

5 Resultados e Discussões

Este capítulo apresentará os resultados obtidos através da análise da curva pressão / ângulo virabrequim em 1800 rpm a 70 e 93° INPM. Os seguintes resultados serão discutidos para as taxas de substituição obtidas:

- Parâmetros de desempenho e emissões, operando no modo original e bicombustível (70 e 93° INPM);
- Trabalho gerado pela compressão e expansão do cilindro para cada taxa de substituição encontrada em 70 e 93° INPM;
- Curvas de pressão no interior do cilindro obtidas para as diversas condições de operações impostas ao motor, comparando entre o modo original e bicombustível (70 e 93° INPM);
- Curva de liberação de calor instantâneo e total em ambos os modos de operação nas diversas taxas de substituição em 70 e 93° INPM;
- Curva do calor perdido pela parede do cilindro durante a fase de compressão e expansão no modo original e bicombustível (70 e 93° INPM).

Antes de se analisar e discutir os resultados será apresentado o método de seleção da curva de pressão. Este evidenciará a curva que melhor representou uma dada condição de operação. Seleccionada a curva é realizada a análise de liberação de calor para cada taxa de substituição. Esta etapa é de fundamental tendo em vista que a curva de pressão capturada pelo transdutor é realizada durante 100 ciclos. A finalidade é eliminar a variação de pressão máxima de ciclo a ciclo e obter uma curva representativa para uma determinada condição de operação.

Os motores de ignição por compressão apresentam uma variação de pressão menos intensificada quando comparada aos motores do ciclo Otto. Esta intensificação é citada por Stone (1999), onde menciona que existe uma grande variação de pressão entre os ciclos do motor Otto. Alguns fatores atribuídos a tal comportamento são: a não uniformidade da mistura ar-combustível e gases residuais, variação de turbulência no interior do cilindro, entre outros. Neste sentido, o presente trabalho utilizará a melhor curva que representou os dados obtidos capturados pelo transdutor através do método explicado a seguir.

A fim de exemplificar, segue o gráfico abaixo que representa as pressões máximas no interior do cilindro durante os 100 ciclos para 93° INPM com 100% de carga e taxa de substituição de 0%, ou seja, modo original (Diesel puro).

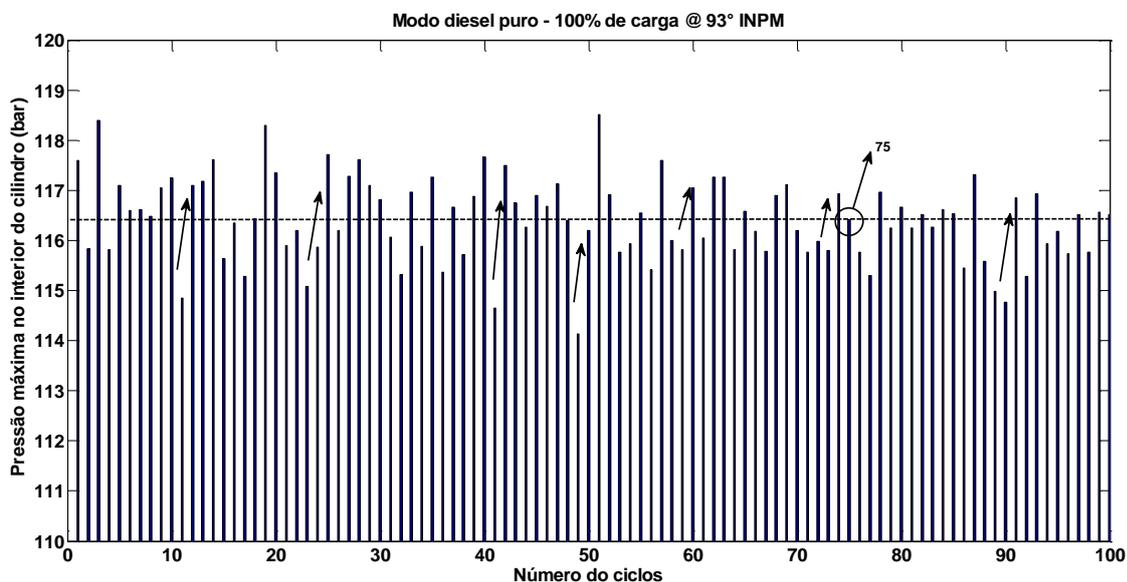


Figura 12: Pressão máxima por ciclo em 100% de carga @ 93°INPM

Verifica-se, de forma clara, a tendência de manutenção de um valor médio da pressão máxima ao longo dos 100 ciclos. As setas pretas indicam o aumento significativo da pressão após um vale (menores pressões).

Cavalcante (2007) cita a metodologia de Heywood (1979), onde a curva escolhida possui um valor de pressão máxima mais próximo possível do valor médio de todas as pressões entre os 100 ciclos.

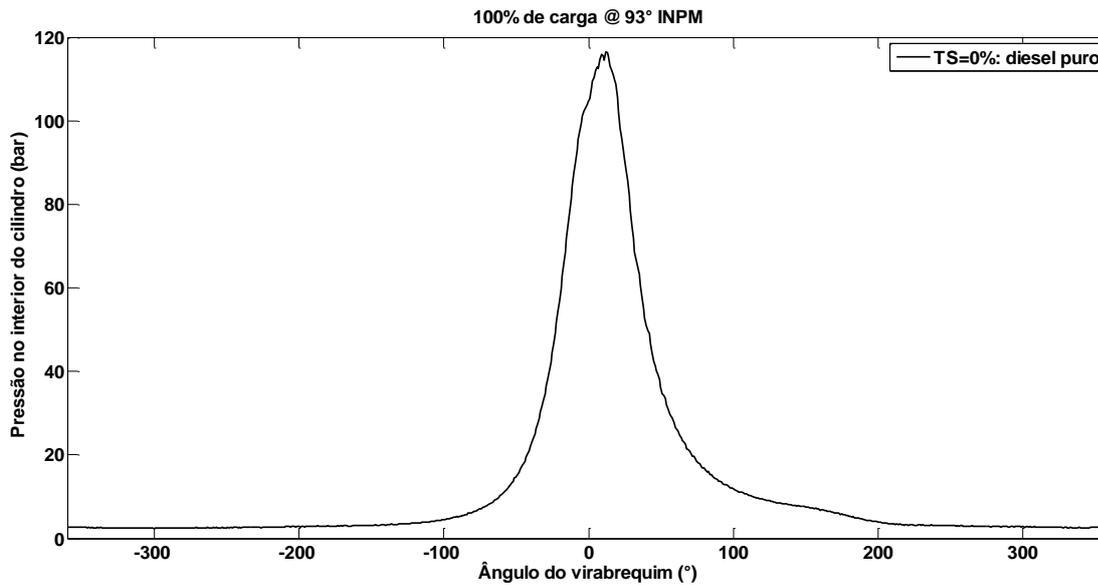


Figura 13: Pressão no interior do cilindro - ciclo 75, CoV(Pmáx) de 1%

No caso destacado acima, obteve-se uma média de pressão de 116,42 bar e para o ciclo de número 75 o valor da pressão máxima foi de 116,4 bar, conforme Figura 12.

Para todas as taxas de substituição obtidas em 70 e 93° INPM, o coeficiente de variação ficou situado entre 1 e 3%. Assim, pode-se concluir que os dados coletados experimentalmente foram bastante satisfatórios.

5.1. Parâmetros de Desempenho

Apresenta-se em um primeiro momento as diversas taxas de substituição utilizadas em ambos os modos de hidratação (70 e 93° INPM), nas diversas cargas a 1800 rpm (Tabela 4). Cita-se que as maiores taxas de substituição foram obtidas em baixas cargas em virtude da operação anormal do motor operando em altas cargas. Este fato é justificado pelo etanol em altas cargas (altas temperaturas) estar propenso à detonação (condição limitante em modo experimental). Vale mencionar que a maior taxa de substituição encontrada foi de 69,18% com 25% da carga em 93° INPM, conforme pode ser observada na Tabela 4, a seguir:

Tabela 4: Taxas de substituição em 70 e 93° INPM @ 1800 rpm

CARGA	TAXA DE SUBSTITUIÇÃO @ 1800 rpm	
	70° INPM	93° INPM
10%	8,70	12,91
	17,12	23,63
	26,63	32,55
	37,23	39,29
	46,74	49,73
	-	56,18
25%	10,79	5,48
	15,24	17,12
	29,62	30,99
	40,24	42,64
	46,58	48,12
	58,73	58,56
-	69,18	
50%	9,92	10,07
	20,76	20,08
	27,27	30,20
	38,33	40,73
	47,11	51,06
	58,78	59,53
67,46	68,97	
75%	8,92	10,04
	21,61	18,78
	28,06	29,11
	38,14	41,34
	51,12	49,56
	65,19	58,30
100%	10,42	9,31
	20,51	19,99
	31,48	31,17
	39,33	39,98
	53,25	45,70

A Figura 14 representa a variação do rendimento térmico por taxa de substituição e carga do motor. É feita uma comparação entre os modos de 70 e 93° INPM. As cores correspondem às cargas impostas ao motor (em termos de pressão média efetiva; bar), onde estas representam a plena carga (100%), e 10, 25, 50 e 75% da mesma. Para cada cor existem dois tipos de linhas, tracejadas (70° INPM) e contínuas (93° INPM). Nota-se claramente que, em ambos os modos de hidratação do álcool, os resultados seguiram uma mesma tendência. Este comportamento foi representado por pequenas diferenças para altas taxas de substituição. No modo hidratado a 70° INPM, os valores foram inferiores em todos os casos. A tendência geral em ambos os modos pode ser justificada pelo fato dos motores de ignição por compressão operarem com excesso de ar. Nestes motores existe uma mistura mais pobre de ar-combustível, que acarreta maior dificuldade na propagação por difusão. Acrescenta-se, também, a maior parcela de água no interior da câmara de combustão devido à presença desta no etanol. Este processo favorece uma diminuição na temperatura dos gases, não facilitando o processo de queima do combustível. Em decorrência deste processo, o rendimento térmico sofre uma diminuição.

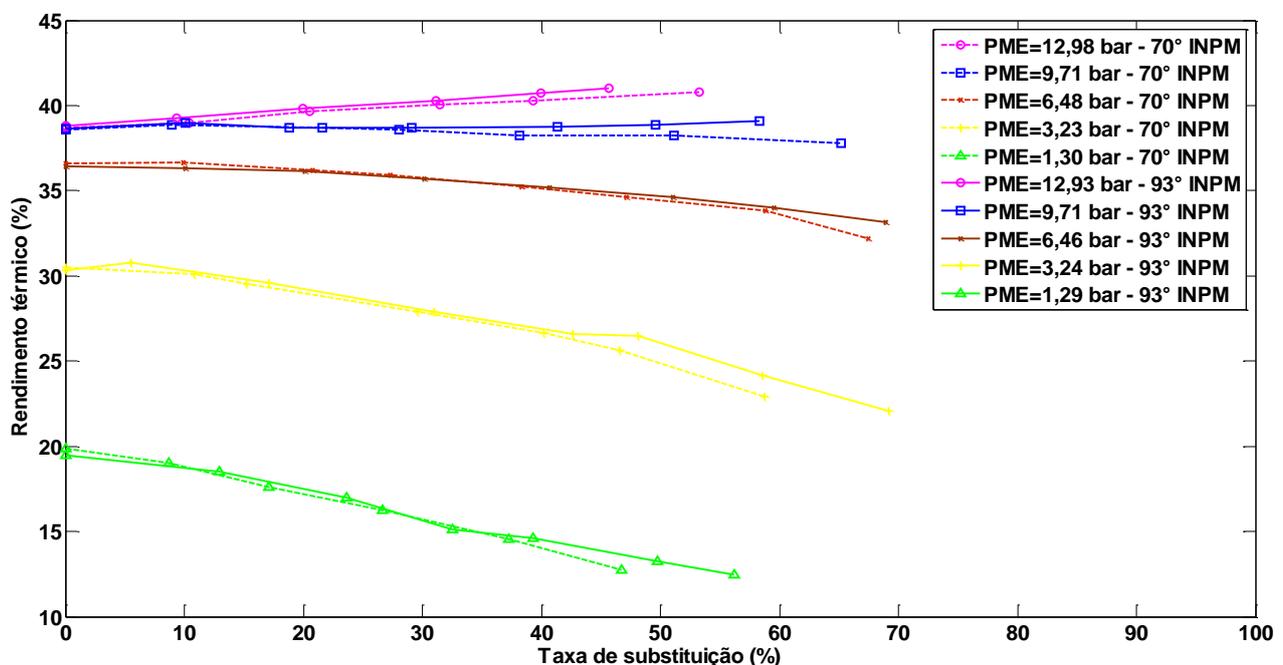


Figura 14: Rendimento térmico por taxa de substituição e carga do motor @ 1800 rpm com 70 e 93° INPM

Em altas cargas é verificado um aumento gradual do rendimento térmico ao se aumentar a taxa de substituição (injeção de maior parcela de etanol em relação ao Diesel). Já para baixas cargas observa-se uma diminuição do rendimento térmico em maiores taxas de substituição. Este decaimento é explicado por Egúsquiza (2011), o qual menciona que em baixas cargas há admissão de misturas muito pobres no interior da câmara de combustão, visto também o maior atraso da ignição do óleo Diesel piloto.

Gao *et al* (1983) apresentaram curvas similares em um motor de ignição por compressão operando no modo bicomustível Diesel / etanol. Constataram que em altas cargas o rendimento térmico foi essencialmente constante. Já em baixas cargas, devido ao atraso de ignição houve o aumento da duração da combustão ocasionado o decaimento acentuado da curva. Ressaltaram que para altas cargas o fator limitante foi um aumento considerável do som característico da “batida de pino”, conhecido como detonação.

O critério do som característico e análise da oscilação excessiva do pico da curva de pressão pelo software foram também utilizados no presente trabalho como fator limitante de operação.

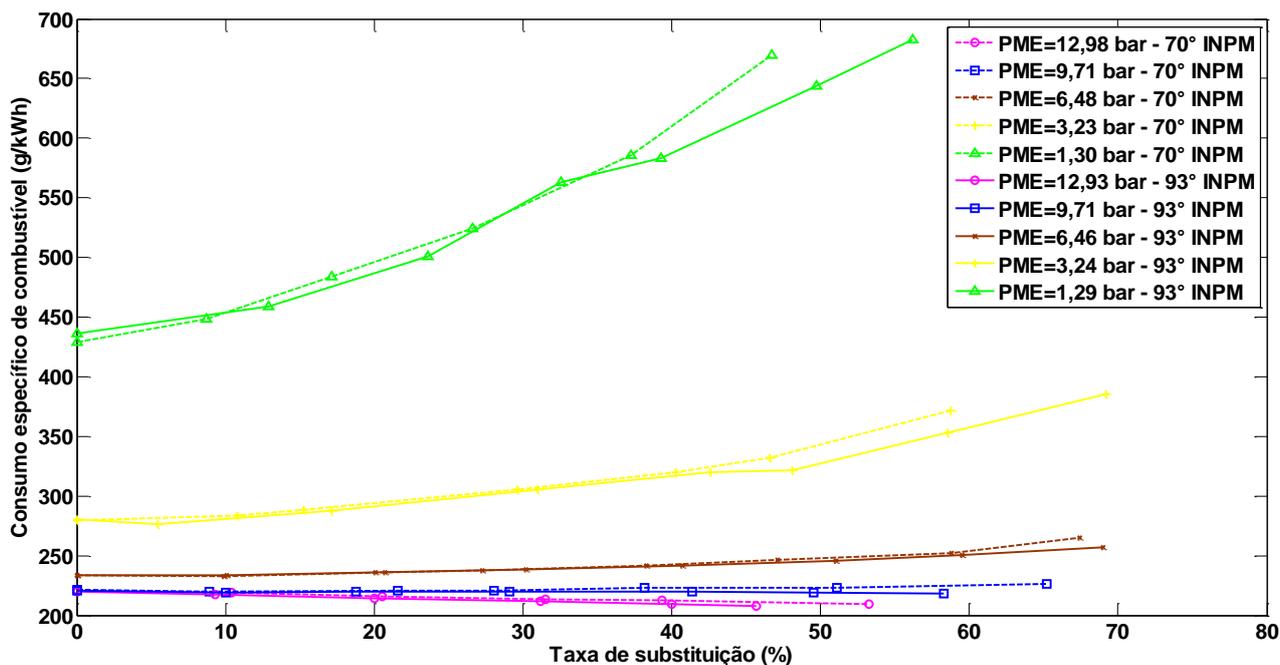


Figura 15: Consumo específico de combustível por taxa de substituição e carga do motor @ 1800 rpm com 70 e 93° INPM

A Figura 15 representa o consumo específico de combustível por taxa de substituição. A comparação entre os modos de hidratação e diferentes cargas é realizada de forma semelhante à anterior. As cores: verde, amarelo, vermelho, azul e rosa representam, respectivamente, 10, 25, 50, 75 e 100%.

Novamente, verificam-se tendências similares para as curvas de 70 e 93° INPM. No entanto, fica evidenciado um comportamento insatisfatório para o caso de 10% de carga. Isto é devido ao fato de que para uma taxa de substituição de 0% (modo original – Diesel puro), o valor do consumo específico de combustível é praticamente o dobro quando comparado com os valores de 50, 75 e 100% de carga. Cabe mencionar que para 70° INPM, o consumo apresentou um aumento de 94,2% em relação a 100% de carga, e que para 93° INPM foi 98,7% superior à plena carga.

Verificou-se também que para 10% de carga, ao se aumentar a taxa de substituição, o consumo específico de combustível se elevou de forma considerável. Este fato pode ser explicado através da Figura 14 (rendimento térmico), onde para mesma carga, o rendimento apresentou um decréscimo acentuado com o aumento da taxa de substituição.

Analisando ainda a Figura 15, nota-se que, em altas cargas, o consumo praticamente permaneceu constante. O aumento gradual da taxa de substituição favoreceu uma possível viabilidade de utilização de etanol (modo bicomcombustível).

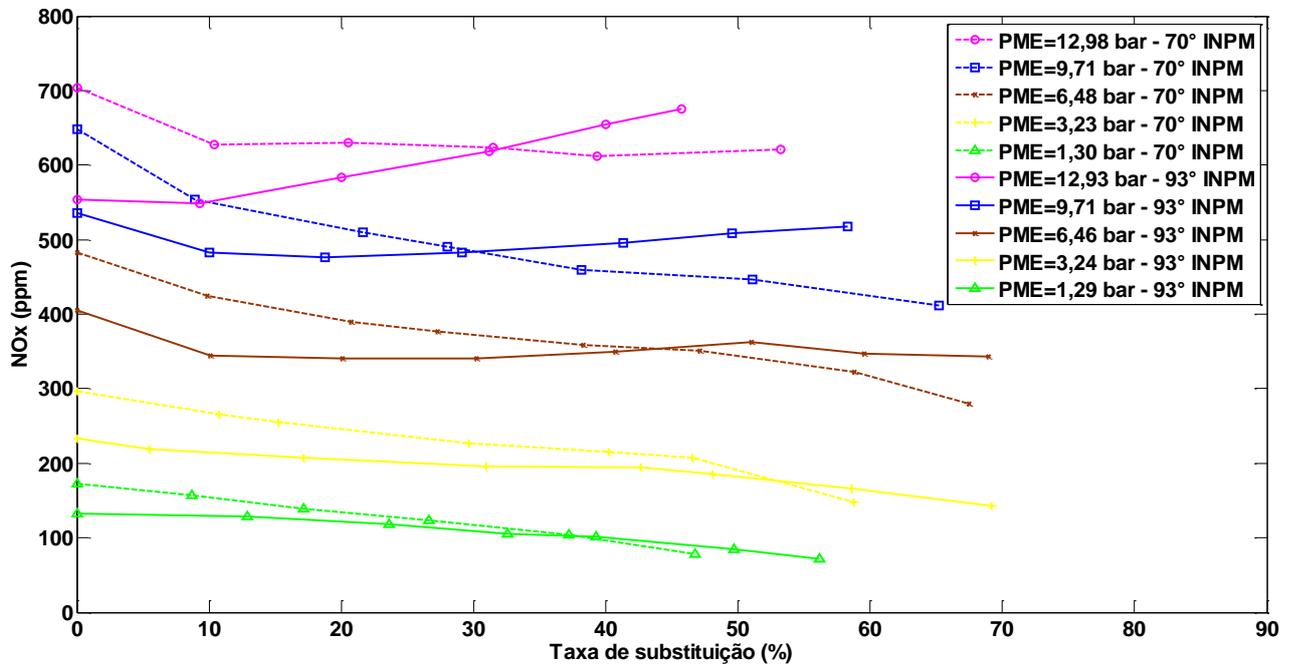


Figura 16: Emissão de óxido de nitrogênio por taxa de substituição @ 1800 rpm com 70 e 93° INPM

A Figura 16 representa a emissão de óxido de nitrogênio com o aumento da taxa de substituição. É observado que, conforme há a diminuição de carga imposta ao motor juntamente com a substituição gradual de etanol pelo Diesel, verifica-se uma redução da emissão de NO_x. Verifica-se o caso contrário para altas cargas em 93° INPM, onde nas maiores taxas de substituição há um aumento considerável da emissão deste poluente.

