

---

# 目次

<記号表> .....	i
<b>第1章 序論</b> .....	<b>1</b>
1.1 研究背景 .....	1
1.2 石油代替燃料としての天然ガス .....	2
1.2.1 天然ガスの低公害性 .....	2
1.2.2 天然ガスの供給と需要 .....	4
1.2.3 天然ガス自動車 .....	6
1.2.4 天然ガスの組成 .....	8
1.3 予混合圧縮自己着火機関 .....	9
1.4 関連研究 .....	12
1.4.1 予混合圧縮自己着火機関に関する研究 .....	12
1.4.2 予混合気の圧縮着火に関する数値計算に関する研究 .....	16
1.4.3 化学反応機構に関する研究 .....	16
1.5 本研究の目的 .....	19
1.6 本論文の構成 .....	21
<b>第2章 実験および解析方法</b> .....	<b>22</b>
2.1 実験装置 .....	22
2.1.1 実験システムおよび供試機関 .....	22
2.1.2 燃焼室形状 .....	24
2.1.3 吸気バルブおよび排気バルブのタイミング .....	26
2.1.4 当量比の設定 .....	27
2.1.5 吸気温度の設定 .....	29
2.1.6 外部 EGR 率の設定 .....	30
2.1.7 筒内ガス圧力計測 .....	31
2.1.8 クランク角度および機関回転速度計測 .....	31
2.1.9 排気ガス温度および濃度計測 .....	32
2.2 解析手法 .....	34
2.2.1 熱発生率 .....	34
2.2.2 着火時期の定義 .....	36

2.2.3 筒内ガス温度 .....	37
2.3 供試燃料 .....	40
<b>第3章 天然ガス予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼特性 .....</b>	<b>41</b>
3.1 運転可能な当量比の範囲 .....	42
3.1.1 吸気温度の影響 .....	46
3.1.2 吸気圧力の影響 .....	46
3.1.3 外部 EGR 率の影響 .....	46
3.2 着火時期および燃焼期間の制御因子 .....	51
3.2.1 当量比の影響 .....	51
3.2.2 機関回転速度の影響 .....	57
3.2.3 着火時の温度および圧力条件 .....	63
3.2.4 天然ガス組成の影響 .....	66
3.3 高燃焼効率の確保および排気ガス中の THC, CO の低減 .....	69
3.3.1 予混合圧縮自己着火機関の排気特性 .....	69
3.3.2 筒内ガス最高温度と燃焼効率, THC, CO 排出濃度の関係 .....	72
3.4 第3章のまとめ .....	76
<b>第4章 予混合圧縮自己着火機関において天然ガス組成が着火および燃焼特性に及ぼす影響 .....</b>	<b>77</b>
4.1 C <sub>1</sub> ~ C <sub>4</sub> 単体燃料の着火および燃焼特性 .....	78
4.1.1 C <sub>1</sub> ~ C <sub>4</sub> 単体燃料の運転可能な当量比の範囲 .....	78
4.1.2 C <sub>1</sub> ~ C <sub>4</sub> 単体燃料の着火温度, 着火時期および燃焼期間 .....	81
4.1.3 C <sub>1</sub> ~ C <sub>4</sub> 単体燃料の排気特性 .....	91
4.2 C <sub>1</sub> と C <sub>2</sub> ~ C <sub>4</sub> の2種混合燃料の着火および燃焼特性 .....	94
4.2.1 2種混合燃料の混合条件 .....	94
4.2.2 2種混合燃料の運転可能な混合割合 .....	97
4.2.3 2種混合燃料の着火温度, 着火時期および燃焼期間 .....	99
4.2.4 天然ガス組成の変化に対する着火温度の推測 .....	107
4.2.5 2種混合燃料の排気特性 .....	110
4.3 第4章のまとめ .....	114
<b>第5章 天然ガス予混合気の圧縮自己着火過程に関する素反応数値計算 .....</b>	<b>116</b>
5.1 計算方法 .....	117

5 . 1 . 1	素反応動力学数値計算.....	117
5 . 1 . 2	反応速度および生成速度の計算.....	119
5 . 1 . 3	温度および圧力の計算.....	120
5 . 1 . 4	素反応.....	122
5 . 2	衝撃波管条件での素反応スキームの妥当性.....	125
5 . 2 . 1	<i>n</i> -Butane のアレニウスプロット.....	125
5 . 2 . 2	Methane のアレニウスプロット.....	129
5 . 2 . 3	Methane/ <i>n</i> -Butane のアレニウスプロット.....	132
5 . 3	往復働型圧縮自己着火機関での実験結果と素反応数値計算結果の比較 ...	134
5 . 4	Methane / <i>n</i> -Butane の 2 種混合燃料の化学反応機構.....	143
5 . 5	天然ガス空気予混合気の化学反応機構.....	151
5 . 5 . 1	当量比の影響.....	151
5 . 5 . 2	吸気温度の影響.....	158
5 . 5 . 3	機関回転速度の影響.....	163
5 . 6	第 5 章のまとめ.....	169
<b>第 6 章</b>	<b>Methane/ DME の 2 種混合燃料の圧縮自己着火特性.....</b>	<b>170</b>
6 . 1	<i>n</i> -Butane , DME 空気予混合気の着火および燃焼特性.....	171
6 . 2	Methane / DME の 2 種混合燃料の圧縮自己着火特性.....	178
6 . 2 . 1	Methane / DME の 2 種混合燃料の反応経路.....	178
6 . 2 . 2	Methane/ <i>n</i> -Butane , Methane/DME の 2 種混合燃料の運転領域	181
6 . 2 . 3	Methane / DME の 2 種混合燃料の着火温度および着火時期.....	185
6 . 3	着火時期制御による急峻な熱発生の抑制効果.....	189
6 . 4	第 6 章のまとめ.....	192
<b>第 7 章</b>	<b>結 論.....</b>	<b>193</b>
<謝辞>	.....	196
<参考文献>	.....	197

## < 記号表 >

量記号	名称	Terminology	単位記号
$C_p$	定圧比熱	Isobaric specific heat	J/(mol·K)
$C_v$	定容比熱	Specific heat at constant volume	J/(mol·K)
$dP/d\theta$	圧力上昇率	Pressure rising rate	Pa/deg
$dQ/d\theta$	熱発生率	Rate of heat release	J/deg
$dT$	温度の変化量	Variation of temperature	K
$dU$	内部エネルギーの変化量	Variation of internal energy	J
$L_f$	燃料の低発熱量	Low heating value of fuel	J/mol
$L_{CH4}$	メタンの低発熱量	Low heating value of methane	J/mol
$L_{CO}$	一酸化炭素の低発熱量	Low heating value of carbon monoxide	J/mol
$M_f$	燃料の分子量	Molar weight of fuel	kg
$m_r$	残留ガスの質量	Mass of residual gas	kg
$m_{air}$	吸入空気の質量	Mass of intake air	kg
$m_f$	燃料の質量	Mass of fuel	kg
$Ne$	機関回転速度	Engine speed	rpm
$n_f$	燃料のモル数	Mole number of fuel	mol
$n_{rj}$	残留ガス中のj種ガスのモル数	Mole number of j species gas in residual gas	mol
$n_{airj}$	吸入空気中のj種ガスのモル数	Mole number of j species gas in intake air	mol
$n_{exCH4}$	排気ガス中のメタンのモル数	Mole number of Methane in exhaust gas	mol
$n_{exCO}$	排気ガス中の一酸化炭素のモル数	Mole number of carbon monoxide in exhaust gas	mol
$P$	圧力	Pressure	Pa
$P_c$	燃焼室内ガス圧力	In-cylinder gas pressure	Pa
$P_{in}$	吸気圧力	Intake pressure	Pa
$P_0$	初期圧力	Initial pressure	Pa
$P_{Lig}$	低温酸化反応の自己着火圧力	Auto-ignition pressure of LTR	Pa
$P_{Hig}$	高温酸化反応の自己着火圧力	Auto-ignition pressure of HTR	MPa
$Q_{in}$	投入低発熱量	Inlet low heating value	J
$T$	温度	Temperature	K
$T_c$	燃焼室内ガス温度	In-cylinder gas temperature	K
$T_{cmax}$	筒内ガス最高温度	In-cylinder maximum gas temperature	K

$T_{in}$	吸気温度	Intake temperature	K
$T_0$	初期温度, 圧縮開始時の温度	Initial temperature, Temperature of compression start	K
$T_{ex}$	排気ガス温度	Exhaust gas temperature	K
$T_{Lig}$	低温酸化反応の自己着火温度	Autoignition temperature of LTR	K
$T_{Hig}$	高温酸化反応の自己着火温度	Autoignition temperature of HTR	K
$T_w$	冷却水温度	Cooling water temperature	K
$t$	時間	Time	s
$t_{cs}$	圧縮開始時からの時間	Time after compression start	s
$V$	燃焼室体積	Cylinder volume	m <sup>3</sup>
$X$	モル分率	Mole fraction	
$X_E$	Ethaneのモル分率	Mole fraction of Ethane	
$X_P$	Propaneのモル分率	Mole fraction of Propane	
$X_{iB}$	<i>iso</i> -Butaneのモル分率	Mole fraction of <i>iso</i> -Butane	
$X_{nB}$	<i>n</i> -Butaneのモル分率	Mole fraction of <i>n</i> -Butane	

### <ギリシャ文字>

量記号	名称	Terminology	単位記号
$\phi$	当量比	Equivalence ratio	
$\phi_{total}$	総当量比	Total equivalence ratio	
$\phi_M$	Methane の部分当量比	Methane-based equivalence ratio	
$\phi_{nB}$	<i>n</i> -Butane の部分当量比	<i>n</i> -Butane-based equivalence ratio	
$\phi_D$	DME の部分当量比	DME-based equivalence ratio	
$\varepsilon$	圧縮比	Compression ratio	
$\kappa$	比熱比	Specific heat ratio	
$\rho$	密度	Density	kg/m <sup>3</sup>
$\gamma_{EXEGR}$	外部 EGR 率	External EGR rate	%
$\eta_c$	燃焼効率	Combustion efficiency	%
$\theta$	クランク角度	Crank angle	deg
$\theta_{CD}$	燃焼期間	Combustion duration	deg
$\theta_{Lig}$	低温酸化反応の自己着火時期	Auto-ignition timing of LTR	deg
$\theta_{Lmax}$	低温酸化反応の熱発生率 最大時期	Appearance timing of peak heat release in LTR	deg

$\theta_{Lend}$	低温酸化反応の終了時期	End timing of LTR	deg
$\theta_{Hig}$	高温酸化反応の自己着火時期	Auto-ignition timing of HTR	deg
$\theta_{Hmax}$	高温酸化反応の熱発生率 最大時期	Appearance timing of peak heat release in HTR	deg
$\theta_{Hend}$	高温酸化反応の終了時期	End timing of HTR	deg
$\tau_H$	高温酸化反応の着火遅れ	Ignition delay of HTR	s
$\tau_L$	低温酸化反応の着火遅れ	Ignition delay of LTR	s

### < 添え字 >

添え字	意味	Mean
$c$	燃焼, 燃焼室	Combustion, Chamber
$CO$	一酸化炭素	Carbon monoxide
$CO_2$	二酸化炭素	Carbon dioxide
$D$	ジメチルエーテル	Di-methyl ether
$E$	エタン	Ethane
$ExEGR$	外部EGR	External exhaust gas recirculation
$e$	エンジン	Engine
$EGR$	排気ガス再循環	Exhaust gas recirculation
$end$	終了	End
$ex$	排気	Exhaust
$f$	燃料	Fuel
$H$	高温酸化反応	High temperature reaction
$Hend$	高温酸化反応の終了時期	End timing of high temperature reaction
$Hig$	高温酸化反応の自己着火	Autoignition of low temperature reaction
$Hmax$	高温酸化反応の熱発生率の最大値	Peak value of heat release in high temperature reaction
$in$	投入	Input
$iB$	イソブタン	<i>iso</i> -Butane
$L$	低温酸化反応	Low temperature reaction
$Lend$	低温酸化反応の終了時期	End timing of low temperature reaction
$Lig$	高温酸化反応の自己着火	Autoignition of high temperature reaction
$Lmax$	低温酸化反応の熱発生率の最大値	Peak value of heat release in low temperature reaction
$max$	最大	Maximum

---

<i>nB</i>	ノルマルブタン	<i>n</i> -Butane
<i>NOx</i>	窒素酸化物	Nitrogen oxide
<i>P</i>	プロパン	Propane
<i>r</i>	残留ガス	Residual gas
<i>st</i>	ストローク	Stroke
<i>THC</i>	総炭化水素	Total hydrocarbon
<i>w</i>	冷却水	Cooling water
<i>0</i>	初期状態	Initial condition

---

## 第1章 序論

### 1.1 研究背景

環境汚染および石油エネルギーの枯渇は21世紀における大きな問題である。火花点火機関,ディーゼル機関で代表される内燃機関においては低公害化,高効率化および石油代替燃料の利用が強く求められている。火花点火機関は三元触媒により有害排出物の低減は実現されているが,熱効率が33%程度<sup>(1)(2)</sup>であり,熱効率の向上がその課題である。ディーゼル機関は熱効率が45%程度<sup>(1)(2)</sup>で火花点火機関に比べて高いものの,NO<sub>x</sub>とすすの排出ガス対策が課題である。このような課題に対して火花点火機関では筒内噴射による成層燃焼方式が採用されており,ディーゼル機関ではインタクーラ過給化,クールドEGR化,コモンレール式燃料噴射ポンプなどの高圧噴射化という技術および排出ガス後処理技術の研究が行われている。一方,低公害および高効率な次世代エンジンとして予混合圧縮自己着火(HCCI: Homogeneous Charge Compression Ignition)機関が注目されている。

予混合圧縮自己着火機関は均一希薄な予混合気を圧縮し,バルク燃焼により運転を行う機関である。そのため,火花点火機関では実現不可能な火炎伝播限界を超えた希薄領域での運転が可能であり,燃焼温度の低下および局所的な燃料過濃領域の減少によりディーゼル機関の課題であるNO<sub>x</sub>とすすの同時低減が可能である。しかし,予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼は圧縮中の燃料と酸素の化学反応過程に大きく依存しているため,高効率化のファクターである着火時期および燃焼期間の制御が困難である。また,燃焼が完結せずに排出されるHC・COの排出濃度が従来の火花点火機関およびディーゼル機関に比べて高いことが問題である。予混合圧縮自己着火機関の実用化には着火時期の制御,燃焼期間の制御および排気ガス中のHC・COの低減が必要があり,そのためには圧縮中の予混合気の化学反応過程を支配する因子を明らかにする必要がある。

一方,内燃機関用の燃料として注目されている天然ガスは日本へLNG(Liquefied Natural Gas)として輸入され,その熱量および燃焼速度が調整され,都市ガス13A,12Aとして供給されている。天然ガスは環境負荷が少なく,供給安定性が優れていることから消費量は年々増加しており,本研究は低公害および高効率な次世代エンジンとして天然ガスを燃料とする予混合圧縮自己着火機関を対象とする。予混合圧縮自己着火機関において着火時期の制御因子,燃焼期間の制御因子,排気ガス中のHC・COの低減手法,圧縮中の予混合気の化学反応機構および天然ガス組成が着火および燃焼特性に及ぼす影響について燃焼実験および素反応数値計算を用いて明らかにし,予混合圧縮自己着火機関の実用化に向けて有効な知見を提案する。



## 1.2 石油代替燃料としての天然ガス

## 1.2.1 天然ガスの低公害性

地球温暖化対策においては、エネルギーの高効率利用とともに CO<sub>2</sub> 排出量の少ない化石燃料の利用が重要である。化石燃料の炭素 / 水素の質量比は、石炭が 15.5、石油が 6.5、天然ガスは 3 である。図 1-1 に示すように天然ガスは炭素の割合が石炭、石油に比べて小さいため、CO<sub>2</sub> の排出量は石炭に比べて約 40%、石油に比べて約 20% 少ない<sup>(3)</sup>。また、ガス田から採掘した天然ガス中には様々な成分が含まれているが、天然ガスの液化の過程、すなわち、LNG(Liquefied Natural Gas) 製造時に -162℃ まで冷却される際に CO<sub>2</sub>、硫黄成分ならびに窒素成分等の不純物は除去される<sup>(4)</sup>。

図 1-2 にライフサイクルでの燃料の CO<sub>2</sub> 総排出量の概念図を示す。燃料のライフサイクルに渡る CO<sub>2</sub> 排出構造は、採掘 - 海上輸送 - 精製 - 陸上輸送から成る燃料製造行程と使用時の直接燃焼行程から構成される<sup>(5)</sup>。

図 1-3 にライフサイクルでのガソリン、軽油、天然ガス(LNG)、メタノール、ジメチルエーテル(DME)の CO<sub>2</sub> 総排出量の原単位を示す<sup>(5)</sup>。DME については、それぞれ LNG より製造する場合とバイオマスから製造する場合を検討した。ライフサイクルでの CO<sub>2</sub> 総排出量の原単位は LNG から製造される DME が最も低く、その次が天然ガス(LNG)である。内燃機関用の代替燃料として天然ガスを用いると地球温暖化対策に有効である。

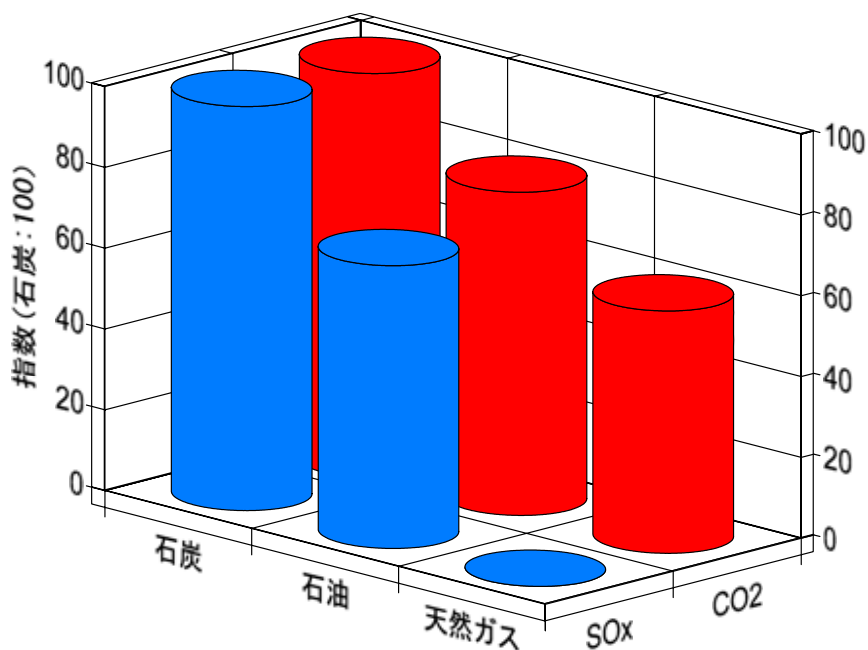


図 1-1 化石燃料の SOx、CO<sub>2</sub> の排出量(燃焼時)<sup>(3)</sup>

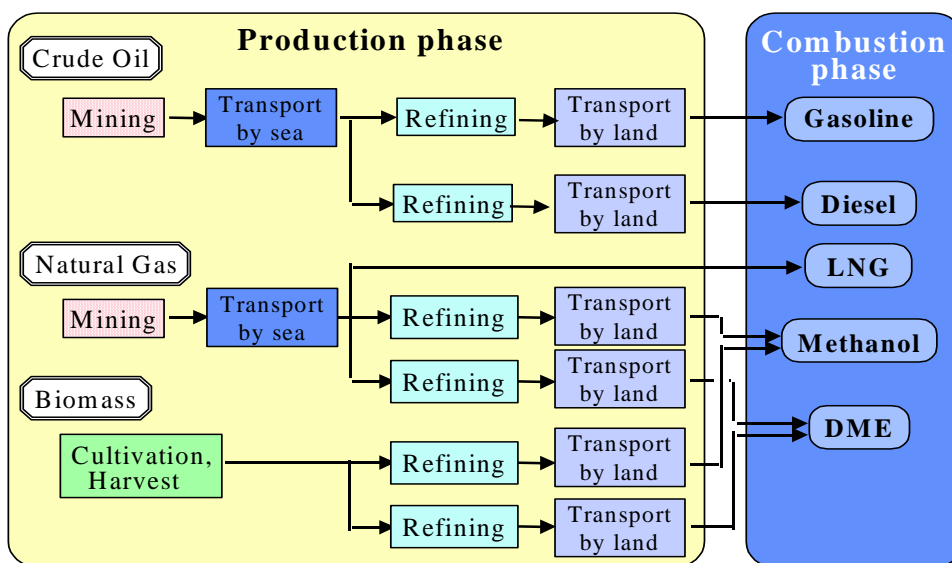


図 1-2 ライフサイクルでの燃料の CO<sub>2</sub> 総排出量の概念図<sup>(5)</sup>

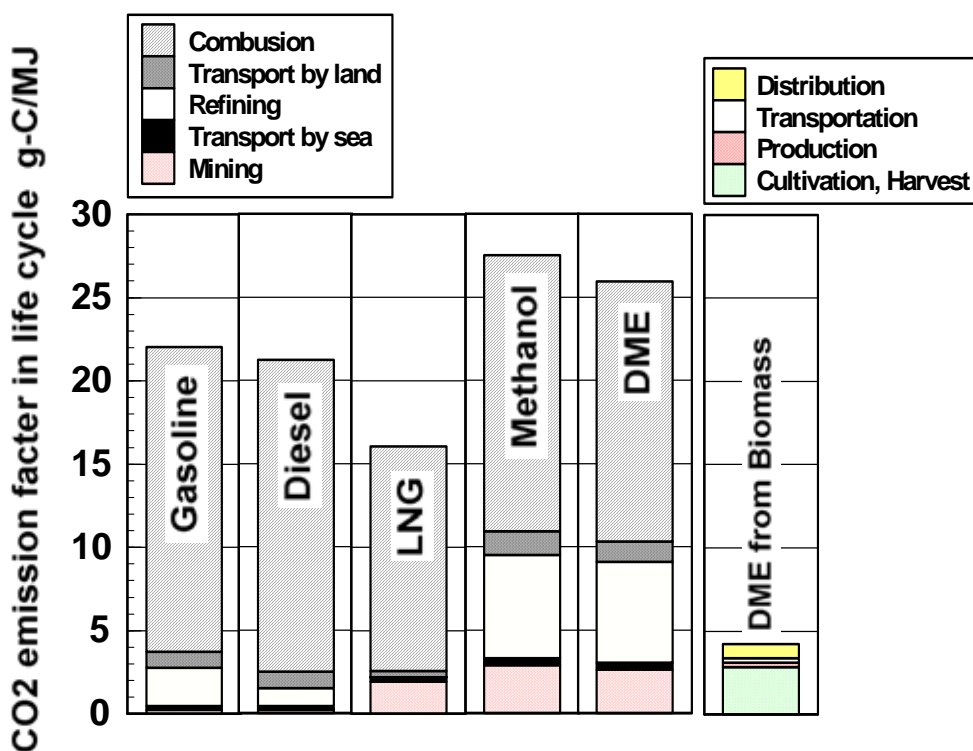


図 1-3 ライフサイクルでの各燃料の CO<sub>2</sub> 総排出量の原単位<sup>(5)</sup>

1.2.2 天然ガスの供給と需要

天然ガスおよび石油の地域別確認埋蔵量と可採年数を図 1-4に示す。埋蔵量の65%を中東地域に依存している石油と異なり、天然ガスの中東依存度は36%と低く、埋蔵地域はロシア、アジアおよびアメリカなど世界各地に分散している。現在、世界全体で約149兆m<sup>3</sup>の天然ガスの埋蔵量が確認されており、その可採年数は約62年である。石油の40年と比べて長い上、現在も各地で新しいガス田が発見されており、天然ガスの生産量は年々増加している<sup>(6)</sup>。世界12カ国に液化基地があり、天然ガスはLNGとして輸入されている。日本は世界最大のLNG輸入国であり、世界のLNG輸入量の約53%を占めている<sup>(4)</sup>。一方、欧米ではパイプライン網の整備により、天然ガスの約9割がパイプラインにより供給されている。図1-5に日本の1次エネルギー総供給量の推移を示す。天然ガスは環境負荷が少なく、供給安定性が優れていることからその供給量が年々増加している。2000年度には天然ガスの1次エネルギーに占める割合は約13%に達している<sup>(7)</sup>。

図1-6に輸入されたLNGの需要を示す。輸入量の29.5%がガス事業用で主に都市ガスの原料に、69.4%が電気事業用で主に発電用燃料として利用されている。

天然ガスは1969年度に都市ガスの原料構成の中でわずか11.4%を占めるに過ぎなかったが、2000年度には全体の87.2%を占めるまでに導入が進んでいる。その内LNGが81.4%、国産天然ガスが5.8%を占めている<sup>(7)</sup>。

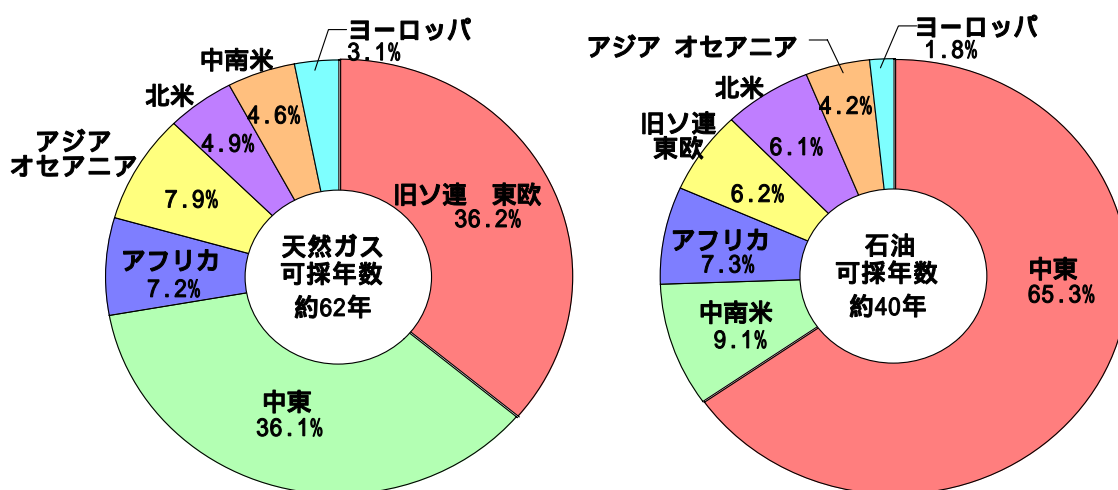


図 1-4 天然ガス、石油の地域別確認埋蔵量と可採年数(2002年)<sup>(6)</sup>

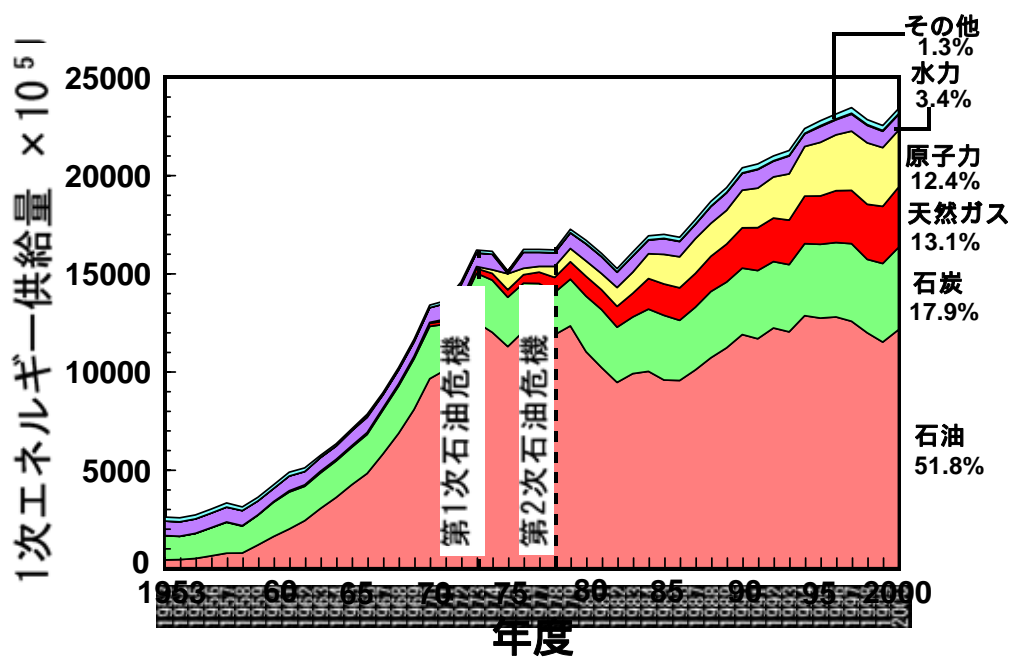


図 1-5 日本の1次エネルギー総供給量の推移(7)

