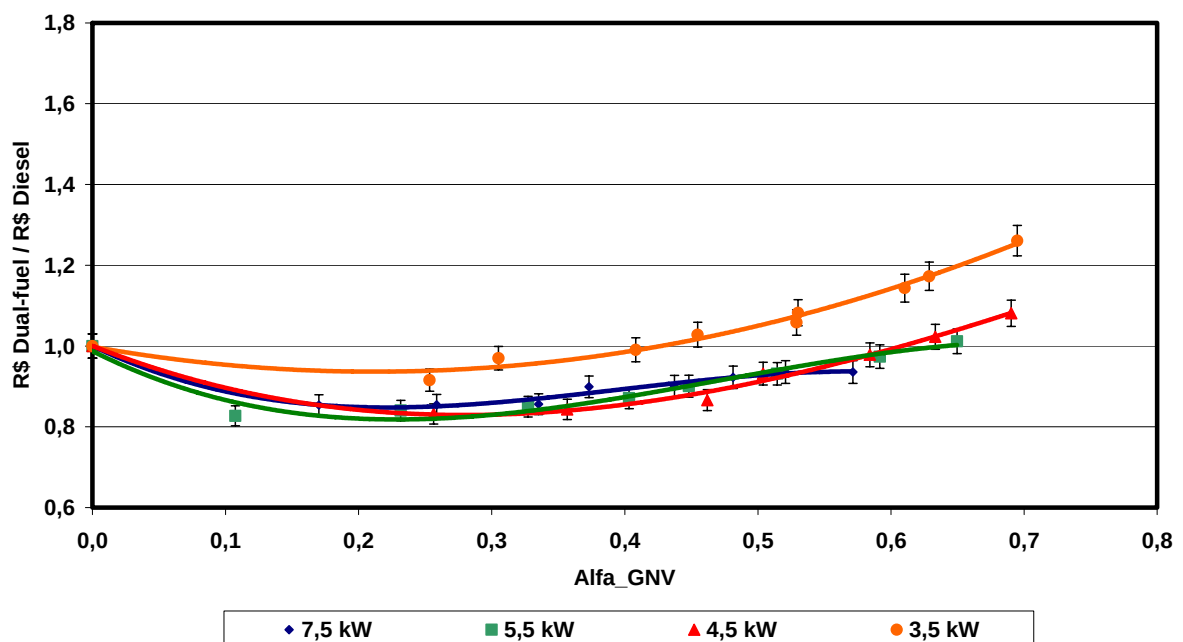


Figura 130 – Razão de custo de operação para R\$1,47 / kg GNV

Tomando-se, por exemplo, o preço atual de mercado do GNV (figura 131), a operação em toda a faixa de substituição correspondente a valores de α_{GNV} entre 0,0 e 0,5, com geração de 7,5 kW de potência elétrica (losango azul), é mais econômica do que a operação com Diesel puro.

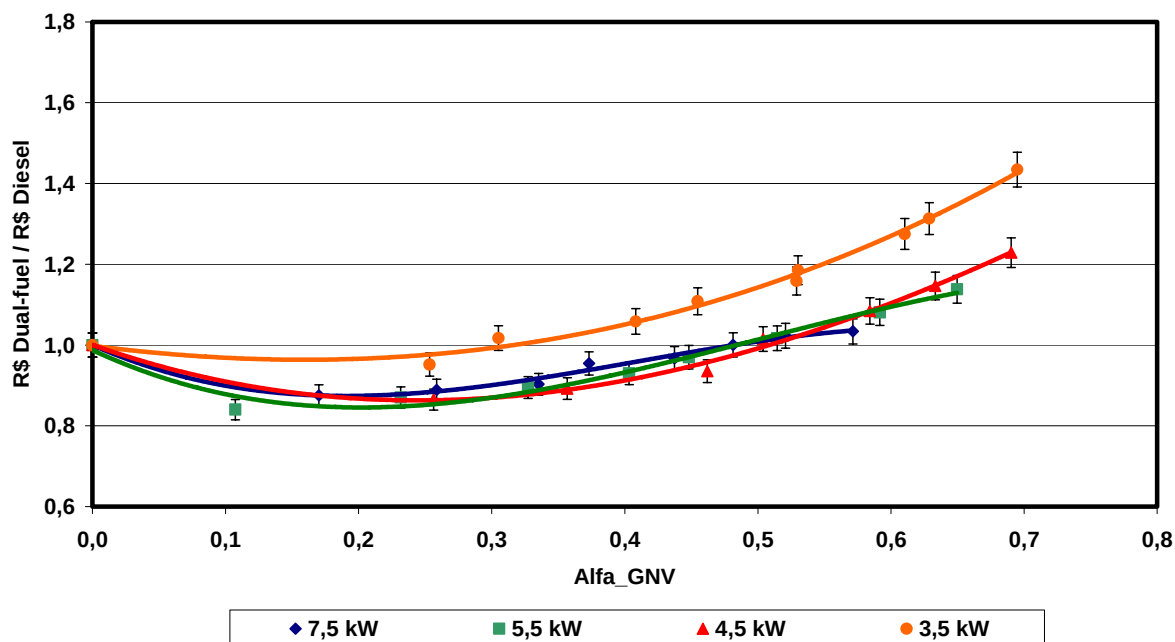


Figura 131 – Razão de custo de operação para R\$1,83 / kg GNV

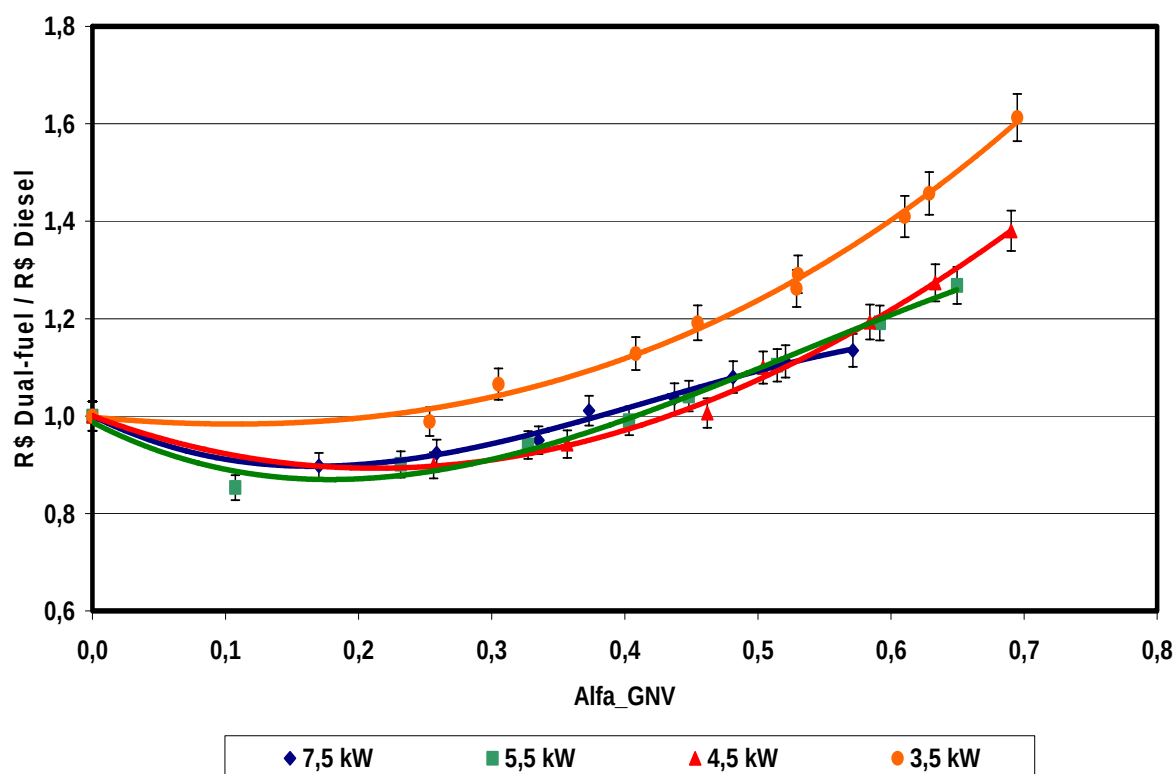


Figura 132 – Razão de custo de operação para R\$2,20 / kg GNV

As figuras 130 a 132 apresentam o mesmo resultado, agrupando as curvas de razão de preço do *bi-combustível* pelos valores correspondentes aos preços analisados.

5.5. Redução do fluxo de ar

A vazão de ar que alimenta o motor é um parâmetro importante que influencia diretamente o rendimento do mesmo. Dela dependerá, em grande medida, que se estabeleçam as condições necessárias para uma queima eficiente do combustível.

Com o intuito de determinar a proporção em que este parâmetro determina o rendimento do motor, e conseqüentemente do sistema de trigeriação, em virtude do evidente desperdícios de *GNV* para altos valores de α_{GNV} , realizou-se uma série de testes, mantendo a potência elétrica do gerador dentro da faixa de 4,5 a 4,8 kW (figura 133).

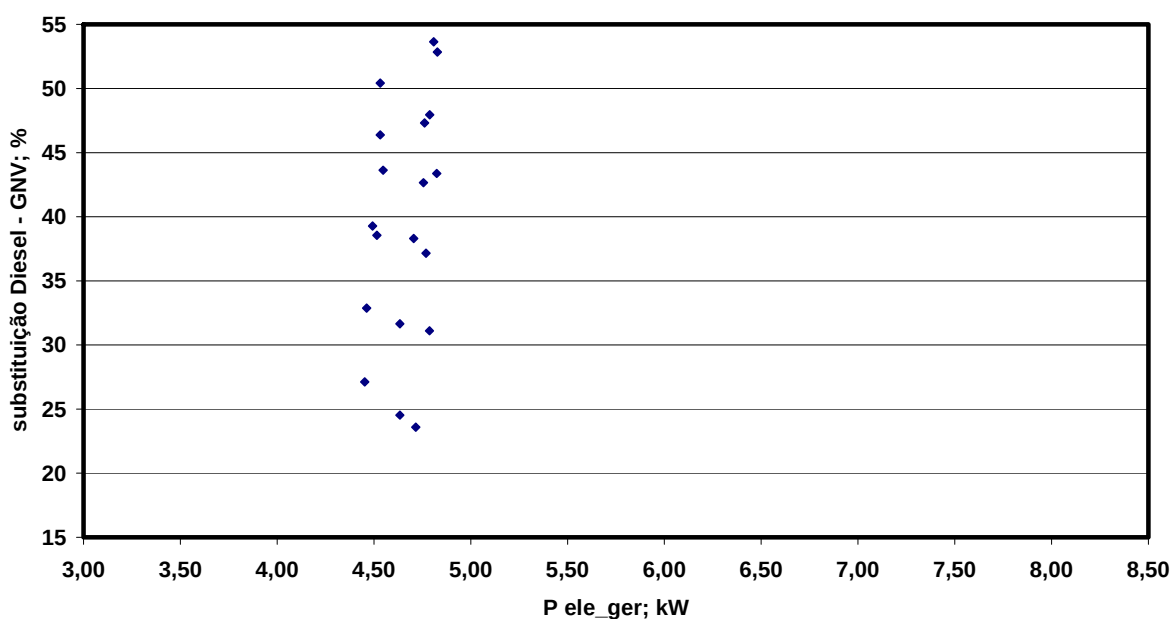


Figura 133 – Variação do coeficiente de substituição energética Diesel – gás com a potência elétrica

Nestes testes dosou-se de forma controlada (por meio da válvula borboleta na admissão) a injeção de *GNV* forçando, conseqüentemente, a substituição do óleo Diesel, para três condições de restrição do fluxo de ar, calculado com base no excesso de ar equivalente da mistura bi-combustível.

Estas restrições foram calculadas como correspondentes a 0%, 17% e 25% de redução do excesso de ar.