Egúsquiza (2011) analisa ambos os comportamentos. Ressalta que para baixas cargas, o combustível alternativo ocasionou uma redução na temperatura da combustão, visto o alto calor latente de vaporização do etanol e a má propagação da chama de combustão através das regiões mais pobres de ar-etanol. Isto levou a diminuição da emissão de óxido de nitrogênio. Justifica e analisa também, que em altas cargas, há a rápida liberação de energia das regiões ar-

etanol relativamente mais ricas em combustível. E também, a maior presença de oxigênio devido à composição química do etanol.

Gao *et al* (1983) investigaram a liberação de óxido nitroso e observaram tendências similares às do presente trabalho. Discutiram que, em altas cargas, a emissão de NO_x foi quase o dobro em relação a baixas cargas para taxa de substituição de 0% (modo original). Enquanto que, para cargas leves, as curvas tiveram comportamentos similares, ou seja, apresentaram decréscimo ao substituir etanol por óleo Diesel. Já em altas cargas constata-se o aumento na liberação de óxido nitroso ao se aumentar a taxa de substituição.

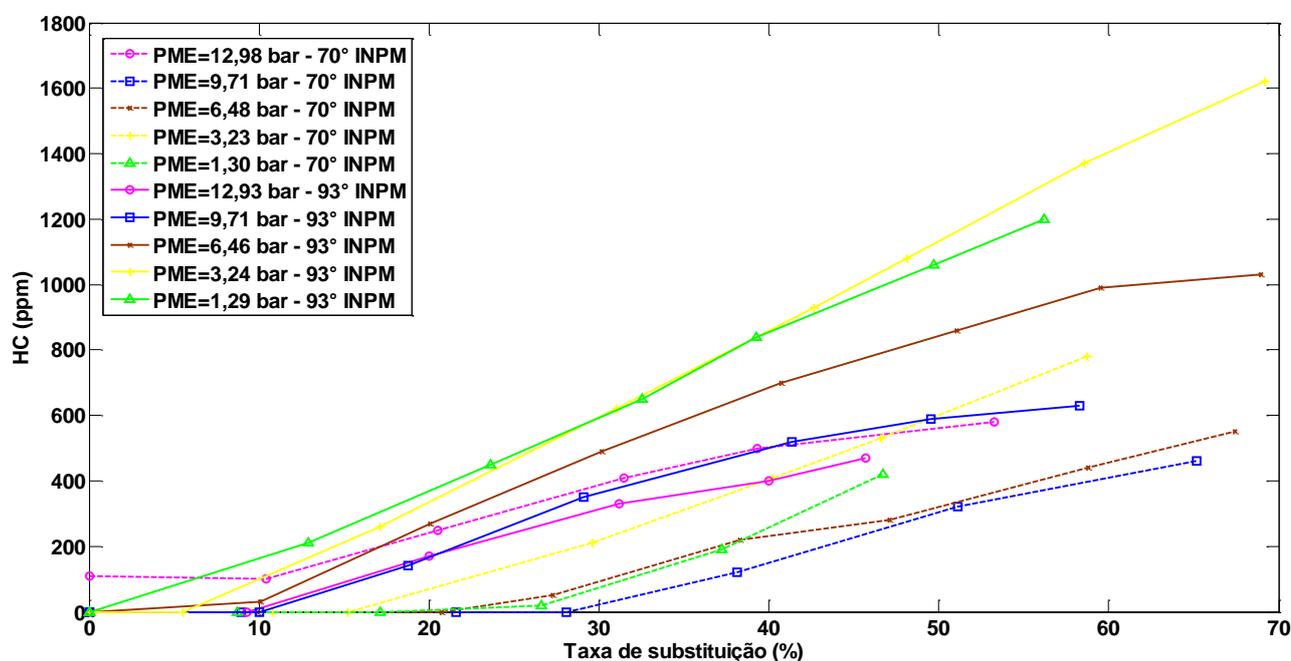


Figura 17: Emissão de hidrocarbonetos por taxa de substituição e carga do motor @ 1800 rpm com 70 e 93° INPM

Em relação à emissão de hidrocarbonetos (Figura 17), três comportamentos são claramente evidenciados: 1) maior emissão deste poluente em baixas cargas quando comparado a altas cargas; 2) menor emissão de hidrocarbonetos para 70° INPM (linhas tracejadas) em relação a 93° INPM, nas cinco cargas impostas ao motor; 3) desvantagem da utilização do etanol no modo bicombustível, já que houve um considerável aumento da emissão de HC. O aumento gradual da taxa de substituição foi evidenciado de forma mais expressiva em baixas cargas. Nestas cargas, como mencionado anteriormente, existe uma dificuldade maior na

propagação da chama da combustão, tendo em vista que o motor Diesel opera com excesso de ar. A consequência deste fator é a origem de hidrocarbonetos não queimados emitidos nos gases de exaustão, o que acarretou na redução do rendimento global do motor. Menciona-se, também, que os gases não queimados localizados nas fendas - parede do cilindro e anéis de segmento - da câmara de combustão não são alcançados pelas frentes de chama.

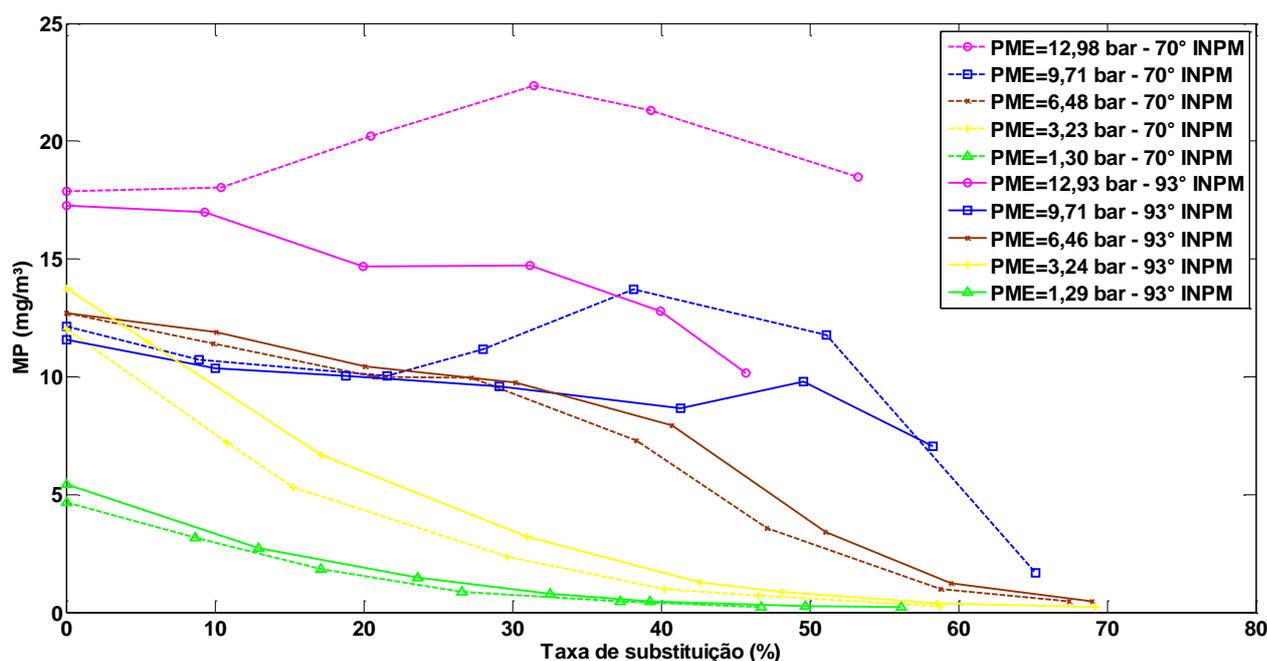


Figura 18: Emissão de material particulado por taxa de substituição e carga do motor @ 1800 rpm com 70 e 93° INPM

Para o material particulado (Figura 18), observa-se a mesma tendência em 70 e 93° INPM para todas as cargas impostas ao motor. É verificada uma diminuição ao se aumentar a taxa de substituição do motor. Chen *et al* (1981) e Egúsquiza (2011) verificaram o mesmo comportamento, onde para este último autor discute causas possíveis para tal ocorrência. Destaca-se uma menor quantidade de óleo Diesel no período da combustão difusiva no processo de queima junto ao ar-etanol. Isto é devido à composição química dos combustíveis, já que o etanol não possui compostos naftênicos, aromáticos e insaturados, oxigênio disponível em maior quantidade, entre outros fatores (Egúsquiza, 2011).

5.2. Trabalho Útil Gerado

O trabalho produzido pelo motor a ser analisado neste capítulo será o trabalho indicado bruto (*gross indicated work*). Entende-se também pelo trabalho gerado através do gás no interior do cilindro sobre o pistão. A potência de freio analisada em capítulos anteriores foi utilizada para o cálculo do consumo específico de combustível.

Conforme já discutido no Capítulo 3, o par torque e rotação manteve-se constante para cada taxa de substituição encontrada, tendo assim uma potência constante para cada caso. Todavia, conforme discutido no início deste capítulo, as pressões máximas coletadas pelo software de controle foram trabalhadas a fim de se optar pela curva que melhor representou o comportamento de uma dada condição. Isto é, em 100 ciclos (100 curvas de pressões por ângulo do virabrequim), obtiveram-se curvas diferentes, onde para cada uma delas há um trabalho útil respectivo.

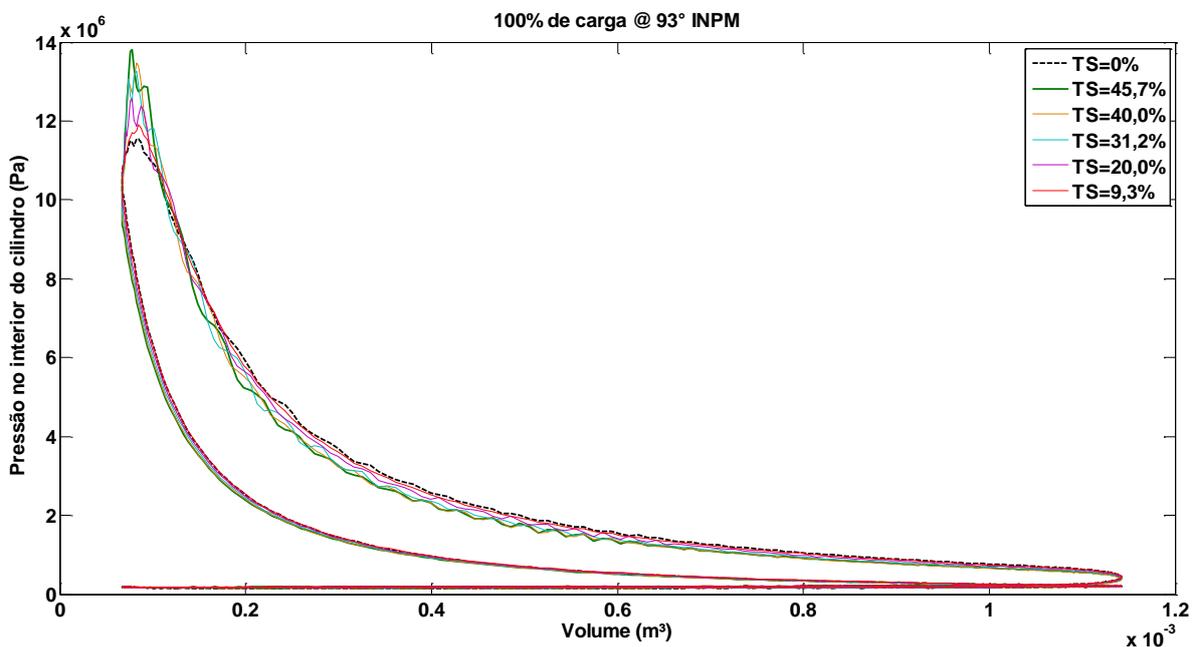


Figura 19: Curva de pressão por volume em 100% de carga, 93° INPM @ 1800 rpm

A finalidade da discussão acima é mostrar que o trabalho útil gerado para cada taxa de substituição teve valores próximos e não, iguais. Isto é devido às

oscilações de pressões medidas em cada caso. O intuito da discussão é sanar um possível entendimento de que o par (torque e rotação) mantido constante deveria gerar um mesmo valor do trabalho útil para cada condição.

A Figura 19 representa a variação de pressão durante um ciclo completo para 100% de carga em 93° INPM. Neste gráfico, se observa o trabalho bruto realizado na compressão e expansão (conhecido como *gross indicated work*) e o trabalho de bombeamento, caracterizado pela admissão e exaustão do gás no interior do cilindro. É percebido que o trabalho de bombeamento, quando comparado ao trabalho bruto é praticamente nulo, o que é constatado em todos os casos analisados no experimento.

Tabela 5: Trabalho útil em 70 e 93° INPM @ 1800 rpm

TAXA DE SUBSTITUIÇÃO		TRABALHO ÚTIL (J)	
70° INPM	93° INPM	70° INPM	93° INPM
25% de carga			
0	0	447	472
10,79	5,48	515	482
15,24	17,12	454	458
29,62	30,99	477	479
40,24	42,64	430	404
46,58	48,12	391	401
58,73	58,56	387	416
-	69,18	-	318
50% de carga			
0	0	873	808
9,92	10,07	834	799
20,76	20,08	779	820
27,27	30,20	827	799
38,33	40,73	778	761
47,11	51,06	740	772
58,78	59,53	713	724
67,46	68,97	621	775

(Continuação Tabela 5)

TAXA DE SUBSTITUIÇÃO (%)		TRABALHO ÚTIL (J)	
70° INPM	93° INPM	70° INPM	93° INPM
75% de carga			
0	0	1170	1147
8,92	10,04	979	1207
21,61	18,78	1236	1241
28,06	29,11	1136	1127
38,14	41,34	1115	1118
51,12	49,56	1098	1076
65,19	58,30	1034	1052
100% de carga			
0	0	1569	1593
10,42	9,3	1606	1553
20,51	19,99	1532	1527
31,48	31,17	1567	1485
39,33	39,98	1529	1479
53,25	45,70	1394	1478

Neste caso, o trabalho de bombeamento (admissão e exaustão) foi desconsiderado, prevalecendo o trabalho de compressão e expansão. Para efeito de cálculo foi considerada a integração da área formada entre as curvas de compressão e expansão através da integração da curva pressão por volume. Acima segue Tabela 5, com os valores obtidos durante captura dos dados.

Analisando a tabela, comenta-se que apesar do método de seleção para os 100 ciclos para escolher a curva representativa, os valores do trabalho útil para uma dada condição ficaram relativamente próximos. Vale ressaltar que durante o experimento, ao substituir óleo Diesel por etanol, erros experimentais podem ter ocorridos. Uma possível justificativa seria a operação anormal do motor ocasionando perda de potência.

5.3. Curva de Pressão no Interior do Cilindro

Neste tópico será discutido o comportamento da curva de pressão no interior do cilindro para o modo original (Diesel puro) e para o modo bicomcombustível (Diesel / etanol), em diversas taxas de substituição. Tendo em vista que foram obtidas diversas taxas de substituição, destacam-se as cores das curvas principais para melhor visualização do gráfico. O objetivo é observar de forma fácil e rápida a tendência ao se aumentar a taxa de substituição, em relação à:

- Modo original (Diesel puro): linha tracejada preta;
- Modo bicomcombustível (menor taxa de substituição): linha contínua vermelha;
- Modo bicomcombustível (maior taxa de substituição): linha contínua verde.

O principal comportamento presente em 70 e 93° INPM, para todas as cargas impostas ao motor foi a redução de pressão ao final do processo de compressão. Este comportamento foi evidenciado pelo aumento da taxa de substituição.

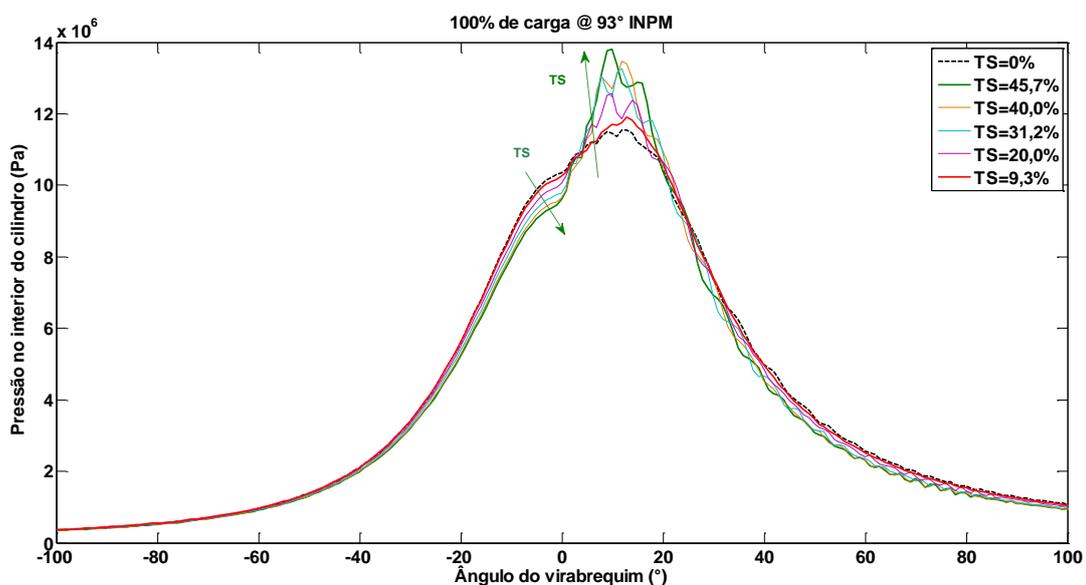


Figura 20: Pressão do cilindro em 100% de carga – 93° INPM

As Figuras 20 e 21 representam a carga máxima em ambos os modos de hidratação do álcool. Observa-se claramente que no ângulo 0° do virabrequim as máximas taxas de substituição foram significativamente menores em relação ao modo original (Diesel puro). É verificado que ao se diminuir TS (taxa de substituição) há o aumento da pressão.