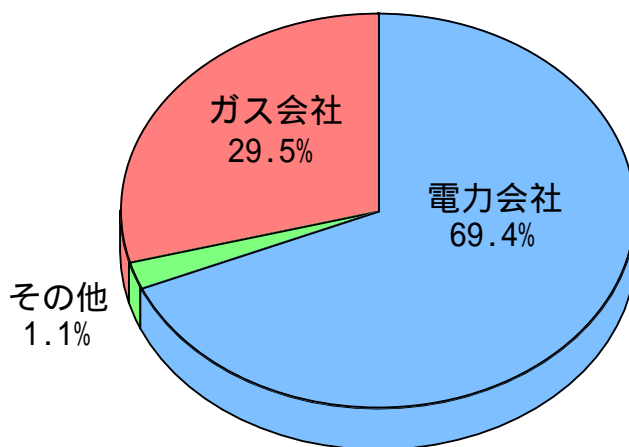


図 1-6 輸入LNGの需要(2000年)(7)

1.2.3 天然ガス自動車

天然ガス自動車普及の意義としては、まず環境負荷低減の観点からクリーンな排出ガス、燃料のライフサイクルCO<sub>2</sub>の低減、次にエネルギー問題の観点から脱石油による石油代替燃料の導入が挙げられる。このような観点から日本の政府や地方自治体は天然ガス自動車の普及を推進しており、図1-7に示すようにその台数および急速充電所は急激に増加している<sup>(4)</sup>。天然ガス自動車は燃料の貯蔵方式によって液化天然ガス(LNG)自動車、圧縮天然ガス(CNG: Compressed Natural Gas)自動車、吸着天然ガス(ANG: Adsorbed Natural Gas)自動車に分類される<sup>(3)</sup>。天然ガスエンジンには、火花点火方式と吸気中に天然ガスを混ぜて、それを軽油で着火させる方式がある。天然ガスエンジンは主に火花点火方式を採用しており、熱効率はディーゼルエンジンに比べて劣る。

図1-8にライフサイクルでのガソリン火花点火エンジン自動車、天然ガス(LNG)火花点火エンジン自動車、ディーゼル自動車および天然ガス(LNG)圧縮自己着火エンジン自動車のCO<sub>2</sub>の総排出量の原単位を示す。縦軸は、走行時のCO<sub>2</sub>排出量に自動車製造行程を加えたCO<sub>2</sub>総排出量を表す。いずれの自動車においてもCO<sub>2</sub>排出量は主に走行時のものであり、熱効率の向上が環境改善策として最も効果的である<sup>(5)(8)</sup>。天然ガスエンジンに予混合圧縮自己着火燃焼方式を適用することにより天然ガス自動車の高効率化、更なるCO<sub>2</sub>排出量の低減が期待される。

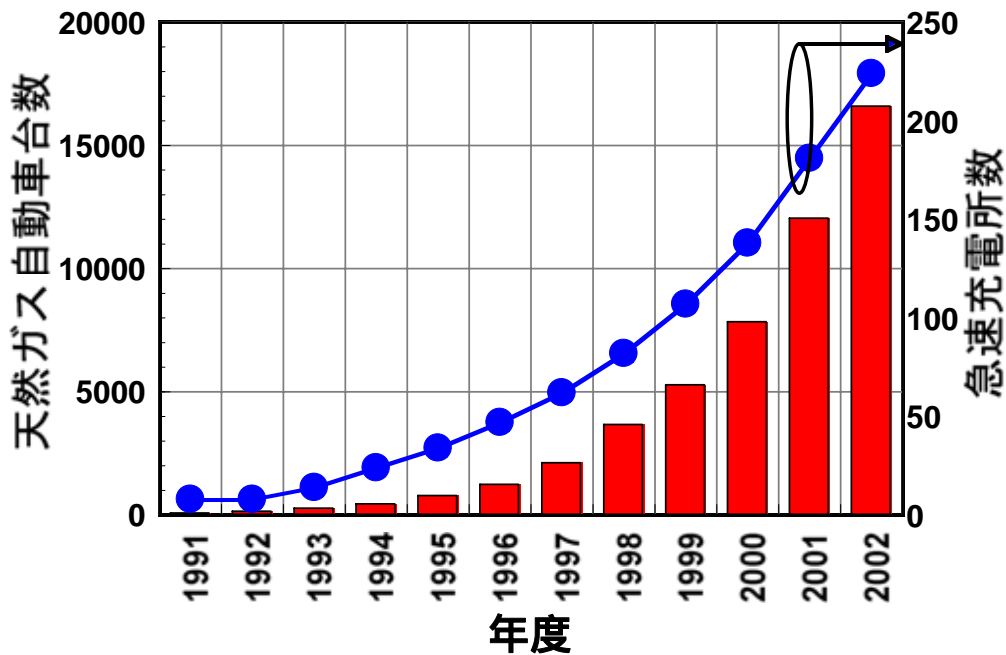


図 1-7 天然ガス自動車および急速充電所の普及状況<sup>(4)</sup>

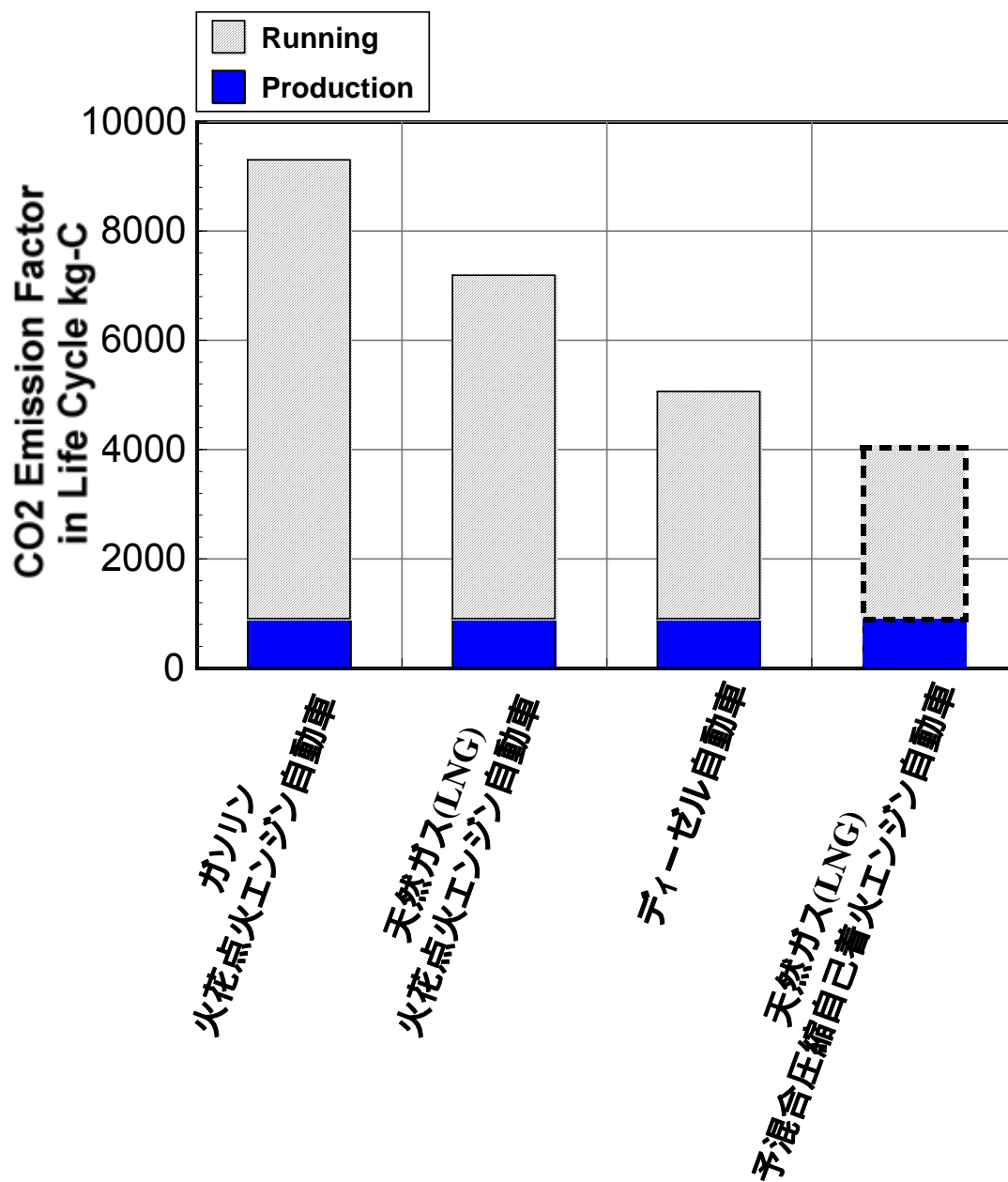


図 1-8 ライフサイクルでの各自動車の CO<sub>2</sub> 総排出量の原単位<sup>(5)(8)</sup>

1.2.4 天然ガスの組成

天然ガスは主成分である Methane に加えて、微量の Ethane, Propane, Butane などの混合燃料である。図 1-9に天然ガスおよび日本国内の都市ガス 13A, 12A の組成を示す。その組成は生産地によって Methane が 85~95%, Ethane 2~10%, Propane 1~4%, Butane 0~2%の範囲で変化する。また、日本国内で天然ガスを主な燃料とする都市ガス(13A, 12A)はその熱量および燃焼速度が一定に調整されているものの、その組成は製造会社によって異なる<sup>(9)</sup>。内燃機関用の燃料として天然ガスを適用するには天然ガス組成の変化が内燃機関の着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

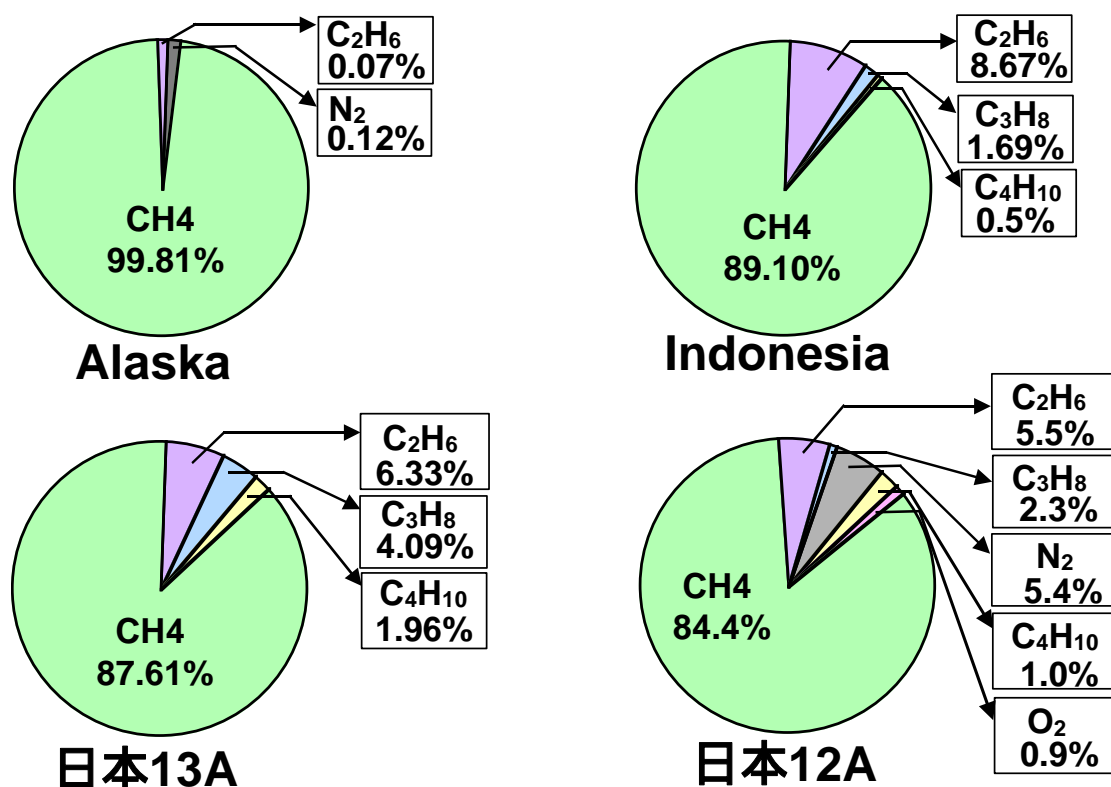


図 1-9 天然ガスおよび日本国内の都市ガス 13A, 12A の組成<sup>(9)</sup>

### 1.3 予混合圧縮自己着火機関

4 ストローク火花点火機関，ディーゼル機関および予混合圧縮自己着火機関のサイクル動作を図 1-10，図 1-11，図 1-12 に，各機関の特徴を表 1-1 に示す。

火花点火機関では，吸気管内で形成された予混合気は吸気行程で燃焼室内に導入され，圧縮行程でピストンの圧縮により予混合気の温度および圧力が上昇する。上死点付近で火花点火により燃焼が開始し，火花伝ば燃焼により燃焼が進行する。火花点火機関は三元触媒により排気ガスが浄化されるため，ディーゼル機関に比べて低公害なエンジンであるが，部分負荷において吸気絞りによるポンピングロスが発生し，ノッキングにより圧縮比の向上が制限されるため，ディーゼル機関に比べて低効率なエンジンである。

ディーゼル機関では，吸気行程で空気のみを導入し，圧縮行程でピストンの圧縮により空気の温度および圧力が上昇する。燃焼室内に噴射された燃料は液滴に微粒化し，蒸発し，空気と混合して予混合気を形成する。燃料噴射とともに燃焼が開始し，拡散燃焼により燃焼が進行する。ディーゼル機関は高圧縮比化が可能であり，吸気絞りがなことから火花点火機関に比べて高効率なエンジンであるが，燃焼室内には燃料過濃領域および高温領域が存在するため，排気中の PM および NO<sub>x</sub> の同時低減が課題である。

一方，予混合圧縮自己着火機関では，吸気管内で形成された予混合気は吸気行程で燃焼室内に導入され，圧縮行程でピストンの圧縮により予混合気の温度および圧力が上昇する。圧縮自己着火により燃焼が開始し，バルク燃焼により燃焼が進行する。予混合圧縮自己着火機関は火花点火機関での火炎伝播限界を超えた希薄領域での運転が可能であり，燃料過濃領域の減少および火炎温度の低下によりディーゼル機関の課題である NO<sub>x</sub> とすすの同時低減が可能である。また，高圧縮比化およびバルク燃焼によりディーゼル機関なみの熱効率が得られる。高い熱効率を得るためには，着火時期および燃焼期間の制御は必須条件であるが，予混合圧縮自己着火機関の自己着火は燃料と酸素の酸化反応過程に大きく依存しており，火花点火機関の火花点火時期，ディーゼル機関の燃料噴射時期といった物理的な手法による着火時期の制御が困難である。また，運転領域はノッキングにより低負荷域に限られており，火花点火機関およびディーゼル機関に比べて多量の HC，CO の排出が問題である。



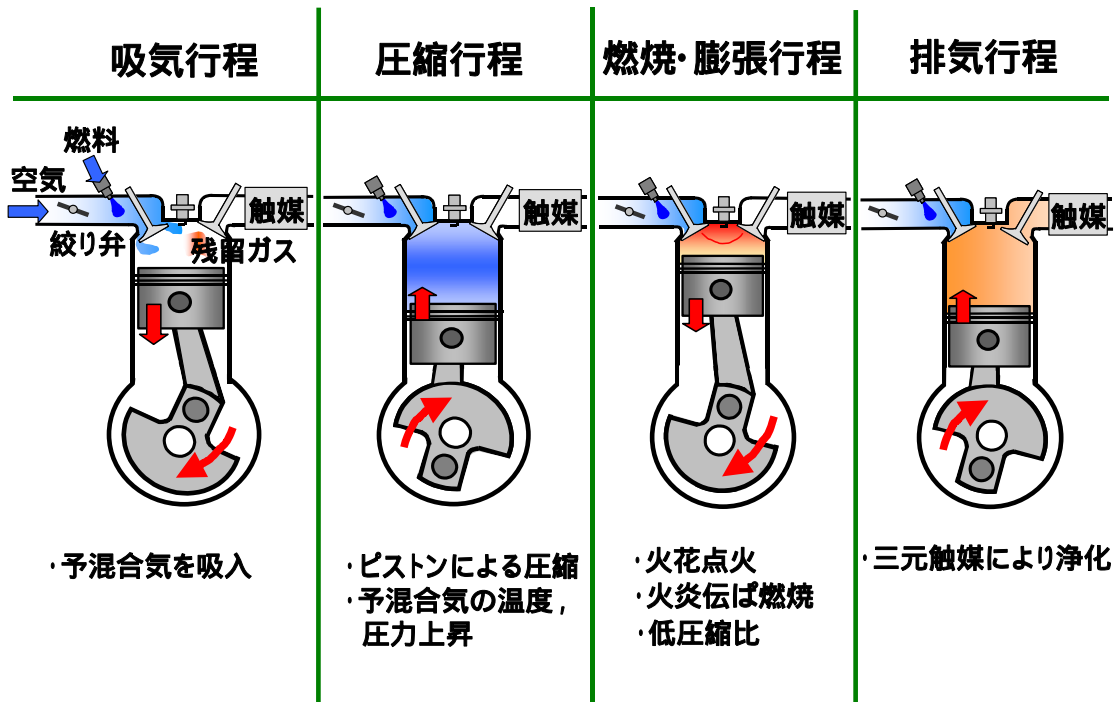


図 1-10 4 ストローク火花点火機関のサイクル動作

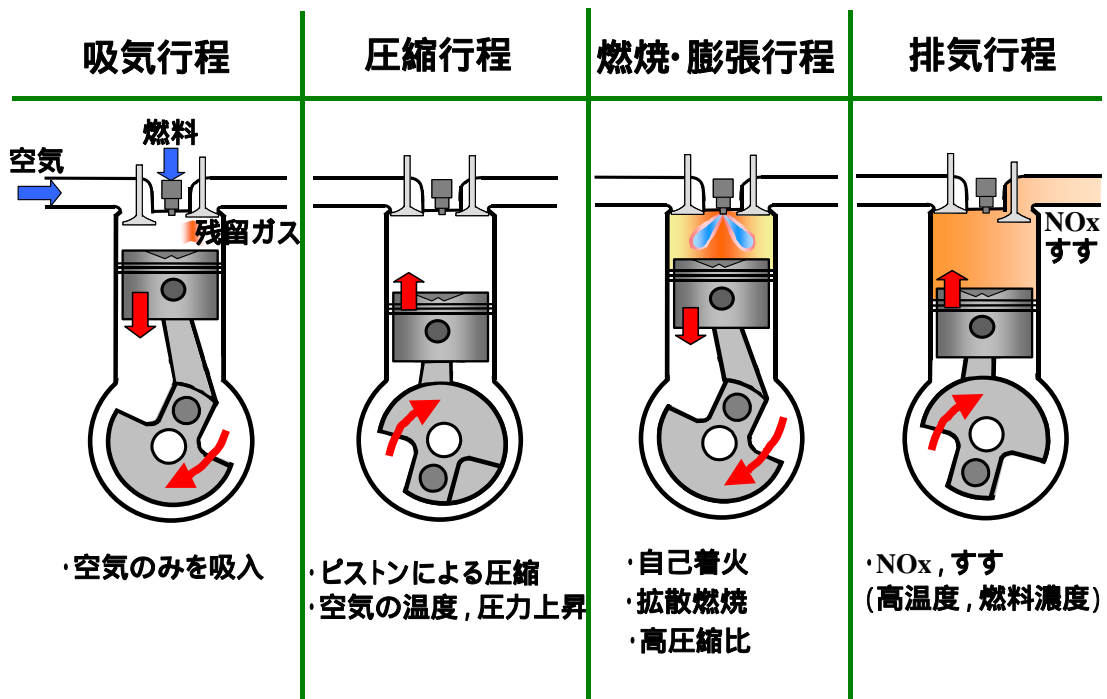


図 1-11 4 ストロークディーゼル機関のサイクル動作

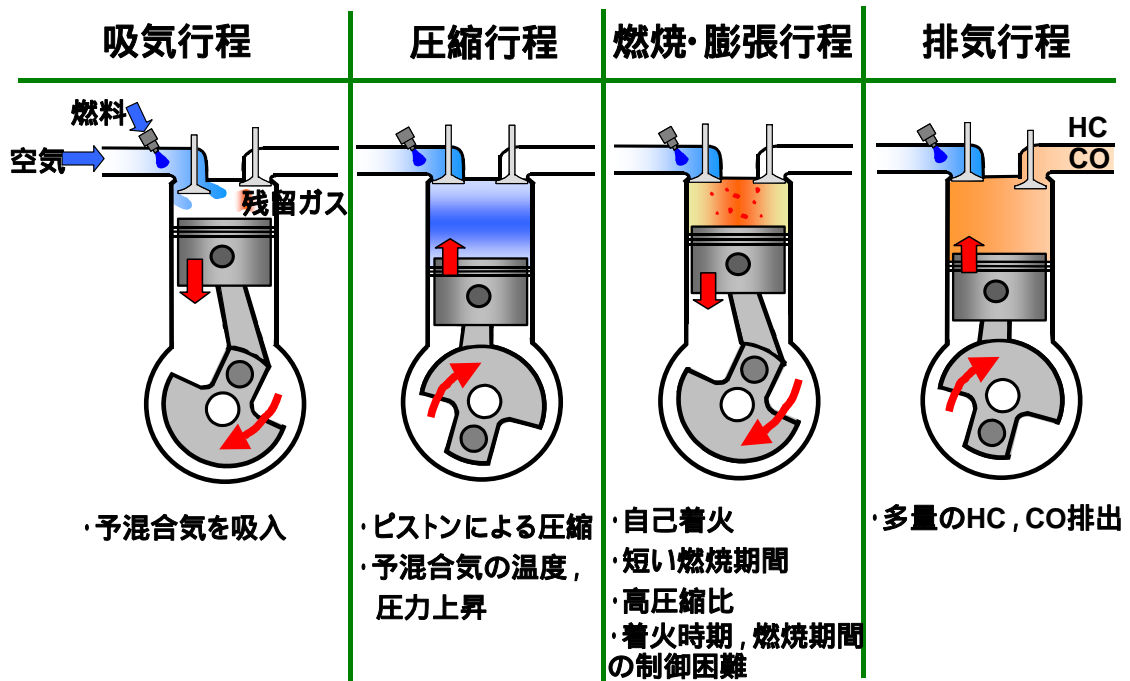


図 1-12 4 ストローク予混合圧縮自己着火機関のサイクル動作

表 1-1 火花点火機関，ディーゼル機関および予混合圧縮自己着火機関の特徴

	着火方式	燃焼形態	排気処理	性能	課題
火花点火機関	火花点火	火炎伝ば燃焼	三元触媒	熱効率 <sup>(1) (2)</sup> 33%	高効率化
ディーゼル機関	燃料噴射	拡散燃焼	—	熱効率 <sup>(1) (2)</sup> 45%	NO <sub>x</sub> 、すすの同時低減
予混合圧縮自己着火機関	自己着火	バルク燃焼	低NO <sub>x</sub> (火炎温度低下) 低すす (均質燃焼)		着火時期制御 燃焼期間制御 HC、COの低減

## 1.4 関連研究

予混合圧縮自己着火機関において予混合気の圧縮自己着火特性および燃焼機構を明らかにする研究が行われている。ディーゼル噴霧の改良による予混合ディーゼル燃焼,均一な予混合気による予混合圧縮自己着火機関および残留ガスを利用した2ストローク圧縮自己着火機関に分けられる予混合圧縮自己着火機関,予混合気の圧縮自己着火過程に関する数値計算,化学反応機構に関する研究例を紹介する。

### 1.4.1 予混合圧縮自己着火機関に関する研究

予混合圧縮自己着火機関は2ストロークと4ストロークに分けられる。また,予混合気の形成方法により,燃焼室への直接噴射により予混合気を形成する方式と吸気管内に燃料を噴射して予混合気を形成する方式がある。

日本クリンエンジンの大西ら<sup>(10)</sup>は,2ストロークエンジンにおいて回転速度および内部EGRの条件によって低負荷時に自己着火燃焼に至り,火炎伝ば燃焼に比べてサイクル変動が少なく,燃料消費量の低減が可能であることを確認した。この燃焼方式はATAC(Active Thermo-Atomosphere Combustion)と呼ばれ,スペクトル解析により火炎伝播燃焼方式とは異なる多点での自己着火によるバルク燃焼であると報告した。ホンダの石橋ら<sup>(11)</sup>は,2ストローク火花点火エンジンの高速低負荷時で見られる自己着火燃焼をAR(Activated Radical)燃焼と呼び,圧縮自己着火燃焼の実現には十分な温度,残留ガスと新気の燃料空気予混合気の燃焼室内での十分な均一化が必要であるとしている。この燃焼方式の自己着火時期は,排気ポートの有効開口断面積を連続に可変するバルブで燃焼室内の残留ガスの質量をエンジン回転数と負荷に応じて変化させることにより火花点火エンジンと同様に制御が可能であると報告した。慶応大の飯田ら<sup>(12)</sup>は,燃焼室内を2次元的なラジカル発光計測を行い,ATACの燃焼形態を調査した。従来の火炎伝ば燃焼とは異なり,ATACは燃焼室全域からの多点同時着火による燃焼であることを明らかにした。燃焼の終了形態も火花点火では徐々に燃焼が消滅していくのに対して,ATACでは素早く消滅していく様子が確認された。慶応大の山岡ら<sup>(13)</sup>は,2ストロークATACエンジンを対象に,DME,DEE,MTBE,メタノール,エタノール,メタン,プロパンの7種を用いて調査を行った。メタノール,エタノール,DME,DEE,MTBEはガソリンに比べてATAC運転領域が希薄側に拡大した。各燃料の自己着火温度は予混合気の当量比,給気比,機関回転速度への依存性は小さく,燃料の種類によって一義的に定まり,着火時期の制御には圧縮始めの筒内ガス温度を適切に調節することが重要である。