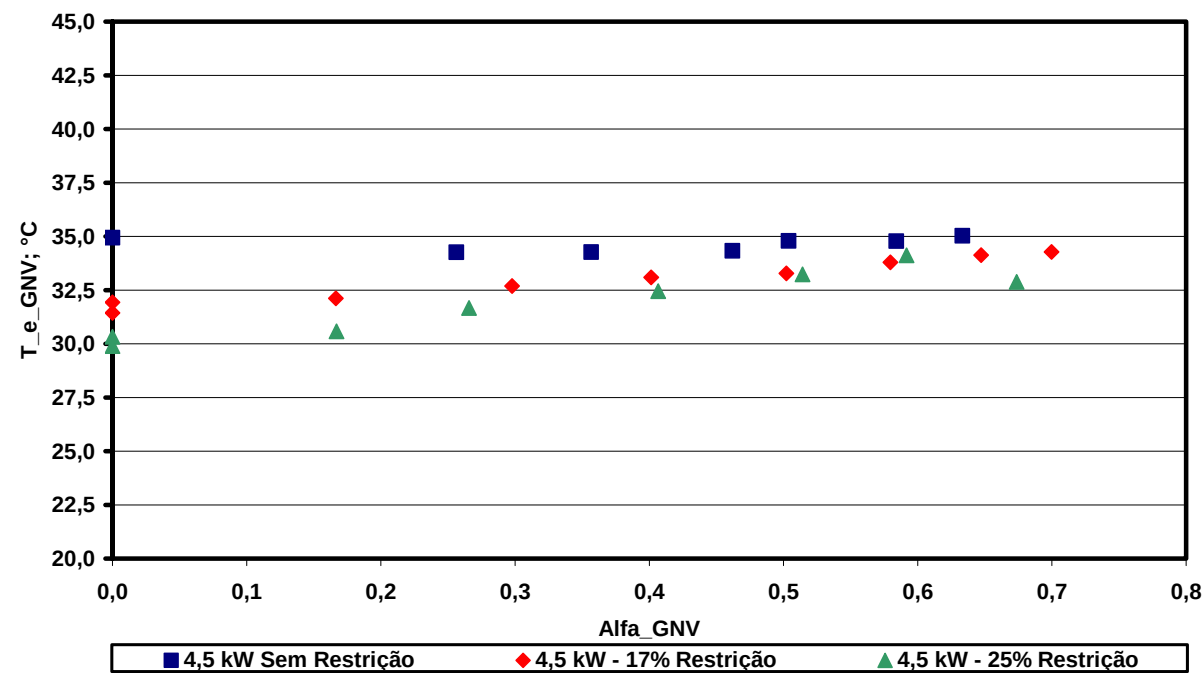


Figura 134 – Variação da temperatura de entrada do GNV ao longo dos testes

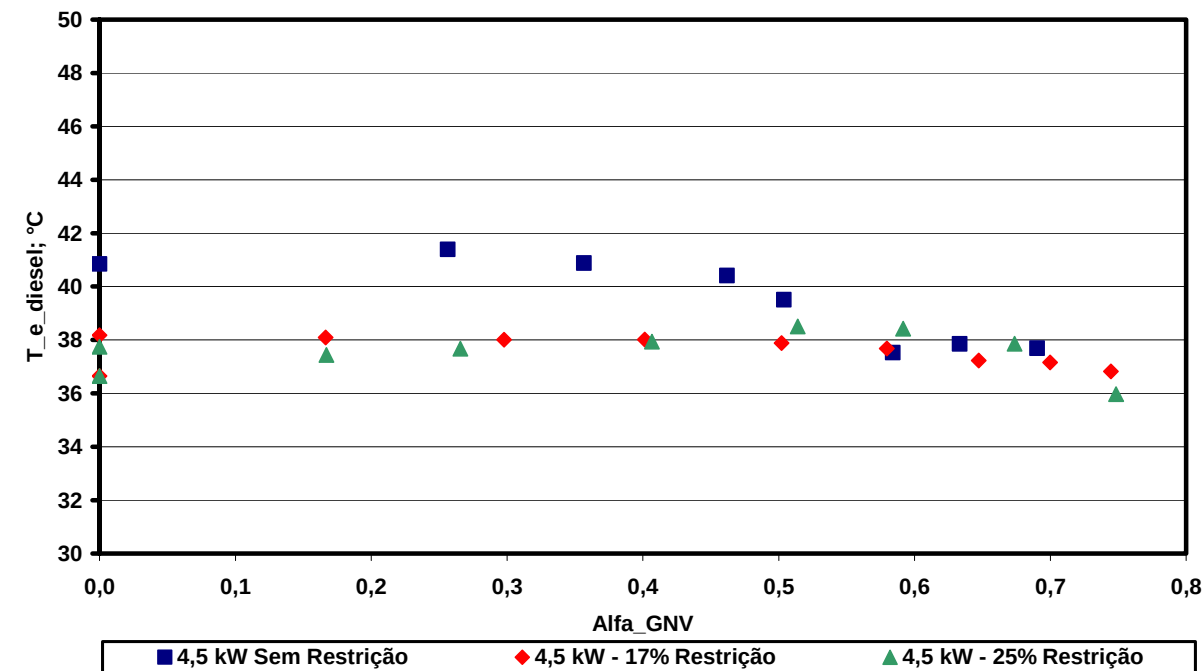


Figura 135 – Variação da temperatura de entrada do óleo Diesel ao longo dos testes

As figuras 134 e 135 mostram a faixa de temperatura de entrada do GNV e do óleo Diesel. Considera-se que a variação dentro destes limites não tenha influído, de forma perceptível, no desempenho do sistema.

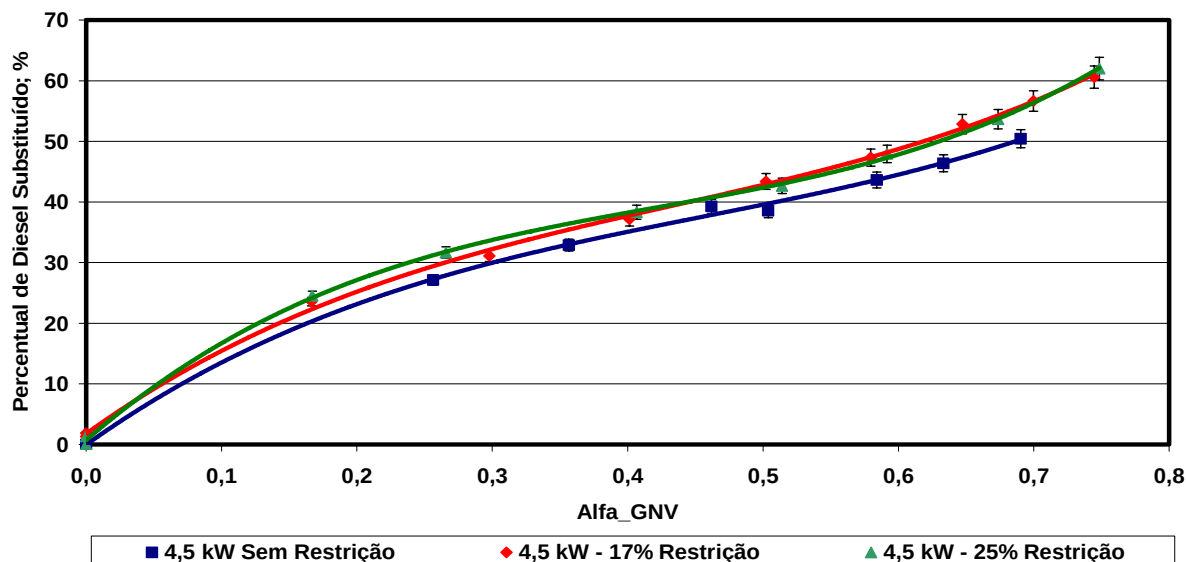


Figura 136 – Substituição mássica de óleo Diesel em função de α_{GNV}

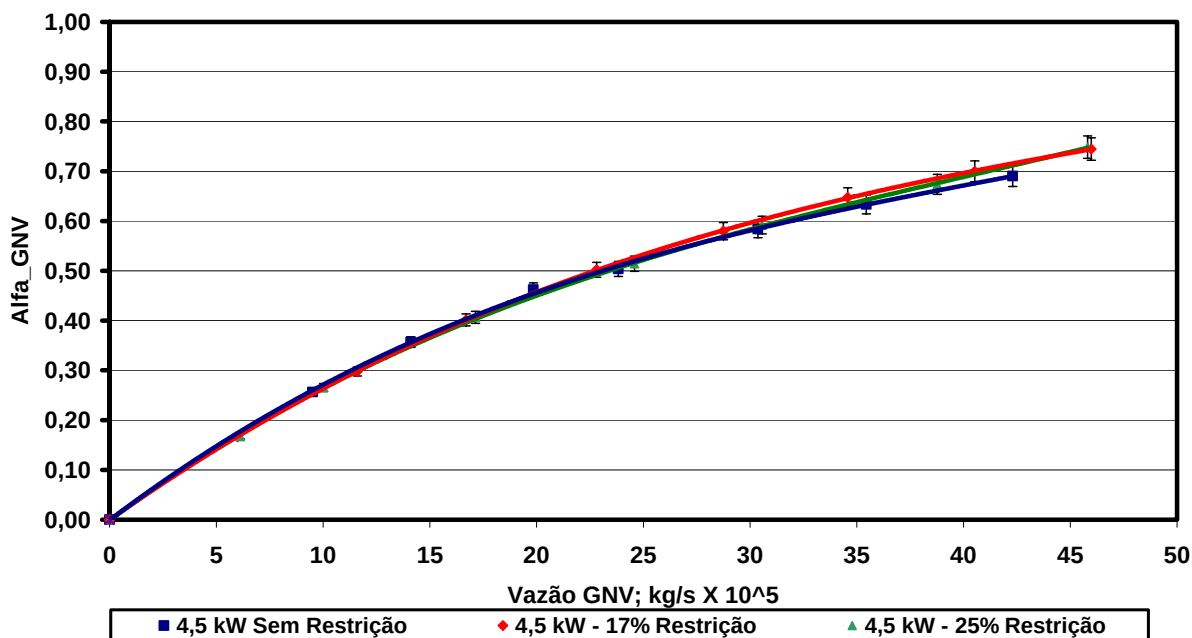


Figura 137 – Substituição energética de óleo Diesel

As figuras 136 e 137 não mostram variação no aproveitamento energético do combustível com a redução do fluxo de ar. Percebe-se, na figura 137, a

persistência dos valores do coeficiente de substituição de óleo Diesel, α_{GNV} , para iguais vazões de GNV.

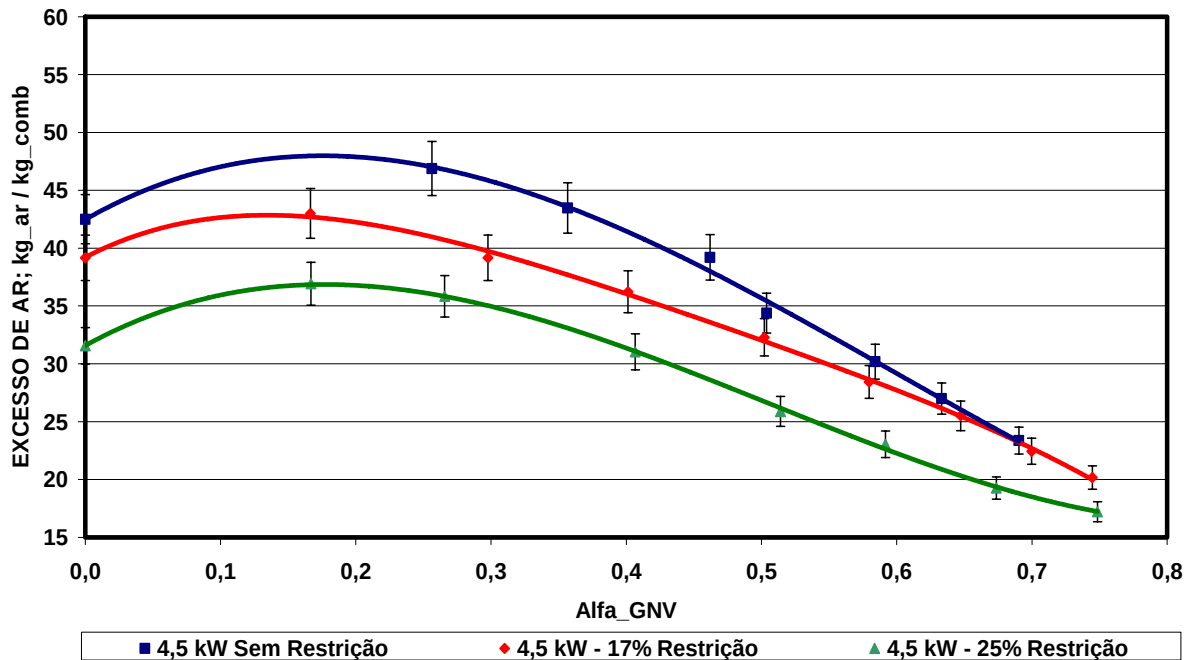


Figura 138 – Variação do excesso de ar com α_{GNV} para diferentes níveis de redução do fluxo de ar

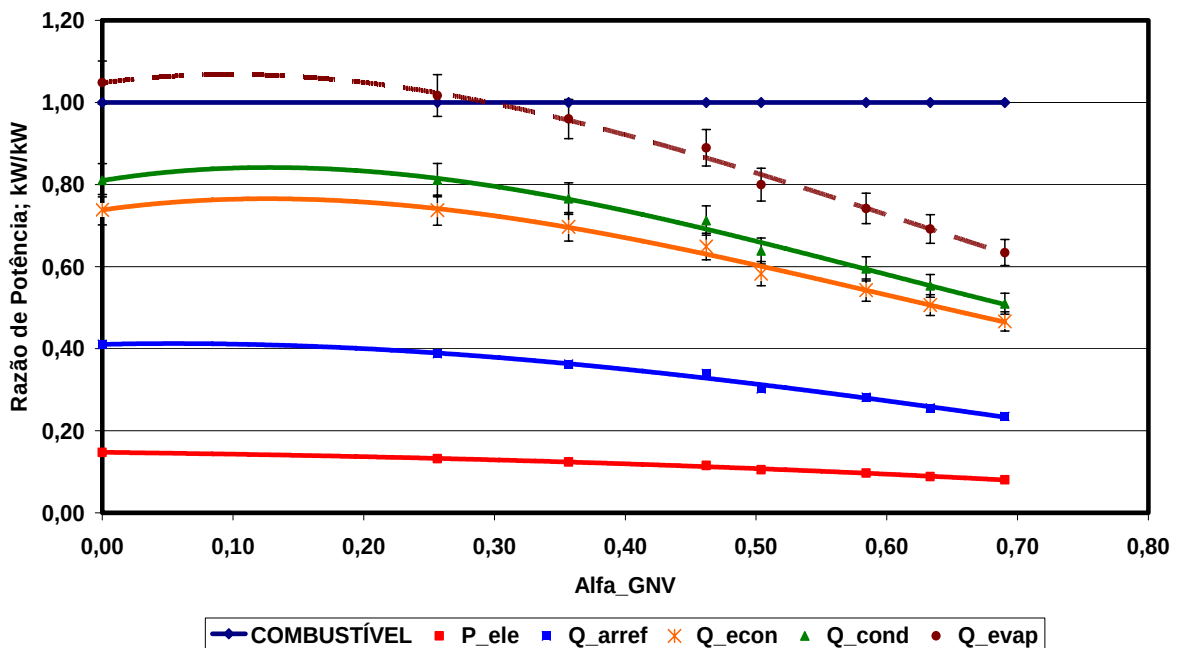


Figura 139 – Distribuição de energia para 4,5 kW sem restrição no fluxo de ar

Em função da diminuição do excesso de ar equivalente à mistura Diesel – GNV (figura 138), determinou-se a contribuição de cada um dos produtos energéticos do sistema, o que é apresentado nas figuras 139 a 141.