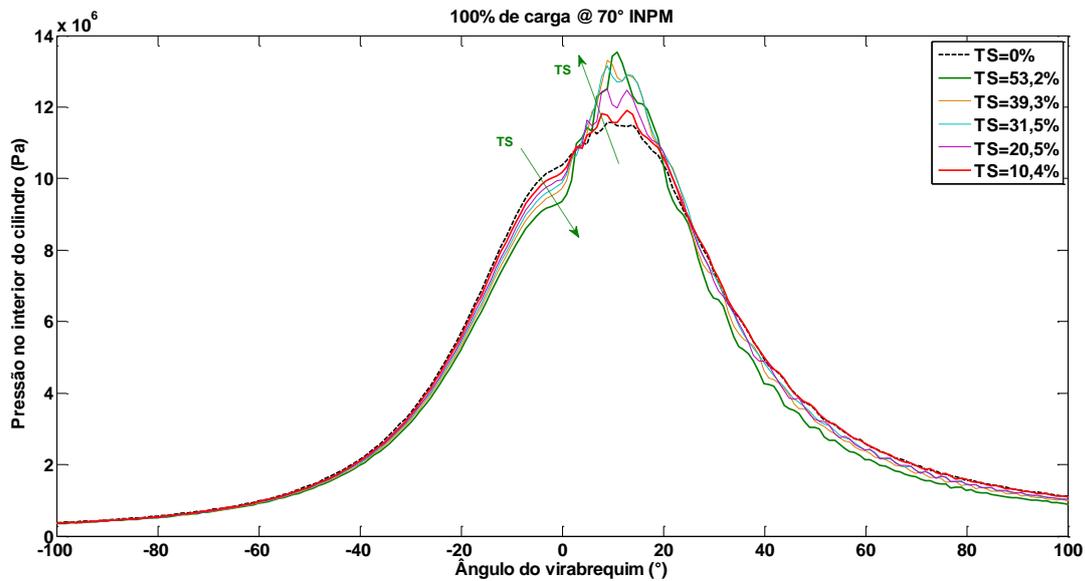


Figura 21: Pressão do cilindro em 100% de carga – 70° INPM

Outro fator importante analisado, conforme discutido em capítulos anteriores, é a presença de picos de pressões mais elevados no processo de combustão em altas taxas de substituição, quando comparados ao modo original. Isto é devido ao combustível alternativo estar propenso à detonação em altas temperaturas, tendo em vista maiores cargas, isto é, maior energia disponível. Fator esse que limitou a operação do motor, a qual gerou, conseqüentemente, menores taxas de substituição.

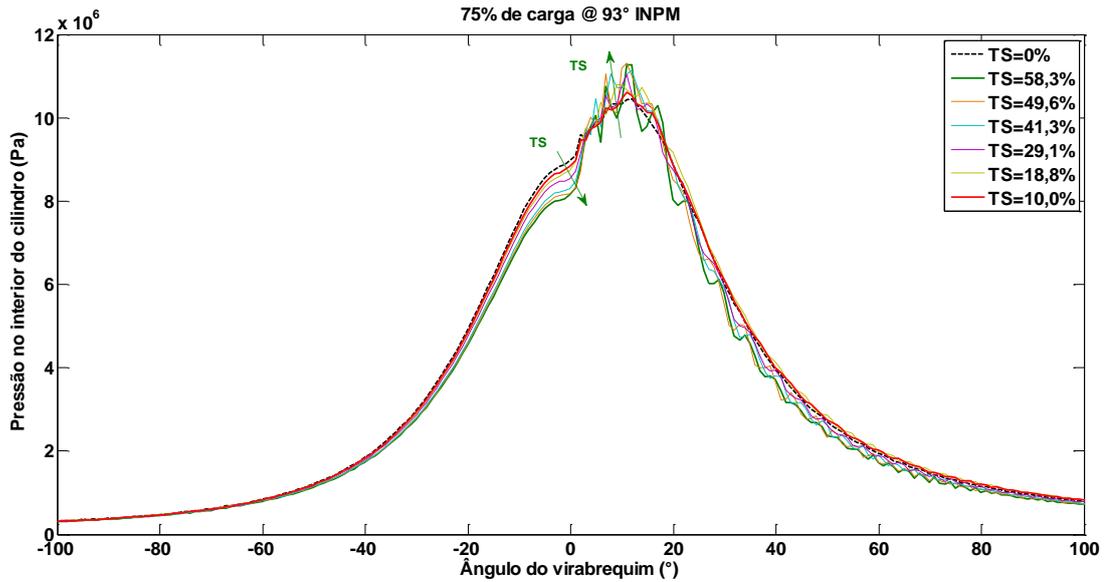


Figura 22: Pressão do cilindro em 75% de carga – 93° INPM

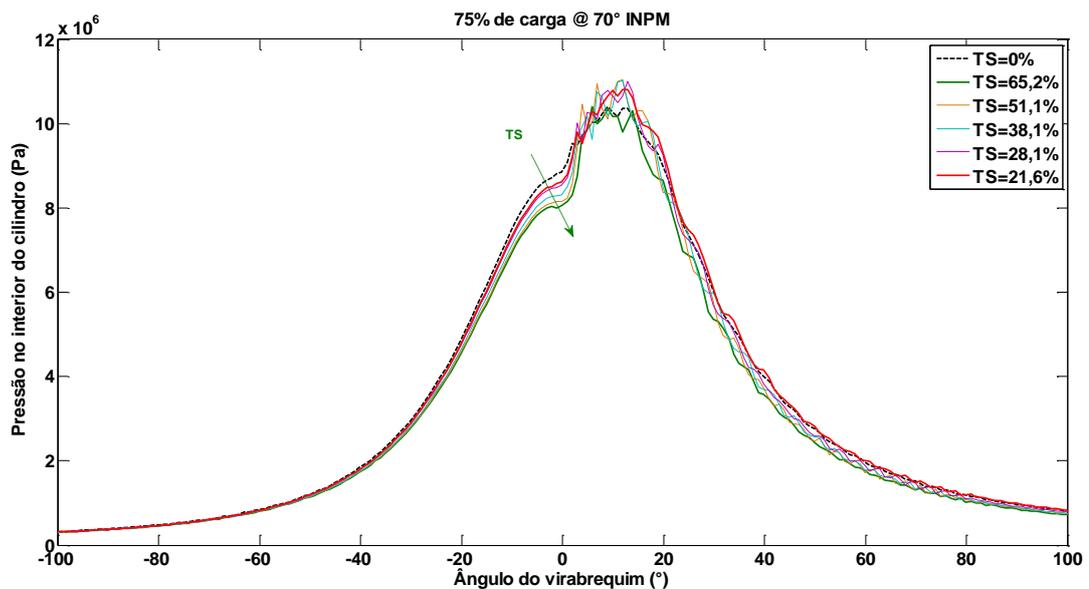


Figura 23: pressão do cilindro em 75% de carga - 70° INPM

Contudo, em cargas baixas (Figuras 26 e 27), constataram-se picos de pressões inferiores em relação ao modo original (TS=0%, Diesel puro). Este fato é devido à mistura ar combustível muito pobre e ao alto calor latente de vaporização, o que levou a uma diminuição da temperatura no interior da câmara. Por este fator, houve maior dificuldade na propagação da combustão no modo bicomcombustível e ocasionou menores pressões no interior do cilindro.

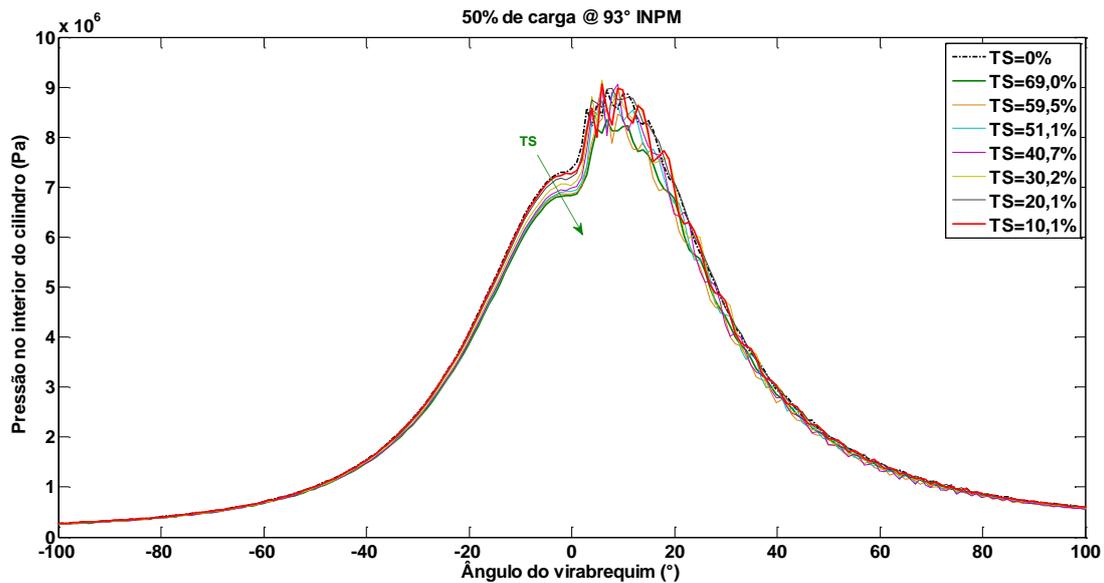


Figura 24: Pressão do cilindro em 50% de carga – 93° INPM

Egúsquiza (2011), em seu experimento, verificou o mesmo comportamento das curvas de pressão em baixas e altas cargas para diversas taxas de substituição. Cita que a redução do pico de pressão, ao final do processo de compressão e em taxas de substituição elevadas é devido ao etanol possuir um alto calor latente de vaporização. Devido a esta característica do combustível alternativo, há uma necessidade maior de energia para vaporizar-se por completo no interior do cilindro. Isto porque parte do etanol que foi injetado no coletor de admissão entrou na câmara ainda na fase líquida. Tendo em vista a dificuldade de vaporização do etanol no coletor de admissão, haverá temperaturas e pressões mais baixas. O autor ainda verifica que este calor cedido é em virtude de uma diminuição do coeficiente politrópico de compressão juntamente com o aumento gradual de etanol em substituição do óleo Diesel. Ressaltou-se também a presença de água na composição química do etanol, que levou a menores temperaturas.

Outro comportamento analisado em taxas de substituição elevadas é um maior atraso de ignição constatado em cargas médias, em virtude do processo anteriormente discutido. Ainda Egúsquiza (2011) enfatiza a maior concentração de etanol em regiões de gotículas de óleo Diesel, afetando a qualidade da ignição piloto, visto o baixo índice de cetano do etanol.

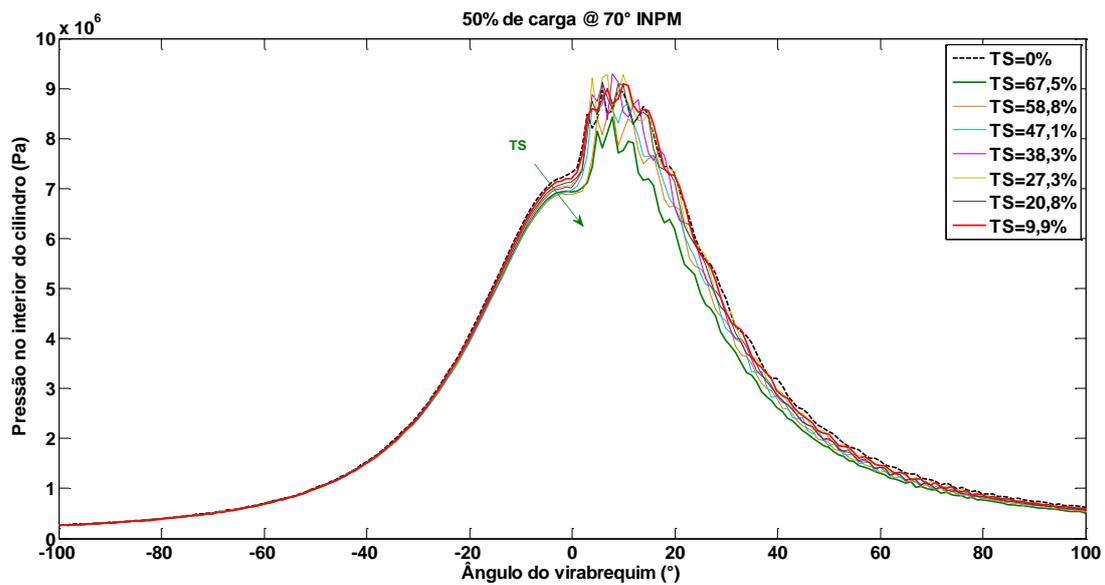


Figura 25: Pressão do cilindro em 50% de carga – 70° INPM

Gao *et al* (1983) operaram um motor de ignição por compressão em plena carga a 2000 rpm, com aproximadamente 36% de taxa de substituição. Observaram que, a presença do etanol no processo de queima adiantou o início da ignição, em relação ao modo original (TS=0%). O autor destacou que o processo de compressão do combustível alternativo já inicia o processo de pré-ignição.

Por fim, cabe mencionar que as altas taxas de substituição foram obtidas em baixas cargas, com picos de pressões menores - no processo de combustão - quando relacionado ao modo original (Diesel puro). Associa-se então, um maior controle do motor quando operado no modo bicomcombustível para obtenção de taxas de substituição elevadas até o limite da falha da combustão.

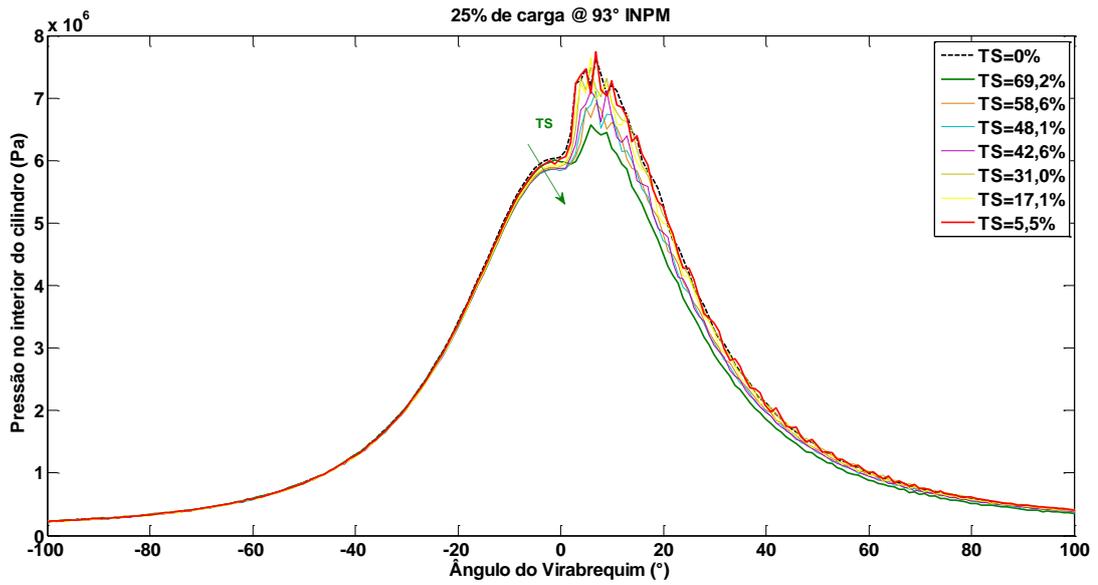


Figura 26: Pressão do cilindro em 25% de carga – 93° INPM

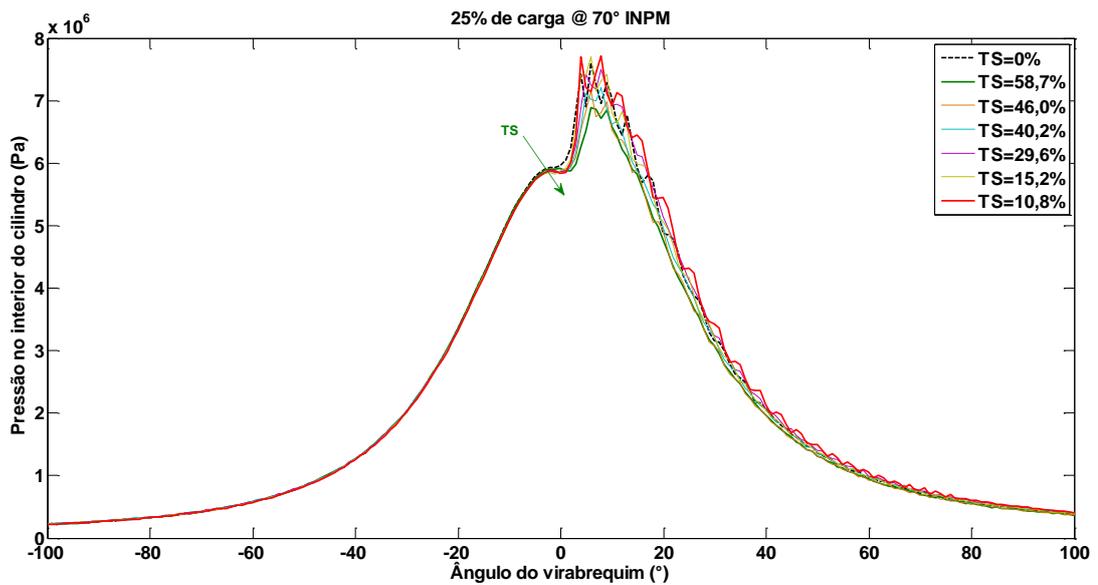


Figura 27: Pressão do cilindro em 25% de carga – 70° INPM

A Figura 28 representa uma comparação entre taxas de substituição próximas referentes a ambos os modos hidratados (70 e 93° INPM) para quatro condições de cargas. A linha preta representa 93° INPM e a linha tracejada vermelha, 70° INPM.

De um modo geral observou-se que não houve grande diferença entre as pressões no interior do cilindro para cargas iguais. Ou seja, a presença do etanol mais hidratado (70° INPM) não influenciou de forma significativa quando comparado ao modo 93°INPM.

Vale considerar a posição aproximadamente de 0° do ângulo virabrequim para todos os casos apresentados. Nesta posição há a vaporização do óleo Diesel e a rápida liberação de energia (brusca elevação de pressão). Analisa-se que conforme há o aumento da carga imposta ao motor (25 a 100% de carga) a pressão aumenta acentuadamente, conforme indicado no gráfico (inclinação da curva). Isto é devido a maior disponibilidade de energia ocasionando maiores temperaturas no interior da câmara de combustão.

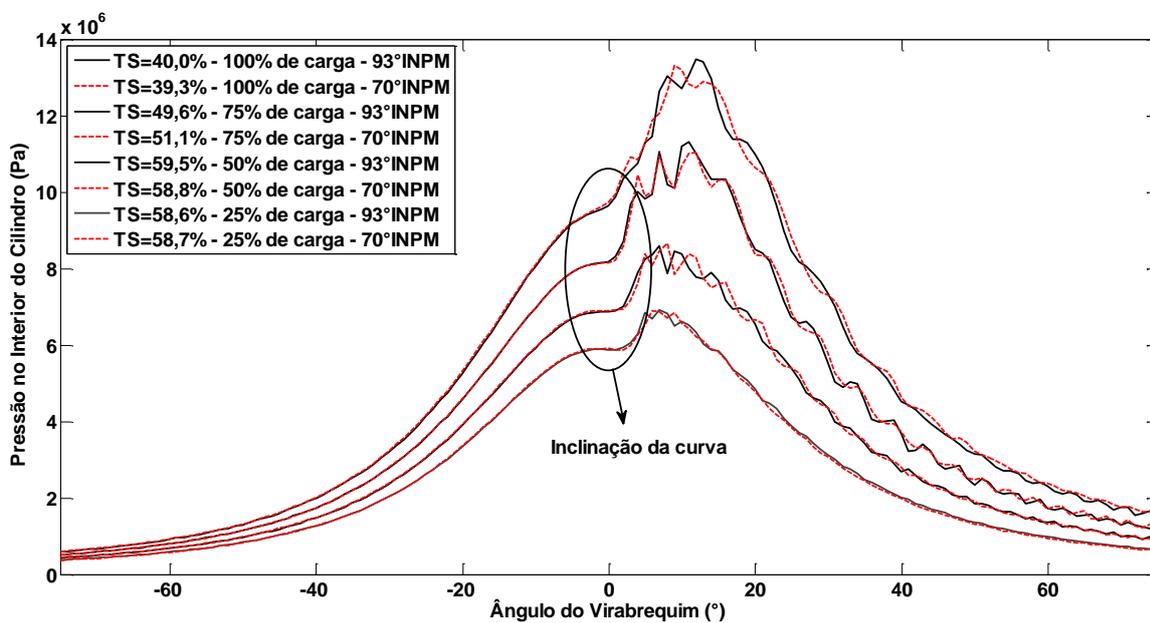


Figura 28: Comparação entre os modos de hidratação

5.4. Temperatura Média no Interior do Cilindro

A temperatura média no interior do cilindro foi calculada a partir da Lei dos Gases Ideais, conforme descrito no Item 3.1.