R.H.Thring<sup>(14)</sup>は,4ストロークエンジンにおいて圧縮自己着火燃焼を実現するためには,高EGR率(13~33%の範囲)と高吸気温度(370以上)が必要である

ことを示した。着火時期は EGR の量と吸気温度により制御できることを明らかにした。低負荷での燃料消費率は直接噴射式ディーゼル機関に匹敵し、PM の排出がディーゼル機関に比べて非常に低いことを報告した。大西らの 2 ストローク機関同様、着火時期の制御、運転領域が限られていることを圧縮自己着火燃焼の課題としている。Thomas W. Ryan ら<sup>(15)</sup>は、単気筒直噴ディーゼルエンジンを改造し、200 まで加熱できる吸気管内にディーゼル燃料を噴射することにより均一予混合気を形成して圧縮自己着火させた。圧縮自己着火の制御は空燃比と EGR 率によって可能であることを明らかにした。また、ディーゼルモードと同等の出力が得られる HCCI モードは、50%近い EGR 率と量論比付近の混合気によって実現できる自己着火時期の制御は空燃比と EGR 率の調節により可能であることを明らかにした。青山ら<sup>(16)</sup>は、火花点火機関に多く用いられている電磁噴射弁により吸気管内にガソリンを噴射し、圧縮自己着火させる機関を PCCI (Premixed-Charge Compression Ignition) と称した。運転領域は限られているが、直噴ディーゼル機関に比べて同等の燃料消費率と 1/10 未満の NO<sub>x</sub> 排出の低減が可能であると報告した。吸気温度の上昇とともに希薄燃焼限界は希薄側に移動するが、過濃側の限界も希薄側へ移動することを明らかにした。名工大の古谷ら<sup>(17)</sup>は、メタンを主成分とする天然ガスに添加剤としてホルムアルデヒドを混合させ、その混合割合を変化させた。天然ガス予混合気が自着火に至らない断熱圧縮条件にホルムアルデヒドを混合させることにより運転が可能となる。また、ホルムアルデヒドの混合割合を変化させることにより熱炎の熱発生時期の制御が可能であることを明らかにした。Magnus Christensen ら<sup>(18)</sup>は、予混合圧縮自己着火機関において燃料(*iso*-Octane, Etanol, Natural Gas)、圧縮比および吸気圧力の変化が予混合気の圧縮自己着火特性に及ぼす影響を調査した。吸気圧力の上昇により図示平均有効圧力(IMEP)の増大が可能であり、吸気圧力の上昇とともに未燃 HC の排出濃度は低下した。CO の排出濃度は空燃比の低下と吸気温度の上昇に従い低下し、すべての条件において NO<sub>x</sub> の排出濃度は非常に低いことを明らかにした。また、数値計算により天然ガスの着火時期はその成分に敏感であり、高級炭化水素による着火促進効果が認められることを報告した。

武田ら<sup>(19)</sup>は、従来形燃料噴射よりもかなり早い時期に燃料を筒内に直接噴射して希薄予混合気を形成させ、圧縮自己着火燃焼させた。この燃焼方式は PREDIC(Premixed Lean Diesel Combustion)と呼ばれ、燃焼温度の低下により NO<sub>x</sub> は大幅に低減できるが、過度の希薄化により HC、CO が従来の火花点火機関、ディーゼル機関に比べて大幅に増加することを明らかにしている。また、高負荷域では希薄予混合気の形成が困難であるため、大幅な NO<sub>x</sub> の低減は部分負荷に限られることを報告した。橋詰ら<sup>(20)</sup>は、高負荷域での低 NO<sub>x</sub>・低スモーク・高等容度

といった予混合圧縮着火機関の利点を、ノックを避けつつ実現するために希薄部および過濃部に空間的に分割された不均一な混合気を圧縮自己着火させる燃焼システム空間分割 MULDIC (Multiple Stage Diesel Combustion) を提案した。全負荷にも関わらず高い等容度が実現され、低酸素濃度雰囲気条件においても適切な予混合化期間を与えることにより、全負荷において NO<sub>x</sub> とすすの同時低減を実現した。

柳原ら<sup>(21)</sup>は、燃焼室内に低圧力で燃料の早期噴射を行うことにより、燃料を均一に拡散させて予混合気を形成させ、その着火・燃焼について調査した。燃料の噴射時期を早めると燃料の拡散が進み、冷炎反応と熱炎反応が見られるようになり、その発現時期は圧縮比に依存することを明らかにした。上死点から噴射時期を早期化させると未燃 HC およびすすは低下するものの、NO<sub>x</sub> は増加した。さらに噴射時期を早期化させると、NO<sub>x</sub> とすすがほぼゼロとなる噴射時期の範囲が存在することを明らかにした。EGR は冷炎の出現を遅らせる効果と、熱炎の反応を緩慢にする効果があることを報告した。

新エィシーイーの辻村ら<sup>(19)(20)</sup>、トヨタ自動車の柳原ら<sup>(21)</sup>および慶応大学の五十嵐ら<sup>(22)</sup>の研究グループにより HCCI 燃焼で特徴的な低温酸化反応から高温酸化反応を経て着火燃焼する過程について実験的調査を行っている。その結果を表 1-2 に示す。各研究グループにより得られた結果が異なる部分がある。これは、実験装置、実験手法の違いなど様々な要因が複雑に絡み合っており、1 つのパラメータだけを変化させることができないことに起因する。

表 1-2 関連研究で指摘されている予混合圧縮自己着火機関の  
運転条件が燃焼特性に及ぼす影響

		HCCI(22)	PREDIC(19)(20)	UNIBUS(21)
燃料		n-ブタン	軽油	軽油
パラメータ		$\phi$ : 0-0.42, $T_{irr}$ : 297-355K, $\tau$ : 12.9-18.8 EGR: 0-40%, $N_e$ : 400-1000rpm, $CO_2$ : 0-4.9%	$\phi$ : 0.10-0.29, $T_{irr}$ : 308-353K, $\tau$ : 14.5-18.5 $P_0$ : 0.1-0.3MPa, $N_e$ : 700-1500rpm	$m_r$ : 20-60mm <sup>3</sup> /st·cyl, $\tau$ : 14-26, EGR: 0-60% $P_0$ : 0.1-0.26MPa, $N_e$ : 1000rpm
当量比 φ 上昇	LTR	発現時期 早期化 発現期間 長期化 発現温度 依存性なし 720~750K 熱発生率 発熱量ほぼ一定	発熱量ほぼ一定	発熱量ほぼ一定 やや遅延化
	HTR	発現時期 早期化 発現期間 短期化 発現温度 やや高温化 820~880K 熱発生率 発熱量増加, ピーク増加	短期化 発熱量増加, ピーク増加	30mm <sup>3</sup> /st·cyl: 遅延化 30mm <sup>3</sup> /st·cyl ~: 一定 短期化 発熱量増加, ピーク増加
	排気			
	LTR	発現時期 早期化, $T_{irr}$ =355K 以上でほぼ LTR 消滅 発現期間 発現温度 熱発生率 発熱量減少	早期化 ほぼ一定 670~720K	
吸入温度 T <sub>in</sub> 上昇	HTR	発現時期 早期化 発現期間 短期化 発現温度 熱発生率 発熱量増加	早期化 ほぼ一定 800~860K	
	排気		HC, CO 低下	
	LTR	発現時期 早期化 発現期間 短期化 発現温度 高温化 熱発生率 発熱量減少	早期化 高温化, 圧力ほぼ一定 2.0~2.4MPa ピーク増加	早期化 ほぼ一定 ピーク一定
	HTR	発現時期 早期化 発現期間 短期化 発現温度 依存性なし 840~890K 熱発生率 発熱量増加, ピーク増加	早期化 短期化 高温化, 発現圧力ほぼ一定 3.0~ ピーク増加	早期化 短期化 ピーク増加
排気		HC, CO 低下		
圧縮比 上昇	LTR	発現時期 早期化 20%以上で LTR 消滅 発現期間 発現温度 低温化 740~710K 熱発生率 発熱量減少		~35%: 早期化, 35%~: 遅延化 ほぼ一定
	HTR	発現時期 ~30%: 早期化, 30%~: 遅延化 発現期間 短期化 発現温度 低温化 熱発生率 発熱量増加, ピーク増加		~35%: 早期化, 35%~: 遅延化 ~50%: 短期化 ~50%: ピーク増加
	排気			
	LTR	発現時期 発現期間 発現温度 熱発生率	わずかに早期化 一定 710~720K ピーク増加, 発熱量増加	
EGR率 (Hot EGR) 上昇	HTR	発現時期 発現期間 発現温度 熱発生率	大幅に早期化 短期化 低温化 ピーク低下	高負荷域での NO が減少 (高負荷運転が可能)
	排気		CO 減少, スモークは燃焼噴射量が支配的	
	LTR	発現時期 CA で遅延化, AT で早期化 発現期間 CA で長期化, AT で短期化 発現温度 高温化 熱発生率 ピークほぼ一定	CA で一定 CA で一定	
	HTR	発現時期 CA で遅延化, AT で早期化, 抑制期間一定 発現期間 CA で長期化, AT で短期化 発現温度 高温化 熱発生率 発熱量ほぼ一定	CA で一定 CA で一定 ピーク低下(kJ/deg)	
排気				
機関回転速度 N <sub>e</sub> 上昇	LTR	発現時期 :2%~ 遅延化 発現期間 発現温度 ほぼ 690K で一定値 熱発生率 発熱量はほぼ一定 ( :3%~ やや増加)	Ar, He, N2 混入ではほぼ一定, CO2	
	HTR	発現時期 :2%~ 遅延化, :3.5%~ 高温反応消滅 発現期間 長期化 発現温度 やや低温化(830-810K) 熱発生率 :0~2% ピーク, 発熱量増加, :2%~ ピーク, 発熱	Ar, He, N2 混入ではほぼ一定, CO2 Ar, He, N2 混入ではやや長期化, ほぼ一定	
	排気			
	LTR	発現時期 発現期間 発現温度 熱発生率		
ガク混入 上昇	HTR	発現時期 発現期間 発現温度 熱発生率		
	排気			

## 1.4.2 予混合気の圧縮着火に関する数値計算に関する研究

予混合圧縮自己着火機関において自己着火および燃焼を制御するには断熱圧縮過程中の燃料と酸素の化学反応機構を明らかにするのが必須条件であり、その自己着火および燃焼の制御因子を実験的に検証するには多大な費用、時間が必要である。予混合圧縮自己着火機関の研究では、化学反応機構、自己着火および燃焼制御因子の把握の観点から数値計算による研究が活発に行われている<sup>(23)~(34)</sup>。数値計算には、素反応モデルおよび素反応モデルの中で主要な素反応のみを示す簡略化反応モデルで代表される反応モデルとゼロ次元モデルおよび多次元モデルに代表される空間モデルに分類される。ゼロ次元モデルでは、シリンダ壁面への熱損失を考慮せず燃焼室内の圧力、温度および化学種濃度等の分布が完全均質として仮定し、化学反応機構が予混合気の着火および燃焼過程に及ぼす影響に注目した。ゼロ次元モデルの場合、自己着火は断熱を仮定できる燃焼室中央部で生じるため、ゼロ次元モデルは着火時期の予測には適しているが、筒内ガス圧力のピーク値、筒内ガス温度のピーク値、熱発生率のピーク値、燃焼期間などの定量的な評価はできない。ゼロ次元モデルは主に素反応モデルとの組み合わせにより使用されている<sup>(23)~(27)</sup>。

燃焼室内での圧力、温度、燃料濃度等の不均質性が圧縮自己着火および燃焼特性に及ぼす影響を調査するには、多次元モデルが必要となる<sup>(28)~(33)</sup>。多次元モデルは主に簡略化モデルとの組み合わせにより使用されており、簡略化モデルは化学反応の進行状況の概略は解析できるが、特定化学種の生成、消滅までは解析することはできない。多次元モデルと素反応モデルを組み合わせる場合には温度分布のみをまず計算し、その後に素反応計算を個々の領域について適応するような計算コストを削減する手法も取られている<sup>(34)</sup>。

## 1.4.3 化学反応機構に関する研究

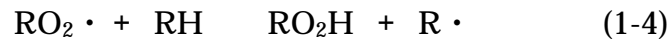
予混合圧縮自己着火機関の圧縮自己着火特性は燃料と酸素の化学反応過程に大きく依存し、圧縮自己着火特性を解明するには圧縮過程中の化学反応機構を明らかにする必要がある。往復動型機関では、燃焼室内の投入された予混合気は低温から高温までの広い温度域を経験し、その温度の上昇率は圧縮速度によって異なる。化学反応機構は温度によってその反応過程が異なる。Warnatzら<sup>(35)</sup>は素反応機構を用いて、炭素数4以上のアルカンの酸化反応過程を以下のように3つの温度範囲に分類して説明している。

( ) 低温度領域 (  $T < 900\text{K}$ ,  $P = 1.0\text{bar}$  )

低温度域では水素の引き抜きから反応が始まる。・はラジカルを表す。



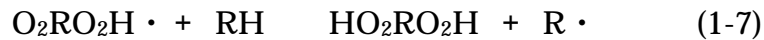
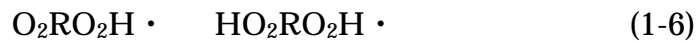
水素が引き抜かれた場所には  $O_2$  が付加 (1st  $O_2$  addition) し,  $RO_2 \cdot$  は H 原子の内部あるいは外部抽出 (internal or external H atom abstraction) を受ける。反応(1-2)は強い温度依存性があり, 平衡は低温の時には右に移動し, 温度が上がると左に移行する。H 原子の外部抽出の反応に比べて内部抽出の方が速度係数が相対的に小さいため, 主な反応経路になる。



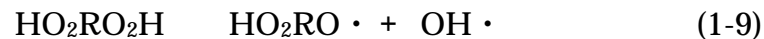
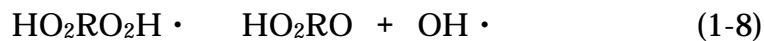
その後, 水素原子の内部引き抜きが起こり, 約 800K 以下では二回目の  $O_2$  付加 (2nd  $O_2$  addition) が起る。



$O_2RO_2H \cdot$  は H 原子の内部あるいは外部抽出を受ける。

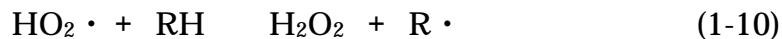


反応(1-8), (1-9)より 2 つの  $OH \cdot$  が放出され, 酸化反応は  $O_2$  addition の平衡が左側に偏るような温度域になるまで進行する。



( ) 中間温度域 (900K < T < 1100K, P=1.0bar)

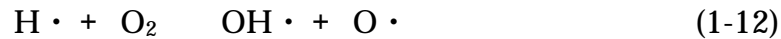
中間温度域において, 連鎖分岐反応は反応(1-10), (1-11)により連続的に始まる。反応(1-10)により  $H_2O_2$  が生成され, それが第3体との反応により  $OH$  を生成する。



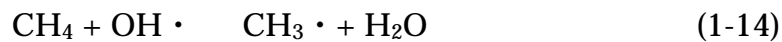
( ) 高温域 (1100K < T, P=1.0bar)

高温域での連鎖分岐反応は主に反応(1-12)によって起る。





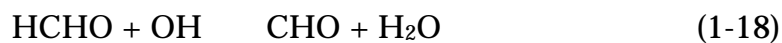
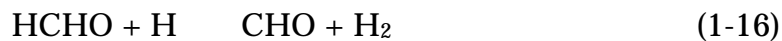
Methane は天然ガスの主成分であり、NTC(Negative Temperature Coefficient)領域を示さない燃料である。高温域での  $\text{CH}_3 \cdot$  ラジカルは反応性が悪く、他の炭化水素燃料とは異なる反応経路を持つ。Methane の酸化反応過程は、 $\text{H}$ 、 $\text{O}$ 、 $\text{OH}$ 、 $\text{HO}_2$  ラジカルによって  $\text{H}$  原子が引き抜かれる。Methane の C-H 結合エネルギー(約 40kcal)は他のアルカン燃料に比べて大きい(オクタン価：120)である。



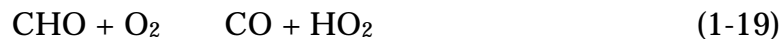
次に反応(1-13)、(1-14)によって生成された  $\text{CH}_3$  ラジカルは  $\text{O}$  ラジカルが付加することにより更に  $\text{H}$  原子が引き抜かれる。



反応(1-15)によって生成された  $\text{HCHO}$  は、 $\text{H}$ 、 $\text{O}$ 、 $\text{OH}$  ラジカルによって  $\text{H}$  原子が引き抜かれる。



反応(1-16)~(1-18)によって生成された  $\text{CHO}$  は  $\text{O}_2$ 、 $\text{H}$  ラジカル及び第三体  $\text{M}$  によって  $\text{H}$  原子が引き抜かれる。



ここで生成された  $\text{CO}$  は、 $\text{OH}$  ラジカルによって酸化され、 $\text{CO}_2$  となる。



## 1.5 本研究の目的

予混合圧縮自己着火機関は燃焼温度の低下および局所的な燃料過濃領域の減少により NO<sub>x</sub> とすすの同時低減が可能であり、高圧縮比化およびバルク燃焼によりディーゼル機関並みの熱効率が得られる。しかし、その着火および燃焼は圧縮中の燃料と酸素の酸化反応過程に大きく依存し、高効率化のファクターである着火時期および燃焼期間の制御が困難である。予混合圧縮自己着火機関における低公害および高効率を得られる運転領域は、急峻な燃焼によるノッキングの発生および多量の HC・CO の排出により狭く制限されている。これらの問題を解決するためには、圧縮中の予混合気の化学反応過程を支配する因子を明らかにする必要がある。一方、天然ガスはその資源が豊富であり、石油に比べて CO<sub>2</sub> の排出が少ないことから低公害な代替燃料として注目されている。天然ガスは Methane を主成分とし、Ethane、Propane および Butane などの混合燃料である。天然ガスの組成は生産地によって Methane が 85～95%、Ethane 2～10%、Propane 1～4%、Butane 0～2%の範囲で変化する。また、日本国内で天然ガスを主な原料とする都市ガス(13A、12A)はその熱量および燃焼速度が一定に調整されているものの、その組成は製造会社によって異なる。天然ガスを燃料とする予混合圧縮自己着火機関の実現には、天然ガス組成が着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

本研究では、4 ストローク予混合圧縮自己着火機関における燃焼実験およびゼロ次元の素反応数値計算により予混合気の圧縮自己着火特性および燃焼機構を明らかにする。当量比、吸気温度、吸気圧力、EGR 率および機関回転速度などの諸パラメータが運転領域、着火時期、着火温度、燃焼期間、各中間生成物のモル分率履歴、燃焼効率および HC、CO、CO<sub>2</sub>、NO<sub>x</sub> の排出濃度に及ぼす影響を調査し、着火時期の制御因子、燃焼期間の制御因子、高燃焼効率の確保および排気ガス中の HC、CO 濃度の低減手法について明らかにする。

天然ガス組成が予混合圧縮自己着火機関の圧縮自己着火特性に及ぼす影響を明らかにするために、天然ガスの主成分である Methane に対して、微量成分の Ethane、Propane、*iso*-Butane および *n*-Butane のいずれかを混合し、その混合割合の変化が着火燃焼過程に及ぼす影響を調査する。

予混合圧縮自己着火機関の着火時期制御の手法として、低温酸化反応を持たず着火性の乏しい Methane に対して、低温酸化反応が活発で着火性に優れたジメチルエーテル(以下 DME)を混合する方法に着目する。予混合圧縮自己着火機関において Methane / DME の 2 種混合燃料の混合割合の変化が圧縮自己着火特性に及ぼす影響について明らかにする。

図 1-13 に予混合圧縮自己着火機関の吸気、圧縮、着火、燃焼および排気の各プロセスにおける本研究で考察する要因を示す。

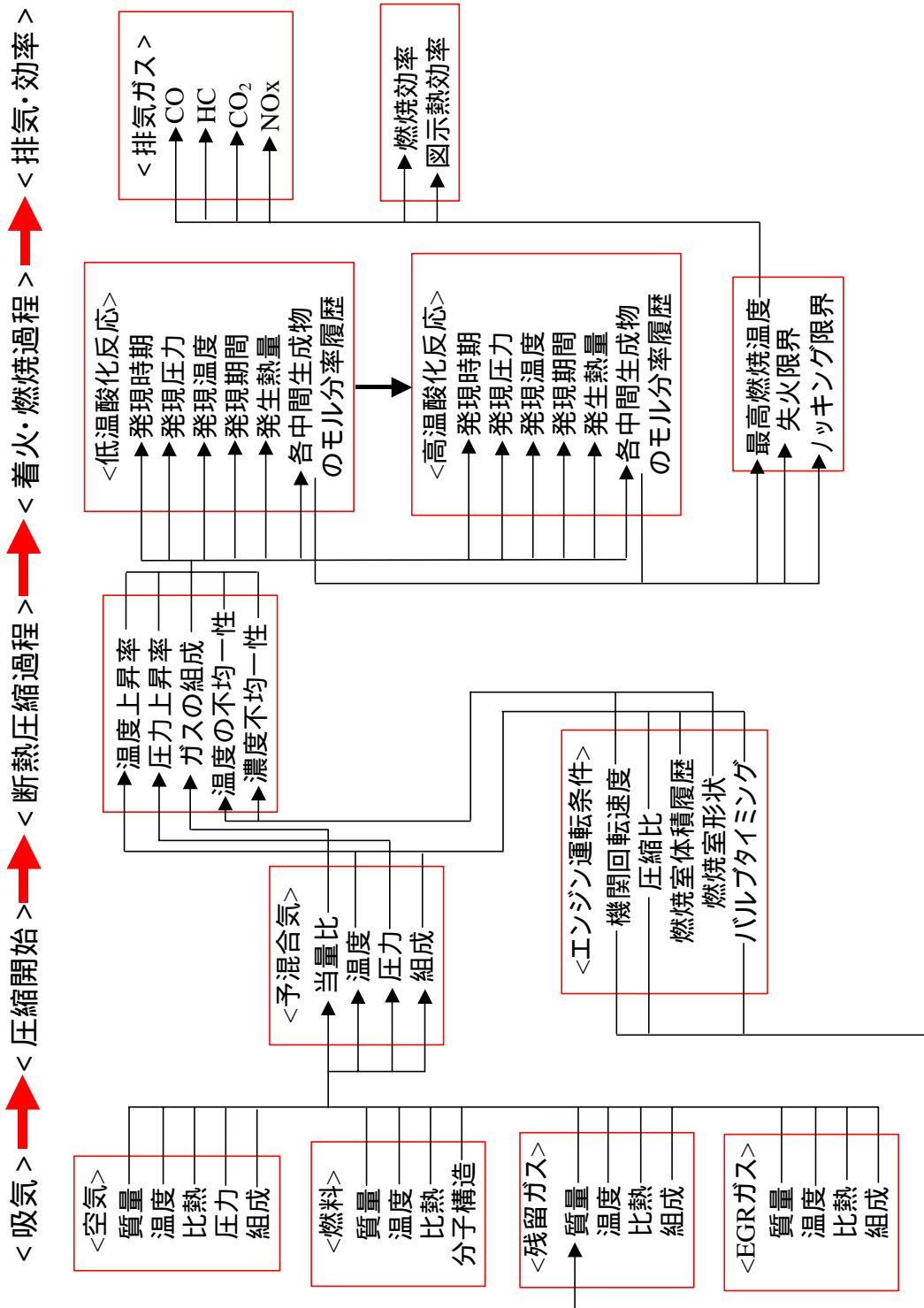


図 1-13 本研究の要因図

## 1.6 本論文の構成

本論文は7章から成る。各章の概要を以下に述べる。

第1章では、従来の火花点火機関およびディーゼル機関との比較により予混合圧縮自己着火機関の特徴および課題を抽出することで、本研究の目的を示す。

第2章では、本研究で用いる供試機関、測定装置および供試燃料について示し、着火および燃焼特性を解析する際に必要な定義およびその評価項目を示す。

第3章では、天然ガス予混合圧縮自己着火機関において当量比、吸気温度、吸気圧力、外部 EGR 率および機関回転速度の変化が着火時期、着火温度、燃焼効率および HC、CO の排出濃度に及ぼす影響を実験的に調査する。高燃焼効率が得られる運転条件、着火時期および燃焼期間の制御因子、高燃焼効率の確保および排気中の HC、CO 濃度を低減させるための必須条件について明示する。

第4章では、天然ガス 13A の構成成分が圧縮自己着火燃焼に及ぼす影響を実験的に調査する。すなわち主成分である Methane に対して Ethane、Propane、*iso*-Butane および *n*-Butane を各々混合させ、その2成分の混合割合の変化が着火時期および着火温度に及ぼす影響を明らかにする。

第5章では、天然ガス予混合気を対象に素反応数値計算を行い、圧縮自己着火燃焼過程中の燃焼反応機構を調査する。Methane / *n*-Butane 空気予混合気の混合割合、天然ガス(13A)空気予混合気の当量比、吸気温度および機関回転速度の諸パラメータの変化が各化学種の挙動に与える影響を調査し、天然ガス予混合気の圧縮自己着火過程中の化学反応機構を明らかにする。また実験との比較を行い、選択したモデルの推測可能範囲について評価する。

第6章では、着火時期制御の1つの手法として、自己着火温度の高い Methane に対して低温酸化反応の過程で HCHO、H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> といった中間生成物を多量に生成する DME を混合する手法に着目する。両燃料の混合割合の変化が運転領域、着火温度および着火時期に及ぼす影響について明示する。

第7章では、本研究で得られた結論を述べるとともに、予混合圧縮自己着火機関に関する今後の課題及び展望を示す。

## 第2章 実験および解析方法

### 2.1 実験装置

#### 2.1.1 実験システムおよび供試機関

本研究では、均一希薄な予混合気を単気筒機関内に供給、断熱圧縮し、圧縮自己着火燃焼を生じさせる。天然ガス(13A)空気予混合気の当量比 $\phi$ 、吸気温度 $T_{in}$ 、吸気圧力 $P_{in}$ 、機関回転速度 $N_e$ 、外部 EGR 率 $\gamma_{ExEGR}$ 、2 種混合燃料(Methane / Ethane, Methane / Propane, Methane / *iso*-Butane, Methane / *n*-Butane, Methane / DME)の混合割合の変化が予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼特性に及ぼす影響を調査する。YANMAR 製 TS230R の 4 ストローク単気筒ディーゼル機関を改造し、予混合圧縮自己着火機関として用いる。供試機関の写真を図 2-1 に、その諸元を表 2-1 に示す。また、実験システムの構成を図 2-2 に示す。供試機関を直流動力計で設定回転数までモータリング運転を行った後、吸気管内に燃料の常時投入を行う。燃料投入口は吸気弁より 1500 mm 上流の吸気マニホールド内に設けた。また、燃料の拡散による空気との混合を促進させるために、ノズルの向きを吸気の流れる方向と逆方向に設けた。燃料は設定流量になるようにマスフロコントローラを用いて制御した。吸気加熱はヒータ(ニクロム線 1kW×4)で行い、吸気弁から 80mm 上流で K 型熱電対により計測した予混合気の温度を吸気温度 $T_{in}$ とした。排気弁から 125mm 下流で K 型熱電対により計測した排気ガスの温度を排気ガス温度 $T_{ex}$ とした。吸気管内の圧力および温度、燃料および空気流量、筒内圧力、排気中の $\text{NO}_x$ 、CO、 $\text{CO}_2$ 、THC の体積濃度を測定した。筒内圧力をピエゾ式圧力変換器により測定し、クランク角度 1°ごとのデータを取り込み、連続 64 サイクルのデータにより燃焼解析を行う。