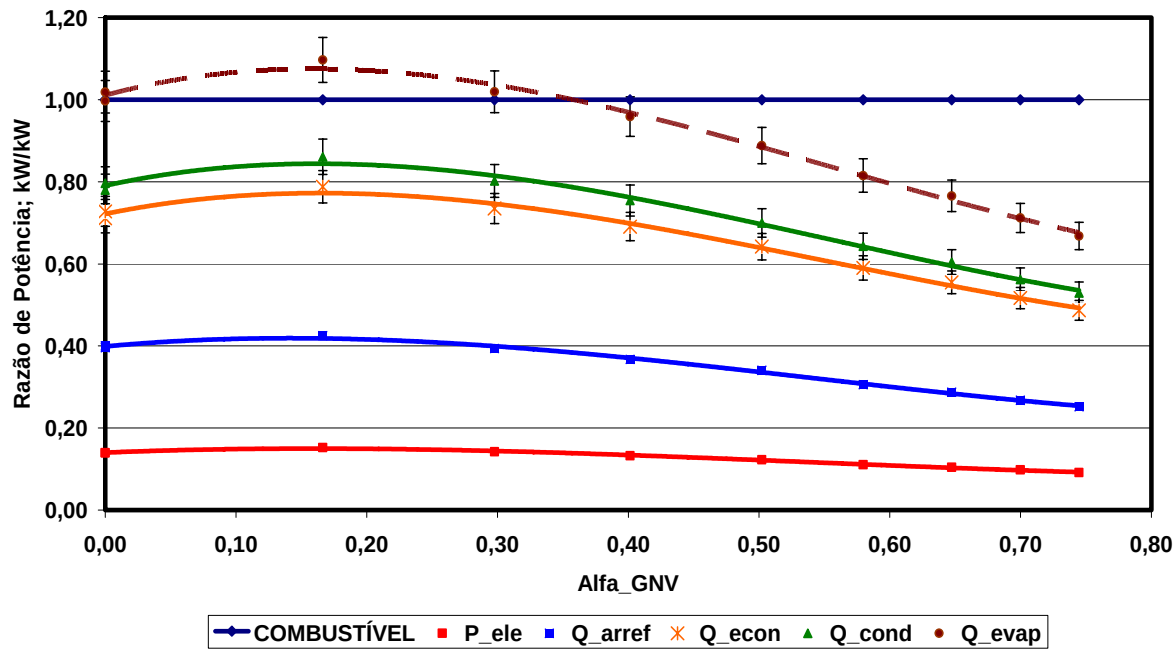


Figura 140 – Distribuição de energia para 4,5 kW com restrição de 17% no fluxo de ar

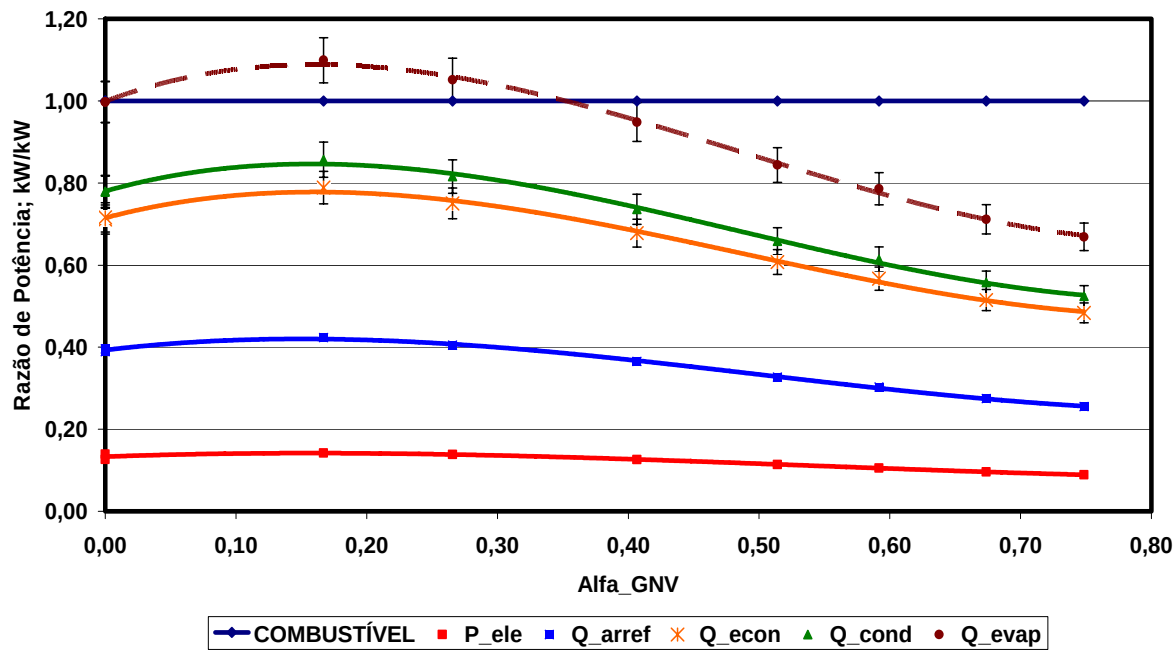


Figura 141 – Distribuição de energia para 4,5 kW com restrição de 25% no fluxo de ar

Observa-se uma melhora, em termos de eficiência, expressa através do balanço energético do conjunto motor – gerador, comparado nas figuras 142 e 143 que se seguem.

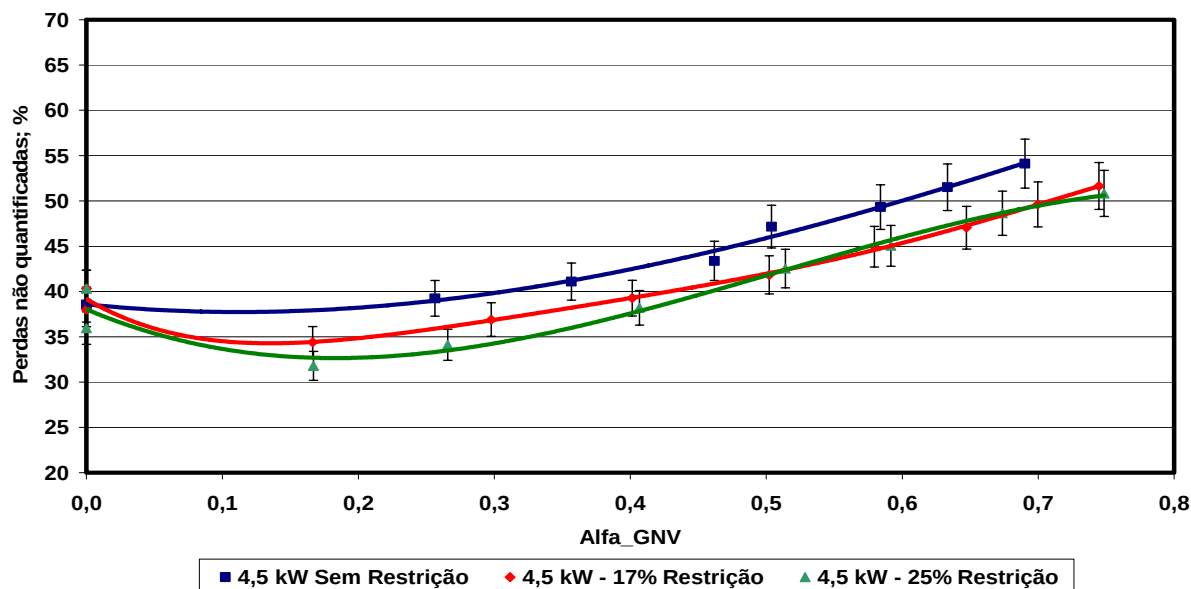


Figura 142 – Perdas não quantificadas no balanço de energia do conjunto motor – gerador

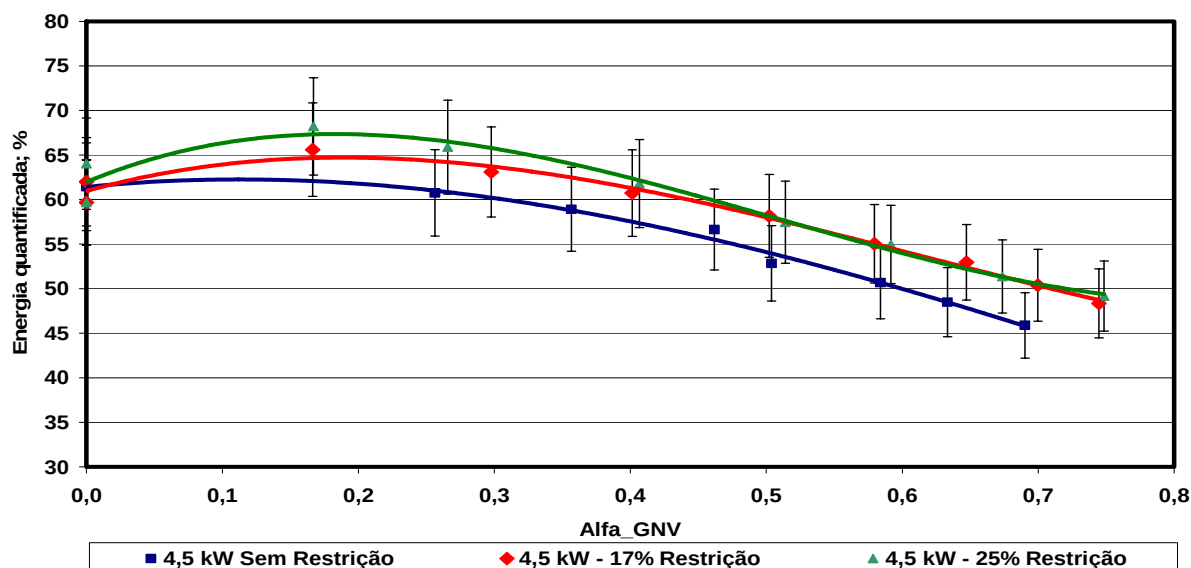


Figura 143 – Energia quantificada no balanço de energia do conjunto motor – gerador

De qualquer forma, mesmo com a maior restrição, constata-se a evidência de GNV não queimado para maiores valores de α_{GNV} . Uma reavaliação do sistema de dosagem se faz necessária.