As curvas julgadas como principais terão as mesmas cores para fácil visualização e verificação do comportamento do gráfico.

- Modo original (Diesel puro): linha tracejada preta;
- Modo bicomcombustível (menor taxa de substituição): linha contínua vermelha;
- Modo bicomcombustível (maior taxa de substituição): linha contínua verde.

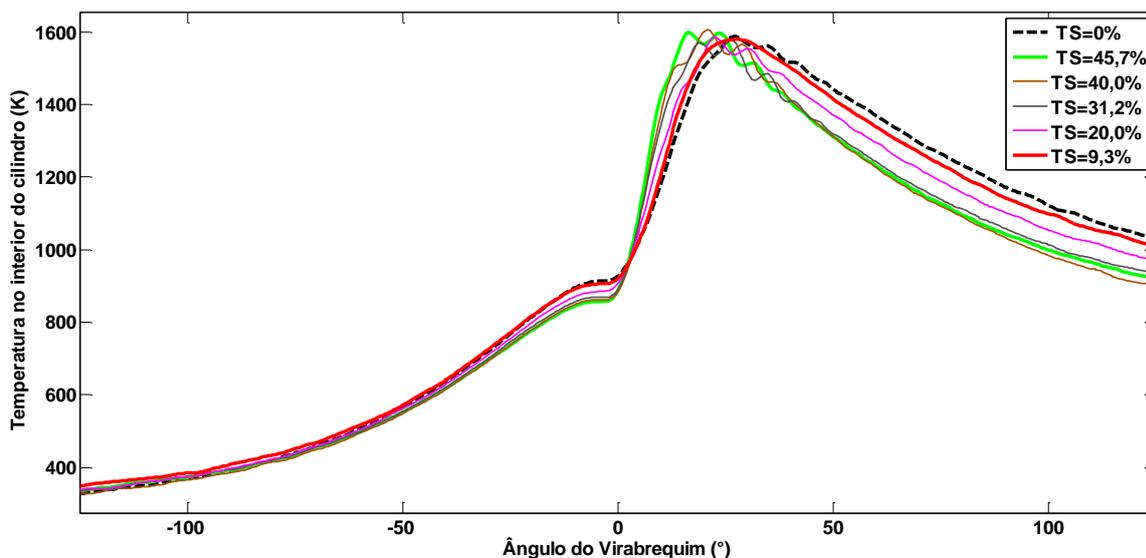


Figura 29: Temperatura em 100% de carga – 93° INPM

A Figura 29 representa a condição de máxima carga para 93° INPM. Observa-se que em aproximadamente 0° do ângulo virabrequim (início da rápida liberação de calor), a temperatura para máxima taxa de substituição (45,7%) é inferior ao modo Diesel original. Verifica-se neste mesmo ângulo do virabrequim que conforme há a diminuição da taxa de substituição, a temperatura no interior da câmara aumenta. Este fator pode ser explicado pelo etanol possuir água em sua composição, o que acarreta em certo arrefecimento levando a temperaturas menores.

A Figura 30 abaixo apresenta a mesma condição de carga, no entanto, para o modo mais hidratado, 70° INPM. Nesta composição há presença de 30% de água. A presença de água ocasionou grandes diferenças de temperatura. Cita-se como exemplo os pontos de 0° do ângulo virabrequim e para as máximas temperaturas alcançadas nesta condição de operação. Pode-se observar que para máxima taxa de substituição as temperaturas foram consideravelmente menores quando comparadas com taxas de substituição baixas e com o modo original.

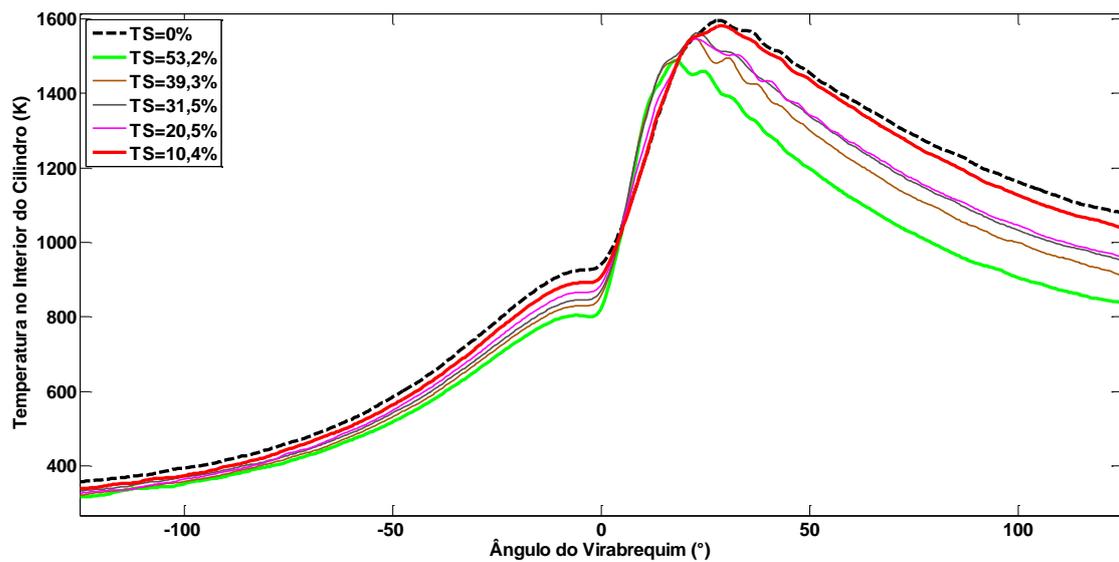


Figura 30: Temperatura em 100% de carga – 70° INPM

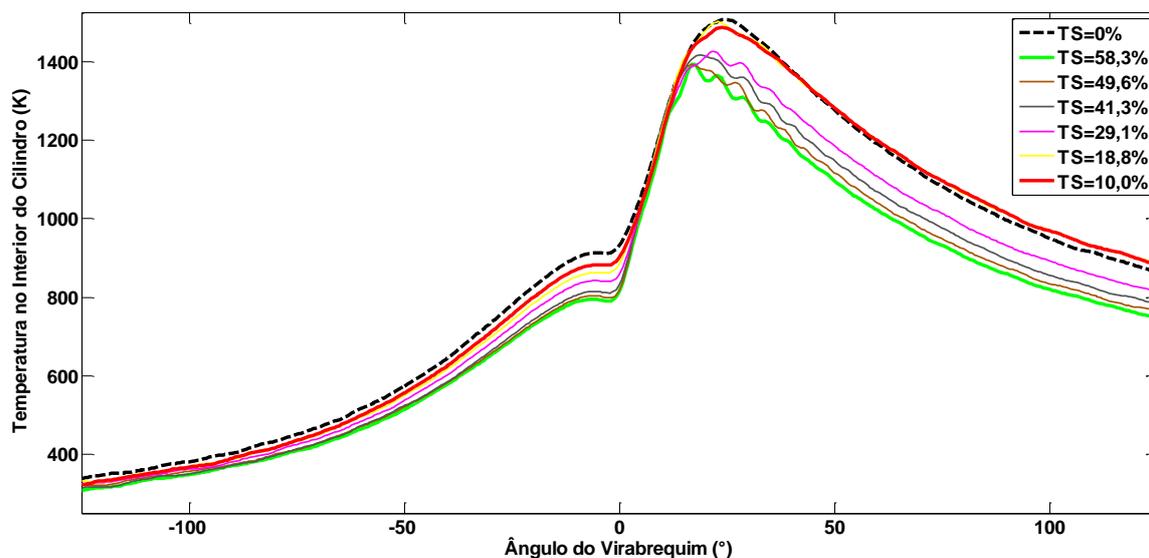


Figura 31: Temperatura em 75% de carga – 93° INPM

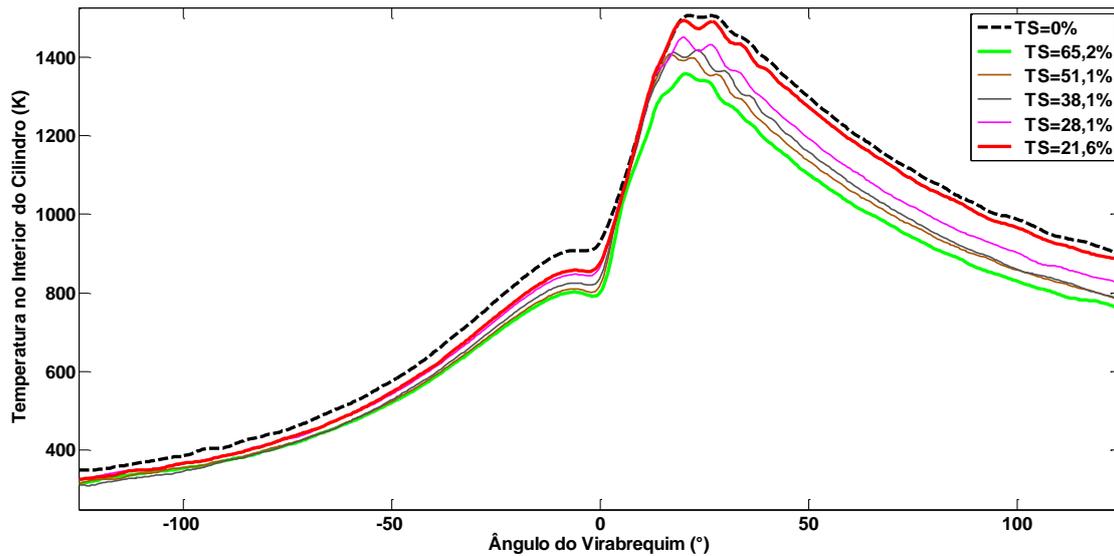


Figura 32: Temperatura em 75% de carga – 70° INPM

Vale mencionar que antes do início da rápida liberação de calor (aproximadamente em 0° do ângulo do virabrequim), houve uma sensível redução de temperatura para quase todas as condições de operação e taxas de substituição. Isto foi devido à vaporização do Diesel, como também, das gotículas remanescentes do etanol não vaporizadas no coletor de admissão. Esta vaporização necessitou de energia para ser realizada e assim houve a diminuição da temperatura no interior da câmara de combustão.

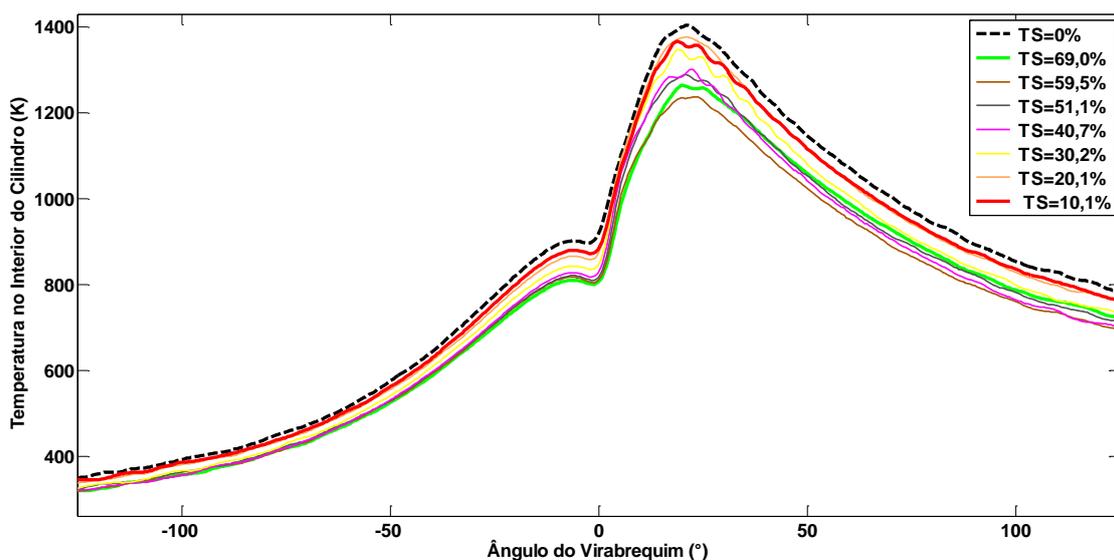


Figura 33: Temperatura em 50% de carga – 93° INPM

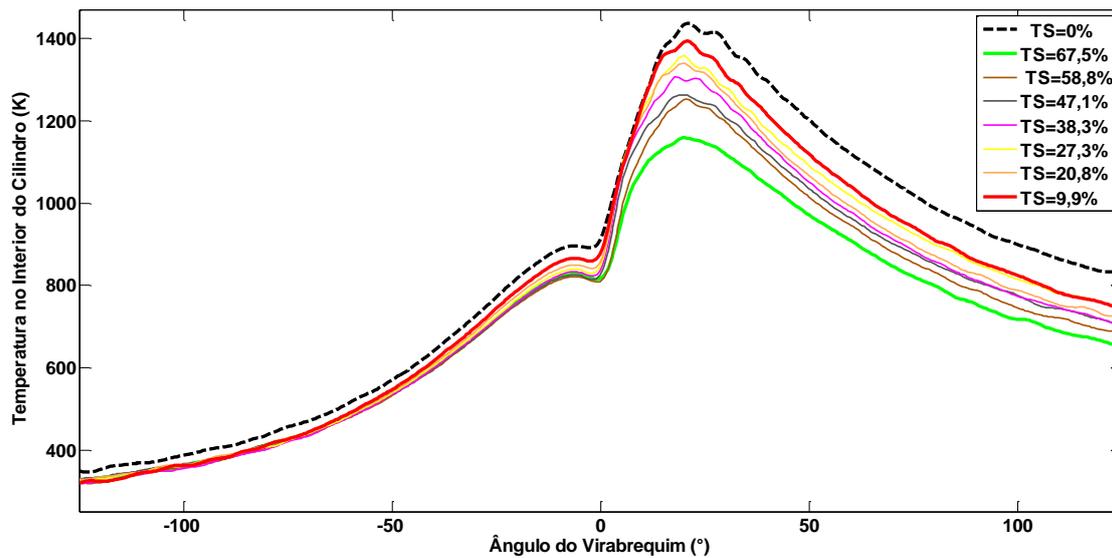


Figura 34: Temperatura em 50% de carga – 70° INPM

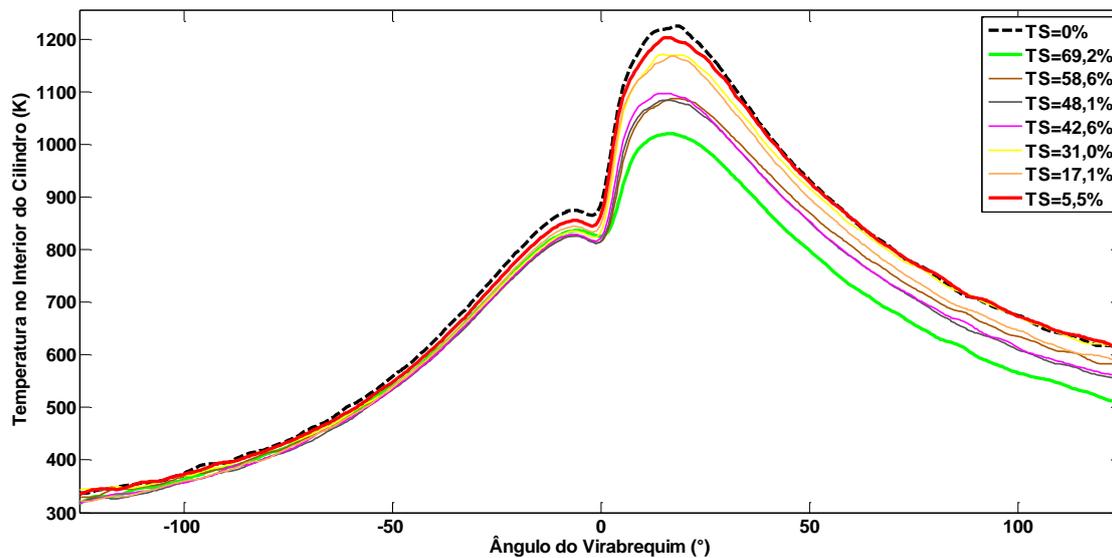


Figura 35: Temperatura em 25% de carga – 93° INPM

Em relação às condições de cargas mais baixas (25 e 50% de carga), as temperaturas para maiores taxas de substituição foram menores quando comparado às menores taxas de substituição e ao modo Diesel original. Este fator pode ser explicado pela menor energia disponível imposta ao motor sendo agravado também pela composição do etanol (presença de água).

Será evidenciado no tópico seguinte, que para condições de cargas baixas, as menores temperaturas encontradas nas maiores taxas de substituição acarretaram em um maior atraso da combustão.

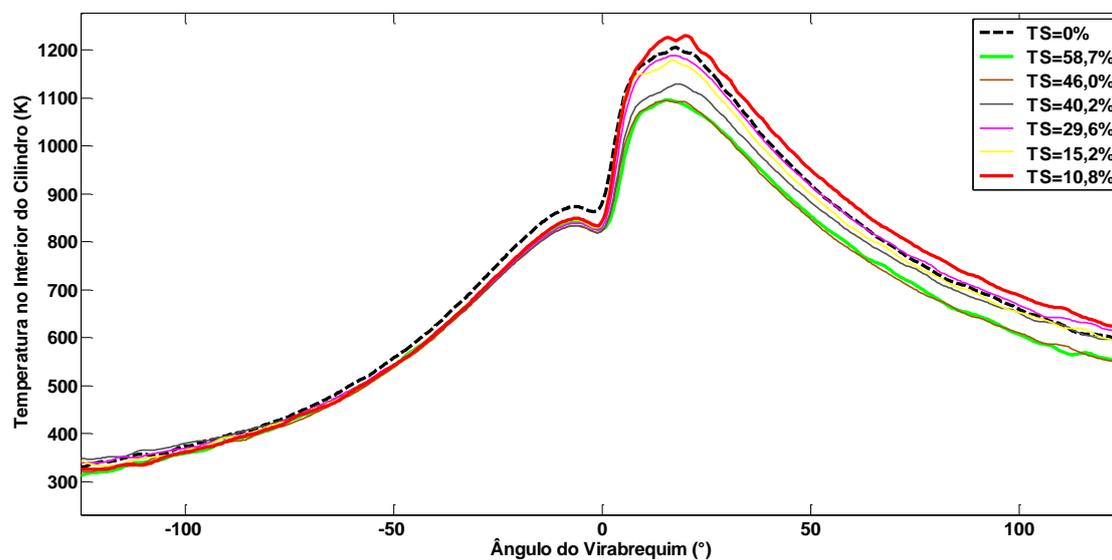


Figura 36: Temperatura em 25% de carga – 70° INPM

5.5. Calor Liberado no Processo de Combustão

A análise de liberação de calor foi a partir de um modelo zero dimensional para uma zona. Com este método, através dos dados obtidos experimentalmente (bancada motor / dinamômetro) foi possível estimar a liberação de calor no modo original e no modo bicombustível. O principal dado coletado foi a pressão no interior do cilindro, que conforme descrito no Capítulo 3 teve seus valores (variação da pressão ciclo a ciclo) ajustados e modificados.

Conforme análise anterior, as curvas julgadas como principais terão as mesmas cores para fácil visualização e verificação do comportamento do gráfico.

- Modo original (Diesel puro): linha tracejada preta;
- Modo bicombustível (menor taxa de substituição): linha contínua vermelha;
- Modo bicombustível (maior taxa de substituição): linha contínua verde.