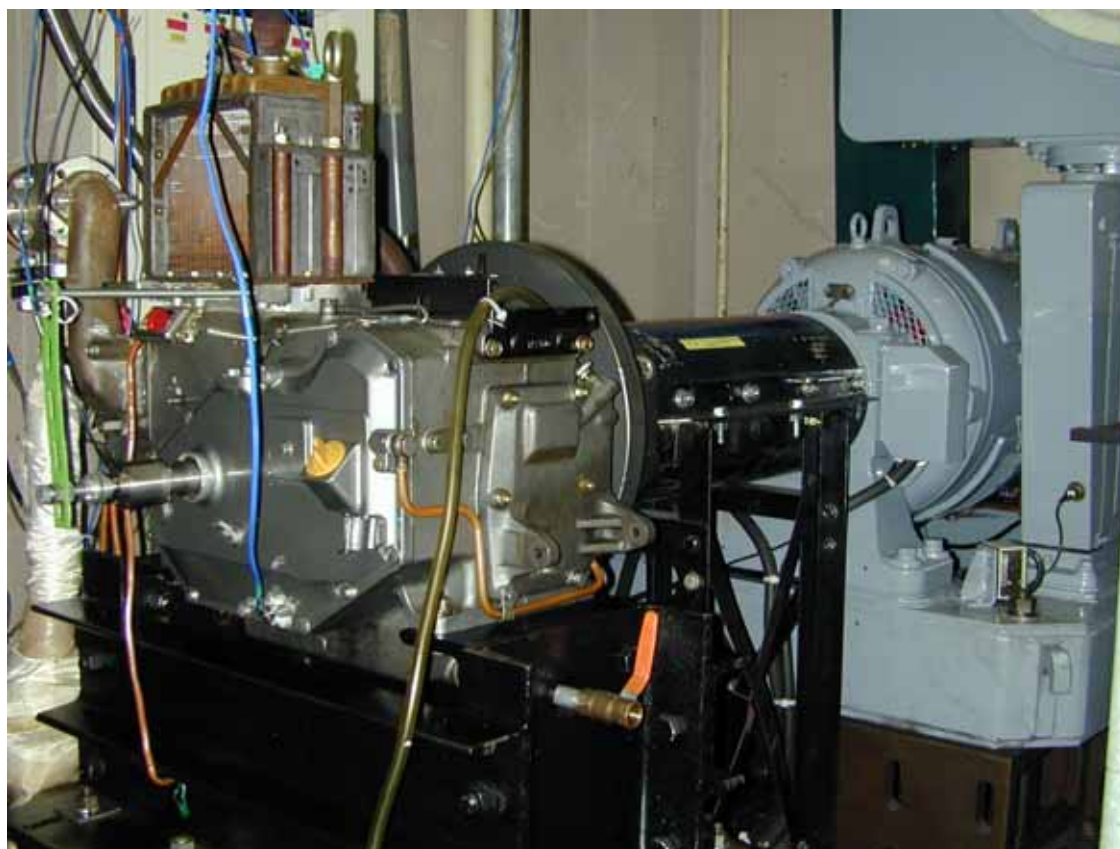


図 2-1 供試機関および動力計

表 2-1 供試機関の諸元

製作・形式	ヤンマーディーゼルTS230R	種類	横型OHV 4サイクル
シリンダ数	1	総排気量, m <sup>3</sup>	1132 × 10 <sup>-6</sup>
Bore × Stroke, m	0.112 × 0.115	連続定格出力, kW	14.2kW / 2200rpm
燃焼室形状	平型	最大出力, kW	17.2kW / 2200rpm
圧縮比	18.8	燃料供給	吸気管常時投入
冷却方式	水冷	潤滑方式	圧送式
吸気弁開, deg	360 ATDC	吸気弁閉, deg	132 ATDC
排気弁開, deg	132 ATDC	排気弁閉, deg	360 ATDC

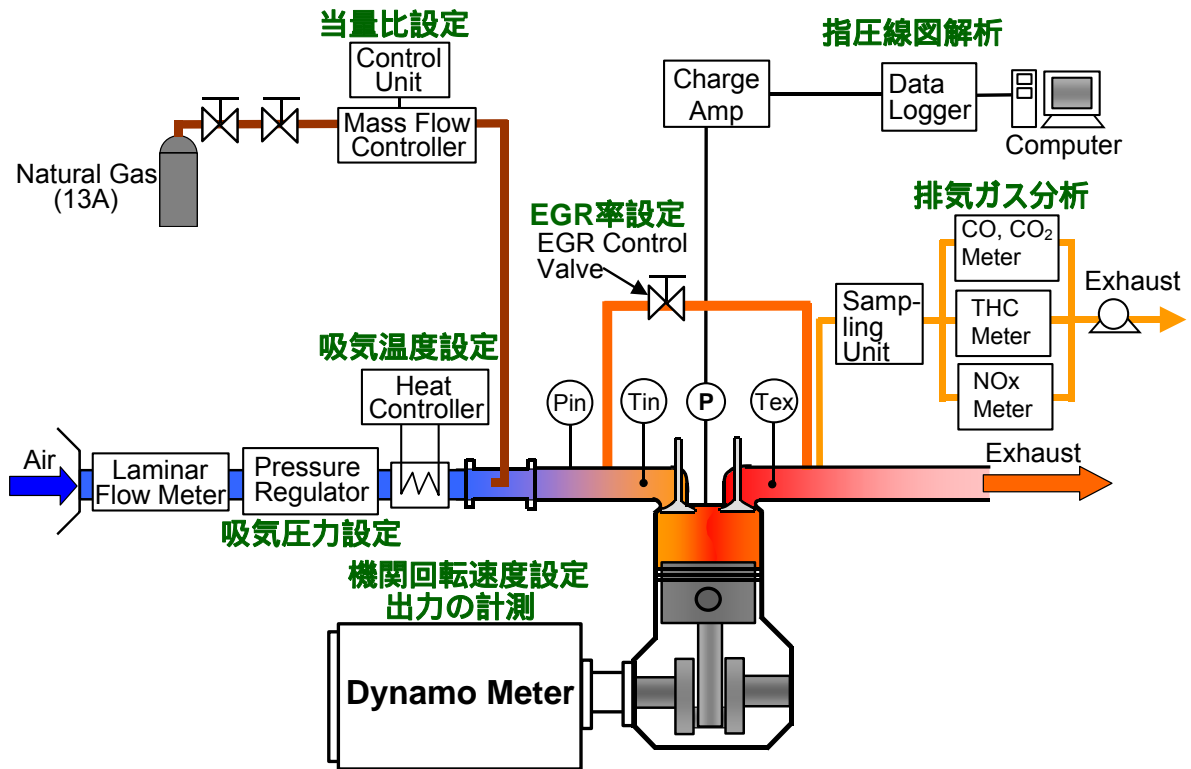


図 2-2 実験システム

### 2.1.2 燃焼室形状

供試機関のトロイダル型ピストンはディーゼル機関に一般的に使用されており、燃焼室に噴射された燃料が液滴に微粒化し、蒸発し、空気と混合する際に混合を促進する形状になっている。本研究では、吸気管内に燃料の常時投入を行い、予混合気を形成し、吸気行程で燃焼室に予混合気を導入し、圧縮行程で圧縮自己着火燃焼を生じさせる。図 2-3 に本研究で用いた燃焼室形状を、図 2-4 に平型ピストンの形状を示す。平型ピストンは上下分割式の構造を持ち、ピストン上部の厚みを変えることにより燃焼室容積および圧縮比の調節が可能である。圧縮比は 12.9, 16.1, 18.8, 25.0 に調節できる。

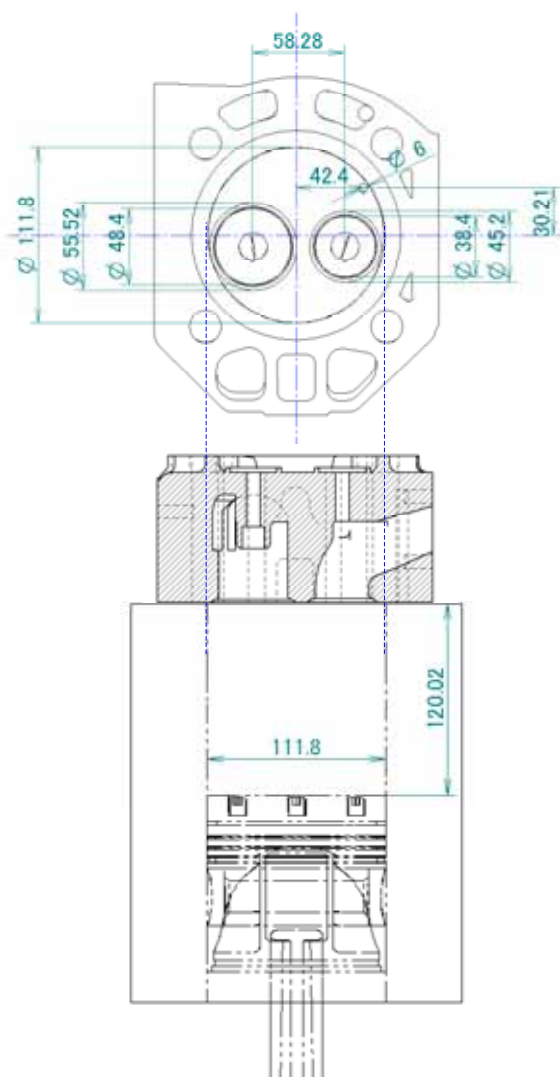


図 2-3 燃焼室形状



図 2-4 圧縮比を変更するために用意したピストンヘッドとピストン本体



2.1.3 吸気バルブおよび排気バルブのタイミング

本研究に使用する供試機関の純正カムは排気ガスを十分に排気するために吸気バルブと排気バルブが同時に開いている期間(オーバーラップ)が存在する。本研究では過給を行う際に新気の引き抜けを防ぐため,オーバーラップのないカムを使用する。図 2-5にバルブリフト量およびバルブタイミングを示す。

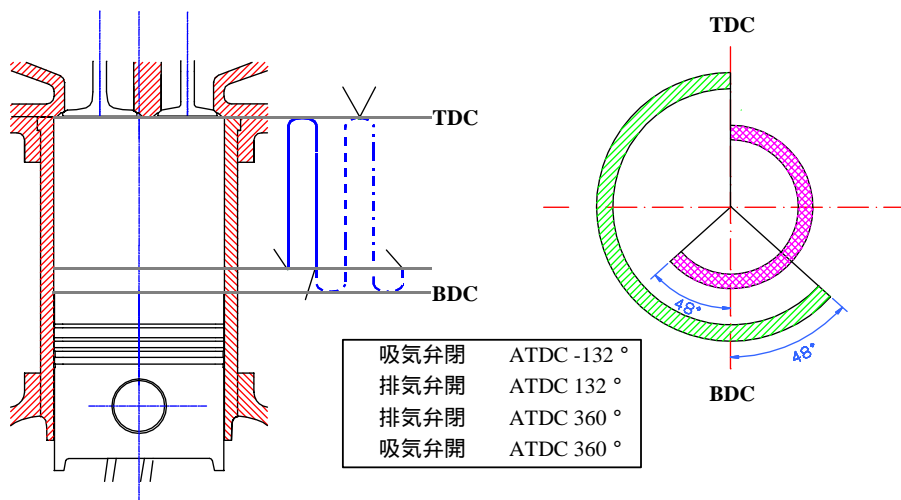
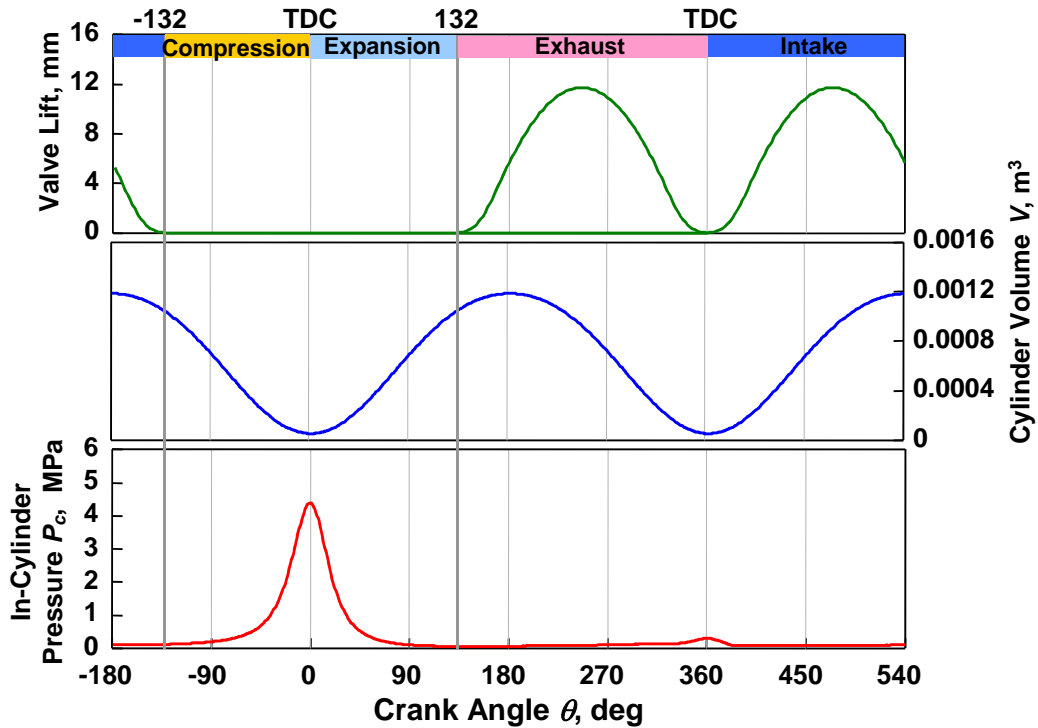


図 2-5 バルブリフト量およびバルブタイミング

## 2.1.4 当量比の設定

吸入空気量は、サージタンクの上流に設けられた層流式流量計(最大測定流量 25 l/s)と流量演算器を用いて計測する。層流式流量計はオリフィス前後の差圧を測定することによって体積流量を測定する装置である。図 2-6に層流式流量計を、表 2-2 にその仕様を示す。

本研究では、完全に均一な予混合気を形成するために、あらかじめ吸気管内に燃料を投入し、予混合気を形成する。図 2-7に示すように吸気管内では、その中心において燃料投入ノズルの向きを空気の流れる方向と逆にする事で燃料の拡散を促進する。気体燃料の流量はエステック社製マスフロコントローラ SEC-E50(最大測定流量 10 l/min)・SEC-552(最大測定流量 50 l/min)とコントロールユニット PAC-D2 を用いる。マスフロコントローラは、ガスが流れるとセンサー部分の上流と下流の間に温度差が生じ、質量流量に比例した出力が得られるという原理を利用した装置である。表 2-3 にその仕様を示す。

表 2-2 層流式流量計の仕様

製造者	司測研
形式名	LFE-25B
測定範囲, l/s	0 ~ 25
差圧, kPa	0 ~ 0.6
全圧力損失, kPa	0 ~ 0.8
直線性, %	0.5
キャリブレーション確度, %	±1 以内
許容ライン圧力, kPa	30 以下



図 2-6 層流式流量計(左)および流量演算器(右)

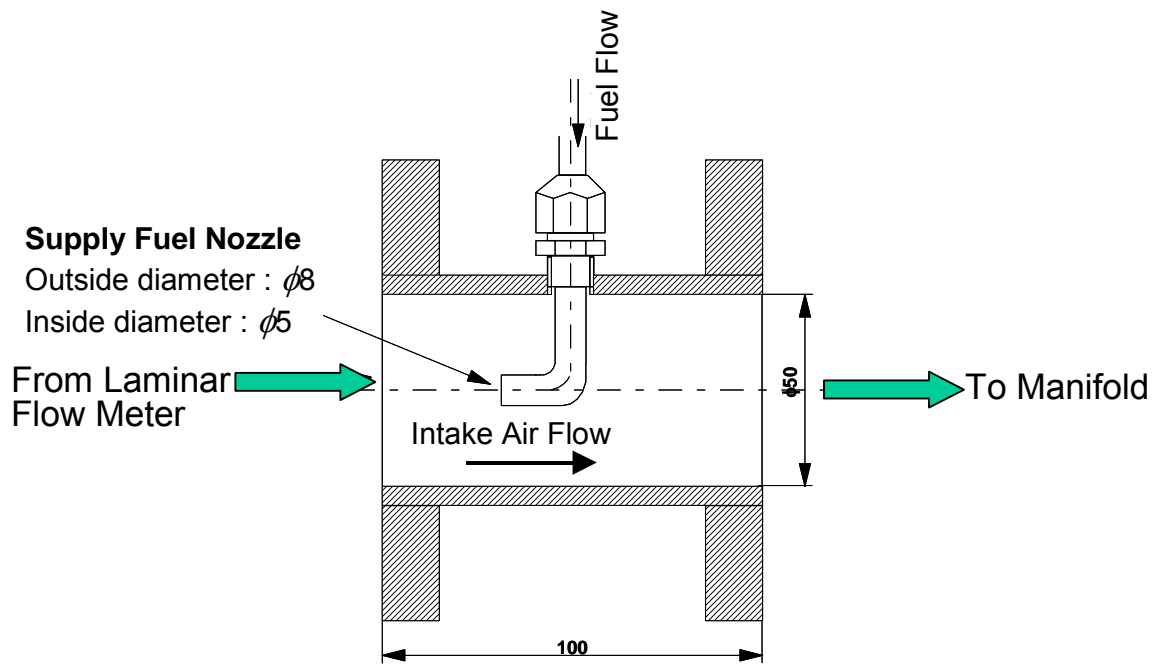


図 2-7 気体燃料投入口

表 2-3 マスフロコントローラの仕様

形式	SEC-E50	SEC-552
標準流量レンジ, l/min (N <sub>2</sub> 相当フルスケール流量)	10 ~ 30	30/50/100
動作差圧(N <sub>2</sub> 相当), kPa	100 ~ 300	
制御範囲, %	2 ~ 100	5 ~ 100
精度, %	± 1	± 2%
直線性, %	± 0.5	± 1
再現性, %	± 0.2	± 0.4
耐圧, kPa	1000kPa	
使用温度, K	298 ~ 323	
精度保証温度, K	298 ~ 308	



図 2-8 マスフロコントローラ(左)およびコントロールユニット(右)

### 2.1.5 吸気温度の設定

予混合圧縮自己着火機関において吸気温度の変化が着火および燃焼特性に及ぼす影響を調査するために、吸入空気の加熱を行う。吸気の加熱は吸気バルブより1400mm 上流の吸気管内に設置されたヒータ(ニクロム線 100V, 1000W×4)を用いて空気のみを加熱する。温度の制御はヒータを温度コントローラ(OMRON 社製 形 E5C4-Q40K)でスイッチングすることにより行い、燃焼室入口の予混合気の温度を一定にする。吸気温度の計測には、シリンダ壁面からの伝熱および吸気弁からのガスの引き抜きを考慮して、吸気弁より80mm 上流の吸気管内中央において、シース外径1.0mmのK型熱電対を用いた。表2-4にシース径と応答性を示す。また、図2-9に吸気温度測定用の熱電対の設置状態を示す。

表 2-4 シース径および応答性(平衡値の90%に達するまでの時間)

シース外径	応答時間			0 750 静止		
	室温	100 沸騰	水中	0	750	静止
$\phi=1.0\text{mm}$			0.16			20.5

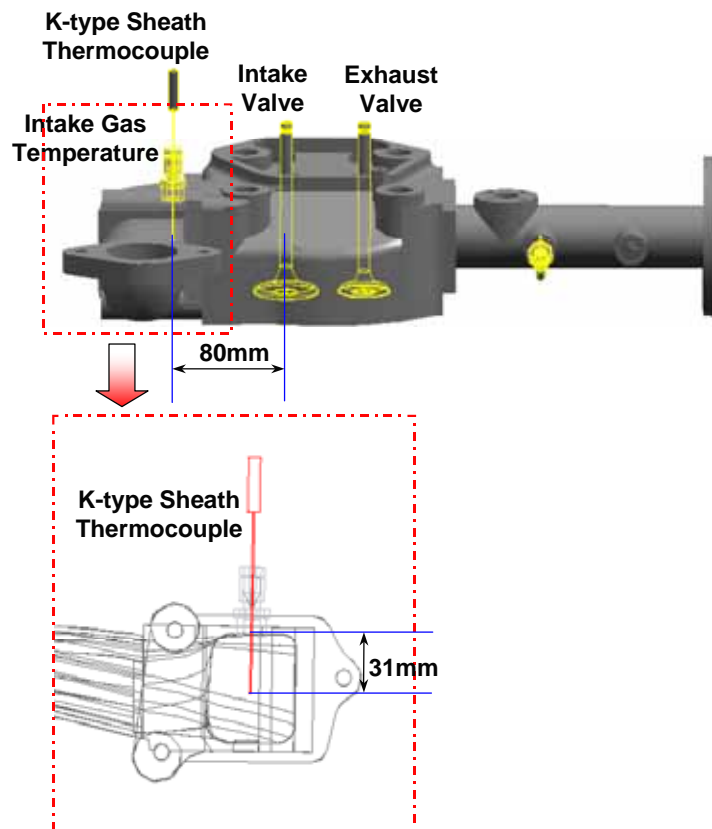


図 2-9 吸気温度計測部

## 2.1.6 外部 EGR 率の設定

予混合圧縮自己着火機関の自己着火および燃焼の制御手法として排気ガス再循環系(EGR)を適用した試みがなされている。EGRを導入することにより不活性ガスの混入による比熱比低減効果，新気の吸入空気量減少による酸素濃度の低下，吸気温度上昇の影響が考えられる。吸気に導入される排気中には， $O_2$ ， $N_2$ ， $CO_2$ ， $H_2O$ ，HCなどが挙げられる。各種ガスの定圧比熱を図 2-10に示す。外部 EGR 率は式 2-1 により求めた。

$$\gamma_{ExEGR} = \frac{V_{air\_0} - V_{air\_ExEGR}}{V_{air\_0}} \times 100 \quad (2-1)$$

$V_{air\_0}$  : 外部EGR導入前の吸入空気量, 1/s  
 $V_{air\_ExEGR}$  : 外部EGR導入時の吸入空気量, 1/s

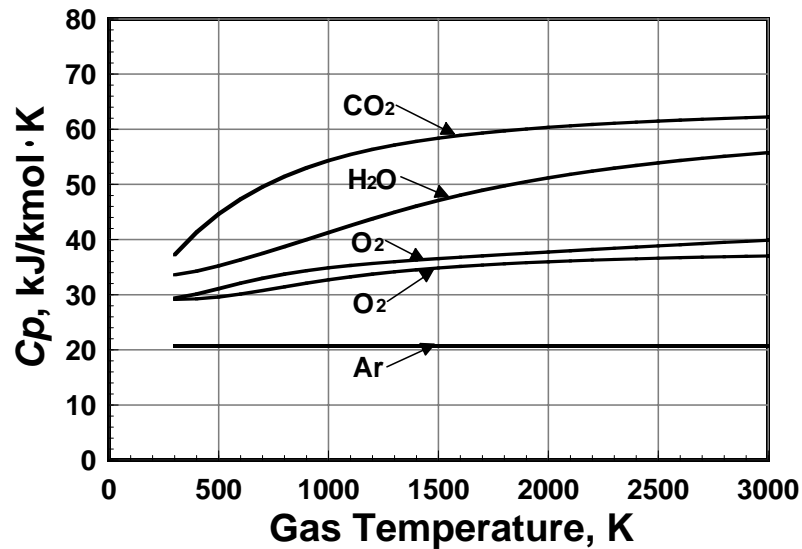


図 2-10 空気および排気中に含まれるガスの定圧比熱<sup>(36)</sup>

### 2.1.7 筒内ガス圧力計測

燃焼室内の圧力計測にはピエゾ圧電型の圧力変換器 KISTLER6121 を用いる。チャージアンプ KISLER5011B により増幅された電圧値を、次節で説明するクランク角度検出器からの出力をもとに、データロガーを用いて、クランク角度 1deg ごとに取り込む。連続 64 サイクル分を取り込み、その圧力データにより燃焼解析を行う。

### 2.1.8 クランク角度および機関回転速度計測

機関回転速度の測定に小野測器製光ファイバー式クランク角度測定器 CP-620 と同社製クランク角度アンプ CA-500A を用いる。CP-620 はカム軸に取り付けられ、クランク軸 2 回転につき、カム軸は 1 回転する。CP-620 はカム軸に対して 720pulse/rev すなわち 2pulse/deg の信号を出すので、クランク軸に対しては 1pulse/deg の信号を出すことになる。これとは別に 1pulse/rev の信号が出され、1 サイクルにつき 1pulse の出力となる。この信号をもとに機関回転速度を測定する。また、本研究では機関回転速度の制御には明電舎の 55kW 直流電気動力計 EB-DHI を用いる。燃焼による動力が得られないような希薄条件においては、動力計による動力付加運転を行い、燃焼による動力運転が可能になった際は、逆に動力計による動力吸収運転を行うことで機関回転速度を一定に制御する。

## 2.1.9 排気ガス温度および濃度計測

排気温度の計測には、排気弁より 125mm 上流の排気管内中央において、シース外径 1.0mm の K 型熱電対（シース型クロメル - アルメル熱電対）を用いた図 2-11 に排気温度測定用の熱電対の設置状態を示す。

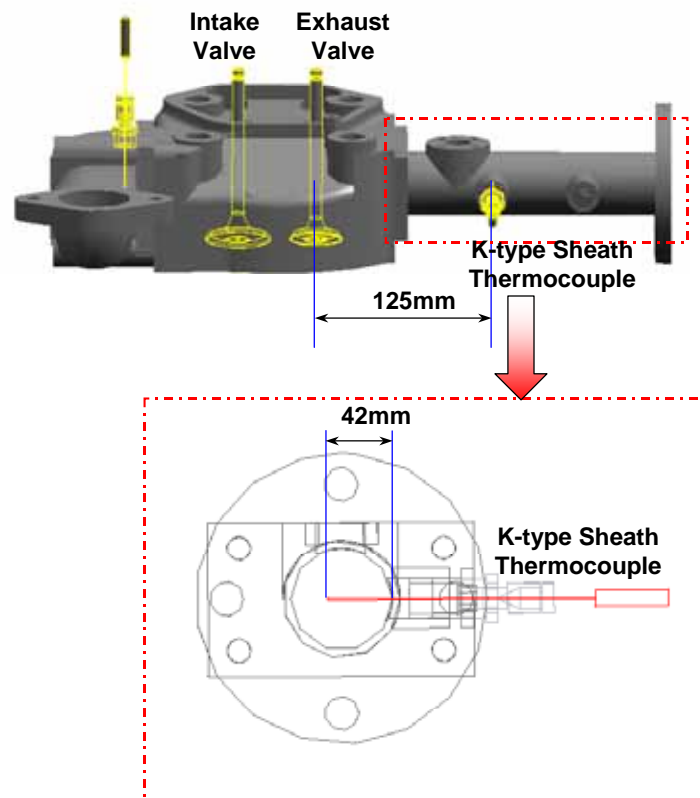
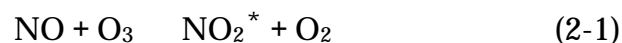