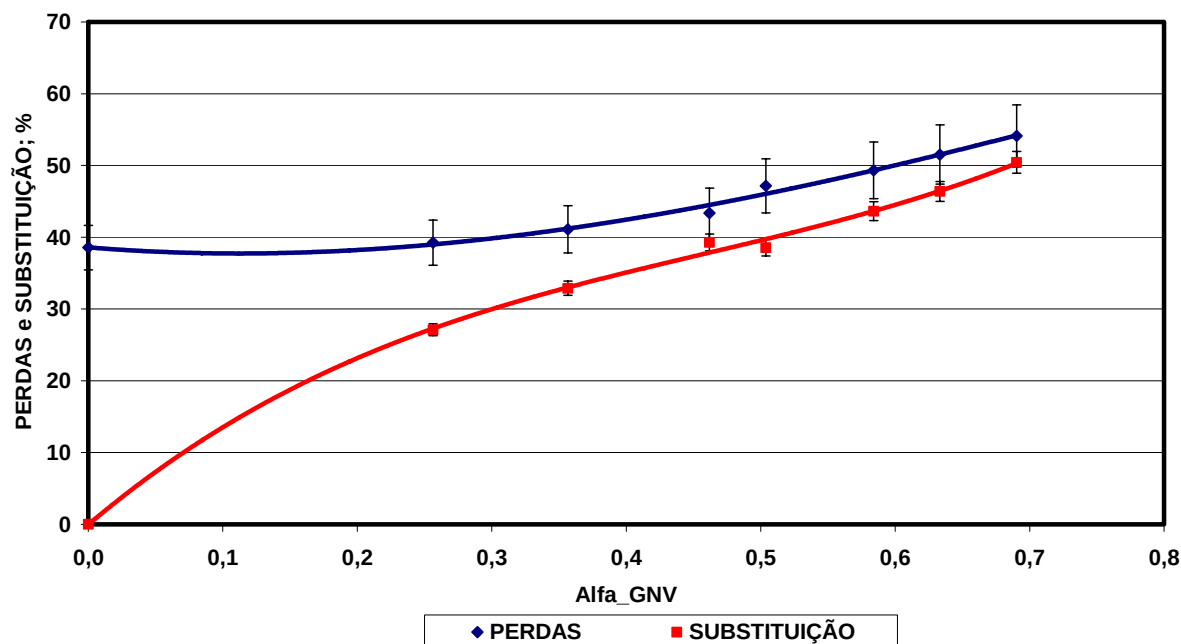


Figura 144 – Perdas não quantificadas e substituição mássica de óleo Diesel em função de α_{GNV} , sem restrição no fluxo de ar

As figuras 144 a 146 mostram, num mesmo gráfico, a proporção das perdas não quantificadas do conjunto motor – gerador e o percentual de Diesel substituído.

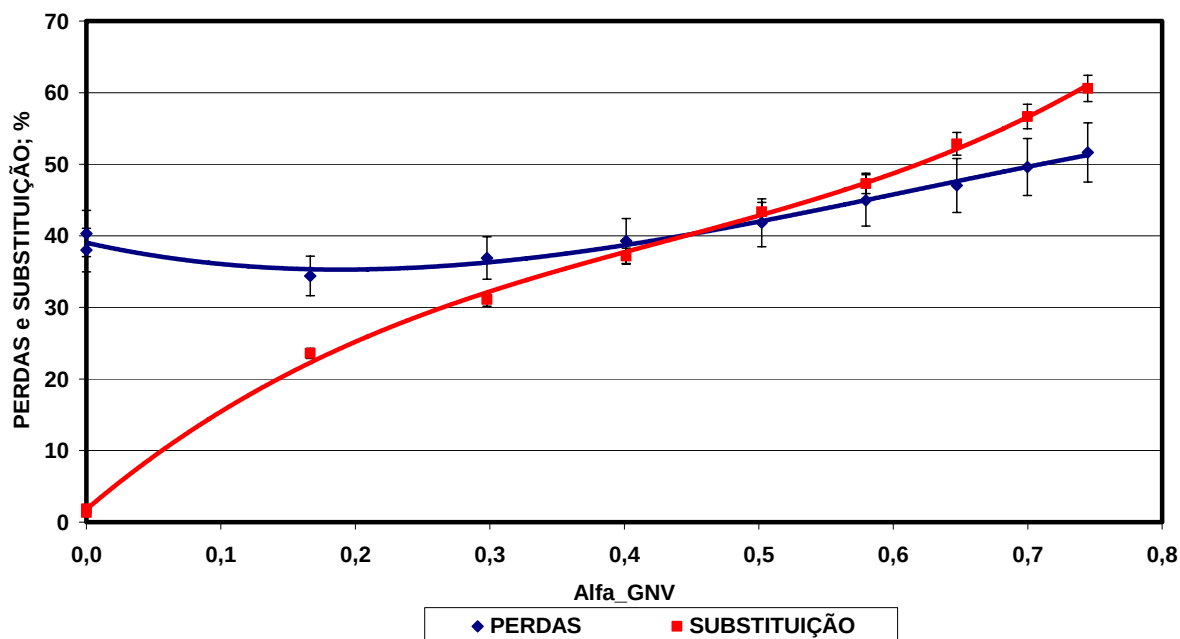


Figura 145 – Perdas não quantificadas e substituição mássica de óleo Diesel em função de α_{GNV} , com restrição de 17% no fluxo de ar

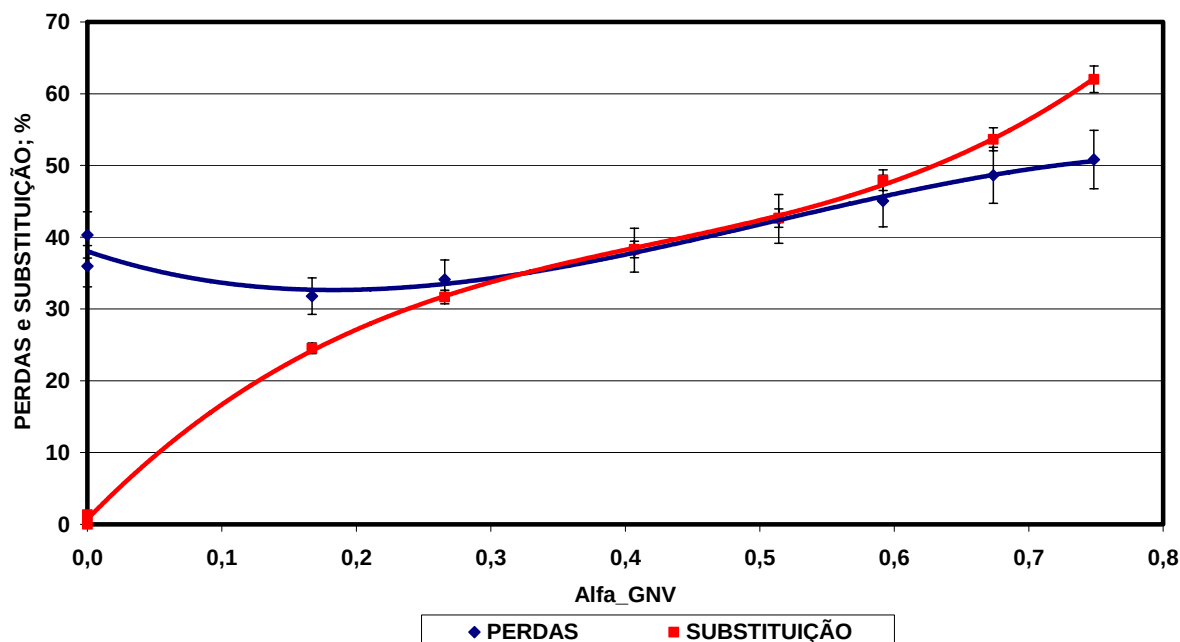


Figura 146 – Perdas não quantificadas e substituição mássica de óleo Diesel em função de α_{GNV} , com restrição de 25% no fluxo de ar

A eficiência térmica do conjunto motor – gerador sofre uma degradação apreciável com a redução do volume de ar, quando operando com Diesel puro (figura 147). Isto era esperado, dado que o motor Diesel opera sem a necessidade de restrição do fluxo de ar, como nos motores Otto.

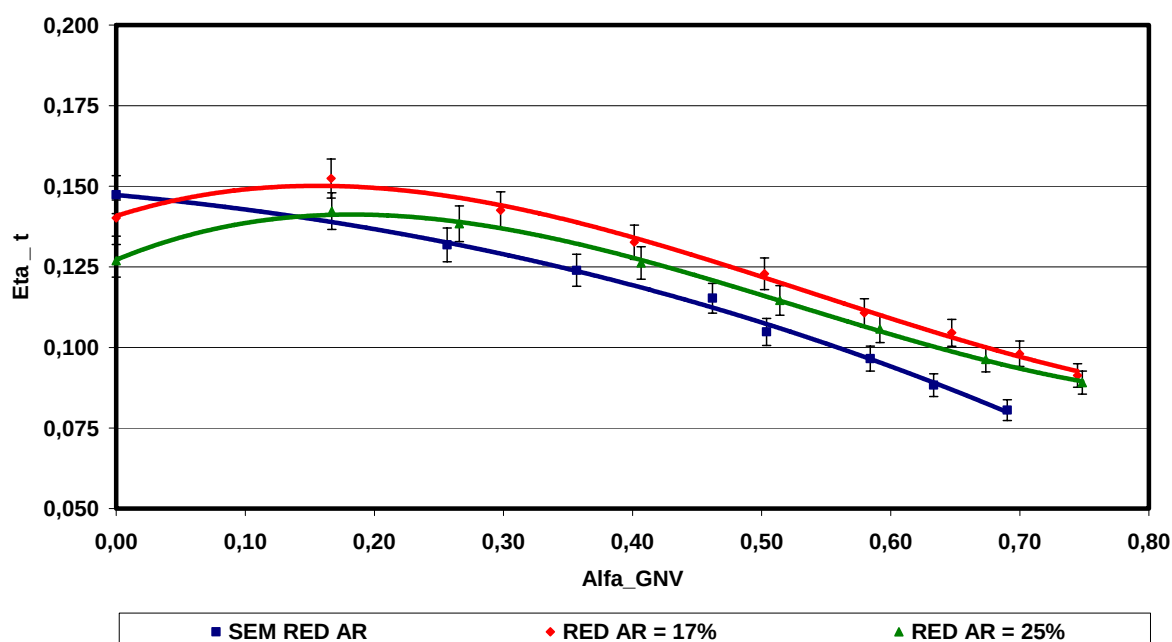


Figura 147 – Eficiência térmica do conjunto motor – gerador para diferentes níveis de redução de ar

À medida que aumenta a concentração de *GNV* na mistura bi-combustível (figura 148) a eficiência térmica aumenta encontrando um valor máximo para valores de aproximadamente 0,17 de α_{GNV} , nos casos em que o volume de ar foi reduzido, enquanto que é sempre decrescente com o aumento do *GNV* na mistura bi-combustível, no caso da operação com ar total.

A razão de conversão de energia (figura 148) aponta para uma melhora na eficiência da queima, de aproximadamente 5%, na região de α_{GNV} , onde se encontram os valores máximos da referida eficiência.

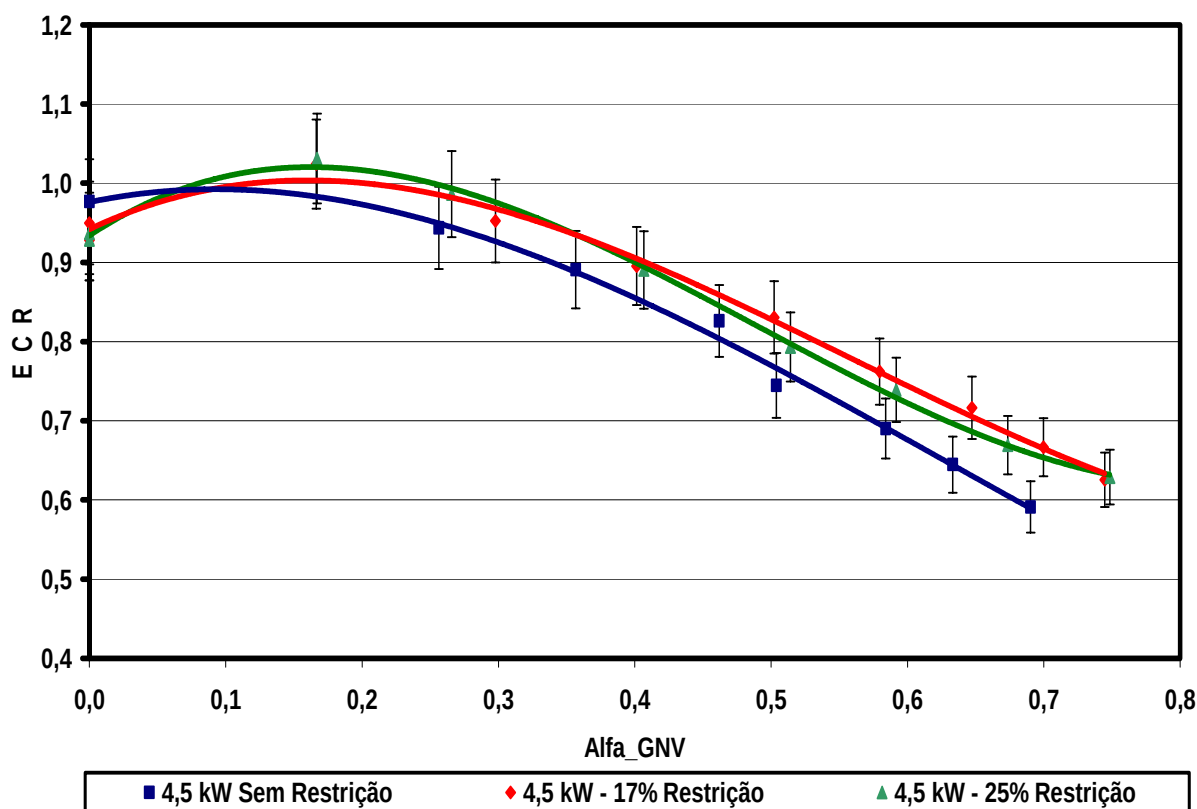


Figura 148 – Razão de conversão de energia do sistema de trigeração para diferentes níveis de redução de ar

A mesma tendência é apreciada através da análise exergética do sistema (figura 149), sendo que o rendimento de 2ª lei apresenta idêntico comportamento para os diferentes níveis de obstrução da vazão de ar.