Antes de iniciar a análise dos gráficos de calor instantâneo liberado e calor total liberado pela combustão cabe destacar um ponto do método utilizado. O método não prevê com exatidão as duas principais fases do processo de queima do motor do ciclo Diesel. Ou seja, a fase de pré-combustão caracterizada pela rápida liberação de energia, e a combustão difusiva, caracterizado por um processo mais lento, onde a reação ocorre através da taxa em que a mistura ar/Diesel/etanol torna-se disponível. Para a combustão difusiva principalmente, onde pode ser facilmente observada pelos gráficos de calor instantâneo liberado. Para todas as condições de operação aproximadamente a partir de 15° do ângulo do virabrequim a tendência da curva é sempre vista em ondas sucessivas. Uma análise aproximada para quantificar as duas fases acima mencionadas é através da equação dupla de Wiebe, no entanto, não é escopo do presente trabalho.

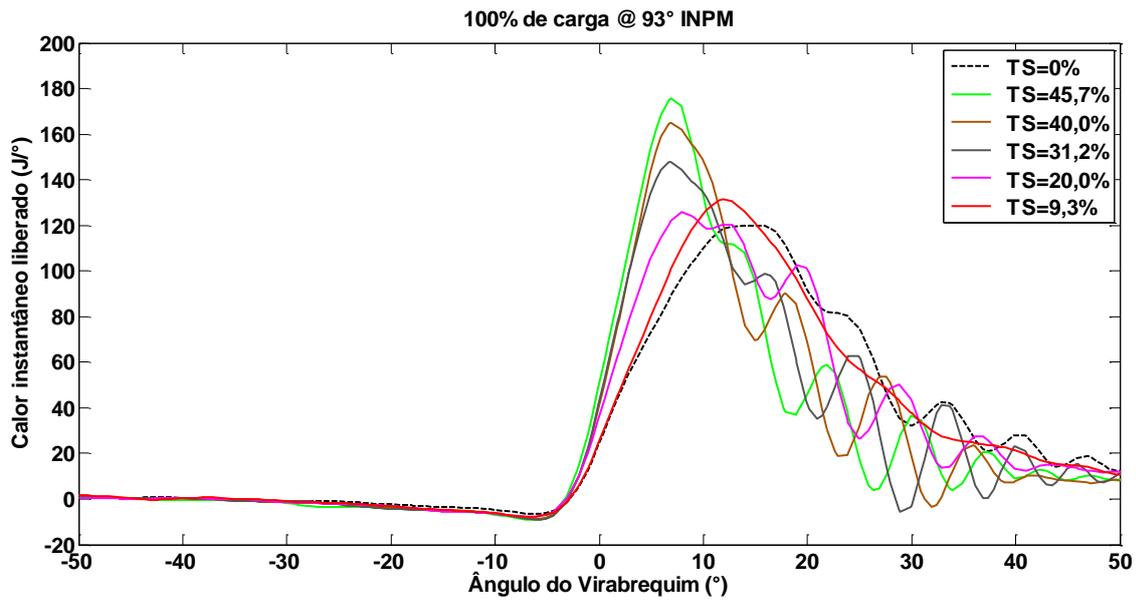


Figura 37: Curva de liberação de calor em 100% de carga - 93° INPM

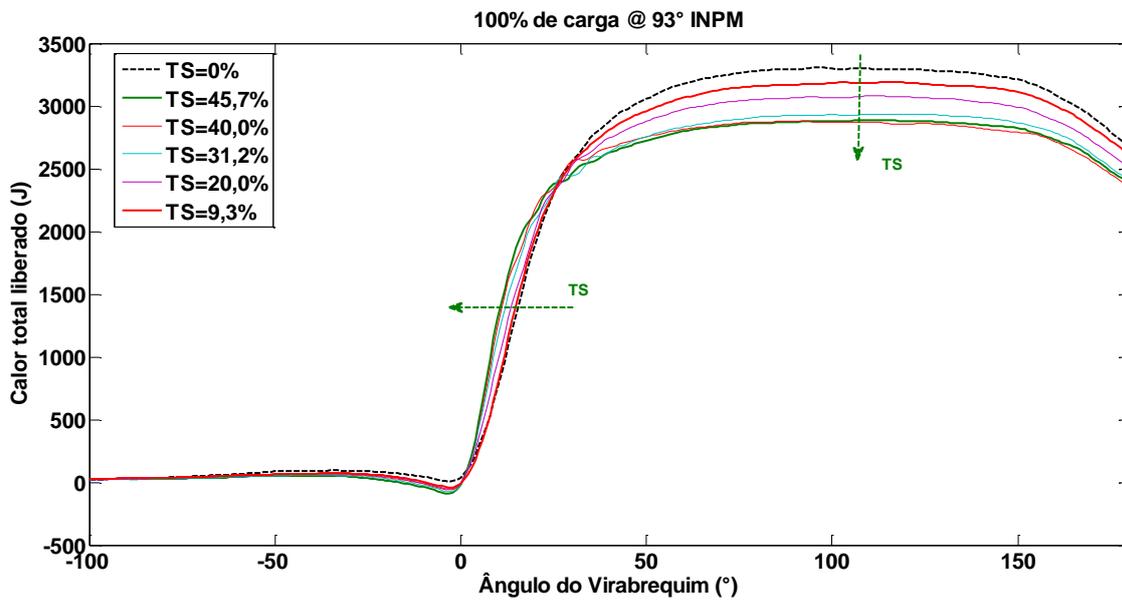


Figura 38: Calor total liberado em 100% de carga – 93° INPM

Os gráficos apresentados para todas as cargas e em ambos os modos de operação (70 e 93° INPM) mostraram a mesma tendência. Este comportamento é caracterizado, principalmente, entre os ângulos -30 e 0° do virabrequim, onde o etanol para se vaporizar completamente necessita de energia para tal. Esta energia é evidenciada quase que ao final do processo de compressão, visto a quantidade de calor perdido (sinal negativo). A presença deste fenômeno é devido ao alto calor latente de vaporização do combustível alternativo. Atrelado ao processo de vaporização do etanol associa-se ao processo de injeção do óleo Diesel, onde as pequenas gotículas do óleo inseridas pelo bico injetor foram vaporizadas. A finalidade é ter as condições mínimas de uma mistura de ar e combustível (Diesel / etanol) para o início da queima do processo combustão.

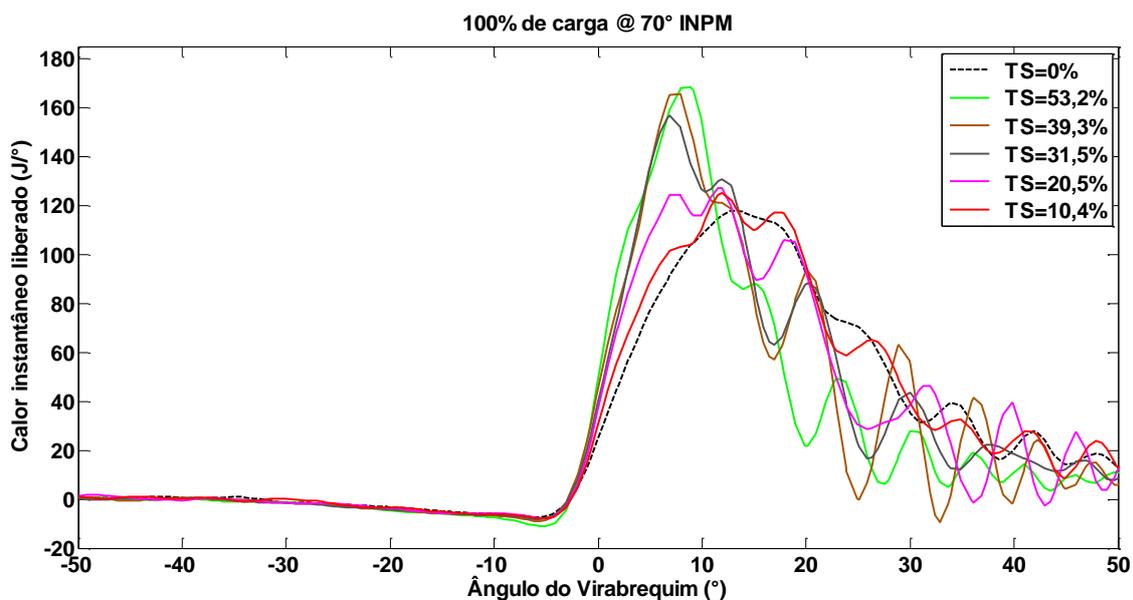


Figura 39: Curva de liberação de calor em 100% de carga - 70° INPM

Vale destacar as Figuras 38 e 40 (cargas máximas – condição severa), pois apresentaram comportamentos similares e interessantes. Em aproximadamente 0° do ângulo virabrequim a quantidade de calor total foi menor para máxima taxa de substituição quando comparada com o modo Diesel original (já explicado). No entanto, na sequência do processo de queima (início da rápida liberação de energia), houve um adiantamento (indicação da seta horizontal) da curva de máxima taxa de substituição em relação à curva do modo Diesel puro. E posteriormente o calor total liberado para máxima taxa de substituição foi menor.

Este comportamento foi evidenciado apenas em condições severas de operação tendo em vista a grande energia disponível para queima e composição química e quantidade fornecida de etanol. Pode-se dizer que a rápida liberação de energia (combustão pré-misturada) ocorreu mais cedo para o modo bicom bustível.

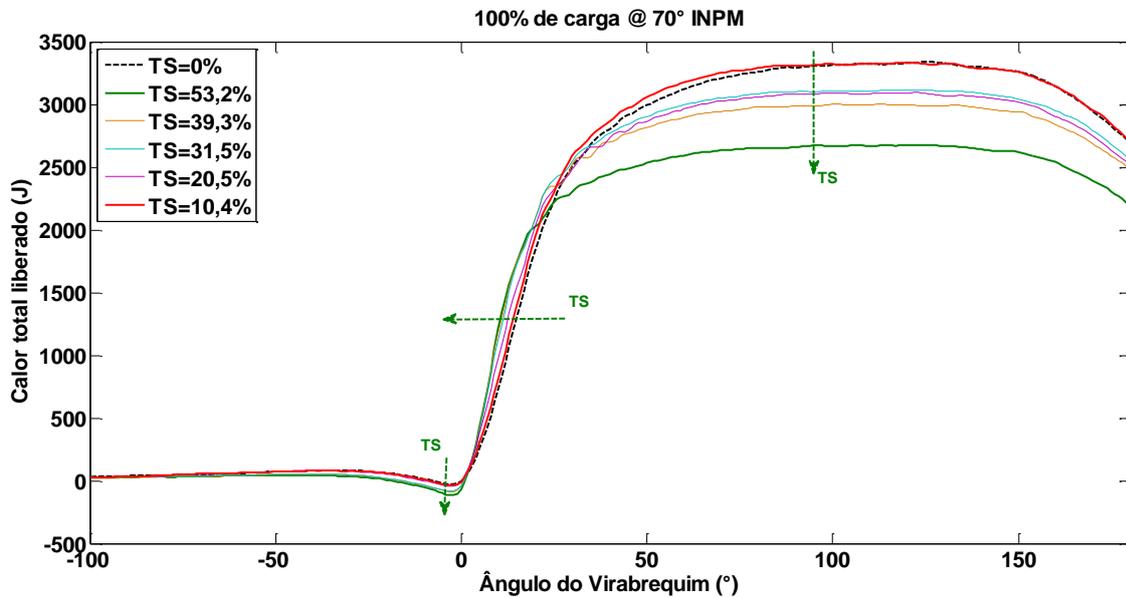


Figura 40: Calor total liberado em 100% de carga – 70° INPM

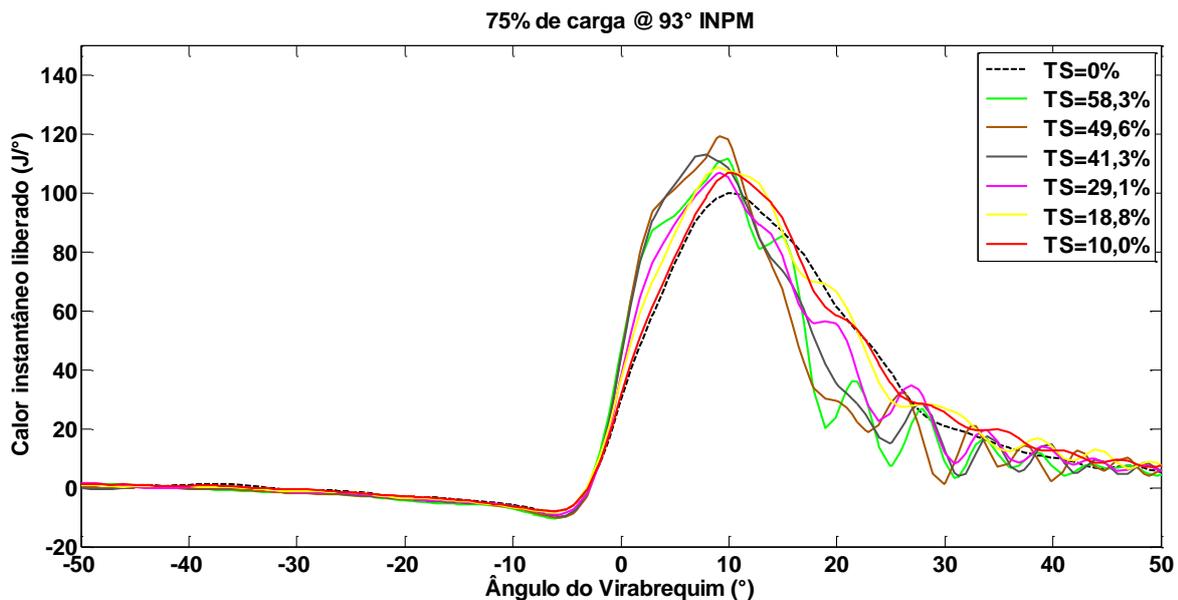


Figura 41: Curva de liberação de calor em 75% de carga - 93° INPM

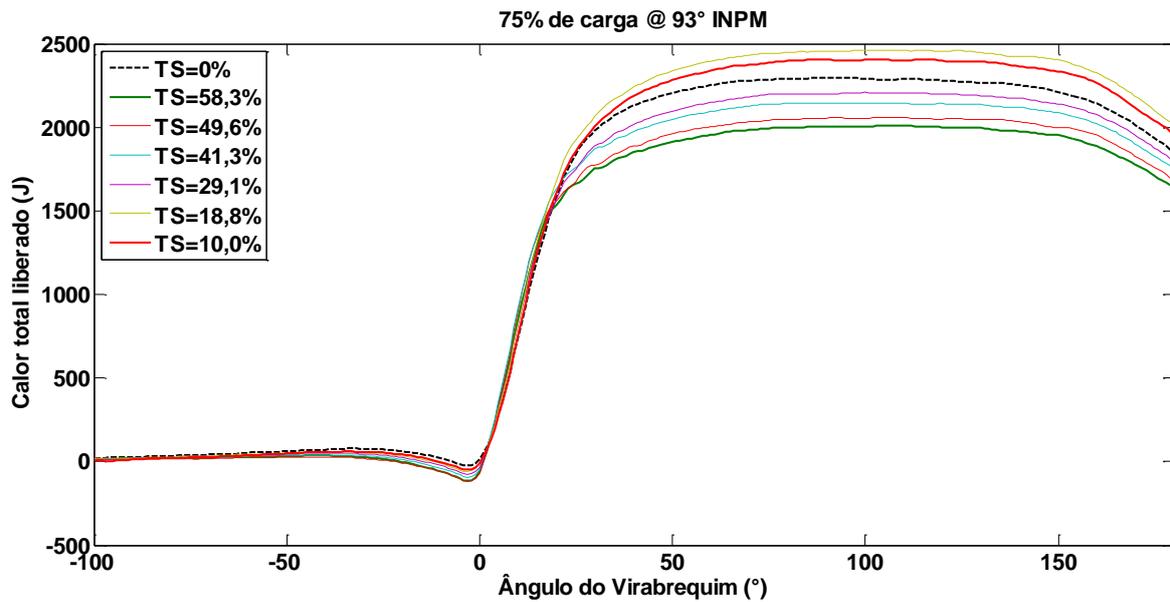


Figura 42: Calor total liberado em 75% de carga – 93° INPM

Conforme já discutido, o presente trabalho avaliou a fase fechada do ciclo do motor (compressão, combustão e expansão). Contudo, pela teoria dos motores de combustão interna, o início de cada fase fechada não acontece de fato nos pontos mortos - inferiores e superiores - devido a fenômenos físico-químicos da injeção do óleo Diesel. Os processos ligados à combustão, na realidade, se iniciam poucos ângulos depois. Entretanto, analisar tais casos não é escopo do presente trabalho e com isso a fase fechada do ciclo foi escolhida, a fim de melhor representar o processo de liberação de calor. Vale ressaltar que diversos trabalhos já foram realizados com o objetivo de estudar em que momento ocorre os seguintes processos: 1) ignição; 2) final da combustão; 3) tempo de duração do processo de combustão. Para tais análises, se utilizaram de técnicas, como: avanço da injeção piloto, aditivos ao combustível, modelos multidimensionais etc.