図 2-11 排気温度測定部

本研究では、排気ガス中の窒素酸化物濃度  $\text{NO}_x$ 、二酸化炭素濃度  $\text{CO}_2$ 、一酸化炭素濃度  $\text{CO}$  および未燃炭化水素濃度  $\text{HC}$  を測定する。試料ガスは、排気管よりポンプで吸引され、クーラーで冷却除湿される。フィルタを通して微細なダストを除いた後、ポンプによって清浄な試料ガスとして各測定器に送られる。

- ・  $\text{NO}_x$  分析計

$\text{NO}_x$  分析計として日本サーモエレクトロン製 512PL を使用する。化学発光方式 (CLD) によって  $\text{NO}$  と  $\text{NO}_2$  の体積濃度を測定する。



反応 2-1 で、エネルギー順位の高い励起状態となった  $\text{NO}_2^*$  が基底状態に遷移する時に発光する光の強度が、ガス中の  $\text{NO}$  濃度に比例する性質を利用したものである。ただし、化学発光方式は  $\text{NO}$  にしか適用できないため、 $\text{NO}_2$  は  $\text{NO}_x$  コンバータで  $\text{NO}$  に変換されてから計測される。

・  $\text{CO} \cdot \text{CO}_2$  計

$\text{CO} \cdot \text{CO}_2$  計として、島津製作所製 CGT-10-2A を使用する。排気中の  $\text{CO}$  と  $\text{CO}_2$  の体積濃度が非分散形赤外線吸収方式 (NDIR) で測定される。これは、 $\text{CO}$  と  $\text{CO}_2$  がそれぞれ固有の波長の赤外線を吸収し、その吸収の強さがガス中の  $\text{CO}$  との各濃度に比例することを利用したものである。試料ガスと  $\text{CO}$ 、 $\text{CO}_2$  を含まないガス双方に赤外線を通し、吸収した光を熱エネルギーの差として測定し、電気信号に変換の後、計測される。

・ THC 計

THC の測定には、島津製作所製 HCM-1B を使用する。排気中の全炭化水素の体積濃度が水素炎フラームイオン化方式 (FID) で測定される。水素を空気中で燃焼させたときのフラーム中にはイオン数が極めて少ないが、これに炭化水素が混じってくるとフラーム中のイオン数は著しく増加する。このフラームを平行板電極で挟み、直流電圧をかけると電極間にイオン電流が流れる。これにより測定ガス中の炭化水素の濃度を測定することができる。



## 2.2 解析手法

## 2.2.1 熱発生率

エンジン内における燃焼は、種々の因子の影響を受けるので、複雑である。そこで燃焼により単位時間当りに発生した熱量、すなわち熱発生率 (Rate of Heat Release) を知れば、燃焼特性を知ることができる。

熱力学第一法則により次の式が成り立つ。

$$\frac{dq}{dt} = \frac{du}{dt} + \frac{dw}{dt} \quad (2-2)$$

$q$  : 系内に入る 1 モル当りの熱量, J/mol

$u$  : 1 モル当りの内部エネルギー, J/mol

$w$  : 系が外部にする 1 モル当りの仕事, J/mol

ここで,  $du$ ,  $dw$  は以下のように表される。

$$du = c_v \cdot dT \quad (2-3)$$

$$dw = P \cdot dv \quad (2-4)$$

$c_v$  : 定容比熱, J/mol·K

$P$  : 系内の圧力, Pa

$T$  : 系内の温度, K

$v$  : 系内のモル体積, m<sup>3</sup>/mol

また, 微小変化における気体の状態方程式は以下ようになる。

$$P \cdot \frac{dv}{dt} + v \cdot \frac{dP}{dt} = R \cdot \frac{dT}{dt} \quad (2-5)$$

$$R = c_p - c_v \quad (2-6)$$

$R$  : 気体定数, J/mol·K

$c_p$  : 定圧比熱, J/mol·K

式 (2-3), (2-4), (2-5), (2-6) を式 (2-2) に代入して, 整理すると

$$\frac{dq}{dt} = \frac{\kappa}{(\kappa-1)} \cdot P \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{1}{(\kappa-1)} \cdot v \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2-7)$$

: 比熱比

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2-8)$$

式(2-7)は理論計算によるもので、実際の熱発生率は種々の熱量の出入りを考える必要がある。また、 $\kappa$ の値は気体の温度および組成によって変化する。エンジンでは、式(2-9)のように時間  $t$  の代わりにクランク角度  $\theta$  を用いて熱発生率を求める。

$$\frac{dq}{d\theta} = \frac{\kappa}{(\kappa-1)} \cdot P \cdot \frac{dv}{d\theta} + \frac{1}{(\kappa-1)} \cdot v \cdot \frac{dP}{d\theta} \quad (2-9)$$

## 2.2.2 着火時期の定義

図 2-12に本研究で用いた着火時期の定義を示す。熱発生率においてノイズによる影響を除去できる 2J/deg の線をひき，最初に熱発生率履歴と接するクランク角度を着火時期として定義し，その時の筒内ガス圧力および筒内ガス温度を着火圧力および着火温度として定義する。また，熱発生率がピークに達した後減少し，最初に 2J/deg の線と接するクランク角度を燃焼終了時期として定義した。

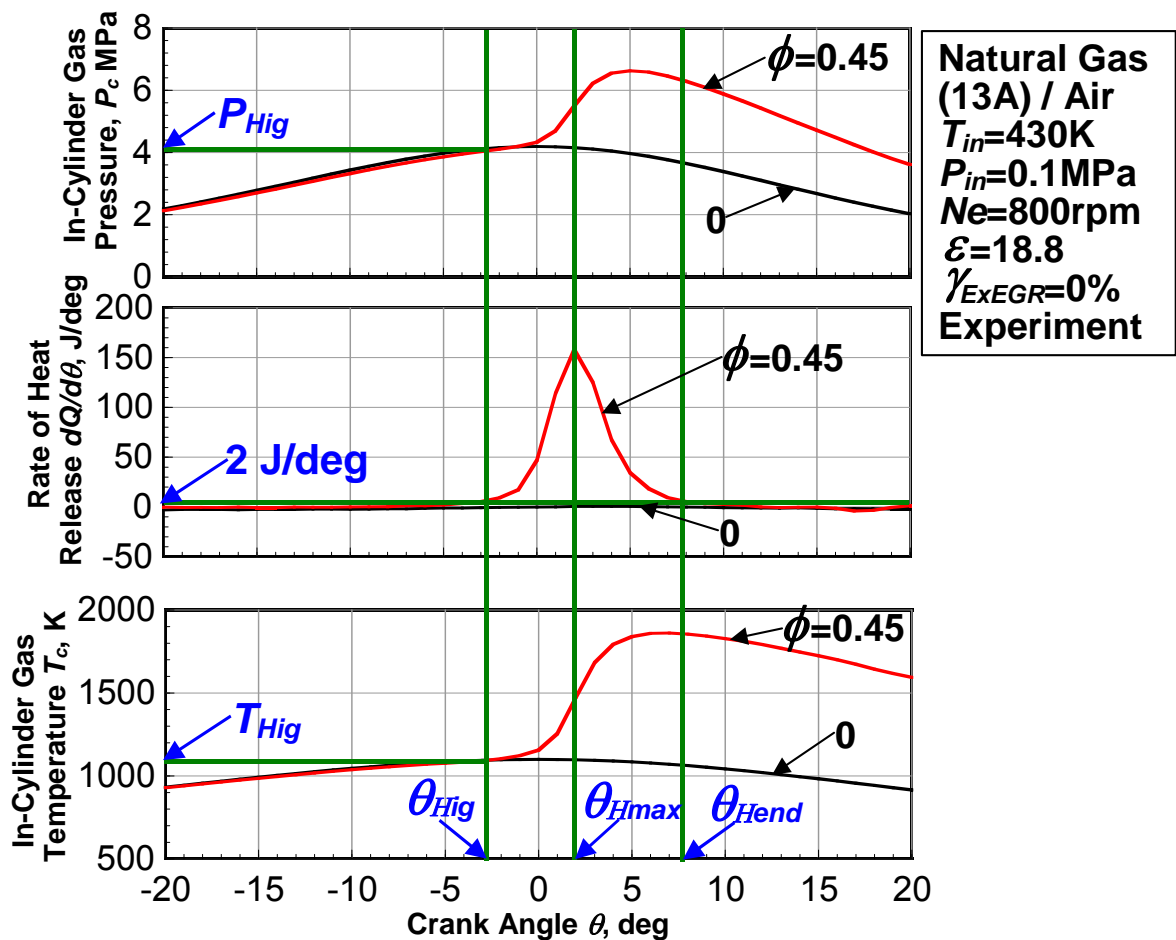


図 2-12 着火時期の定義：計測した指圧線図(上)，  
熱力学的解析で求めた熱発生率履歴(中)および筒内ガス温度履歴(下)

## 2.2.3 筒内ガス温度

エンジンでは、前サイクルから残留ガスが残り、シリンダ内に導入された新気は残留ガスと混合する。本実験では、隙間体積に相当する残留ガスが燃焼室に存在し、その組成は完全燃焼したときの組成とする。また、残留ガスの温度は排気バルブから 125mm の下流で測定した排気ガスの温度とする。圧縮開始時(ATDC-132)の筒内ガス温度は式(2-10)のように新気とのエンタルピー保存式により求める。

$$T_{(\theta=-132)} = \frac{m_{in} \cdot Cp_{in} \cdot T_{in} + m_r \cdot Cp_r \cdot T_r}{m_{in} \cdot Cp_{in} + m_r \cdot Cp_r} \quad (2-10)$$

$T_{in}$ : 吸気温度, K

$T_r$ : 残留ガス温度, K

$m_{in}$ : 新気質量, kg

$m_r$ : 残留ガス質量, kg

$Cp_{in}$ : 新気定圧比熱, J/kg·K

$Cp_r$ : 残留ガス定圧比熱, J/kg·K

自己着火は断熱圧縮として仮定できる燃焼室中央部の一番高い温度域で生じる。式(2-10)により圧縮開始時の筒内ガス温度を求め、着火に至るまでの各クランクアングルでの筒内ガス温度は断熱として仮定した式(2-11)より算出した。自己着火が生じると、燃料と酸素の酸化反応により発熱が生じるため断熱を仮定できなくなる。そこで、着火後の筒内ガス温度は式(2-12)を用いて算出する。

$$T(\theta_i) = T(\theta_{i-1}) \cdot \left( \frac{P(\theta_i)}{P(\theta_{i-1})} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (i = -179 \sim 540) \quad (2-11)$$

$$T(\theta_i) = T(\theta_{i-1}) \cdot \frac{P(\theta_i) \cdot V(\theta_i) \cdot n(\theta_{i-1})}{P(\theta_{i-1}) \cdot V(\theta_{i-1}) \cdot n(\theta_i)} \quad (i = -179 \sim 540) \quad (2-12)$$

$T(\theta_i)$ : 筒内ガス温度, K

$P(\theta_i)$ : 筒内ガス圧力, MPa

$V(\theta_i)$ : 作動ガスの体積, m<sup>3</sup>

$n(\theta_i)$ : 作動ガスのモル数, mol

$\kappa$ : 比熱比

図 2-13に筒内ガス圧力, シリンダ体積, 比熱比, モル数および式(2-11), 式(2-12), 自己着火までは式(2-11), 自己着火後からは式(2-12)により求めた筒内ガス温度履歴を示す。比熱比は温度および組成の関数であり, 本実験では筒内ガス温度および完全燃焼とした時のガス組成を考慮して比熱比を求める。圧縮開始時の温度は 437K であり, 自己着火時の温度および筒内ガス最高温度はその計算方法によって異なる。式(2-12)により求めた自己着火温度および筒内ガス最高温度はそれぞれ 820K, 1380K 付近である。式(2-11)の場合, 自己着火温度は 1170K 付近であり, 筒内ガス最高温度は 1210K 付近である。自己着火までは式(2-11)により, その後は式(2-12)により筒内ガス温度を求めると自己着火温度は 1170K 付近であり, 筒内ガス最高温度は 1850K 付近である。本研究では, 自己着火温度は式(2-11)により, 筒内ガス最高温度は式(2-12)により求めた。

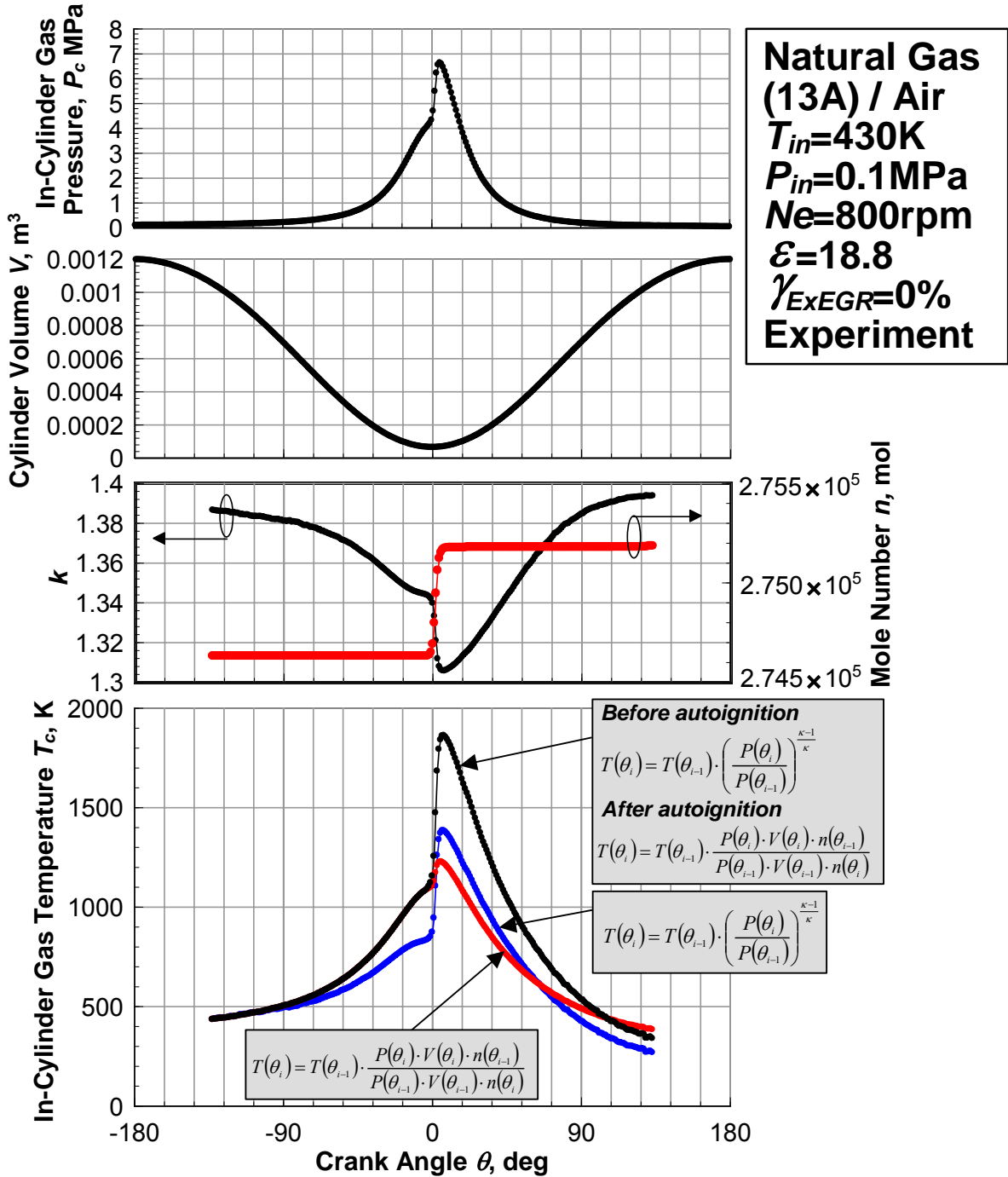
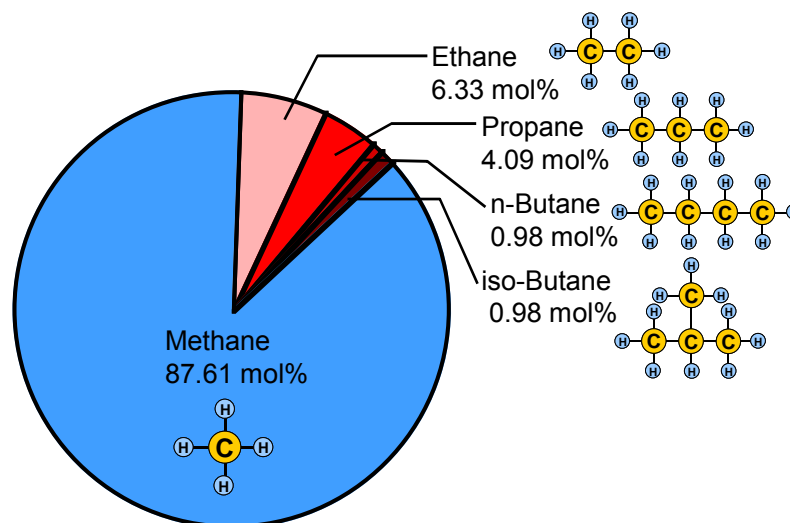


図 2-13 筒内ガス圧力，シリンダ体積，比熱比，モル数  
 および筒内ガス温度の履歴

## 2.3 供試燃料

天然ガスは石油に代わる低公害代替燃料として注目されており，Methane を主成分とする混合燃料である。図 2-14に本研究で用いた天然ガスの組成を示す。天然ガスは日本国内で都市ガスとして供給されている 13Aを用いた。その主成分はMethaneが占めており，他にEthane，Propane，*n*-Butane，*iso*-Butaneで構成されている。表 2-6 に天然ガス 13A および各組成の物性値を示す。天然ガスをベースにその熱量・燃焼性の調整を行った天然ガス 13Aはウオッベ指数が12600～13800kcal/m<sup>3</sup>，燃焼速度が35～47cm/sの範囲である。

図 2-14 天然ガス 13A の組成の例<sup>(9)</sup>表 2-5 天然ガス 13A および各組成の物性値<sup>(9)(36)</sup>

	Methane	Ethane	Propane	n-Butane	iso-Butane	13A
Chemical Structure	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	iso-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	—
Mole Weight, kg /kmol	16.04	30.06	44.09	58.12	58.12	20.8
H / C	4	3	2.6	2.5	2.5	—
C, % wt.	75	80	82	83	83	—
H, % wt.	25	20	18	17	17	—
Specific Heat Ratio <i>k</i>	1.303	1.26	1.143	1.142	1.403	—
Density, kg/m <sup>3</sup>	0.657	1.243	1.854	2.685	2.67	0.8
Thermal Conductivity, mW/m·K	33.7	21.2	18	16.3	16.1	30.5
Stoich. A / F Ratio, m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>	9.52	16.7	23.8	30.9	30.9	11
Low Calorific Value, MJ / m <sup>3</sup>	32.87	58.81	85.06	112.32	111.31	41.7
Wobbe Index, MJ/m <sup>3</sup>	48.98	62.86	67.45	84.48	84	51.7
Ignition Limits, vol %	5.0/15	3.0/12.4	2.1/9.5	1.8/8.4	1.8/8.4	4.0/14

## 第3章 天然ガス予混合圧縮自己着火機関の着火および

### 燃焼特性

エンジン効率を向上させるには、着火時期および燃焼期間の制御、燃焼効率の向上、機械損失の低減および熱損失の低減が必要である。従来の火花点火機関およびディーゼル機関では火花点火時期および燃料の噴射時期により着火時期を制御し、燃焼室の形状および燃料噴射期間などにより燃焼期間を制御する。しかし、予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼は圧縮中の燃料と酸素の化学反応過程に大きく依存しているため、エンジンの高効率化のファクターである着火時期および燃焼期間の制御が困難である。また、低公害・高効率が得られる運転領域はノッキングおよび多量のHC、COの排出により狭く制限されている。このような問題を解決するには予混合圧縮自己着火機関の圧縮過程中的化学反応メカニズムを明らかにする必要がある。

本章では、天然ガスを燃料とする4ストローク予混合圧縮自己着火機関において当量比、機関回転速度、吸気温度、吸気圧力および外部EGR率が運転領域、筒内ガス圧力履歴、熱発生率履歴、筒内ガス温度履歴、着火時期、着火温度、燃焼期間および排気中のCO<sub>2</sub>、CO、HC、NO<sub>x</sub>濃度に及ぼす影響について実験的調査を行う。予混合圧縮自己着火機関において高燃焼効率を得られる運転条件、着火時期および燃焼期間の制御因子、高燃焼効率の確保および排気中のHC、CO濃度を低減させるための必須条件について明らかにし、エンジン効率を最適値に確保し、排気性能を確保できる運転条件を掲示する。

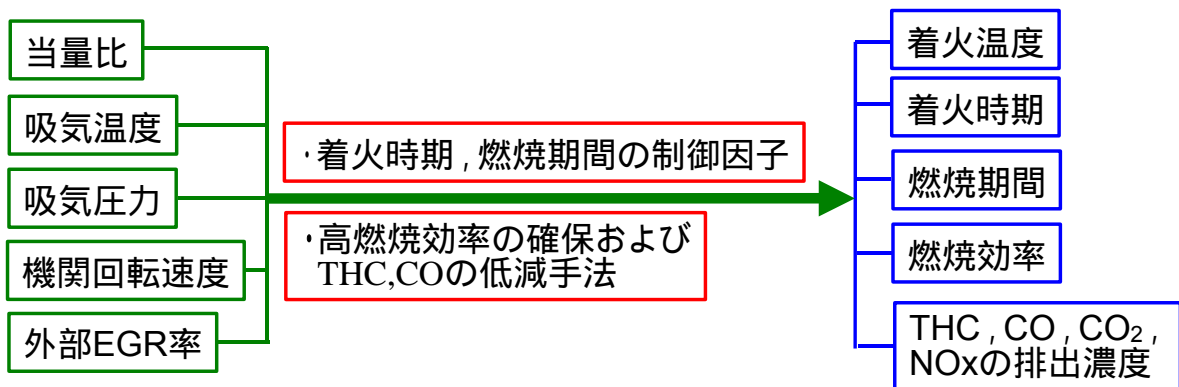


図 3-1 第3章の概要



### 3.1 運転可能な当量比の範囲

予混合圧縮自己着火機関の運転可能な領域はノッキングおよび失火により狭く制限される。予混合圧縮着火機関において着火に至ることが高燃焼効率を意味するのではなく、運転可能な領域においても多量の HC、CO の排出により高燃焼効率が得られる領域はさらに狭く制限される。

本節では、予混合圧縮自己着火機関の運転領域を失火領域、運転領域およびノッキング領域に分け、吸気温度、吸気圧力および外部 EGR 率がそれらの挙動に及ぼす影響を調査する。また、運転可能な領域においての燃焼効率を算出し、高燃焼効率が得られる運転条件を明らかにする。筒内ガス圧力から算出した熱発生率履歴に熱発生が認められない条件を失火領域、熱発生が認められる条件を運転領域として定義する。

図 3-2 に吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ 、吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$ 、外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  の一定の条件で天然ガス(13A) 空気予混合気の当量比  $\phi$  を変化させた時の筒内ガス圧力履歴および筒内ガス圧力上昇率履歴を示す。

当量比の増加に伴い筒内ガス圧力上昇率は高くなり、筒内ガス圧力の最大上昇率が  $1.5\text{MPa}$  を超えると圧力波形に振動が見られ、燃焼実験の際に急激燃焼による打撃音が聞かれる。本研究では、この条件をノッキングとして定義する。

図 3-3 に吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ 、吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$ 、外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  の一定の条件で天然ガス(13A) 空気予混合気の当量比  $\phi$  を 0 から 0.575 まで変化させた時の筒内ガス圧力履歴、熱発生率履歴および燃焼効率を示す。燃焼効率は排気ガス中の  $\text{CH}_4$  に換算された HC および CO のモル濃度を算出し、式 3-1 から求めた。

$$\eta_c = \left( 1 - \frac{L_{CH_4} \times n_{exCH_4} + L_{CO} \times n_{exCO}}{Q_{in}} \right) \times 100 \quad (3-1)$$

$\eta_c$  : 燃焼効率, %

$L_{CH_4}, L_{CO}$  :  $\text{CH}_4, \text{CO}$  の低発熱量, J/mol

$n_{exCH_4}, n_{exCO}$  : 排気ガス中の  $\text{CH}_4, \text{CO}$  のモル数, mol

$Q_{in}$  : 投入低発熱量, J

当量比  $\phi=0.15$  では熱発生およびそれによる圧力上昇が認められないが、当量比を 0.35 まで増加させると熱発生が認められ、当量比の増加とともに熱発生の開始時期は早期化し、その発現期間は短期化する。熱発生率のピーク値は当量比の増加

とともに高くなる。当量比 0.575 の条件においては急峻な熱発生による筒内ガス圧力履歴に振動が現れるノッキングが生じる。燃焼効率は当量比の増加に伴い高くなり、ノッキングが生じる条件で最も高い燃焼効率を示す。当量比を着火に至る 0.35 からノッキングが生じる 0.575 まで増加させると燃焼効率は 82% から 94% まで高くなる。