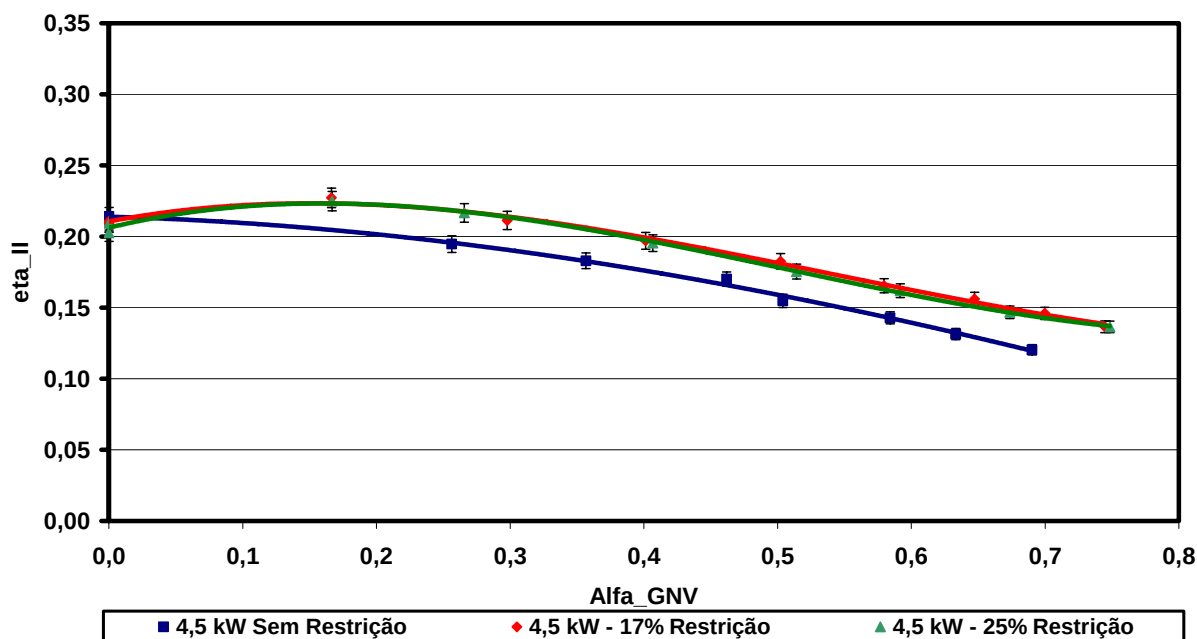


Figura 149 – Eficiência exergética do sistema de trigerção para diferentes níveis de redução de ar

A razão de custo de operação do sistema (figuras 150 a 152), analisada segundo a proposta descrita anteriormente, apresenta um aumento de aproximadamente 5% para $\alpha_{GNV} = 0$ (motor operando com óleo Diesel puro).

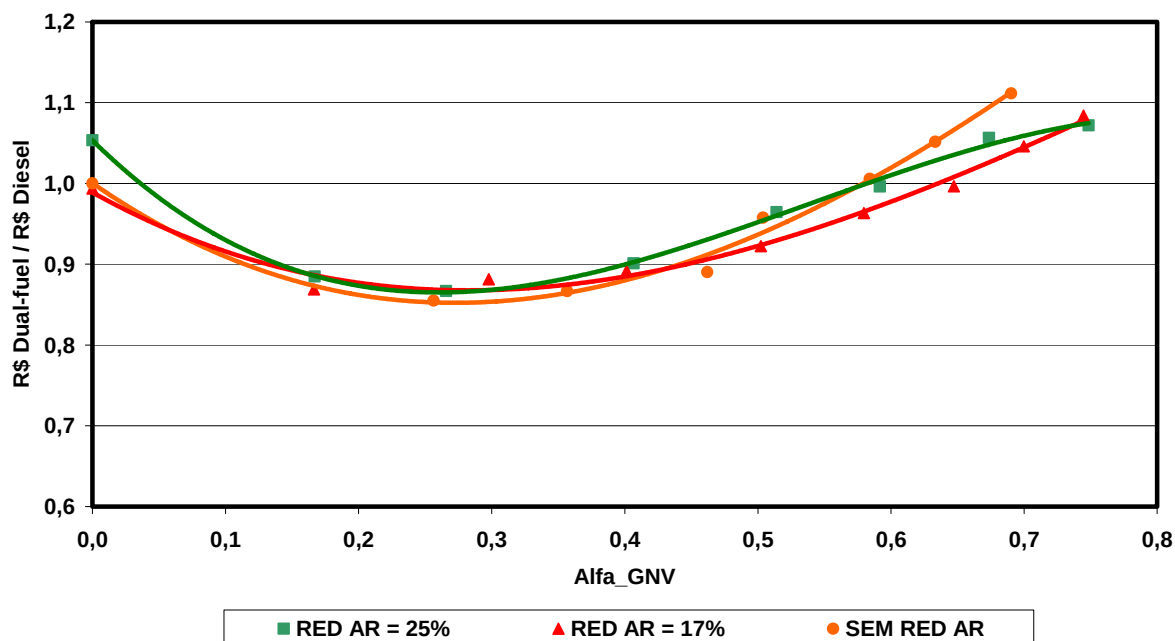


Figura 150 – Razão de custo de operação para diferentes níveis de redução de ar (R\$ 1,47 / kg GNV)

Quando da substituição de óleo Diesel por *GNV*, a diferença é pequena e mantém a mesma tendência das análises anteriores, com valores da razão de custo mínimo para valores de α_{GNV} em torno de 0,25.

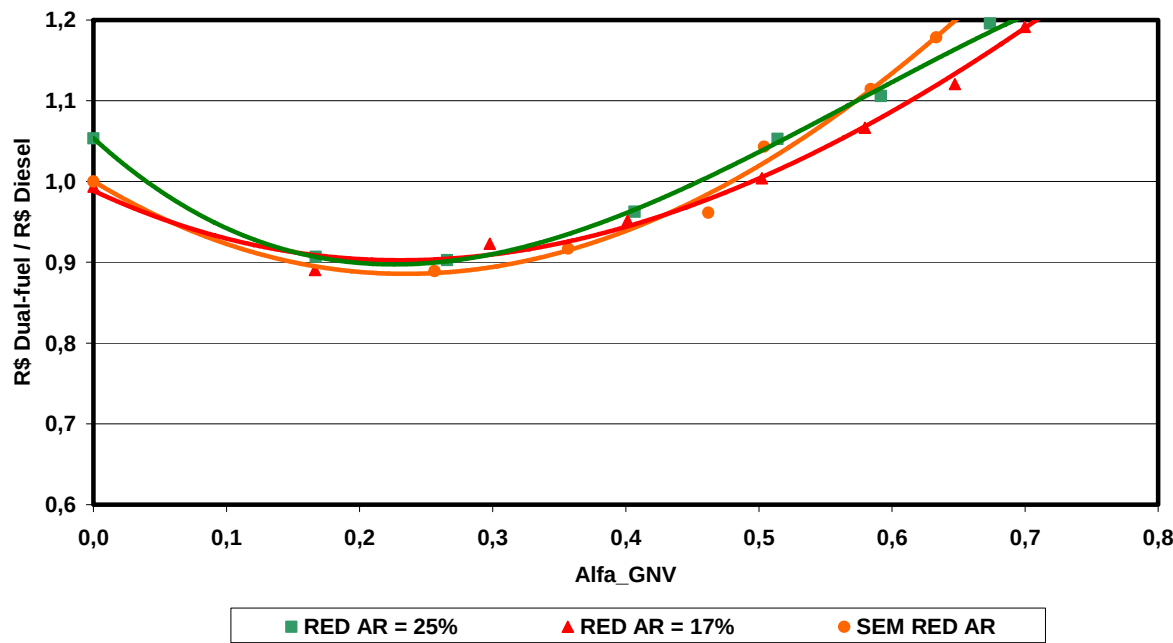


Figura 151 – Razão de custo de operação para diferentes níveis de redução de ar (R\$ 1,83 / kg *GNV*)

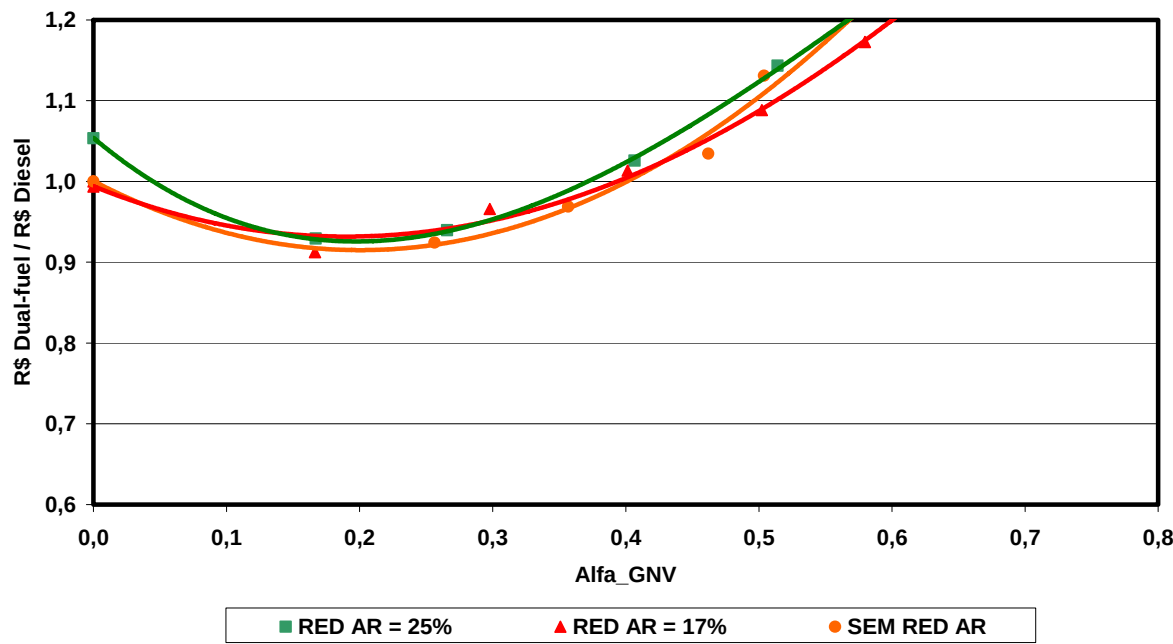


Figura 152 – Razão de custo de operação para diferentes níveis de redução de ar (R\$ 2,20 / kg *GNV*)

5.6.

Otimização Experimental em trigeração – 2ª lei da termodinâmica

Com o intuito de determinar, de forma experimental, condições de operação que otimizem o desempenho do sistema de trigeração, estudou-se a influência da vazão de água tanto no sistema de recuperação de calor quanto no evaporador da bomba de calor. Estabeleceram-se, para isto, as seguintes condições de testes:

- 1) Geração de potência elétrica combinada (Painel elétrico + Consumo do compressor da bomba de calor) de potência elétrica: 5,6 kW.
- 2) Vazões de água no evaporador: 4 L/min, 7 L/min e 15 L/min.
- 3) Vazões de água no sistema de recuperação de calor: 4,5 L/min, 8 L/min e 17 L/min.

No apêndice A 4 apresentam-se os principais parâmetros de operação e a redução dos dados referentes a esta etapa do trabalho.