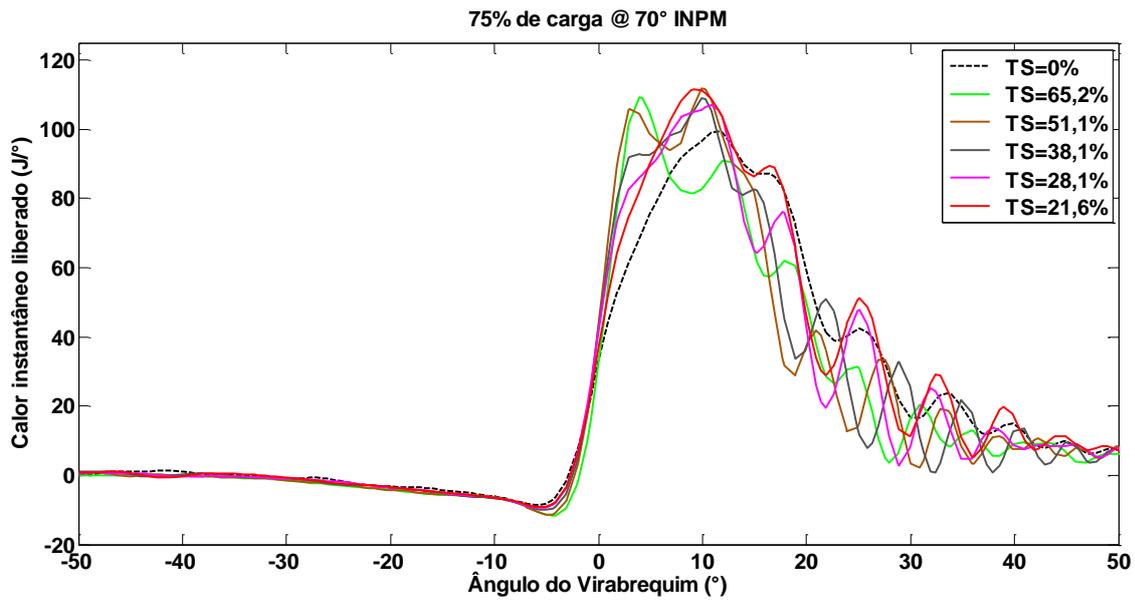


Figura 43: Curva de liberação de calor em 75% de carga - 70° INPM

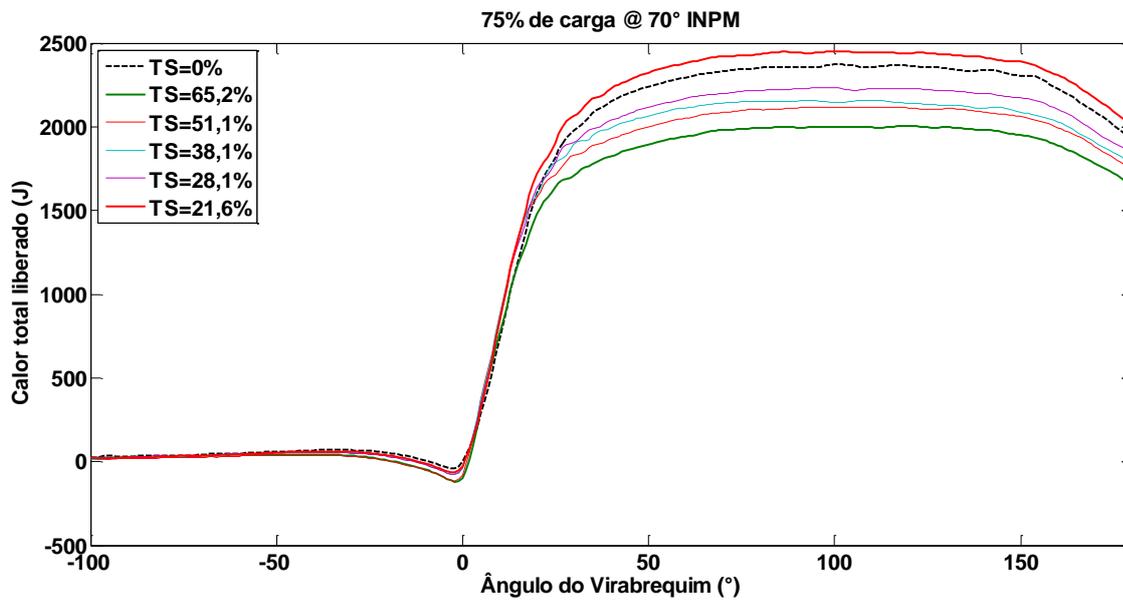


Figura 44: Calor total liberado em 75% de carga – 70° INPM

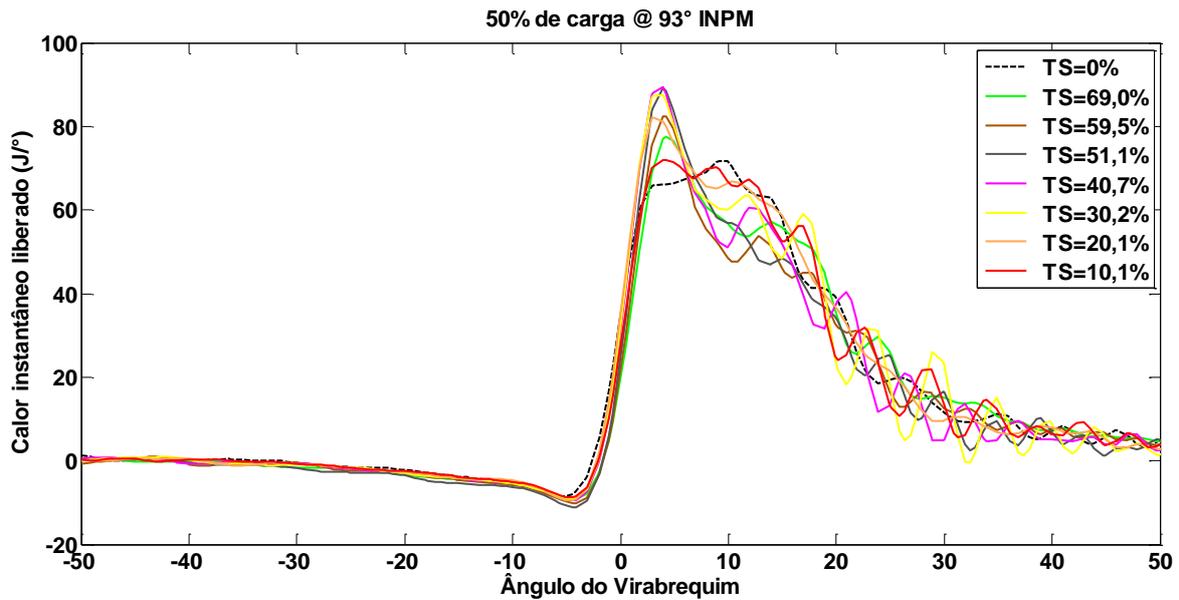


Figura 45: Curva de liberação de calor em 50% de carga - 93° INPM

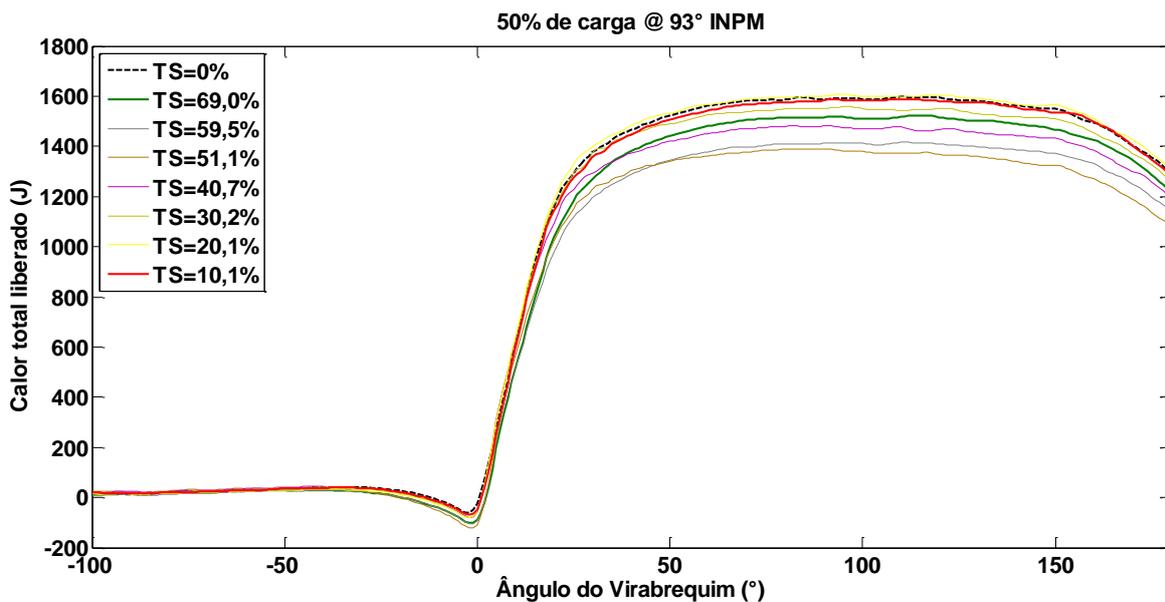


Figura 46: Calor total liberado em 50% de carga – 93° INPM

Outro resultado verificado foi o maior calor total liberado no modo original (Diesel puro) para quase todas as condições de cargas impostas ao motor. Conforme já discutido, para taxas de substituição elevadas foram verificados maiores picos de pressão em 75% de carga (70 e 93° INPM) e 100% de carga (93° INPM). Isto evidenciou condições mais severas de operação (Figuras 29 e 30), caracterizado por altas temperaturas. Entretanto, estas diferenças de temperaturas

não levaram a uma maior energia liberada no processo de queima, conforme explicitado nos gráficos de calor total liberado.

Já em baixas cargas, para altas taxas de substituição, o calor liberado foi consideravelmente menor, quando comparado ao modo original (Diesel puro). Este comportamento pode ser verificado nos gráficos de 25% de carga (em ambos os modos de hidratação), onde a linha contínua verde (máxima taxa de substituição) foi bem abaixo da linha tracejada preta (Diesel puro). Cabe mencionar também, que através da análise da curva de pressão no interior do cilindro, as pressões neste caso foram menores em relação ao modo original apresentando menores temperaturas e então, menor calor liberado.

Gao *et al* (1983) verificaram o mesmo comportamento em baixas cargas e baixas rotações. Constataram um menor calor liberado no processo de queima ao injetar etanol em substituição do óleo Diesel. Destacou ainda, como consequência deste fenômeno, um grande atraso de ignição em cargas baixas.

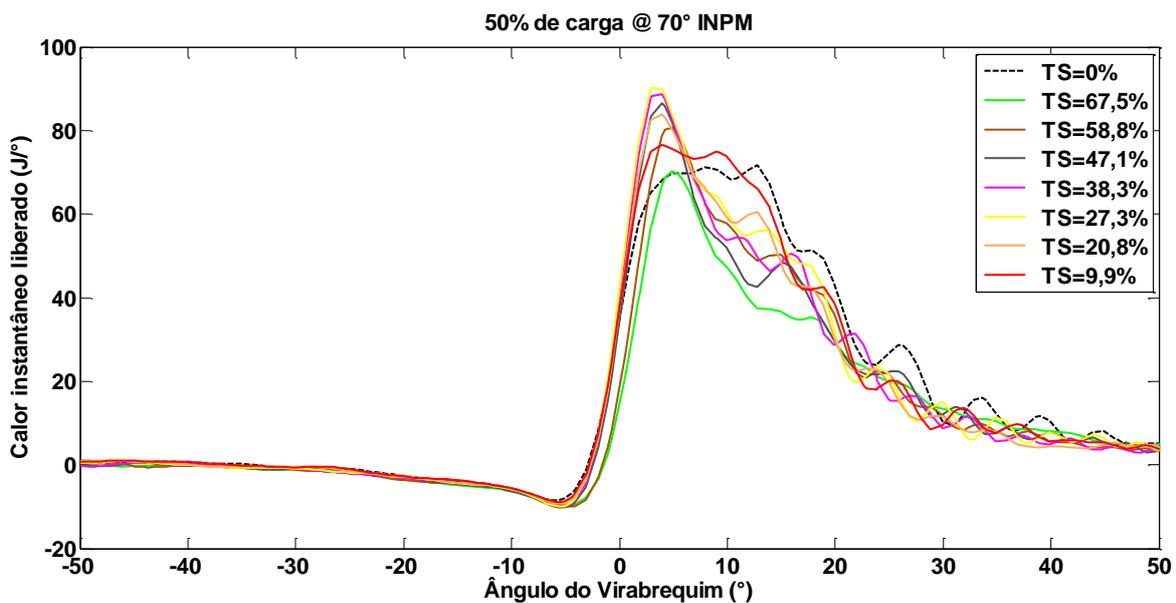


Figura 47: Curva de liberação de calor em 50% de carga - 70° INPM

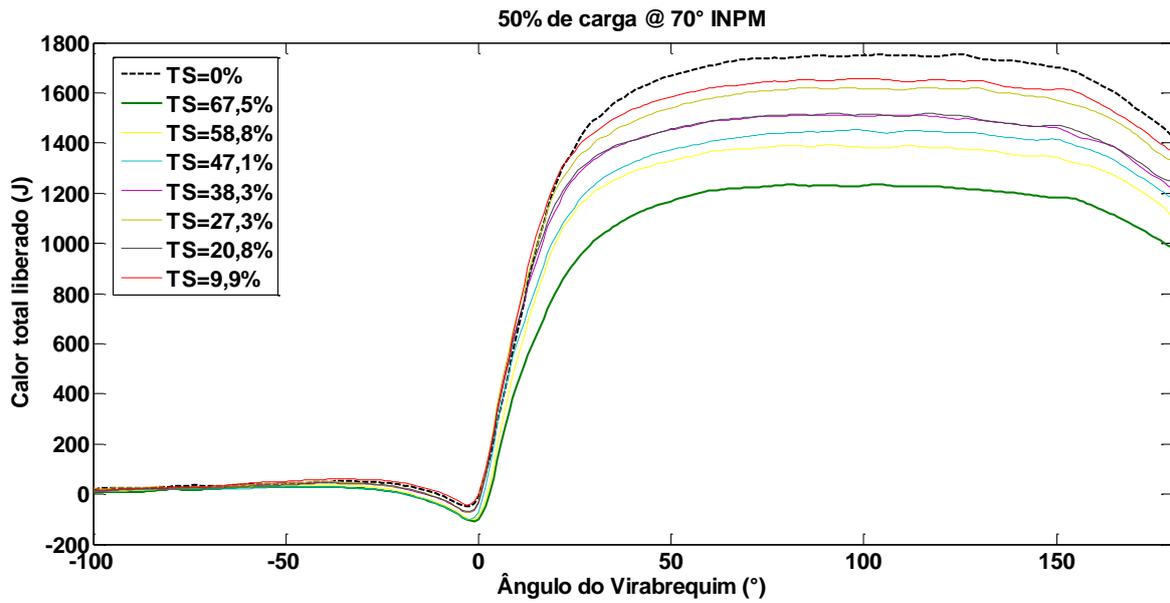


Figura 48: Calor total liberado em 50% de carga – 93° INPM

Em baixas cargas, as menores temperaturas na etapa final da compressão dificultaram a formação da mistura ar / combustível e a propagação da chama. Em virtude deste fator, há uma diminuição da combustão pré-misturada e subsequente calor total liberado.

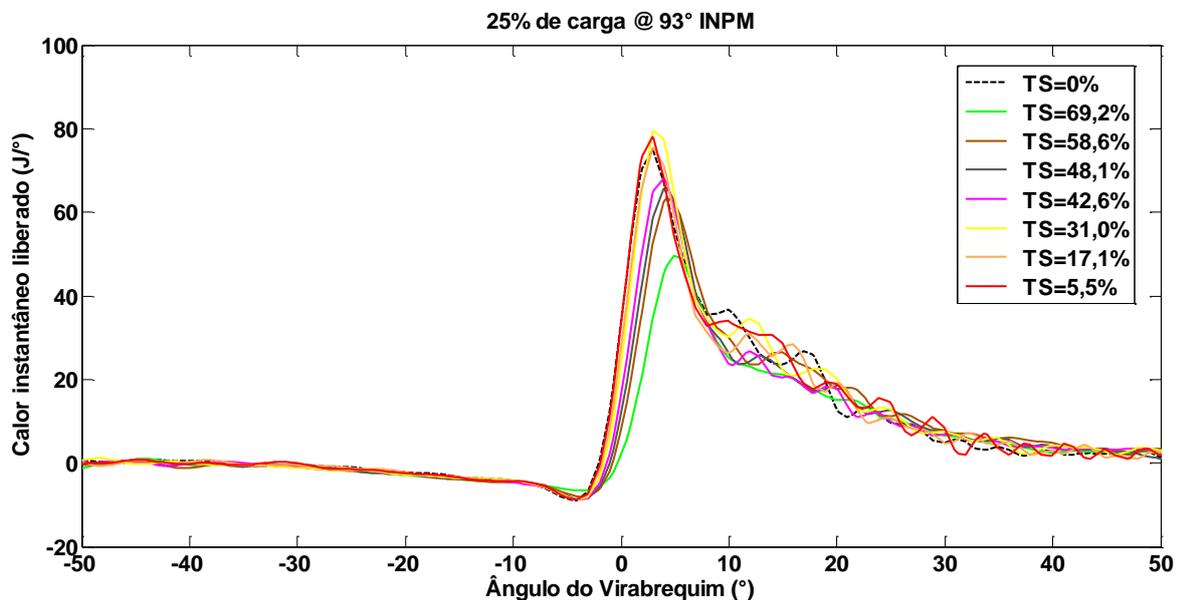


Figura 49: Curva de liberação de calor em 25% de carga - 93° INPM

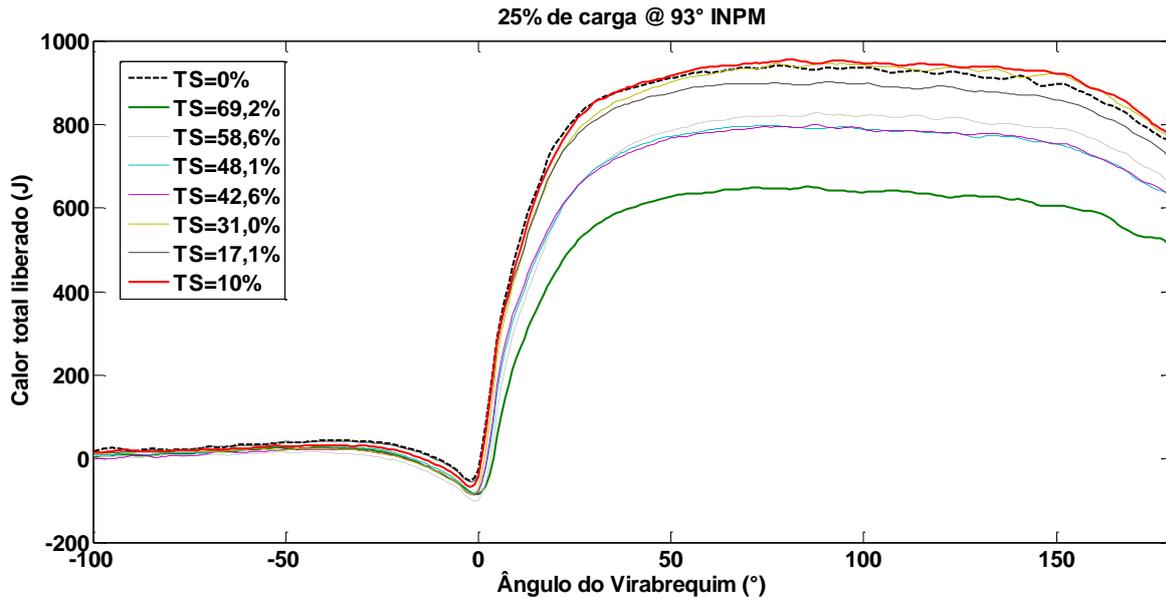


Figura 50: Calor total liberado em 25% de carga – 93° INPM

Para 100% de carga e máxima taxa de substituição observou-se que o início da combustão se originou ligeiramente antes em relação ao modo original. Nota-se que a curva verde (contínua) inicia o seu crescimento alguns graus do ângulo do virabrequim antes, em relação à taxa de substituição zero (curva tracejada preta). Neste caso, destaca-se uma condição mais severa, onde a presença de altas temperaturas é verificada (maior quantidade de combustível injetado – maior energia), podendo-se admitir que na fase de compressão a mistura ar-combustível (etanol) tem um possível início do processo de pré-ignição.

Em baixas cargas, por haver uma menor quantidade de energia são encontradas menores temperaturas. E sabendo que o etanol possui alto calor latente de vaporização existe uma maior dificuldade para a combustão se propagar no interior da câmara. Este fato é evidenciado nas Figuras 50 e 52, onde nota-se que a curva original (Diesel puro – tracejada preta) inicia o processo de liberação de calor (crescimento da curva) alguns graus do ângulo do virabrequim antes em relação aos modos bicompostíveis.