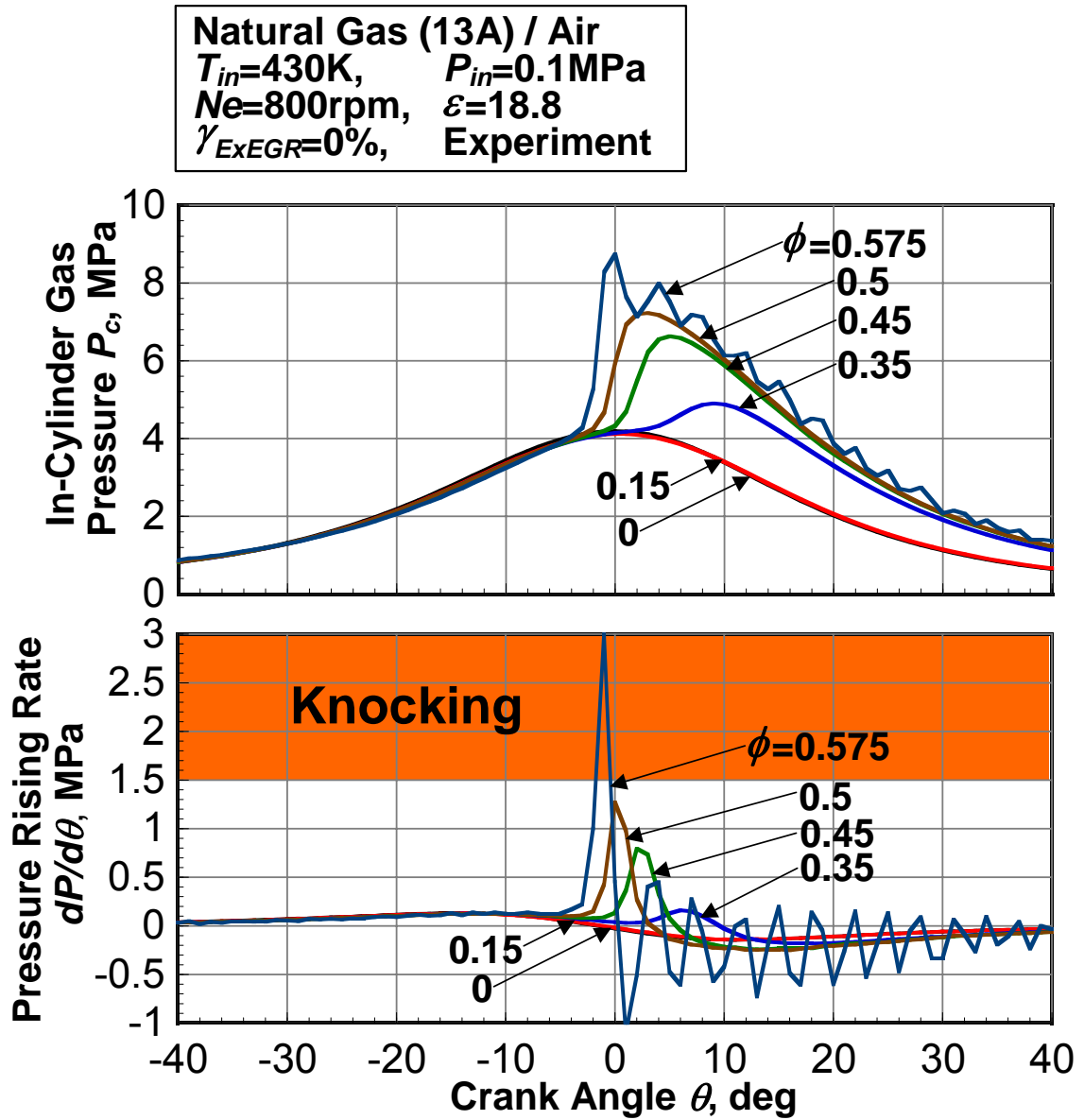


図 3-2 当量比変化時の筒内ガス圧力および筒内ガス圧力上昇率

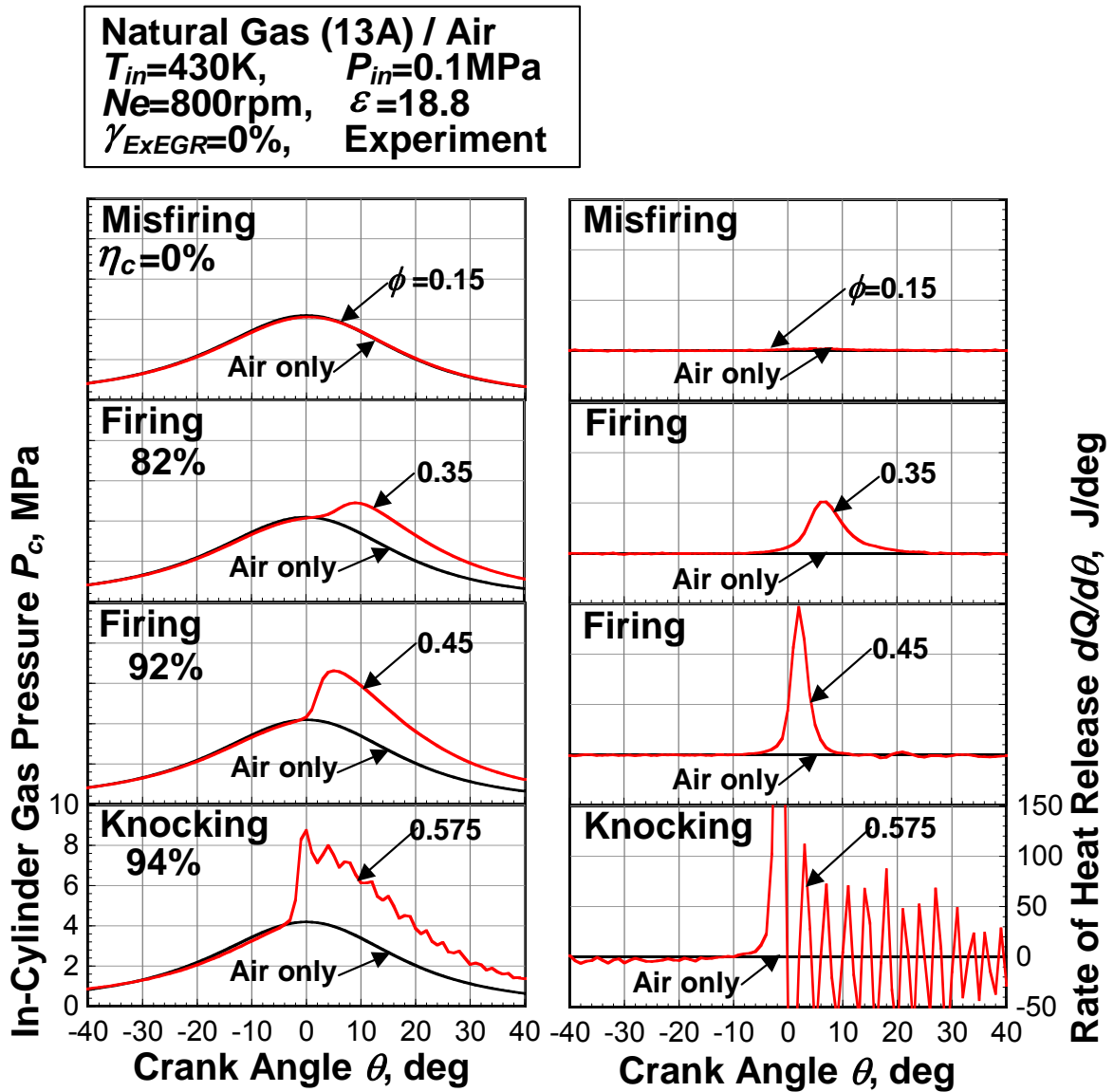


図 3-3 失火，燃焼およびノッキング条件での筒内ガス圧力および熱発生率履歴

## 3.1.1 吸気温度の影響

図 3-4に吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$  , 圧縮比  $\varepsilon=18.8$  , 機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$  , 外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  一定の条件で天然ガス(13A)空気予混合気の吸気温度  $T_{in}$  と当量比  $\phi$  を 390K から 430K まで変化させた場合の運転可能な当量比の範囲および各々の条件での燃焼効率を示す。

図中の  $\times$  は失火した点 ,  $\circ$  は着火した点つまり熱発生が認められた点 ,  $\square$  はノッキングが生じた点を示す。予混合圧縮自己着火機関は失火 , 着火 , ノッキングの3つの領域を示す。失火限界およびノッキング限界は吸気温度の上昇に伴い低当量比側へ移動する。吸気温度 400K がら 430K まで上昇させると失火限界は当量比 0.3 付近から 0.2 付近へと移動し , ノッキング限界は 0.6 付近から 0.525 付近へと移動する。運転可能な当量比の範囲は吸気温度の変化に関わらずほぼ一定である。いずれの吸気温度条件においても当量比の増加に伴い燃焼効率は高くなり , 同じ当量比条件において吸気温度が増加するほど燃焼効率は高くなる。燃料効率が 90%以上となる領域はノッキング限界付近に狭く制限されている。予混合圧縮自己着火機関において着火に至ることが燃焼完結性を意味するのではなく , 高燃焼効率が得られる領域はノッキング限界付近に狭く制限される。

## 3.1.2 吸気圧力の影響

図 3-5に吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$  , 圧縮比  $\varepsilon=18.8$  , 機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$  , 外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  一定の条件で天然ガス(13A)空気予混合気の吸気圧力  $P_{in}$  と当量比  $\phi$  を変化させた場合の運転可能な当量比の範囲および各々の条件での燃焼効率を示す。

吸気圧力の上昇に伴い失火限界およびノッキング限界は低当量比側へ移動する。吸気圧力を 0.1MPa から 0.16MPa まで増加させると運転可能な当量比の範囲は吸気圧力の変化に関わらずほぼ一定である。運転可能な領域において当量比の増加に伴い燃焼効率は高くなり , 90%以上の燃焼効率が得られる領域は吸気温度の変化時と同様 , ノッキング限界付近に狭く制限される。90%以上の燃焼効率が得られる領域は吸気圧力 0.12MPa , 0.14MPa 付近でもっとも広い領域を示し , 吸気圧力をそれより減少 , 増加させるとその領域は狭くなる。

## 3.1.3 外部 EGR 率の影響

図 3-6に吸気温度 430K , 吸気圧力 0.1MPa , 機関回転速度 800rpm , 圧縮比 18.8 の一定の条件で外部 EGR 率と当量比を変化させた場合の運転可能な当量比の範囲および各々の条件での燃焼効率を示す。

外部 EGR 率の上昇に伴い失火限界およびノッキング限界は高当量比側へ移動し ,

### 3.1 運転可能な当量比の範囲

運転可能な当量比の範囲は外部 EGR 率が上昇するほど広がる。外部 EGR 率 0% から 40%までの範囲においては当量比の上昇に伴い燃焼効率は高くなる。外部 EGR 率 50%では当量比 0.3 から 1.2 の範囲では当量比の上昇とともに燃焼効率は高くなるが、当量比 1.3 以上では当量比の上昇に伴い燃焼効率は減少する。同じ当量比条件の場合、外部 EGR 率が増加するほど燃焼効率は低下する。90%以上の燃焼効率が得られる領域は、外部 EGR 率 0～40%の範囲ではほぼ一定であるが、外部 EGR 率を 50%まで増加させると広がる。同じ当量比条件の場合、外部 EGR 率が増加すると不活性ガス成分のモル数の増加により比熱比が低下し、筒内ガス温度が低くなる。その効果で失火限界およびロッキング限界は高当量比側へ移動する。また、排気ガスを再び燃焼室内に導入し、断熱圧縮させると排気ガス中の CO および HC の酸化は促進される。その効果は筒内ガス温度の低下による燃焼反応の抑制効果と相殺されると考えられる。

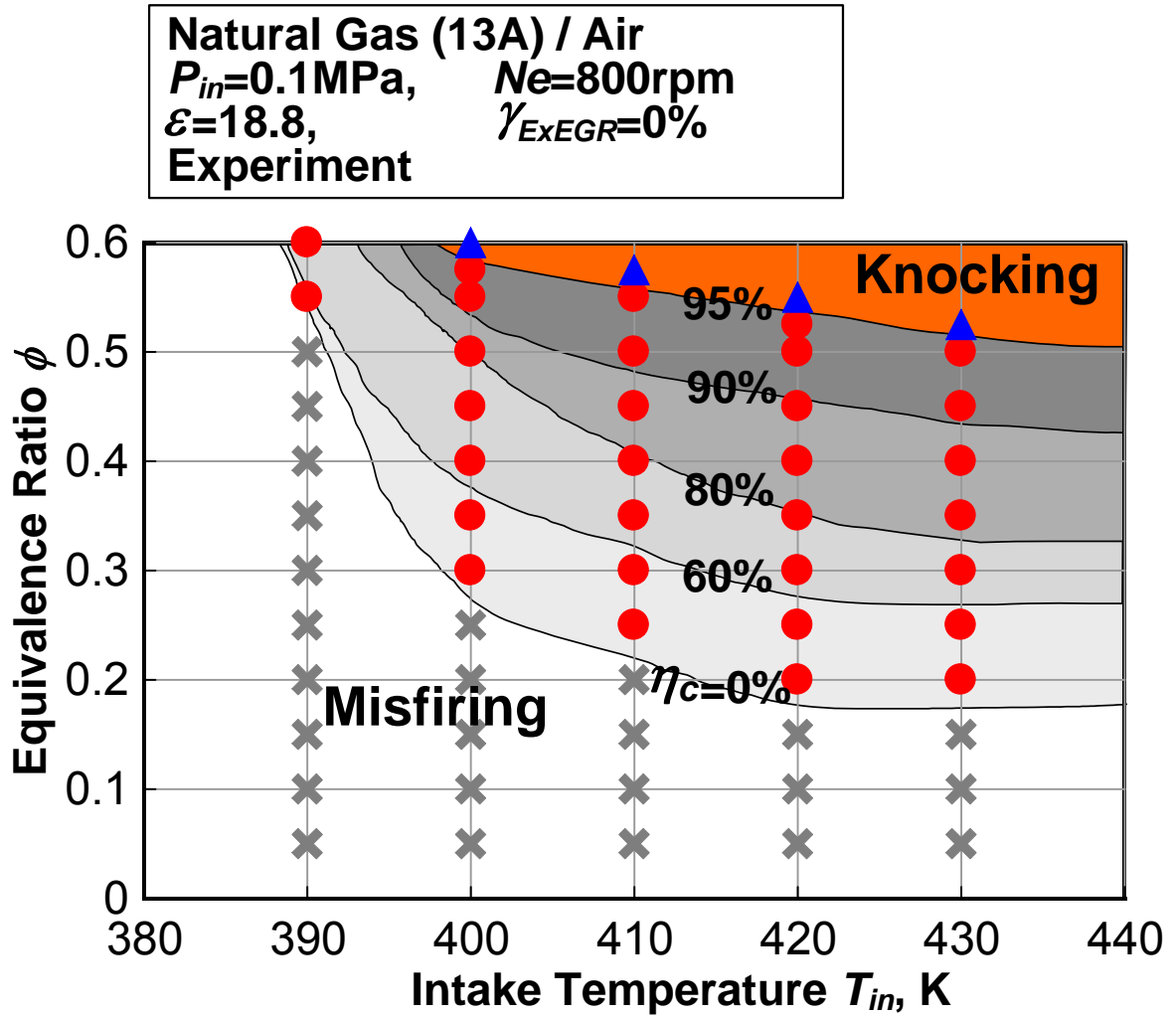


図 3-4 吸気圧力，外部 EGR 率一定の条件において吸気温度と当量比を  
 変化させた場合の運転可能な当量比の範囲

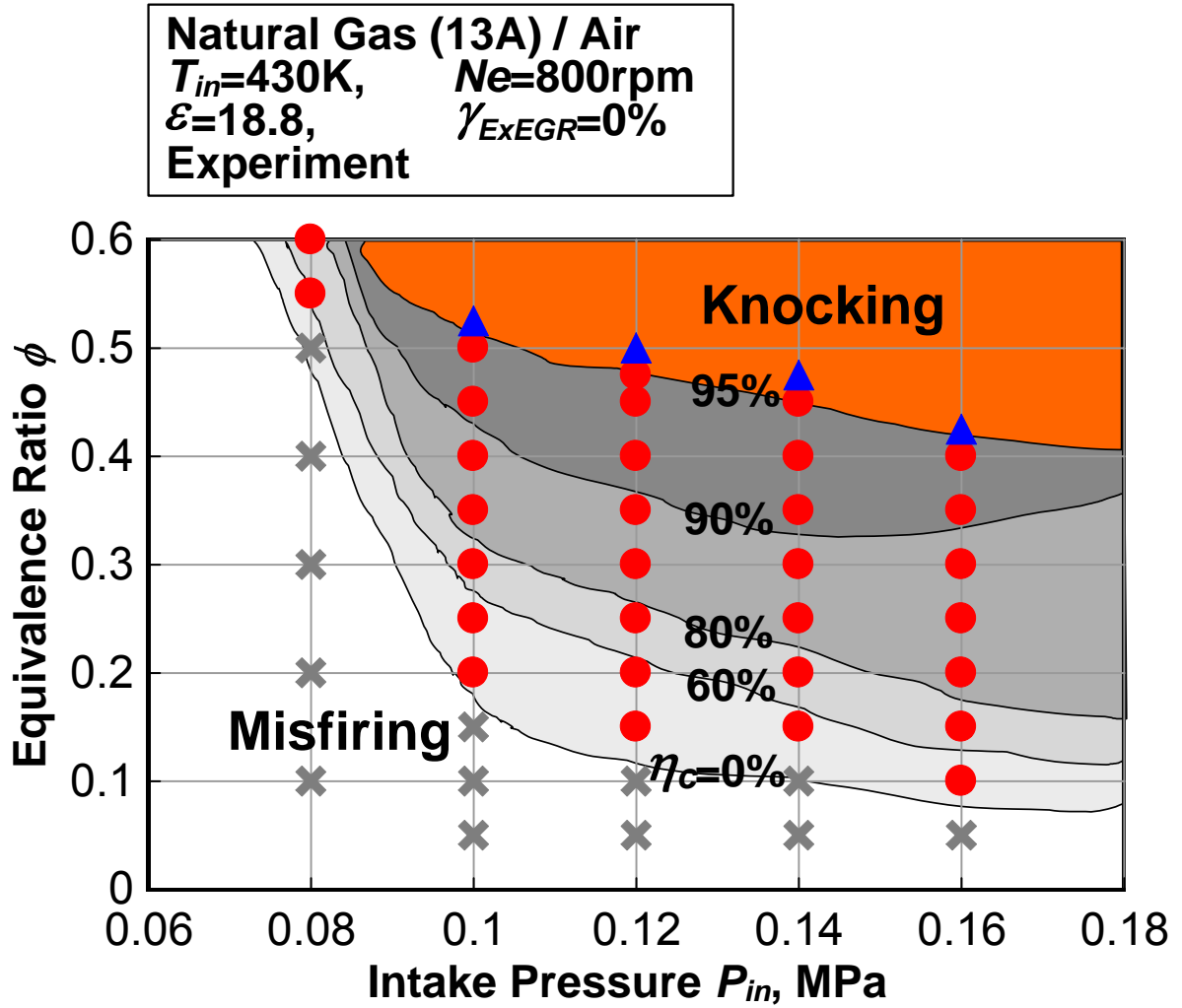


図 3-5 吸気温度，外部 EGR 率一定の条件において吸気圧力と当量比を  
 変化させた場合の運転可能な当量比の範囲



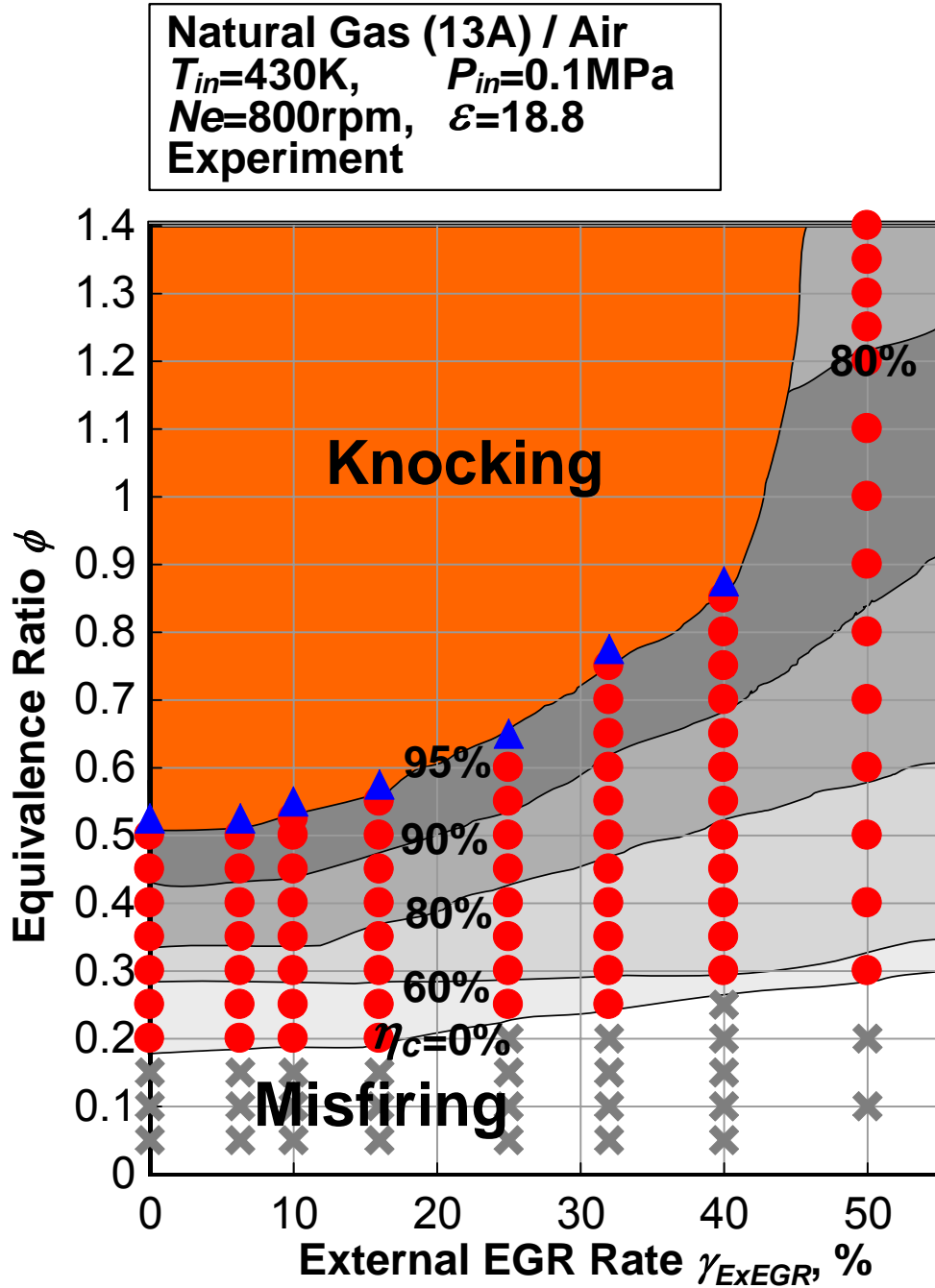


図 3-6 吸気温度，吸気圧力一定の条件において外部 EGR 率と当量比を  
 変化させた場合の運転可能な当量比の範囲

### 3.2 着火時期および燃焼期間の制御因子

#### 3.2.1 当量比の影響

エンジンにおいて高い熱効率を実現するには、着火時期および燃焼期間の制御は必須条件である。予混合圧縮自己着火機関において自己着火は燃料と酸素の酸化反応過程に大きく依存しており、火花点火機関の火花点火時期、ディーゼル機関の燃料噴射時期といった物理的な手法による着火時期の制御が困難である。

本節では、当量比、機関回転速度、吸気温度、吸気圧力および外部 EGR 率が筒内ガス圧力履歴、熱発生率履歴、筒内ガス温度履歴、着火時期、熱発生率のピーク値が生じる時期、燃焼期間および着火温度に及ぼす影響を調査し、着火時期および燃焼期間の制御因子について明らかにする。

図 3-7 に吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ 、吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$ 、外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  一定の条件で天然ガス(13A)空気予混合気の当量比を 0 から 0.5 まで変化させた時の筒内ガス圧力履歴および筒内ガス温度履歴を示す。

当量比 0.2 の条件で自己着火による筒内ガス圧力および筒内ガス温度の上昇が見られる。当量比を増加させていくと自己着火燃焼による筒内ガス圧力および筒内ガス温度の上昇時期は早期化し、筒内ガス最高圧力および筒内ガス最高温度は高くなる。

図 3-8 に当量比を変化させた時の P-T 線図を示す。本研究では着火時の温度および圧力条件を調査するために筒内ガス温度を筒内ガス圧力に対して示した P-T 線図を用いる。P-T 線図中の  $\square$  は自己着火温度および自己着火圧力を示す。

吸気行程中に燃焼室内に導入された予混合気はピストンの圧縮によりその温度および圧力は上昇し、ある条件に達すると自己着火により燃焼が開始する。自己着火とともに温度および圧力は急激に上昇し、最大値をとった後ピストンによる体積の膨張とともに温度および圧力は減少する。当量比 0.4 の条件では、筒内ガス温度が 1087K 付近に達すると自己着火に至る。自己着火が生じる温度は当量比の変化に関わらず  $1082 \pm 10\text{K}$  でほぼ一定であることが分かる。

図 3-9 に当量比を変化させた時の熱発生率履歴、着火時期、熱発生率のピークが生じる時期および燃焼期間を示す。

当量比が増加するとともに着火時期、熱発生率のピークが生じる時期は早期化する。図 3-8 において着火時期は筒内ガス温度に依存しており、筒内ガス温度履歴が同じであれば着火は同じ時期で生じる。当量比の変化に対して着火時期が変化するのは、圧縮開始時(BTDC132°)の温度あるいは断熱圧縮過程中の温度履歴が変化するためであると考えられる。図 3-10 に示すように当量比の変化に対する吸気温度および排気ガス温度を示す。当量比が増加するとともに排気ガス温度は高くなり、

### 3.2 着火時期および燃焼期間の制御因子

---

当量比を 0.1 から 0.5 まで増加させると排気ガス温度は 360K から 520K まで上昇する。燃焼室内に導入された予混合気は前サイクルからの残留ガスと混合され、その温度および組成は変化する。図 3-11 に示すように圧縮開始時の温度は当量比を 0.2 から 0.5 まで増加させると 431K から 439K まで高くなる。当量比の増加に対する着火時期の早期化の効果は当量比の増加に伴う圧縮開始温度の上昇に起因する。