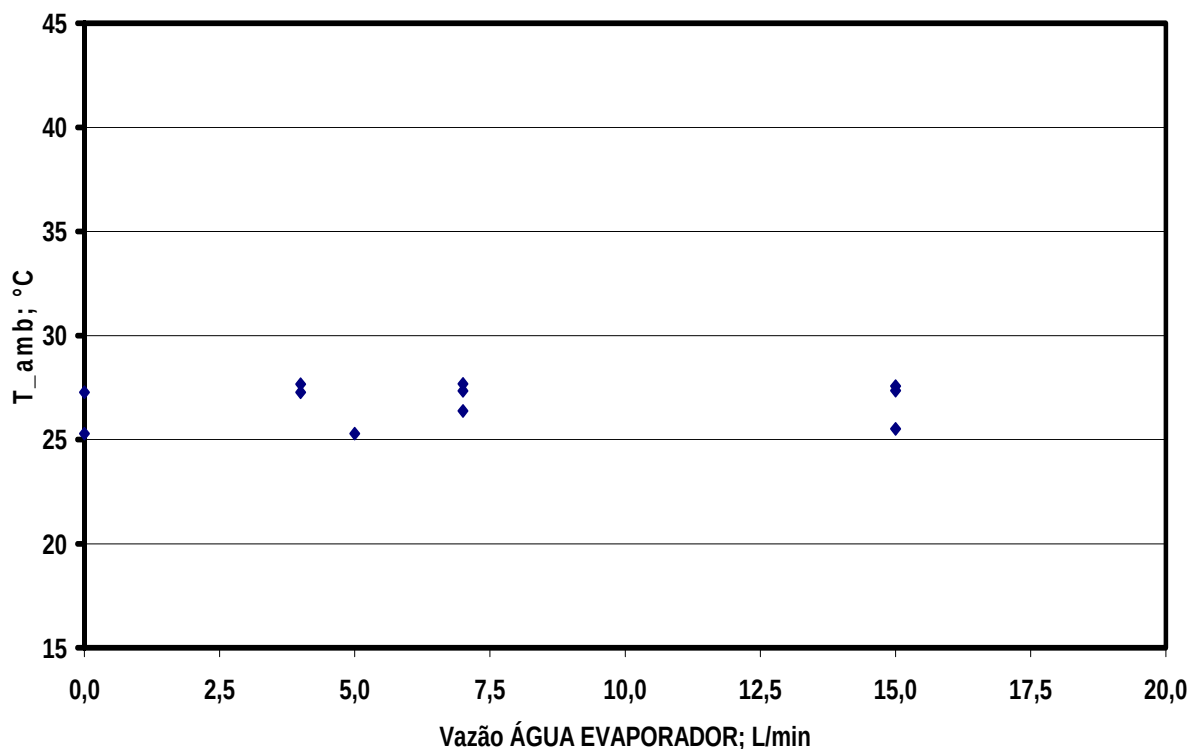


Figura 153 – Variação da temperatura ambiente ao longo dos testes

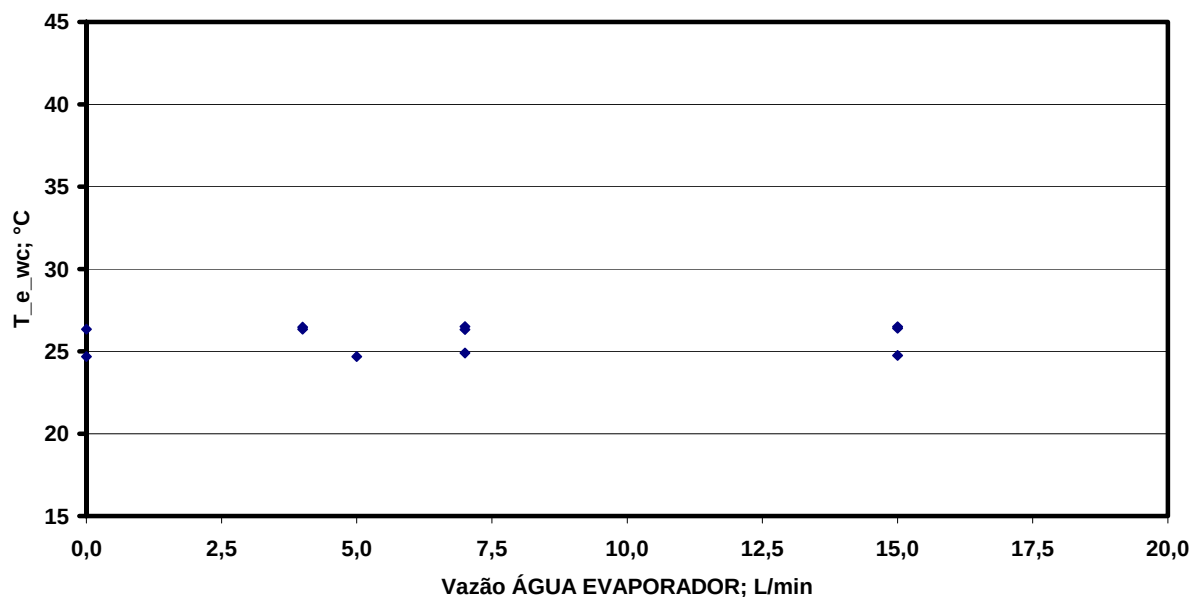


Figura 154 – Variação da temperatura de entrada da água no condensador ao longo dos testes

Comprovou-se, experimentalmente, que vazões menores que os valores mínimos, causavam instabilidade na bomba de calor (no caso da vazão de água no evaporador) e elevação da temperatura do óleo do motor (no caso da água de arrefecimento e recuperação).

Os testes foram conduzidos nas condições de temperatura apresentadas nas figuras 153 e 154.

Determinou-se a eficiência exergética do sistema de trigerção para as nove condições testadas, observando-se a diminuição deste rendimento com o aumento da vazão, tanto no evaporador, quanto no sistema de recuperação de calor (figuras 155 e 156).

No entanto, a razão de conversão de energia, (figuras 157 e 158), acusa exatamente a tendência contrária, no caso do aumento da vazão de água no evaporador. Esta tendência é devido ao caráter dos cálculos de cada eficiência, os quais são baseados na qualidade da energia obtida (2ª lei) ou na quantidade de energia (1ª lei).

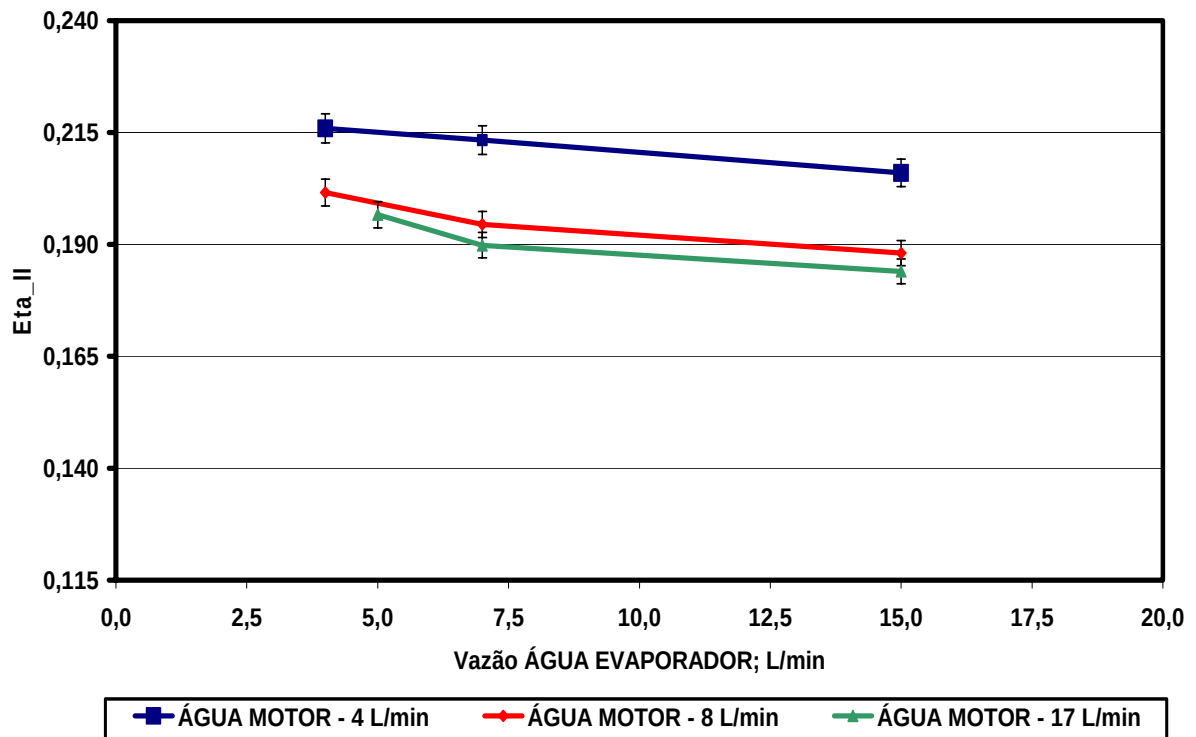


Figura 155 – Variação da eficiência exergética com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor

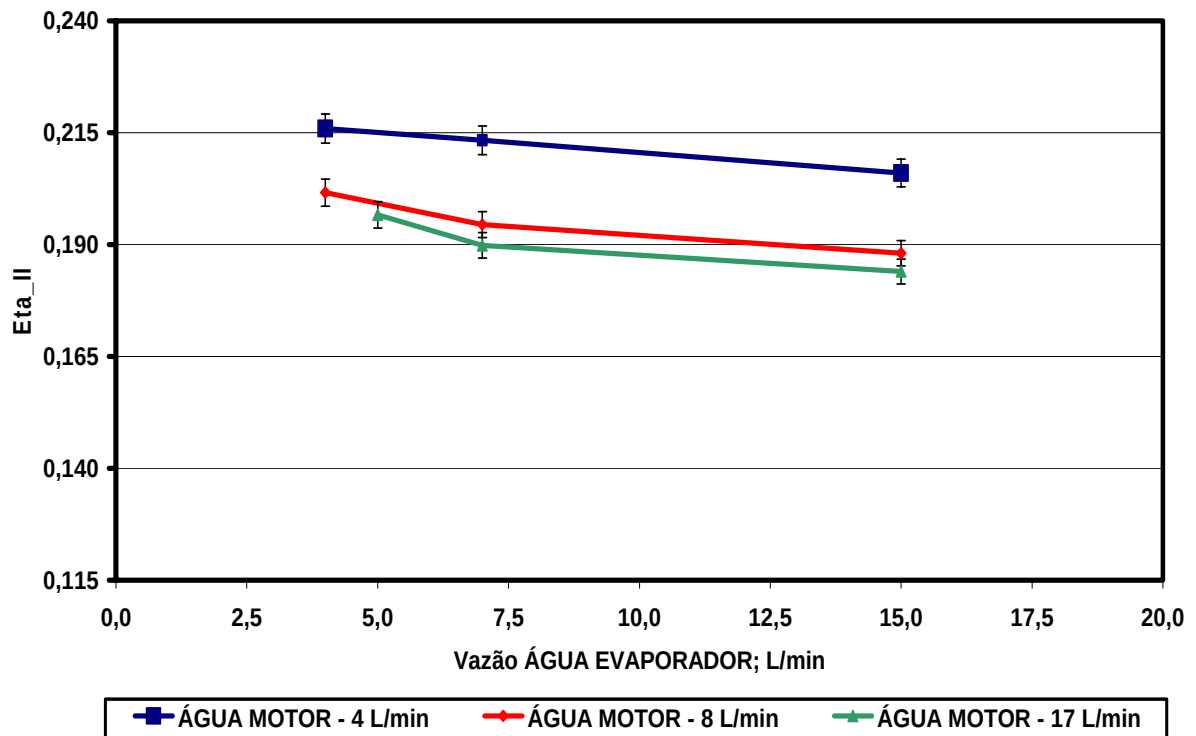


Figura 156 – Variação da eficiência exergética com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor

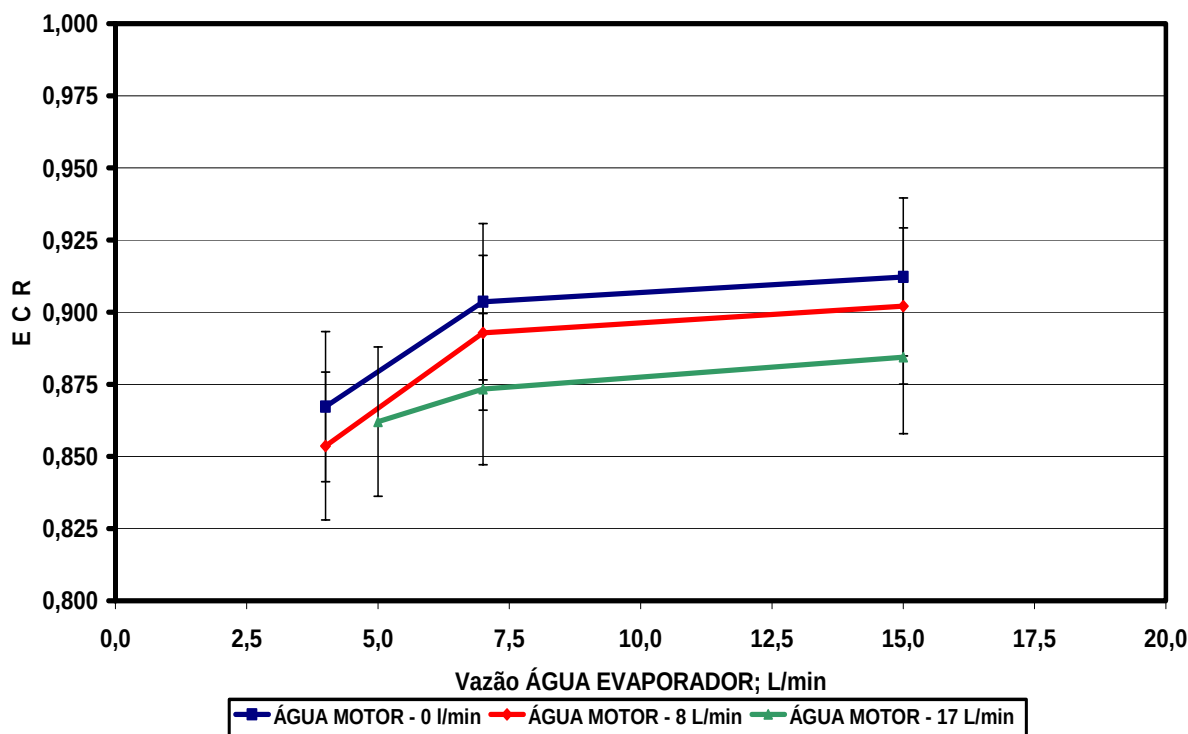


Figura 157 – Variação da razão de conversão de energia com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor

É conhecido, da teoria geral de transferência de calor que, dentro de certos limites, um aumento da vazão do fluído que participa da troca convectiva de calor incrementa a eficiência da mesma. Um aumento desta eficiência implica um aumento da transferência de energia, o que se manifesta nos gráficos das figuras 157 e 158.