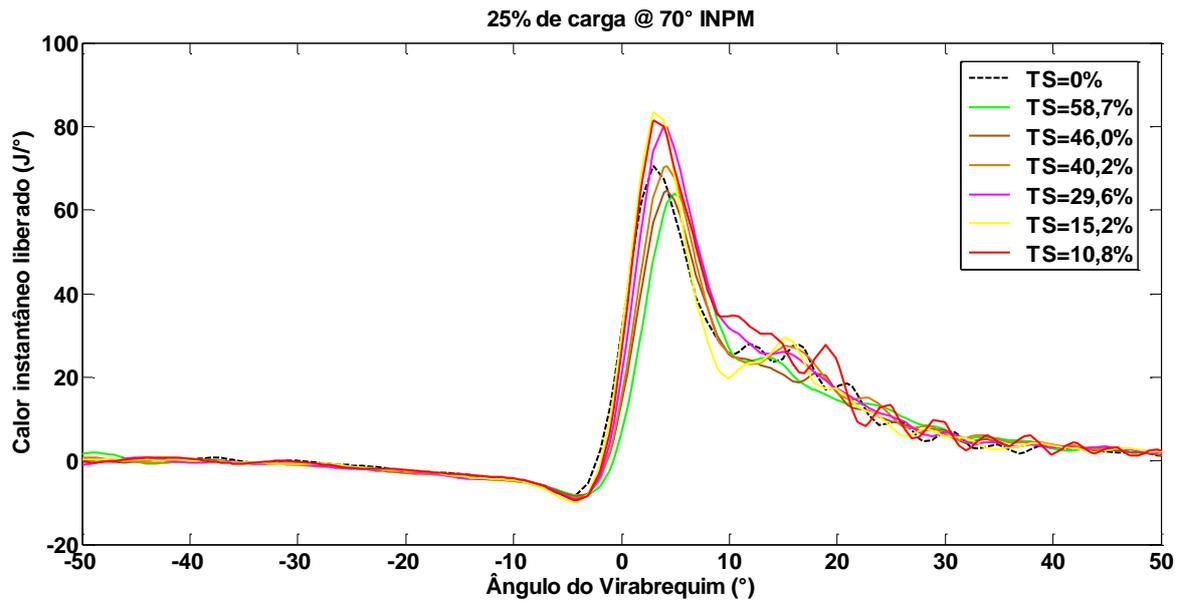


Figura 51: Curva de liberação de calor em 25% de carga - 70° INPM

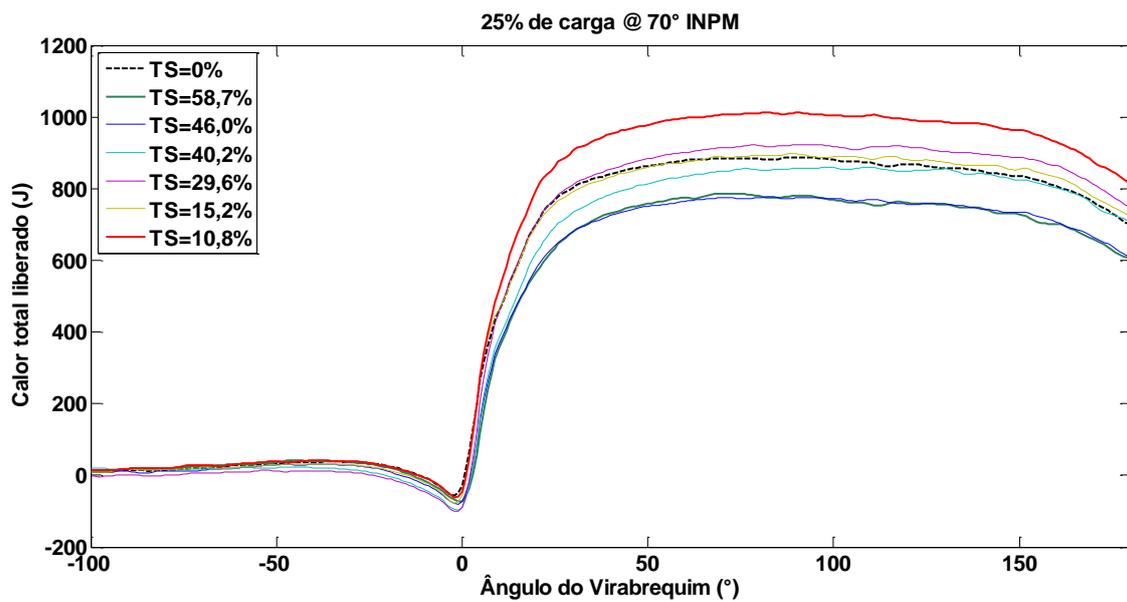


Figura 52: Calor total liberado em 25% de carga – 70° INPM

5.6. Calor Perdido pelas Paredes do Cilindro

Conforme discutido no Capítulo 3, o calor liberado pelas paredes levou em consideração a Lei de Resfriamento de Newton, que calcula o coeficiente de troca de calor através de Woschni.

Novamente, as curvas julgadas como principais terão as mesmas cores para fácil visualização e verificação do comportamento do gráfico.

- Modo original (Diesel puro): linha tracejada preta;
- Modo bicomcombustível (menor taxa de substituição): linha contínua vermelha;
- Modo bicomcombustível (maior taxa de substituição): linha contínua verde.

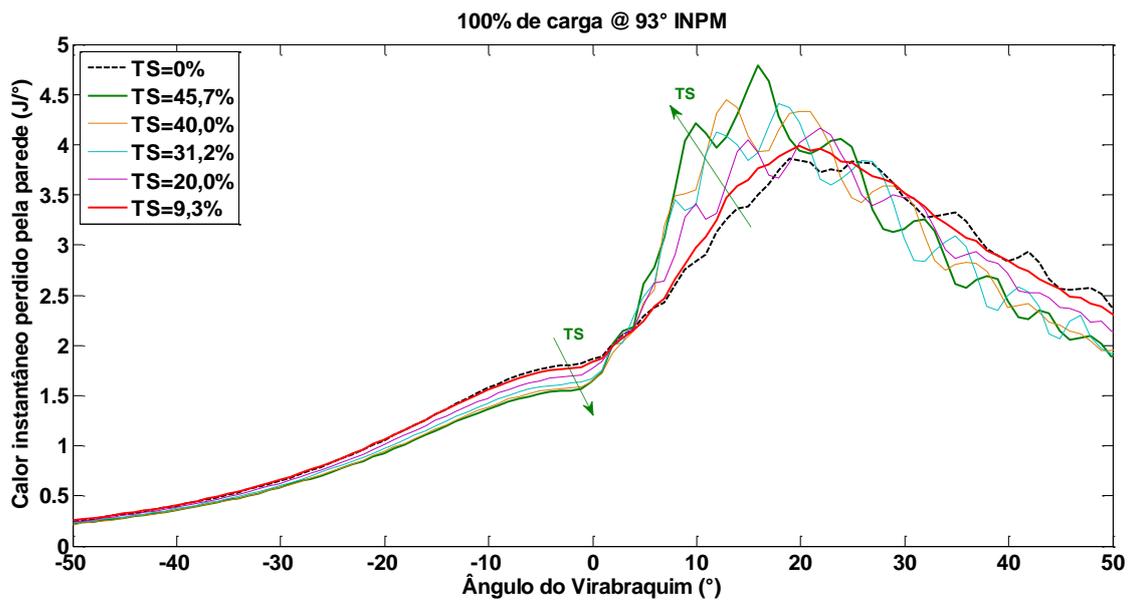


Figura 53: Calor instantâneo perdido em 100% de carga - 93° INPM

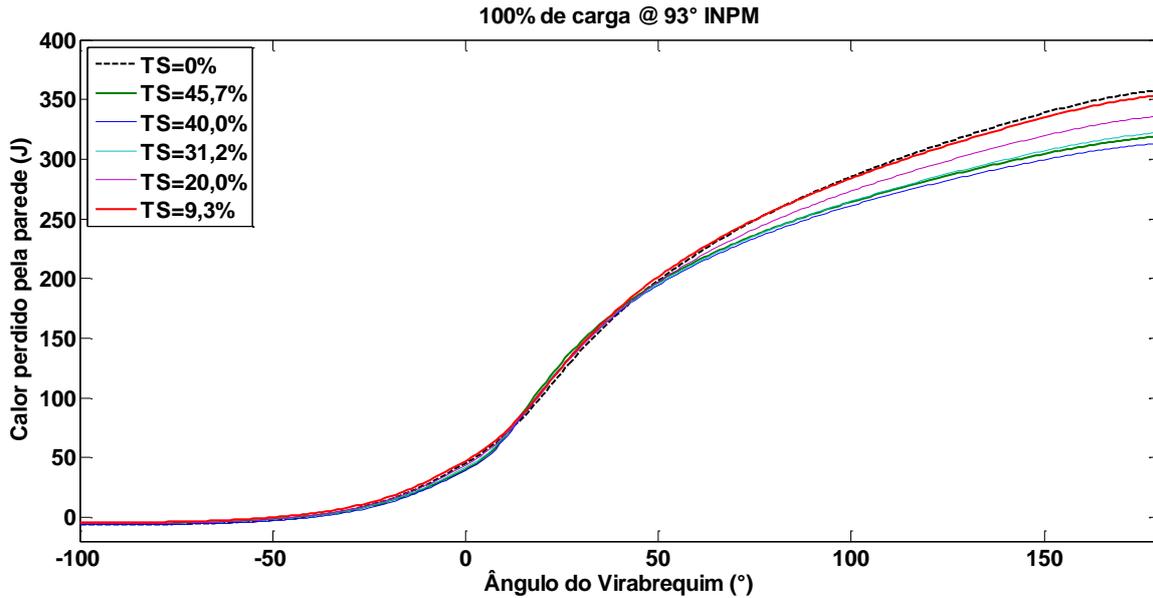


Figura 54: Perda total de calor em 100% de carga - 93° INPM

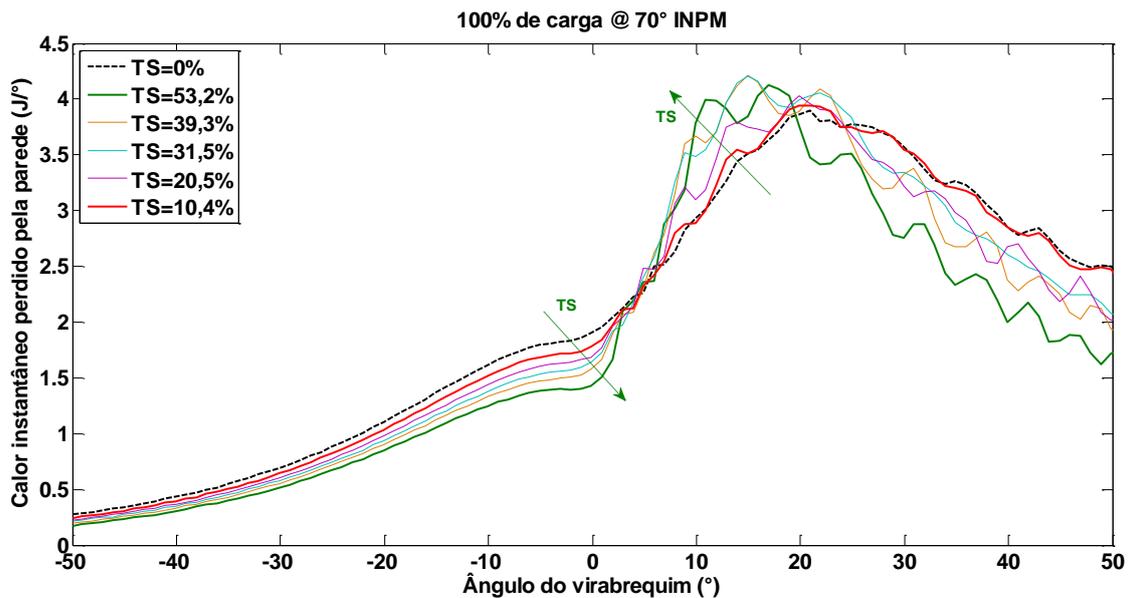


Figura 55: Calor instantâneo perdido em 100% de carga - 70° INPM

Observa-se que no início da combustão há um aumento brusco da curva, representando o calor perdido pelas paredes. Isto é devido a grande energia liberada pelo processo de queima. Nota-se, no entanto, uma diferença na quantidade de calor perdido, tendo em vista a maior ou menor quantidade de etanol presente na câmara de combustão. Ou seja, a maior quantidade de etanol na

câmara de combustão (maior parcela de água) acarretou em menores temperaturas e subsequente menor quantidade de calor perdido.