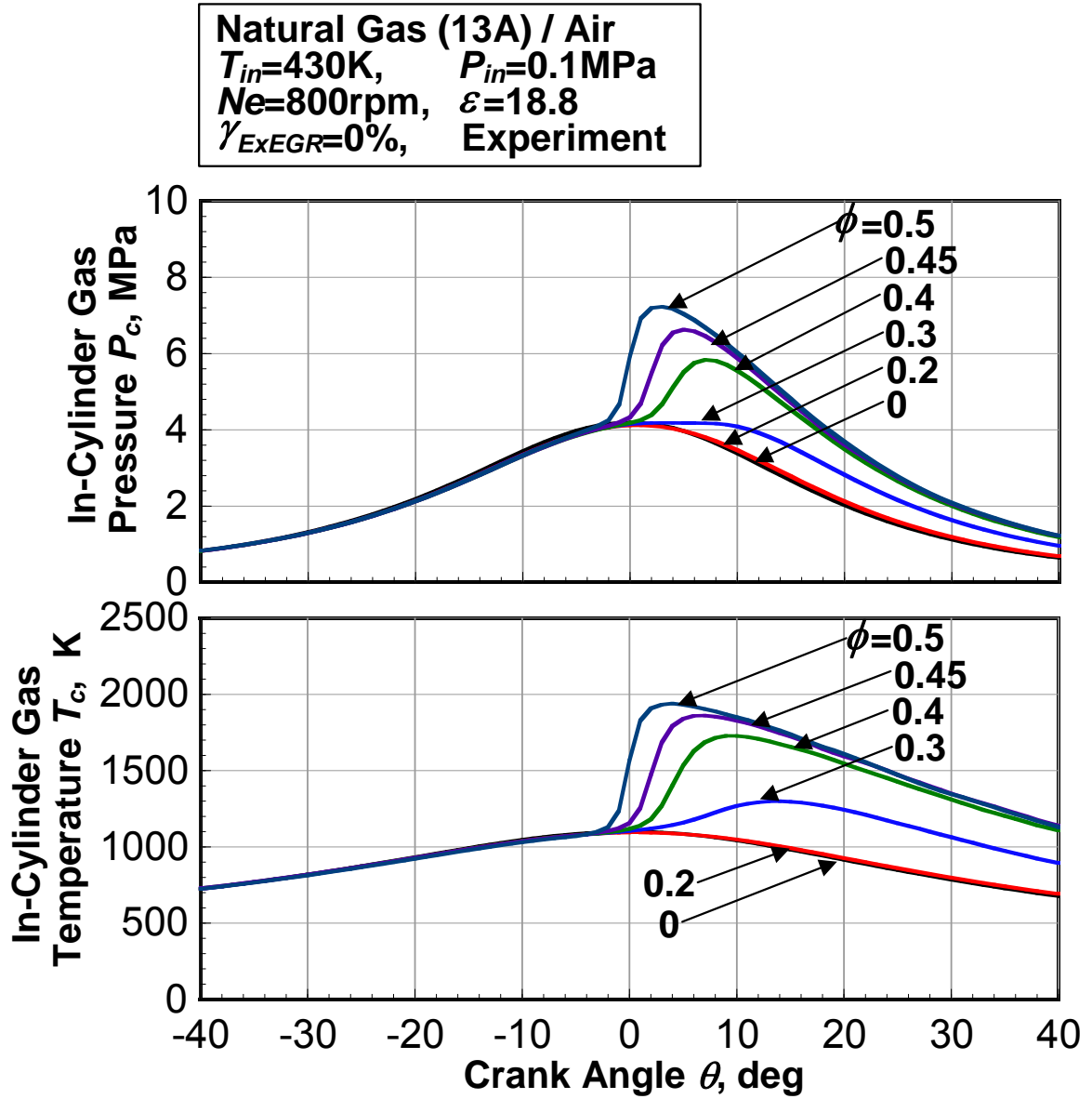


図 3-7 当量比の変化に対する筒内ガス圧力履歴，熱発生率履歴  
および筒内ガス温度履歴

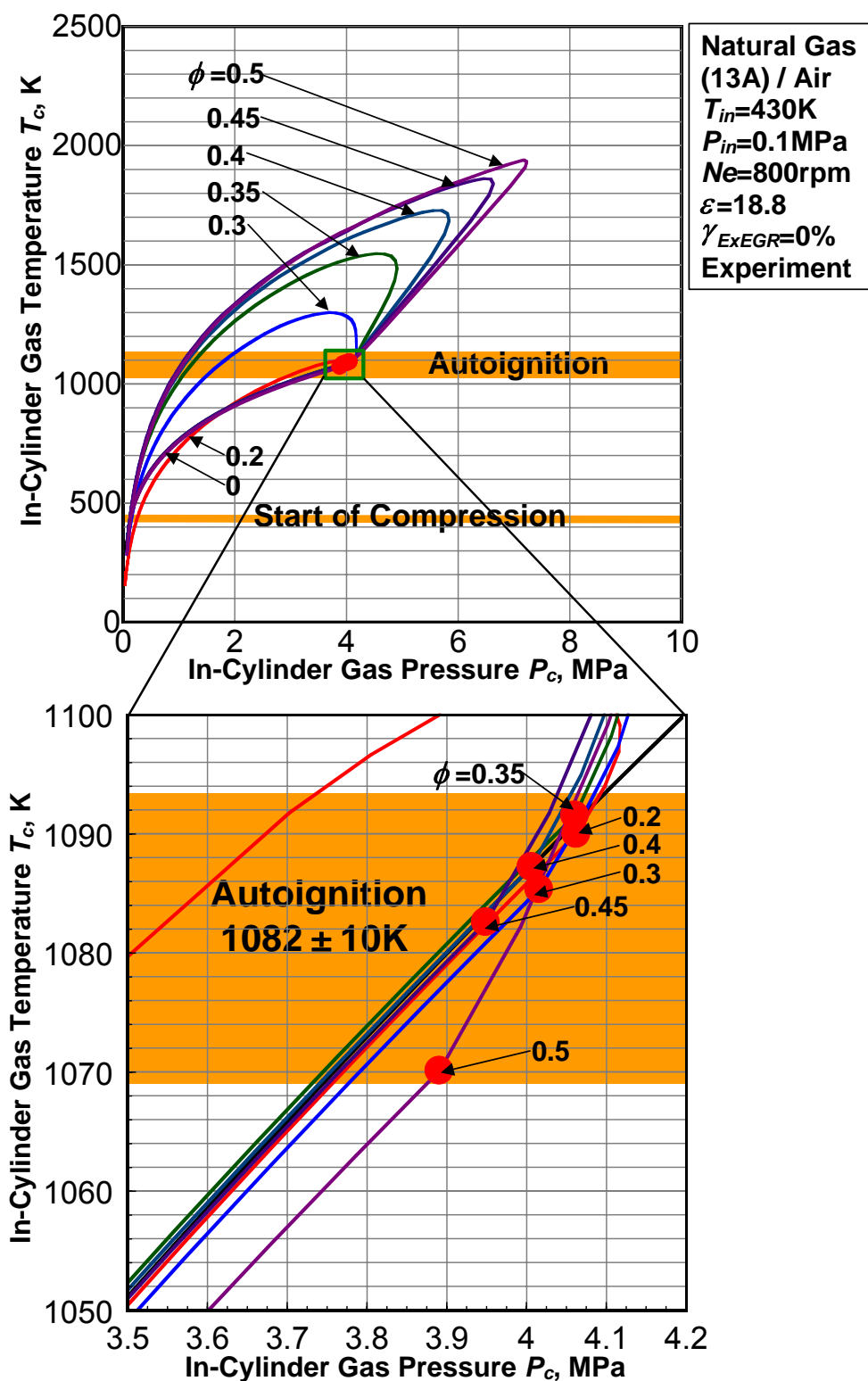


図 3-8 当量比の変化に対する着火温度

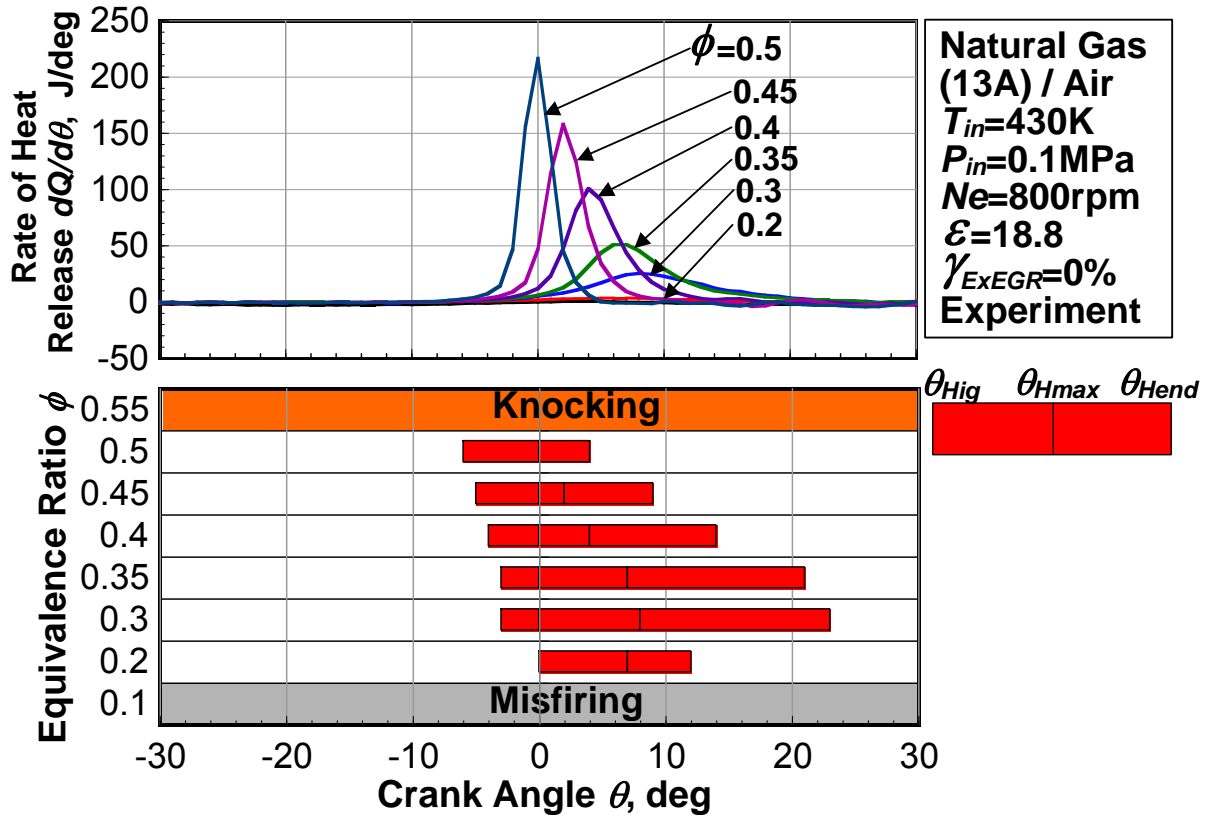


図 3-9 当量比の変化に対する熱発生率履歴，着火時期，熱発生のピークが生じる時期および燃焼期間

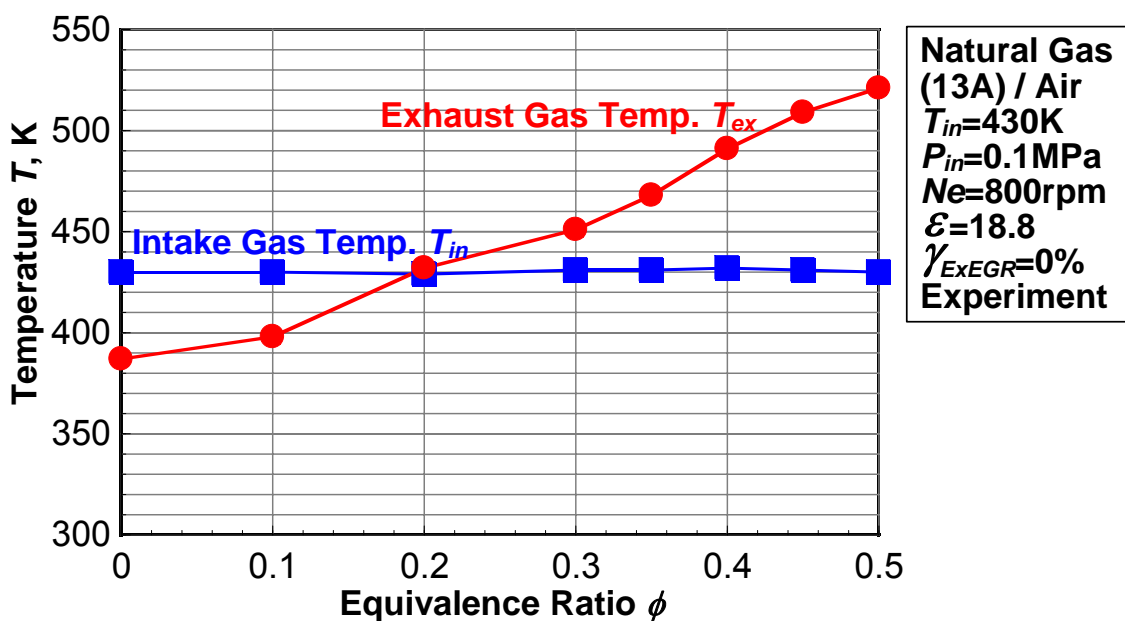


図 3-10 当量比の変化に対して吸気温度および排気ガス温度

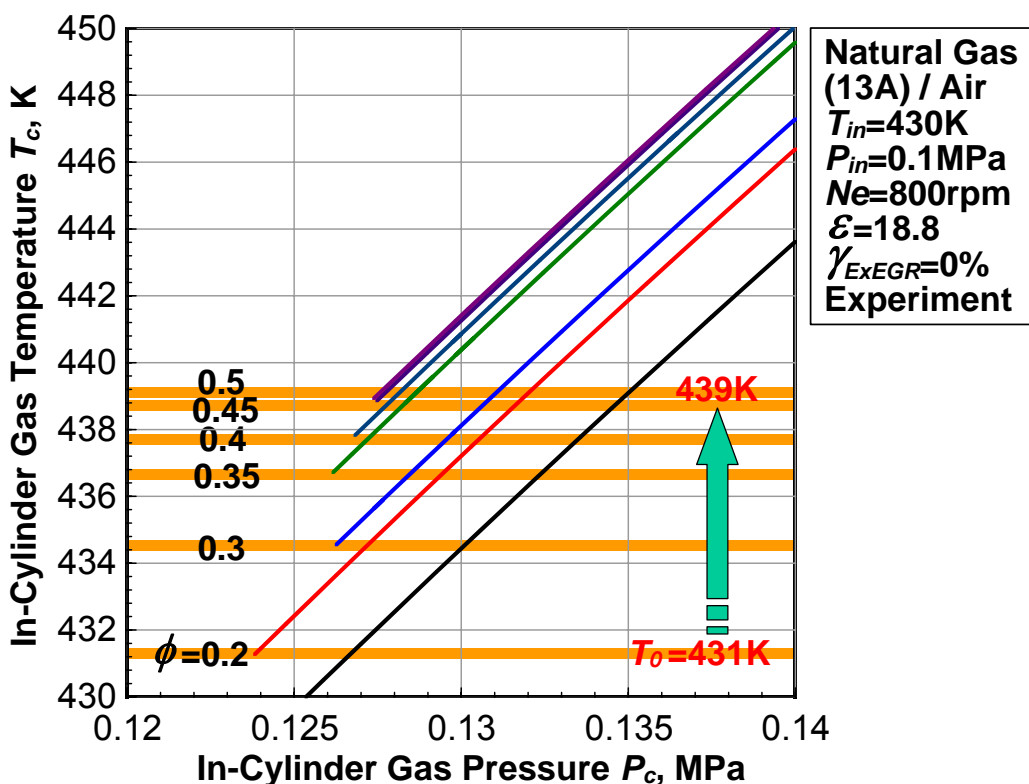


図 3-11 当量比の変化に対する圧縮開始時の温度

3.2.2 機関回転速度の影響

図 3-12に当量比 0.4, 吸気温度 430K, 吸気圧力 0.1MPa, 圧縮比 18.8, 外部 EGR 率 0%一定の条件で機関回転速度を 500rpm から 1200rpm まで変化させた時の筒内ガス圧力履歴および筒内ガス温度履歴をクランク角度に対して示す。

機関回転速度を増加させると着火による圧力および温度の上昇時期は遅延化し, 筒内ガス最高圧力および筒内ガス最高温度は低くなる。これは機関回転速度の増加とともに温度上昇率が高くなり, 燃焼室内に導入された予混合気が高温の雰囲気中に滞在する期間が短くなるためである。

図 3-13に機関回転速度を変化させた場合, 圧縮開始時からの時間経過に対する筒内ガス圧力および筒内ガス温度履歴を示す。機関回転速度を 500rpm から 1200rpm まで増加させると圧縮開始時から上死点までの期間は 44.3ms から 18.5ms まで短くなる。機関回転速度 1200rpm の条件では, 着火が生じた後急激に膨張行程に移行し, 燃焼反応が強制的に停止されると考えられる。

図 3-14に機関回転速度の変化による温度上昇率が異なる条件での着火温度を示す。機関回転速度 500rpm の条件では筒内ガス温度が 1082K で着火に至り, その後温度および圧力が急激に上昇する。着火が生じる筒内ガス温度は機関回転速度の変化に関わらず  $1085 \pm 7\text{K}$  でほぼ一定である。

図 3-15に熱発生率履歴, 着火時期, 熱発生ピークが生じる時期および燃焼期間を圧縮開始時からの時間履歴に対して示す。機関回転速度を増加させていくと温度上昇率が高くなり, 着火時期は早期化する。燃焼期間は機関回転速度の変化に関わらずほぼ一定となる。

図 3-16に機関回転速度を変化させた時の熱発生率履歴, 着火時期, 熱発生ピークが生じる時期および燃焼期間をクランク角度に対して示す。

機関回転速度の増加とともに着火時期および熱発生率のピークが生じる時期は遅延化し, 燃焼期間は長期化する。これは機関回転速度の増加とともに圧縮速度および膨張速度が速くなり, 自己着火が生じた後の主な燃焼が温度の低下とともに進行するためである。