O calor retirado pela água de arrefecimento do motor e dos gases de exaustão é menor à medida que aumenta a vazão de água no sistema de arrefecimento, devido ao fato do motor trabalhar mais frio. Por outro lado, o aumento da vazão de água no evaporador provoca um aumento da temperatura de evaporação da bomba de calor com o conseqüente aumento da capacidade frigorífica.

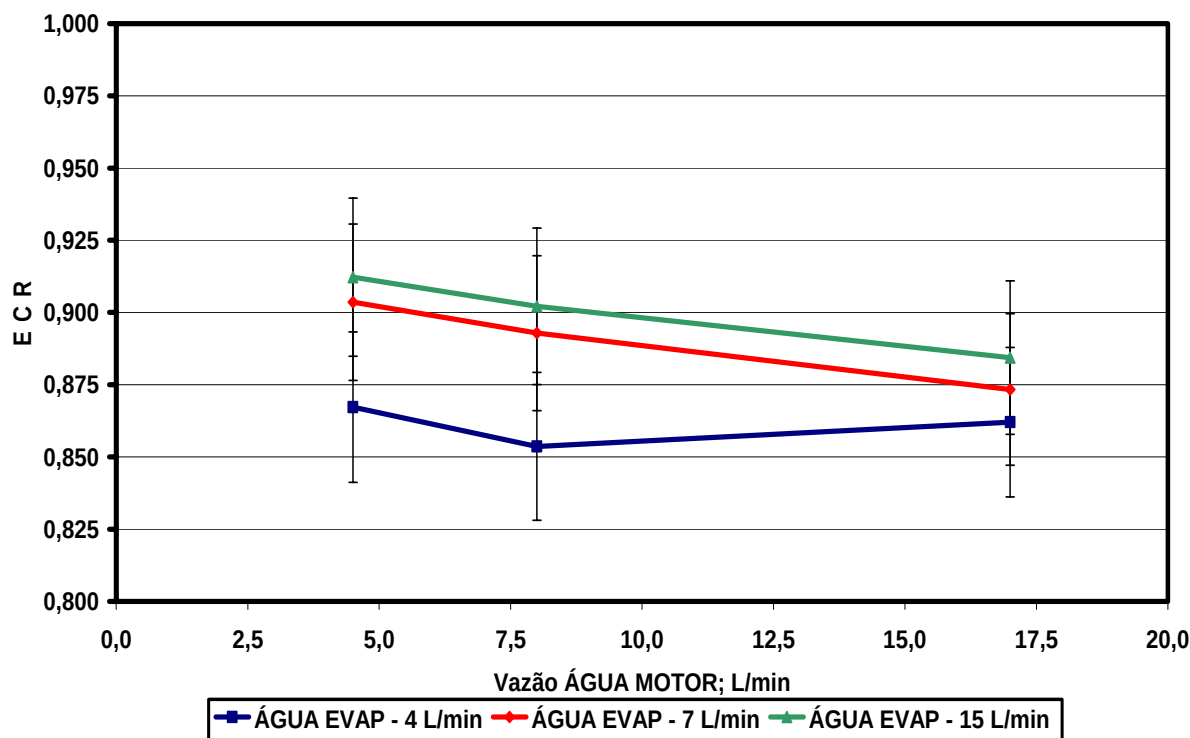


Figura 158 – Variação da razão de conversão de energia com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor

Em resumo: a razão de conversão de energia (ECR) cresce quando se aumenta a vazão de água no evaporador e decresce com o aumento da vazão de água no circuito de recuperação de calor. Já a eficiência exergética diminui com o aumento da vazão de água tanto no evaporador da bomba de calor quanto no circuito de recuperação de calor.

Mediante o uso da eficiência exergética é possível “reconhecer” a qualidade da energia, o que, no caso do uso do conceito de “razão de conversão de energia”, pode levar a conclusões erradas: aumento de “eficiência” do sistema com o aumento da vazão de água no evaporador.

Simulando, com os dados de operação do sistema, uma vazão de água no evaporador igual a 0 L/min , o que faz que a capacidade frigorífica (efeito refrigerante) seja nula, e considerando que toda a potência elétrica agora é destinada ao consumo de uma instalação hipotética (sistema operando no modo de cogeração), obtêm-se as tendências das curvas, expostas nas figuras 159 e 160.

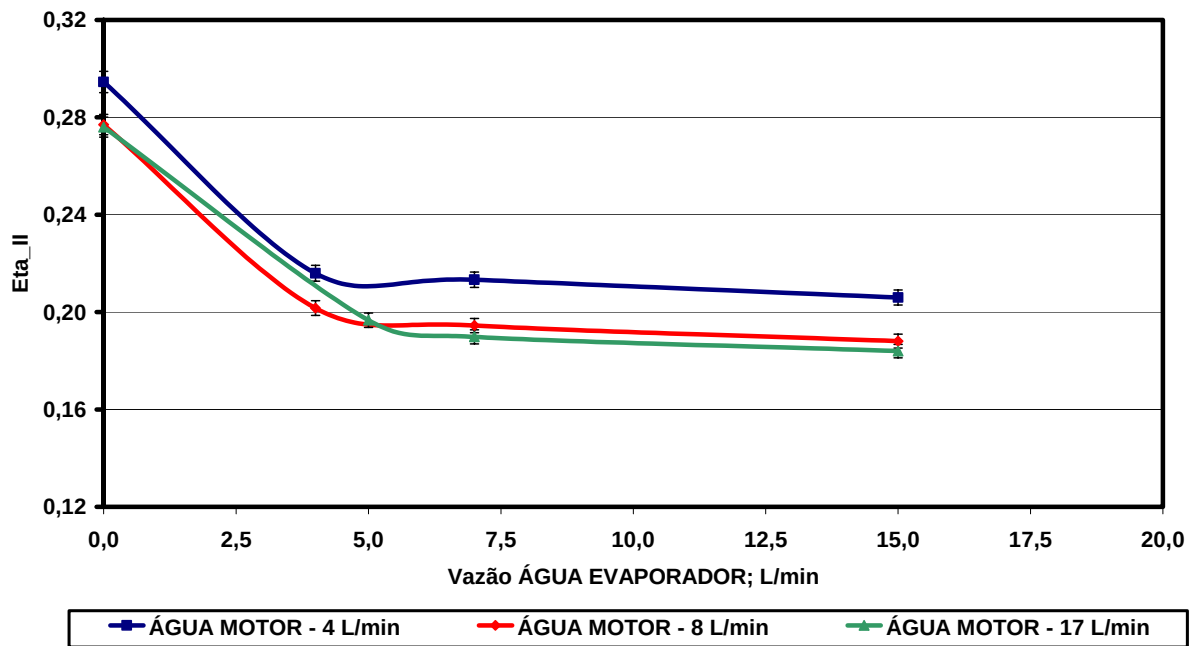


Figura 159 – Variação da eficiência exergética com as vazões mássicas de água, no evaporador (extrapolada à vazão nula) e no motor

Na figura 159 manifesta-se claramente que a qualidade ou exergia do trabalho elétrico é muito maior do que sua conversão em frio. Já um cálculo da razão de conversão de energia é incapaz de determinar essa diferença e acusa uma queda considerável da eficiência energética do sistema (figura 160).

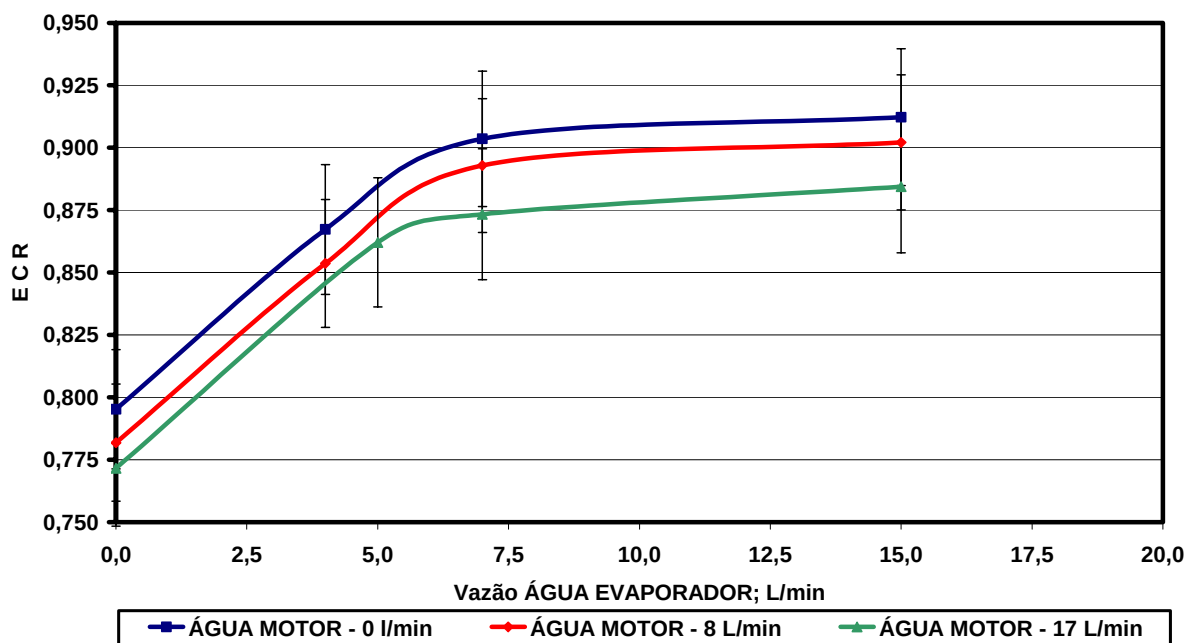


Figura 160 – Variação da razão de conversão de energia com as vazões mássicas de água, no evaporador (extrapolada à vazão nula) e no motor

A utilização do método de análise energética (1ª lei) não permite determinar a tendência ao aumento da eficiência do sistema. Esta tendência ao aumento da eficiência do sistema acontece com a transição do modo de operação de trиграção ao de cogeração.

Os gráficos a seguir mostram os resultados da simulação do sistema, a partir dos dados experimentais obtidos, operando nas condições equivalentes às testadas, mas com vazão de água nula no evaporador e no sistema de recuperação de calor.

Através do gráfico da figura 161 observa-se a existência de um *valor ótimo aparente* de vazão de água, quando este parâmetro é variado no sistema de recuperação de calor.

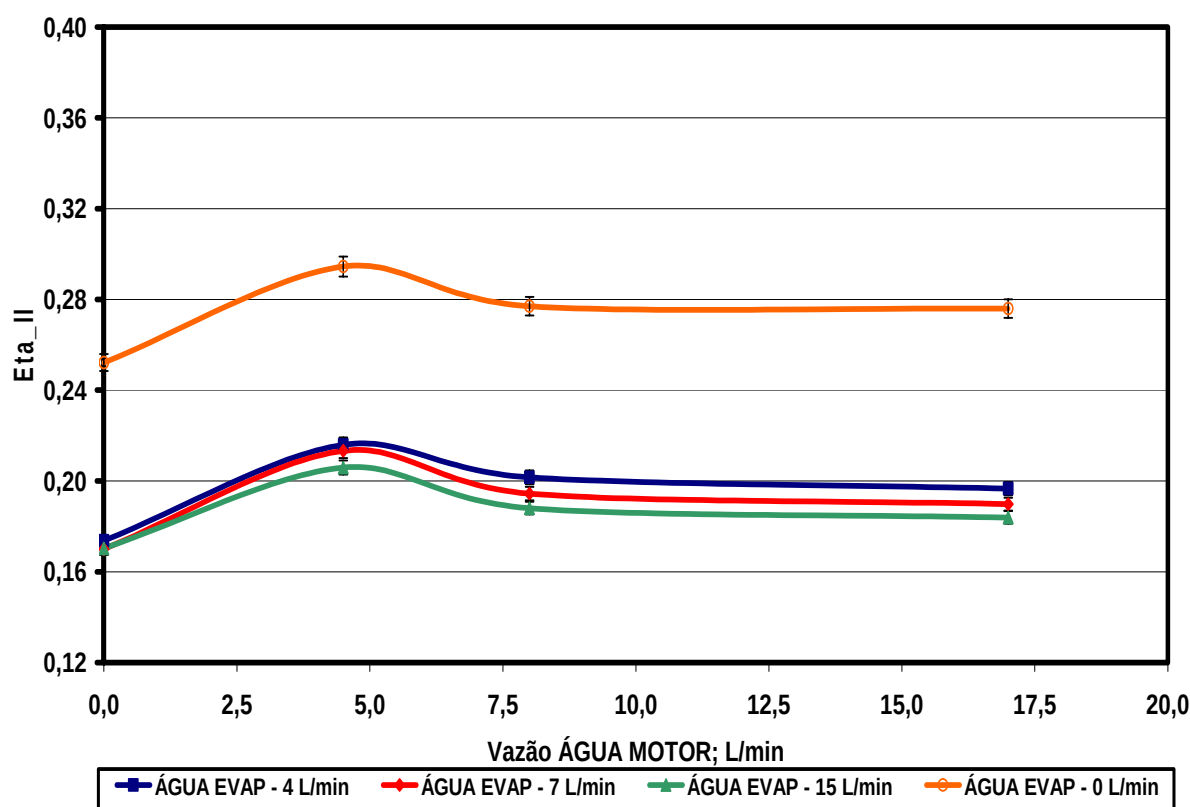


Figura 161 – Variação da eficiência exergética com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor, extrapoladas à vazão nula

Paralelamente, como observado no gráfico da figura 162, não é possível corroborar a existência dessa condição para a variação da vazão de água no evaporador da bomba de calor.