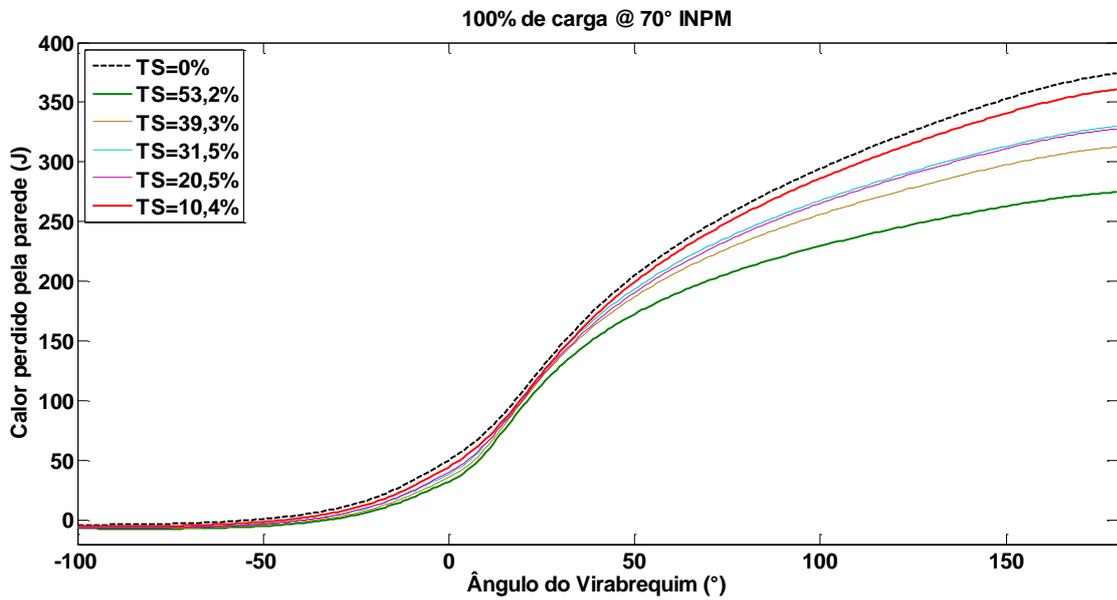


Figura 56: Perda total de calor em 100% de carga - 70°INPM

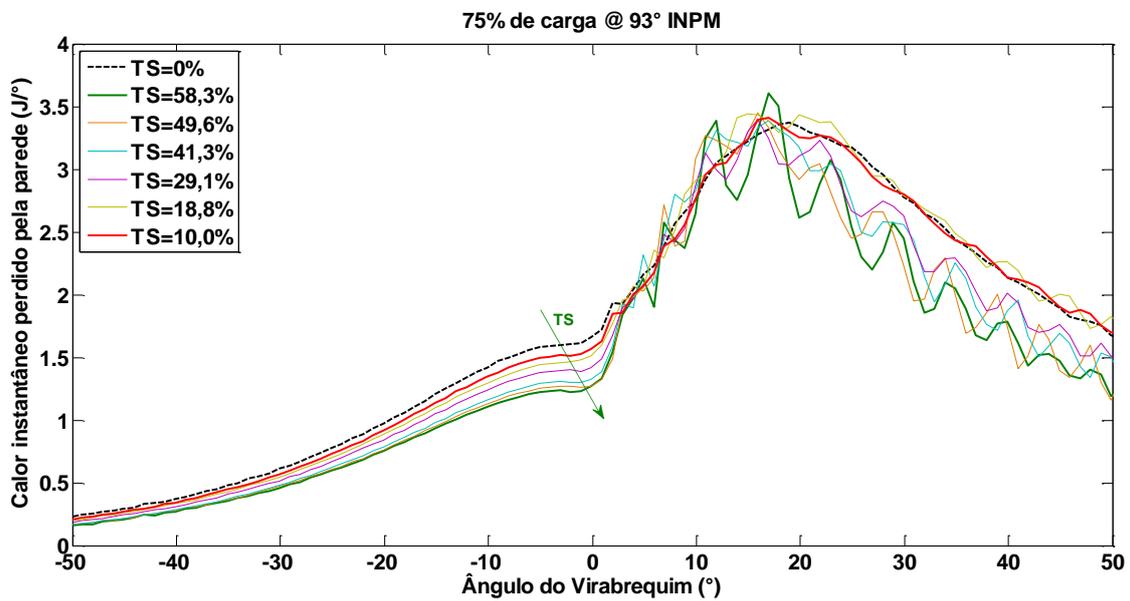


Figura 57: Calor instantâneo perdido em 75% de carga - 93° INPM

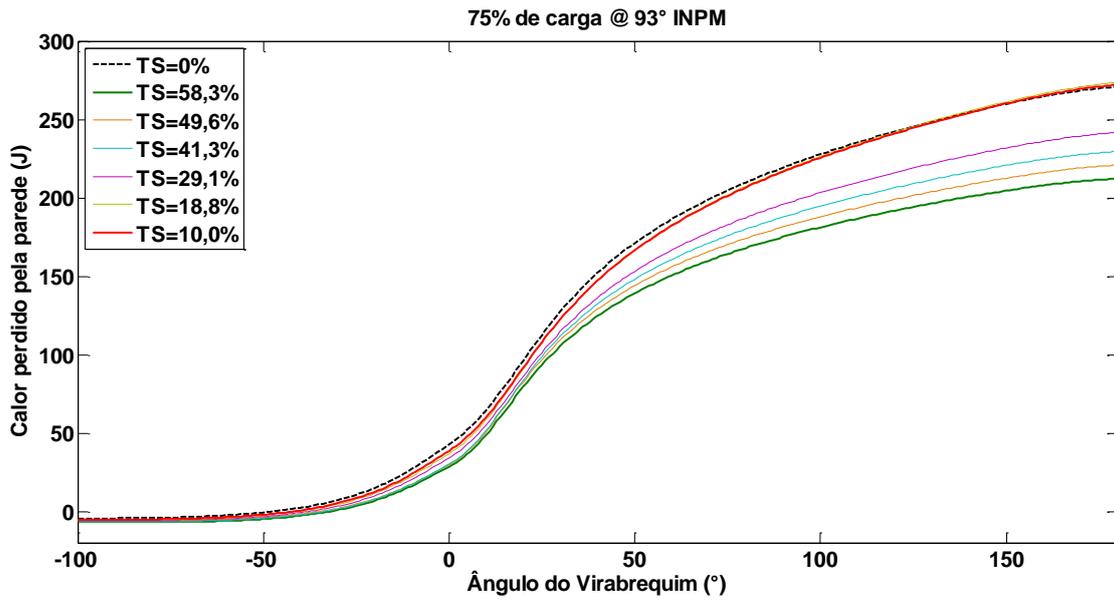


Figura 58: Perda total de calor em 75% de carga - 93° INPM

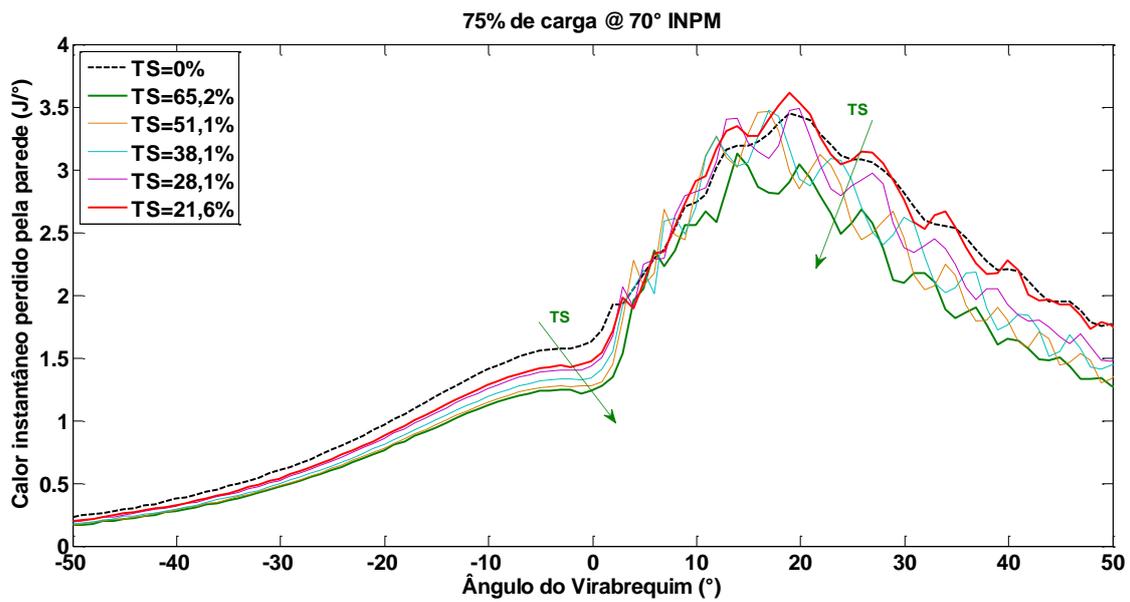


Figura 59: Calor instantâneo perdido em 75% de carga - 70° INPM

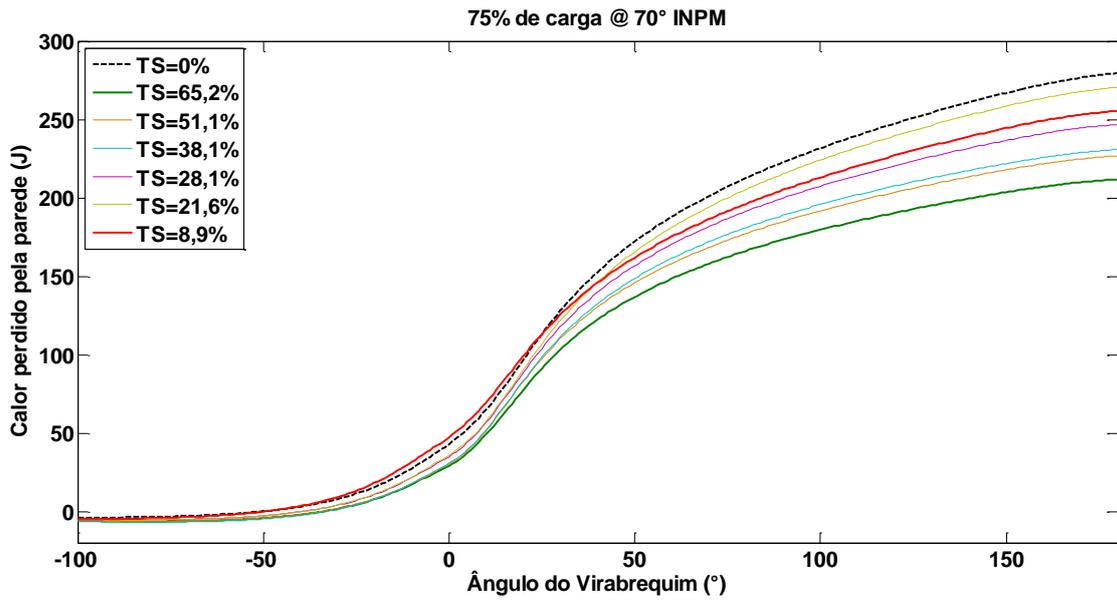


Figura 60: Perda total de calor em 75% de carga - 70° INPM

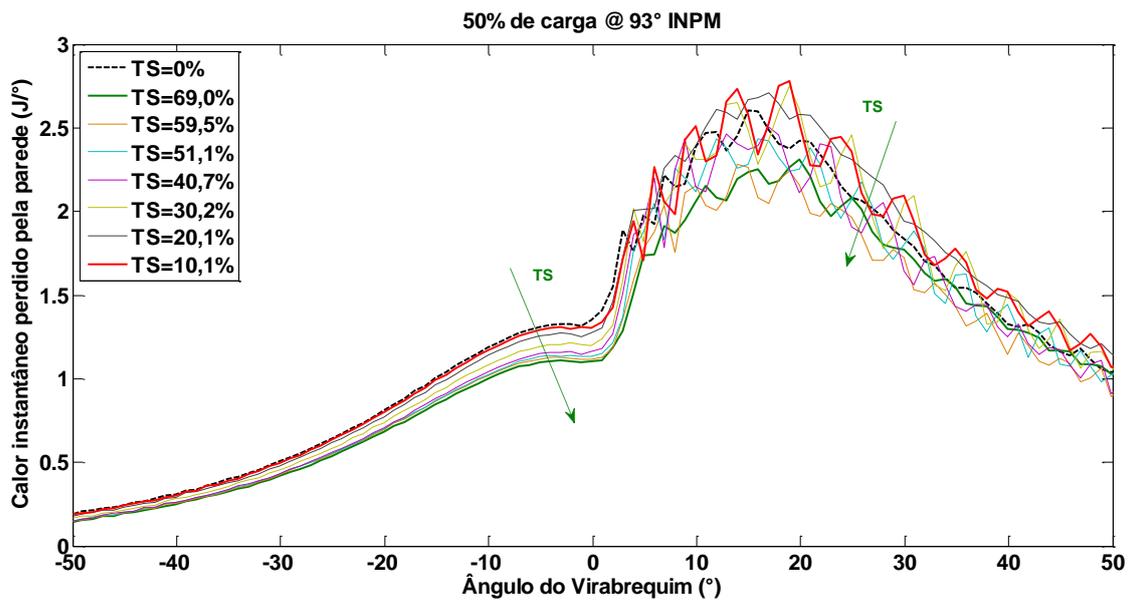


Figura 61: Calor instantâneo perdido em 50% de carga - 93° INPM

Em todos os casos, o calor perdido pelas paredes no modo original (Diesel puro) foi maior. Associa-se ao fato de haver apenas Diesel (sem a parcela de água do etanol) no interior da câmara favorecendo a um maior calor liberado.

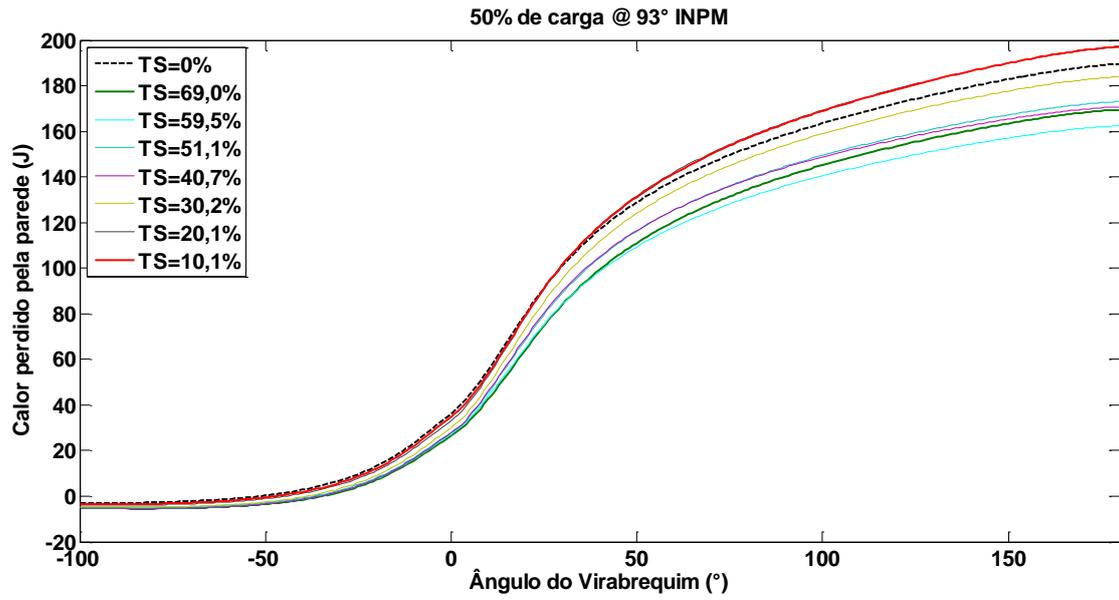


Figura 62: Perda total de calor em 50% de carga - 93° INPM

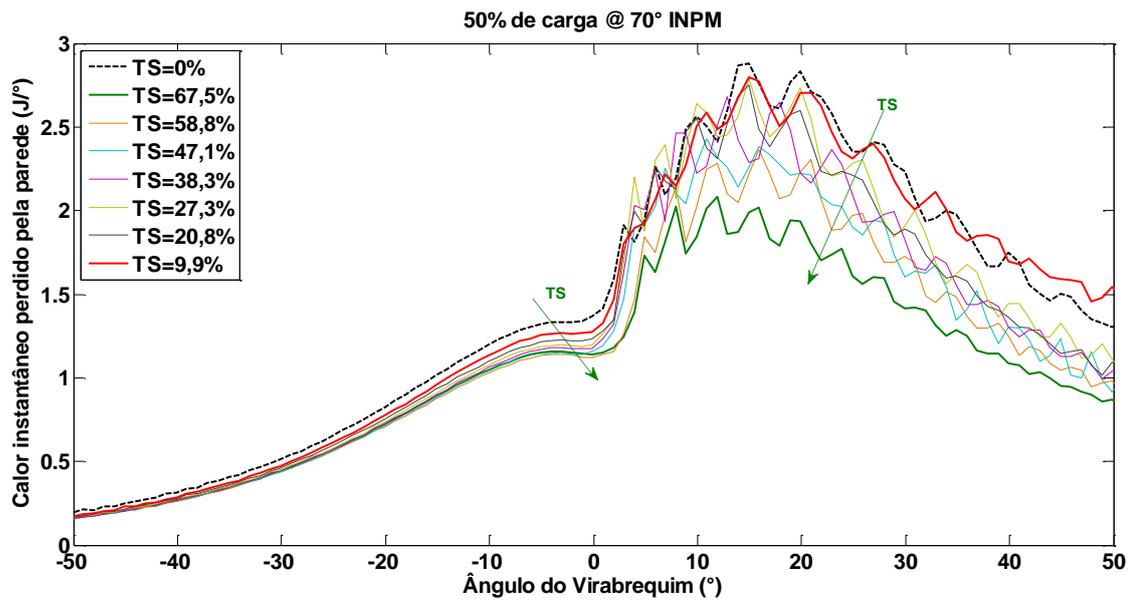


Figura 63: Calor instantâneo perdido em 50% de carga - 70° INPM

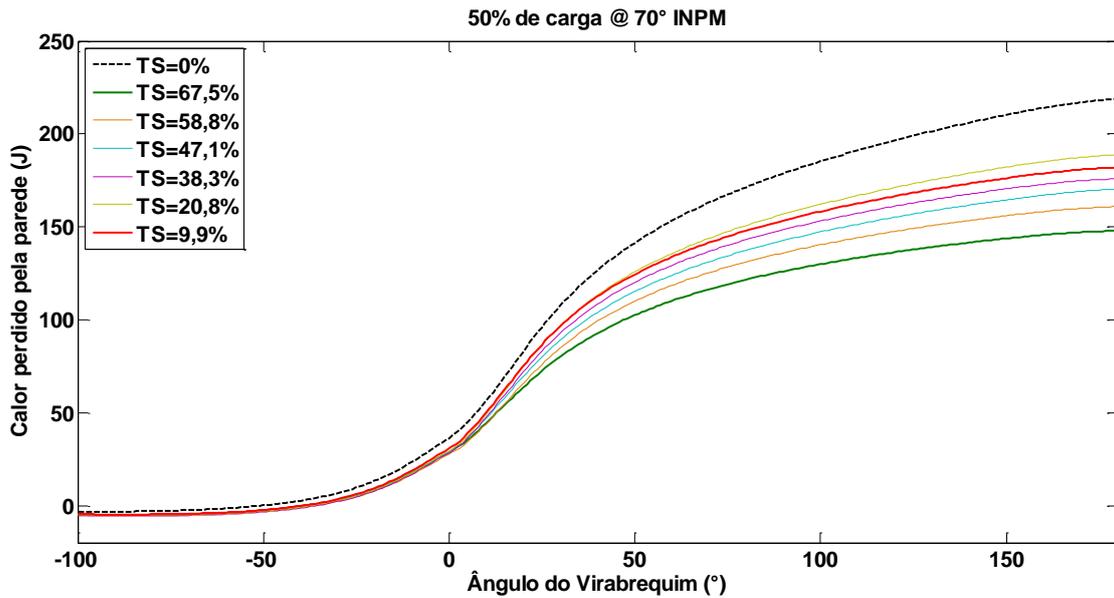


Figura 64: Perda total de calor em 50% de carga - 70° INPM

Em cargas mais baixas, conforme discutido anteriormente, a propagação da queima ocorre com maior dificuldade, encontrando-se uma menor energia liberada e conseqüentemente uma menor calor perdido com as paredes. Este resultado também mostrou coerência com as curvas de pressão, visto os menores picos de pressão para baixas cargas com altas taxas de substituição.

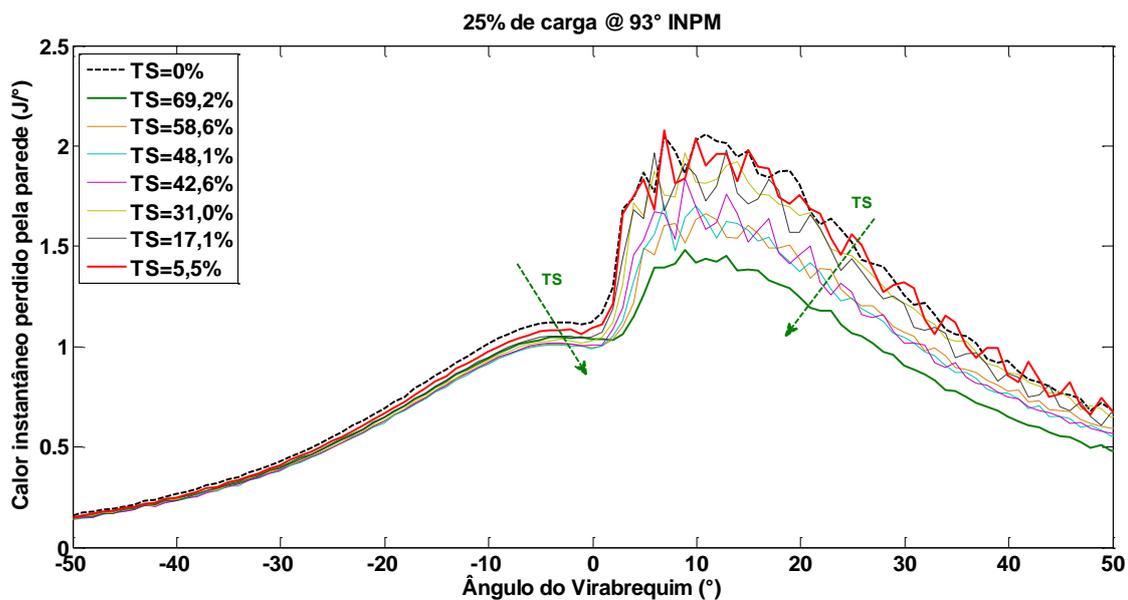


Figura 65: Calor instantâneo perdido em 25% de carga - 93° INPM

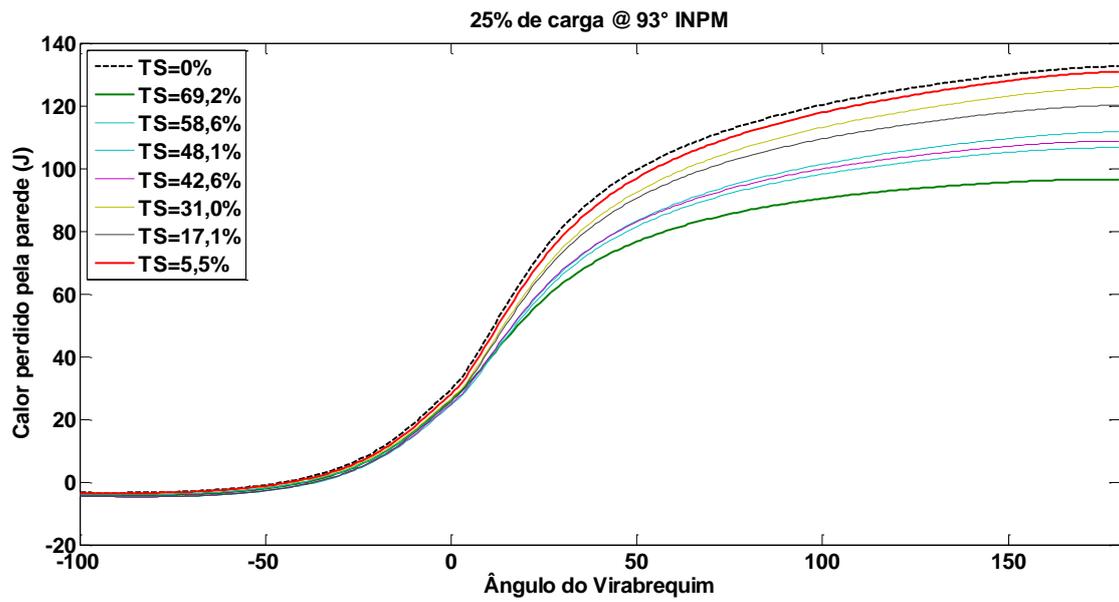


Figura 66: Perda total de calor em 25% de carga - 93° INPM

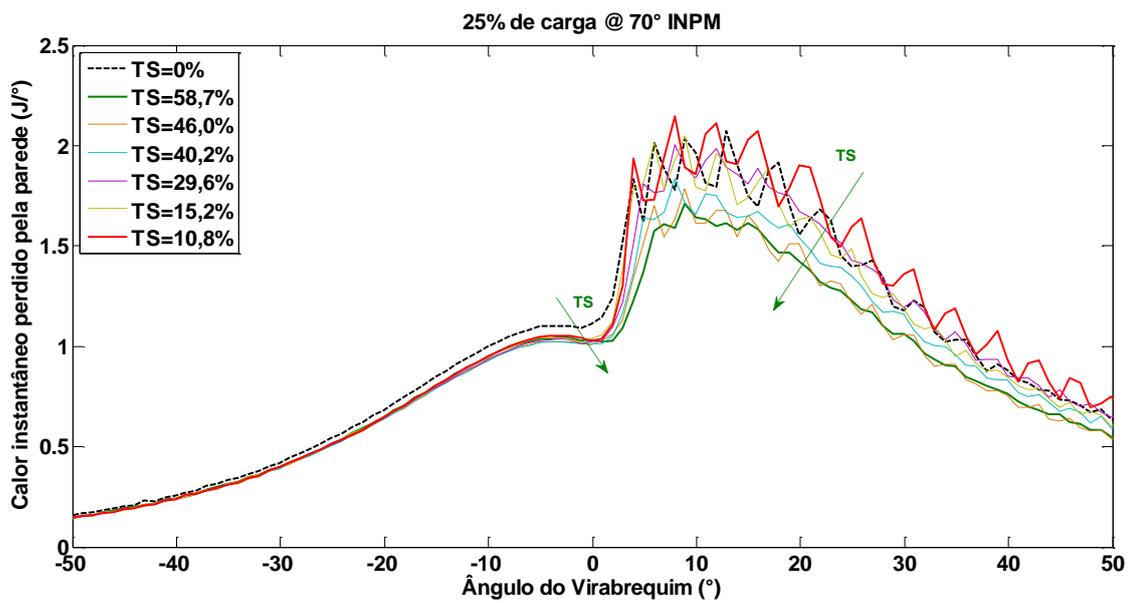


Figura 67: Calor instantâneo perdido em 25% de carga - 70° INPM

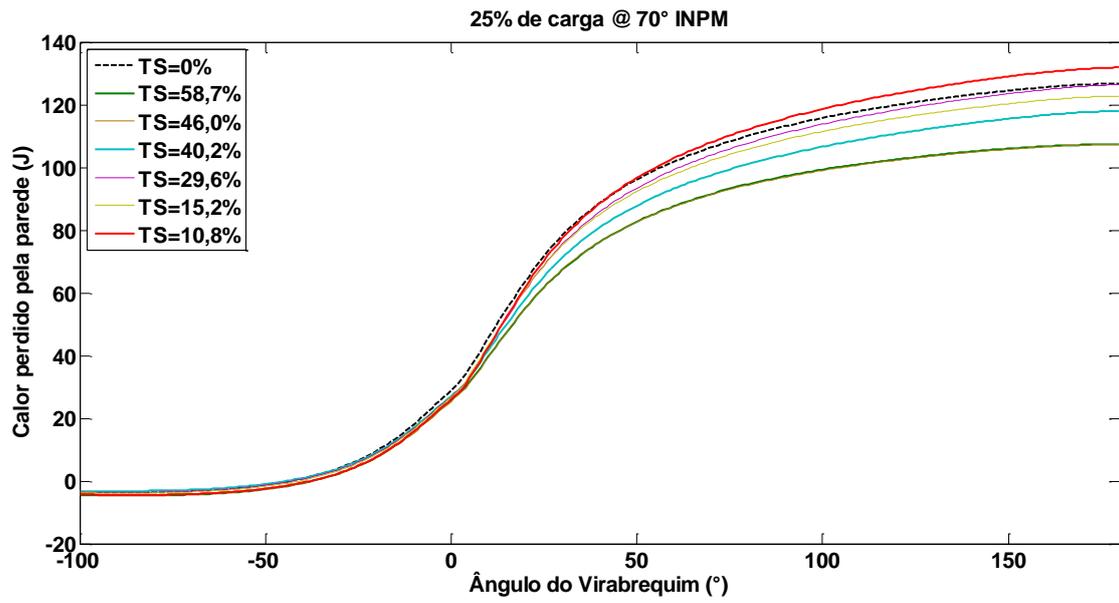


Figura 68: Perda total de calor em 25% de carga - 70°INPM