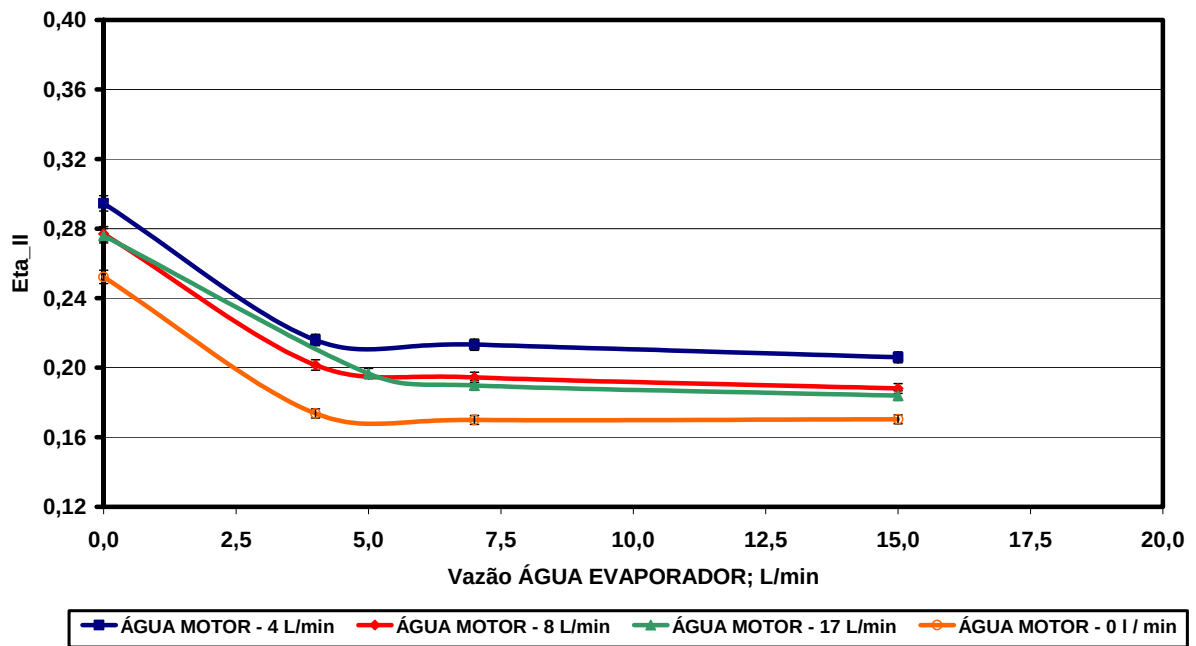


Figura 162 – Variação da eficiência exergética com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor, extrapoladas à vazão nula

O anterior é atribuível à falta de relevância do efeito refrigerante (potência frigorífica), como produto energético, quando comparado à magnitude dos outros produtos energéticos do sistema (i.e., potência elétrica e calor recuperado).

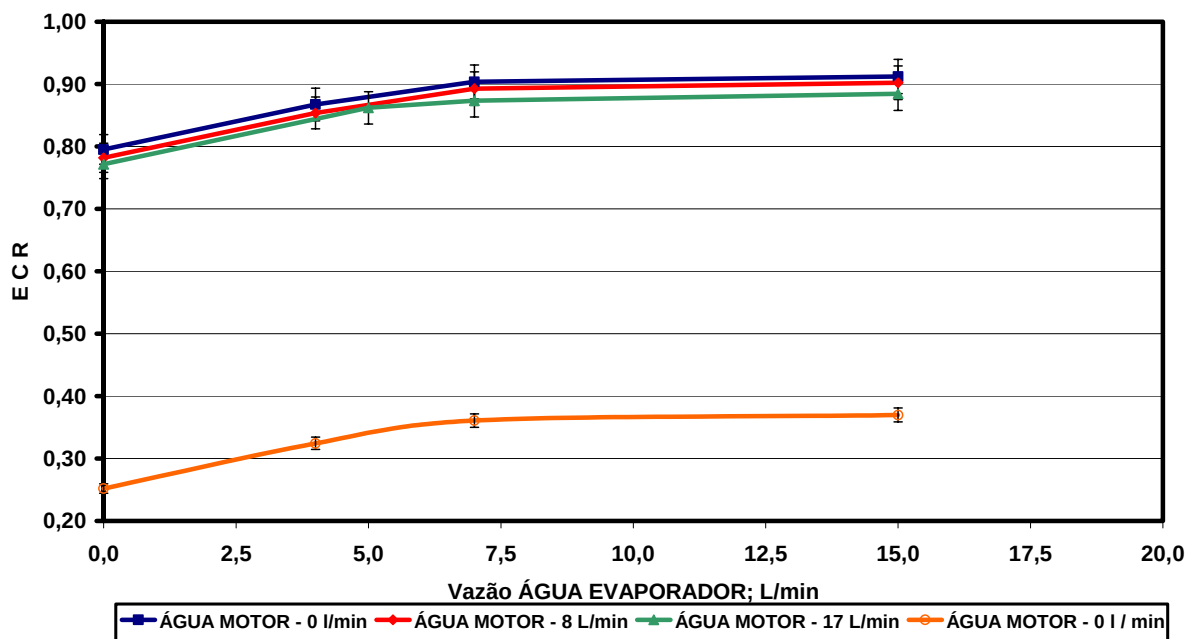


Figura 163 – Variação da razão de conversão de energia com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor, extrapoladas à vazão nula

Os gráficos das figuras 163 e 164 mantêm uma tendência coerente com o anteriormente explicado.

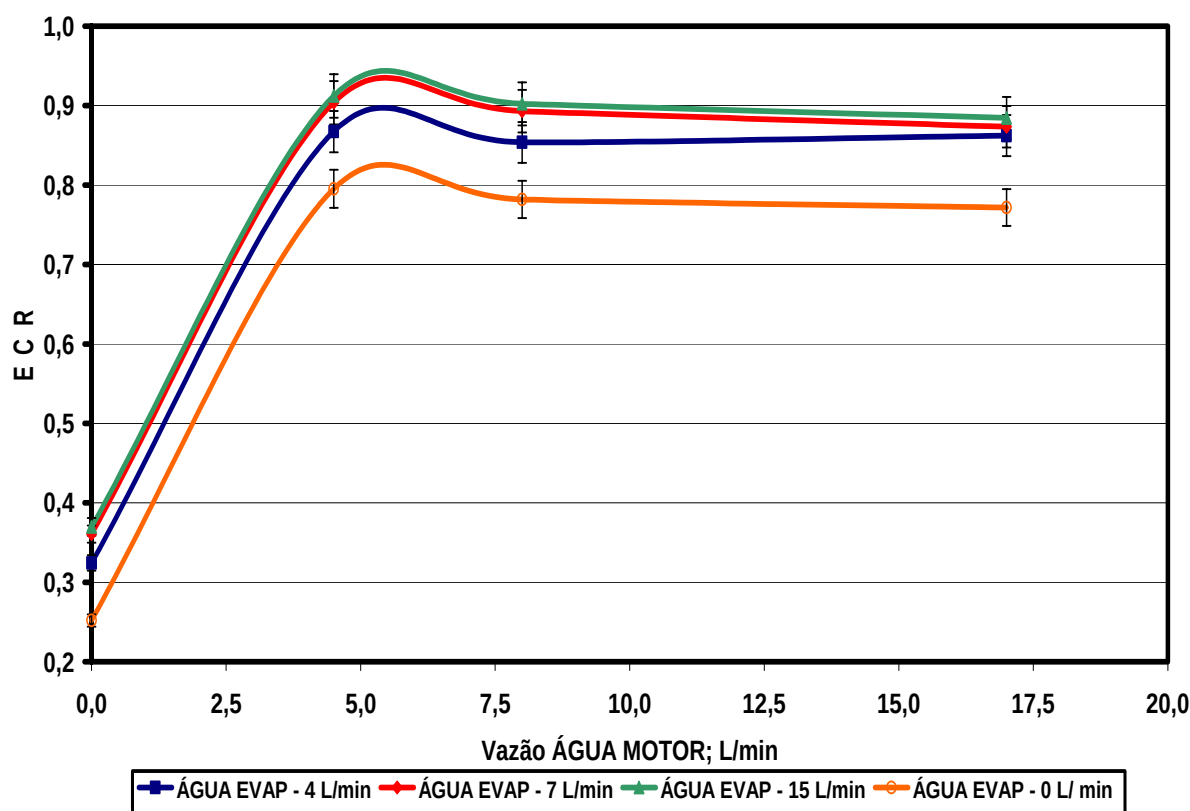


Figura 164 – Variação da razão de conversão de energia com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor, extrapoladas à vazão nula

A partir do até o momento apresentado, testou-se uma vazão de água no sistema de recuperação de calor que confirmasse a existência de um *máximo de eficiência exergética provável*, descrito anteriormente.

Obteve-se, para uma vazão de água de 3,0 *L/min* no sistema de arrefecimento e recuperação de calor dos gases de exaustão do motor, valores do rendimento exergético que confirmam a existência de um máximo.

Conseqüentemente, deduz-se a existência de um valor ótimo da vazão de água no sistema de recuperação, em termos da qualidade da energia recuperada, como apresentado no gráfico da figura 165.

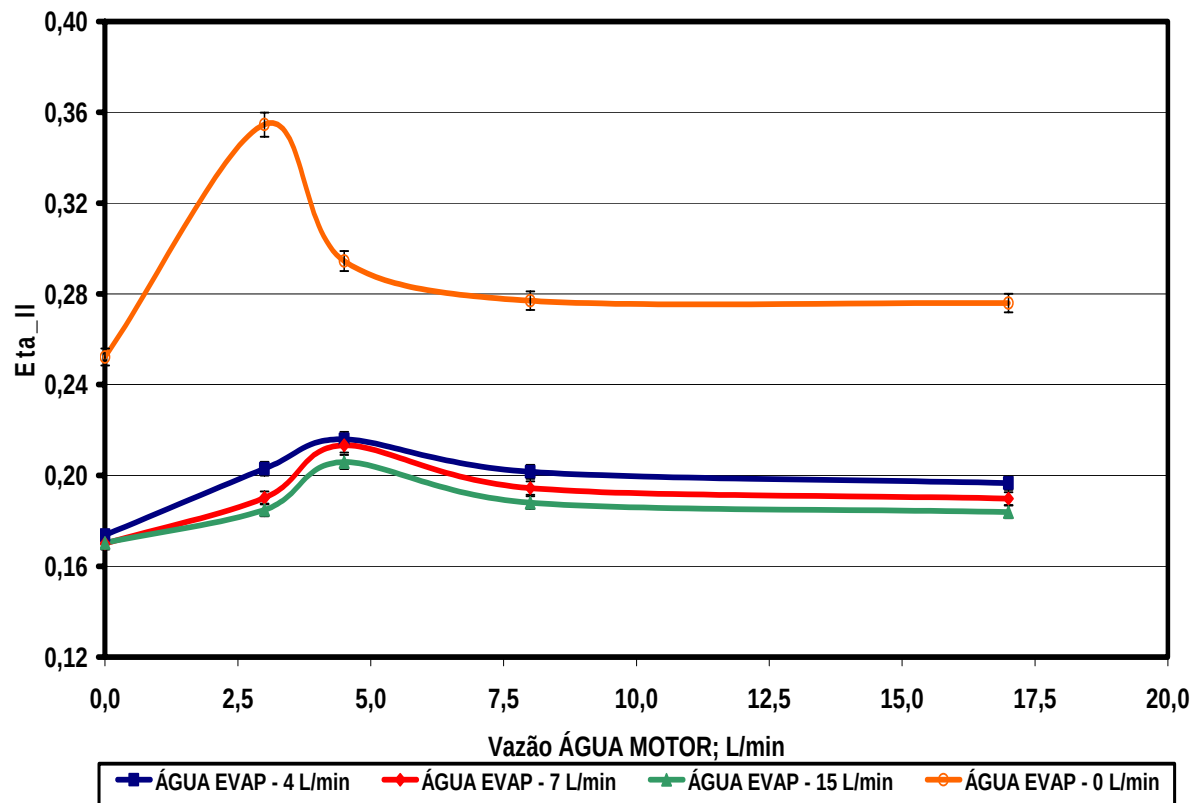


Figura 165 – Variação da eficiência exergética do sistema de trigeração com as vazões mássicas de água, no evaporador e no motor, apresentando ponto ótimo