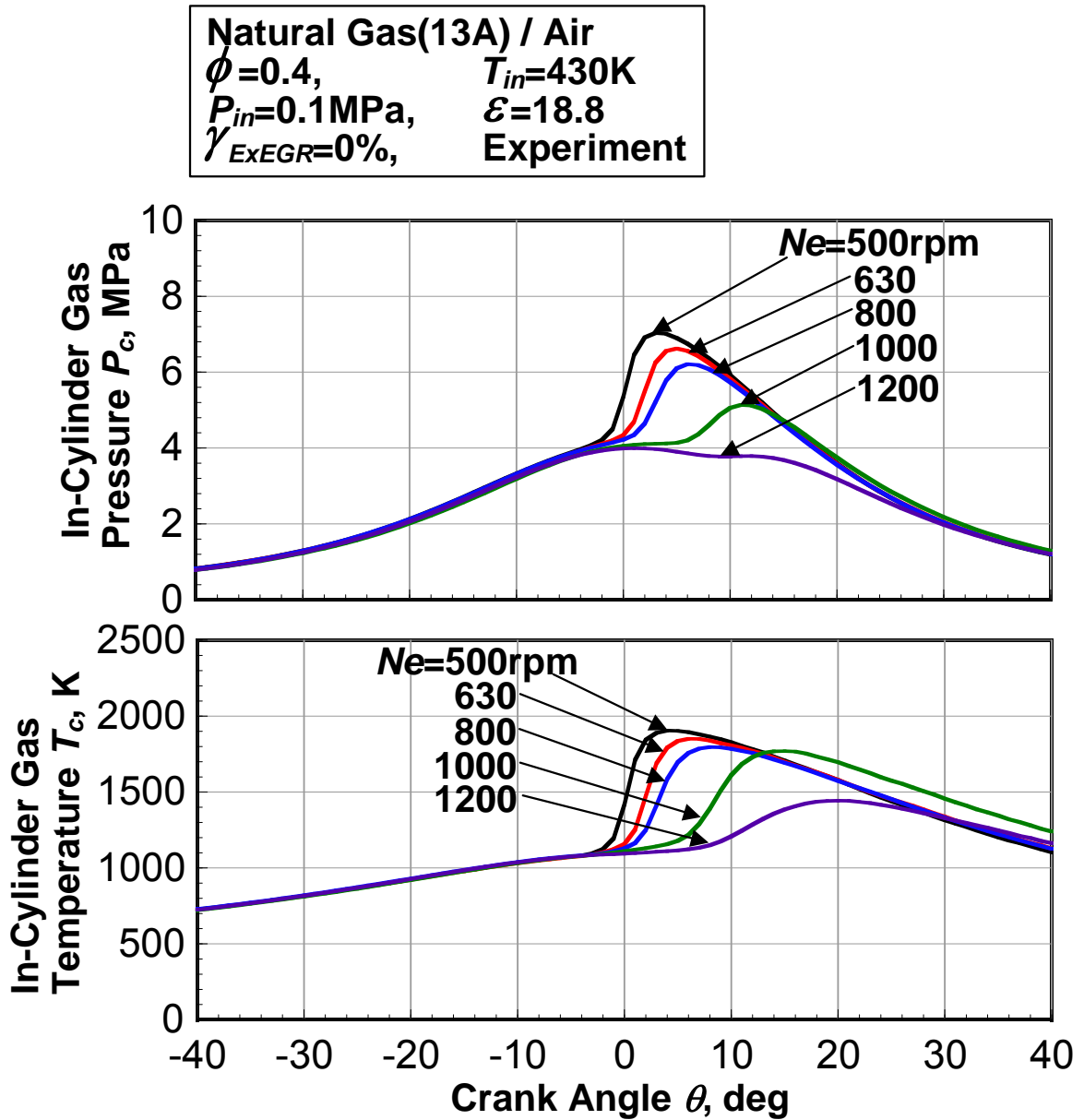


図 3-12 機関回転速度を変化させた場合、クランク角度に対する筒内ガス圧力および筒内ガス温度履歴

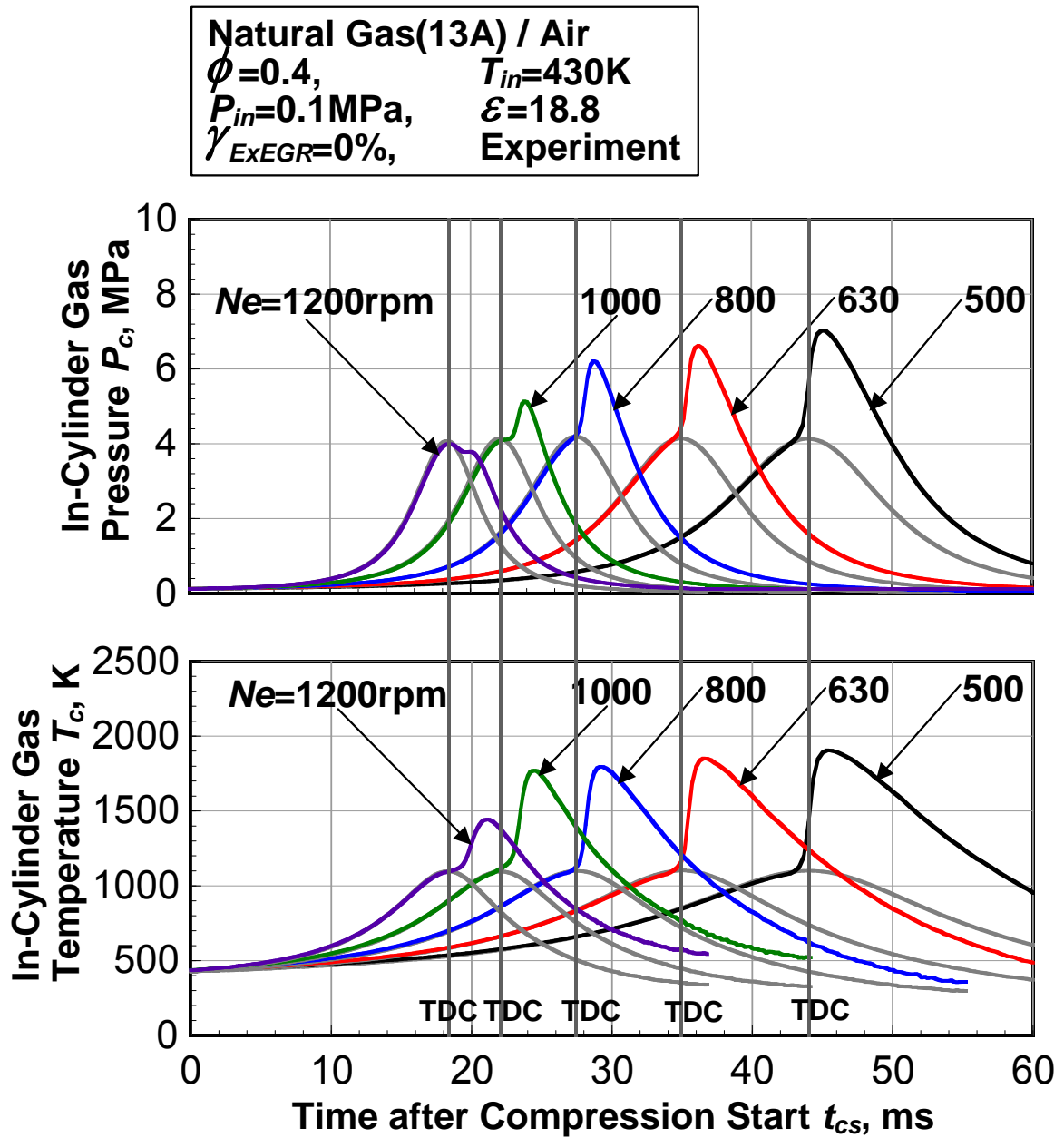


図 3-13 機関回転速度を変化させた場合，圧縮開始時からの時間に対する筒内ガス圧力および筒内ガス温度履歴

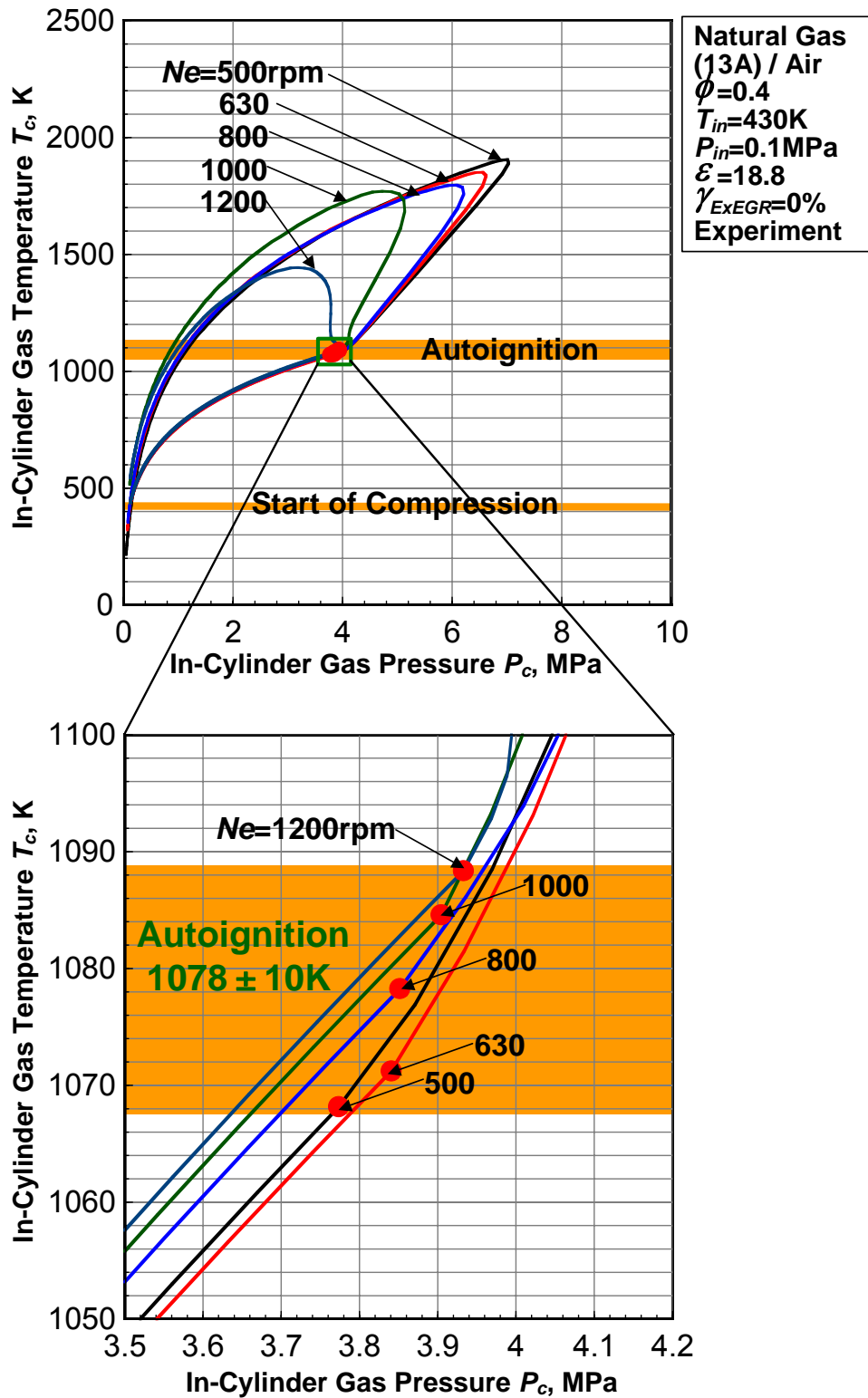


図 3-14 機関回転速度の変化に対する着火温度

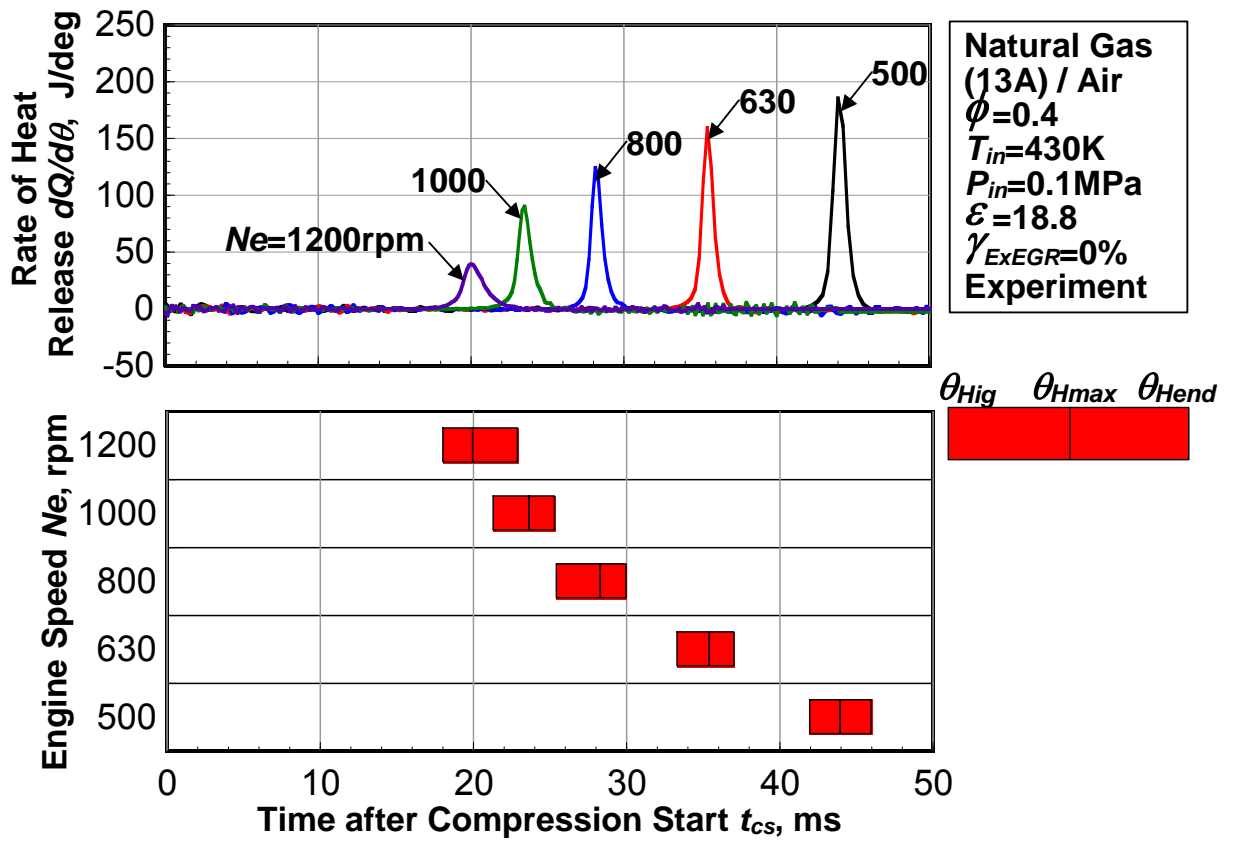


図 3-15 機関回転速度を変化させた時の圧縮開始時からの時間履歴に対する熱発生率履歴，着火時期，熱発生のピークが生じる時期および燃焼期間

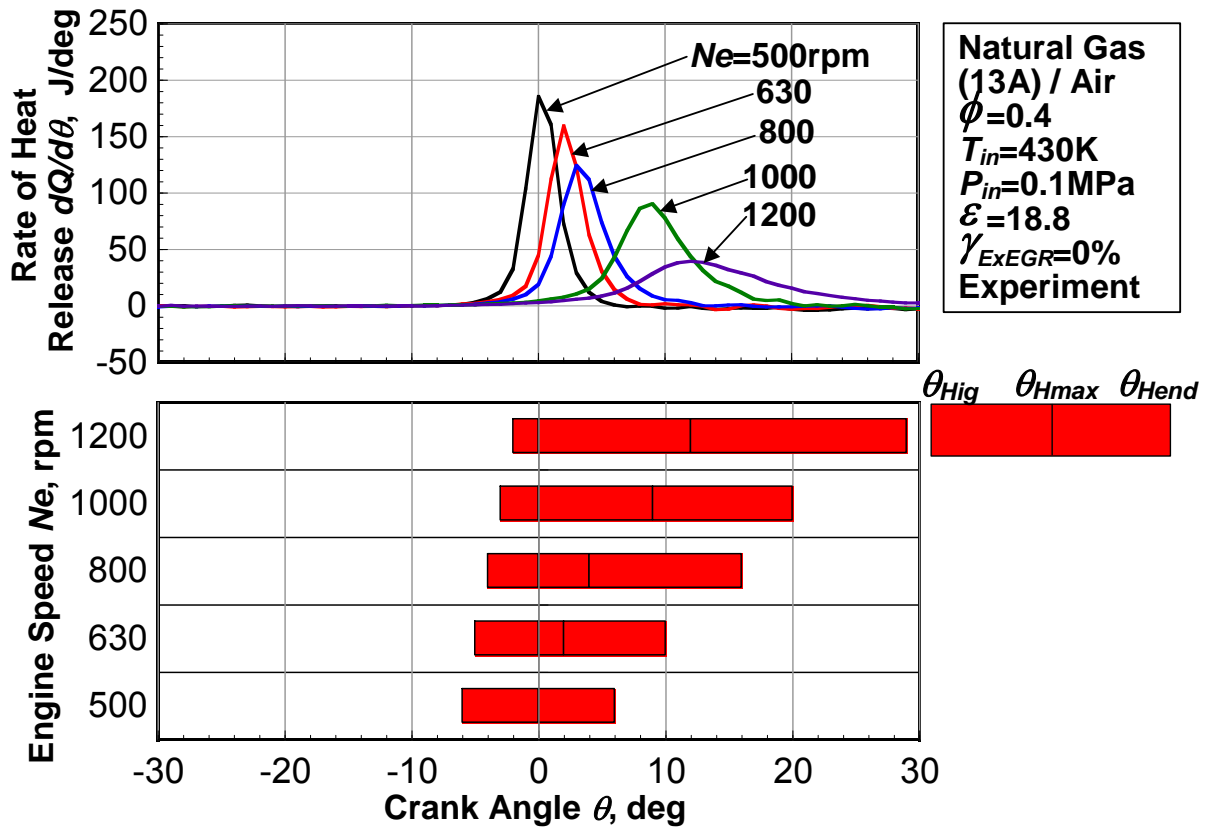


図 3-16 機関回転速度を変化させた時のクランク角度に対する熱発生率履歴，着火時期，熱発生のパークが生じる時期および燃焼期間

3.2.3 着火時の温度および圧力条件

内燃機関において高い熱効率を確保するには、着火時期の制御が必須条件である。予混合圧縮自己着火機関において着火は圧縮過程中の燃料と酸素の化学反応過程に大きく依存しており、火花点火機関の火花点火時期、ディーゼル機関の燃料噴射時期といった物理的な手法による着火時期の制御が困難である。予混合圧縮自己着火機関の実用化には着火時期の制御因子を明らかにするのが必要である。

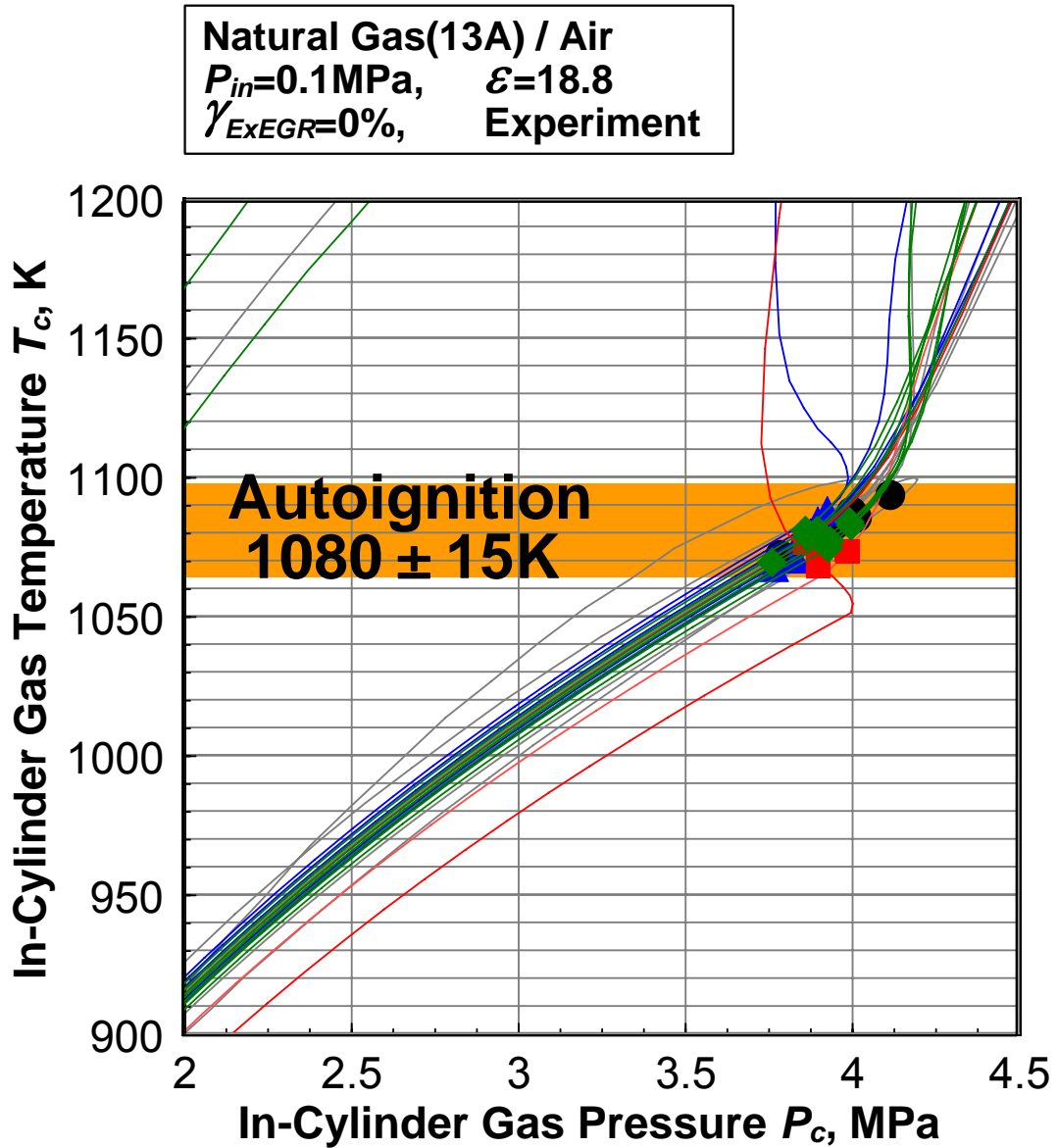
図 3-17に当量比、機関回転速度、吸気温度および外部 EGR 率を変化させた場合、天然ガス(13A)空気予混合気の着火温度を示す。

予混合圧縮自己着火機関において着火温度は筒内ガス温度に依存し、天然ガス(13A)空気予混合気は当量比、吸気温度、機関回転速度および外部 EGR 率の変化に関わらず筒内ガス温度が  $1080 \pm 15\text{K}$  に達すると着火に至る。

図 3-18に吸気圧力を 0.1MPa から 0.16MPa まで変化させた時の着火圧力と着火温度の関係を示す。それぞれの吸気圧力条件において当量比は 0.25, 0.35, 0.4 である。

吸気圧力の増加により着火時の圧力が高くなるとともに着火温度は低温化する傾向を示すが、いずれの吸気圧力条件においても着火温度は  $1080 \pm 15\text{K}$  の範囲である。

予混合圧縮自己着火機関において圧縮過程中の燃料と酸素の化学反応過程は筒内ガス温度履歴によって決まる。予混合圧縮自己着火機関の着火時期は筒内ガス温度履歴の調節により制御可能である。筒内ガス温度履歴の制御手法としては排気ガスの熱エネルギーの回収による予混合気の温度の調整、残留ガス質量の調節による圧縮開始時の温度の調節が有効である。



当量比変化 ( $\phi=0 \sim 0.5$ )  
 吸気温度の変化 ( $T_{in}=400 \sim 430\text{K}$ )  
 機関回転速度変化 ( $N_e=500 \sim 1200\text{rpm}$ )  
 外部EGR率変化 ( $\gamma_{ExEGR}=0 \sim 50\%$ )

図 3-17 諸パラメータ変化に対する着火温度

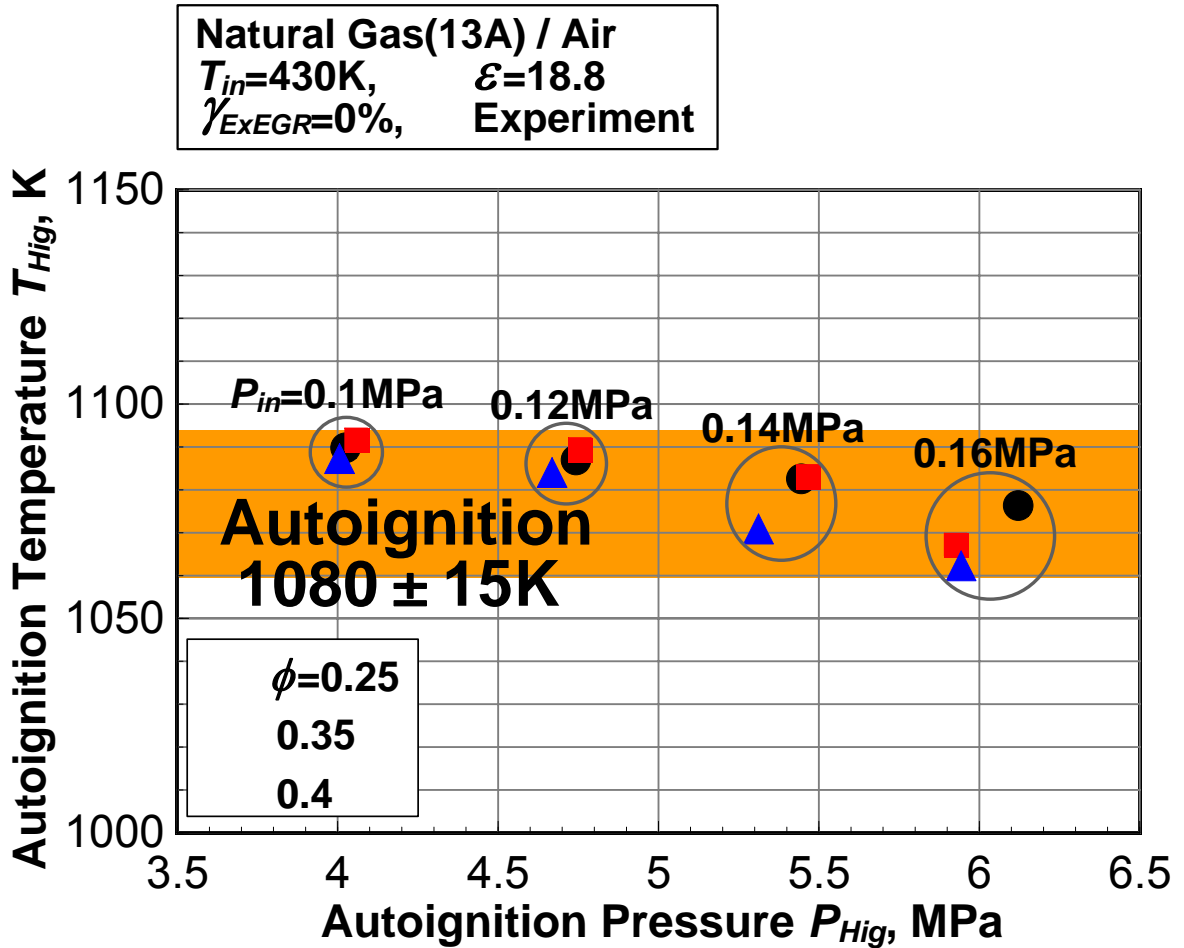


図 3-18 吸気圧力を変化させた時の着火圧力に対する着火温度



3.2.4 天然ガス組成の影響

図 3-19に当量比 0.38, 吸気温度 430K, 吸気圧力 0.1MPa, 圧縮比 18.8, 外部 EGR 率 0%一定の条件で天然ガス(13A), Methane, 天然ガス(13A)成分の中で Methane 以外の成分を Ethane, Propane および *n*-Butane に見なした場合の筒内ガス圧力履歴および筒内ガス温度履歴を示す。

Methane 空気予混合気は自己着火燃焼に至らないが, 自己着火燃焼による圧力および温度の上昇時期は Methane/Ethane, 天然ガス(13A) Methane/Propane, Methane/*n*-Butane の順で早期化する。

図 3-20に同じ条件においての自己着火温度を示す。自己着火燃焼に至らなかった Methane に Ethane を混合させると, 筒内ガス温度が 1096K に達すると自己着火に至り, Propane, *n*-Butane を混合させると自己着火温度は 1075K, 1058K へと低くなる。予混合圧縮自己着火機関の着火は筒内ガス温度に依存しており, 自己着火温度は燃料の組成によって大きく変化する。天然ガス組成が予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼特性に及ぼす影響については第 4 章で明らかにする。

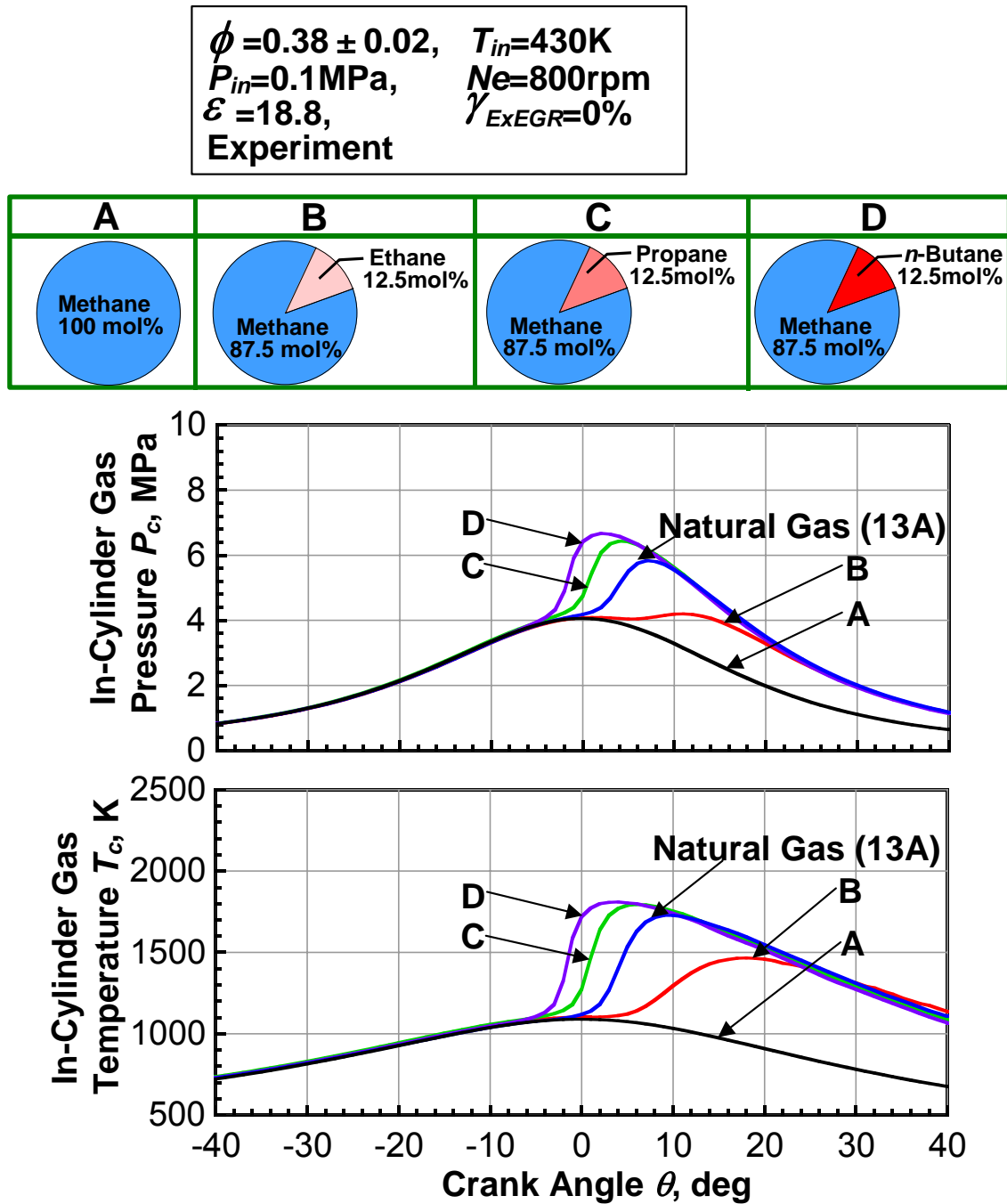


図 3-19 天然ガス組成が筒内ガス圧力履歴および筒内ガス温度履歴に及ぼす影響

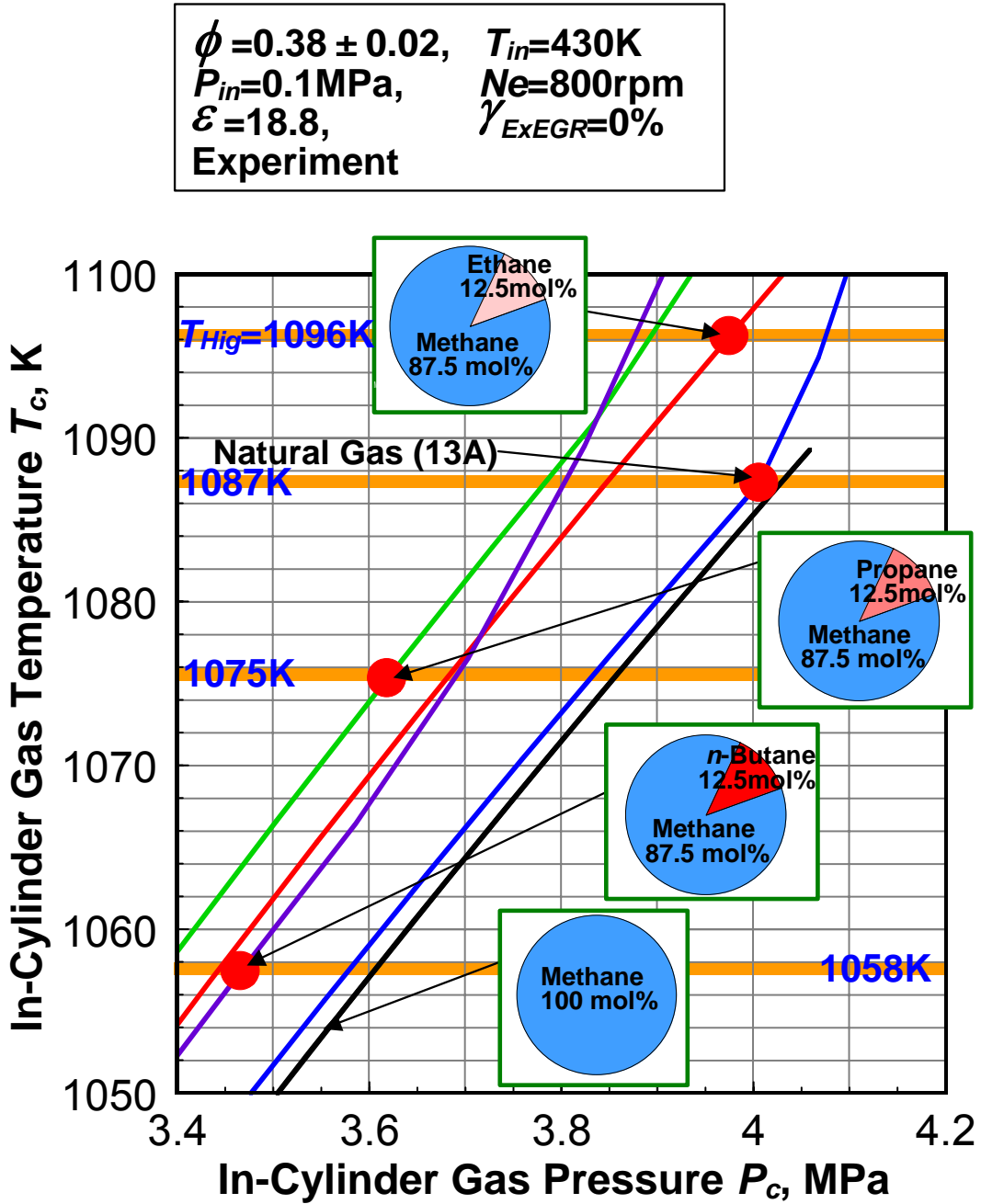


図 3-20 天然ガス組成が自己着火温度に及ぼす影響

### 3.3 高燃焼効率の確保および排気ガス中の THC, CO の低減

#### 3.3.1 予混合圧縮自己着火機関の排気特性

火花点火機関の場合、シリンダ壁面付近での熱損失により火炎伝ばが不可能となり THC が排出される。予混合圧縮自己着火機関ではシリンダ壁面での熱損失により THC が排出されるが、中間生成物である CO も多量に排出される。予混合圧縮自己着火機関の場合、火炎伝ば燃焼での壁面の影響とは異なる機構で THC, CO が多量に排出されることが考えられる。

図 3-21 に吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$ 、外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  一定の条件において天然ガス(13A)予混合気の当量比を変化させた時の筒内ガス最高温度、燃焼効率および排気中の CO, CO<sub>2</sub>, THC 体積濃度を示す。

当量比を増加させていくと筒内ガス最高温度、燃焼効率および CO<sub>2</sub> の排出濃度が高くなる。THC, CO 排出濃度は当量比の増加とともに一旦増加し、さらに当量比を上げると減少する。筒内ガス最高温度が上昇するほど燃焼効率は高くなり、THC および CO の排出濃度は減少する。筒内ガス最高温度が 1600K 以上になると燃焼効率は 90%以上となり、THC および CO の排出濃度は 0.45%, 0.10%以下まで減少する。筒内ガス最高温度は当量比の増加とともに高くなるが、ノッキングにより 2000K 付近で制限される。NO<sub>x</sub> は筒内ガス最高温度に強く依存しており、2000K を越える条件からは指数関数的に増加する。本実験条件において排気中の NO<sub>x</sub> 濃度は 30ppm 以下である。

図 3-22 に当量比  $\phi=0.45$ 、吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$ 、外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  一定の条件において吸気温度を変化させた時の筒内ガス最高温度、燃焼効率および排気中の CO, CO<sub>2</sub>, THC 体積濃度を示す。

吸気温度を上昇させると筒内ガス最高温度、燃焼効率および CO<sub>2</sub> の排出濃度は高くなる。THC, CO の排出濃度は吸気温度が高くなるにつれ減少する。筒内ガス最高温度が 1600K 以上になると燃焼効率は 90%以上となり、THC および CO の排出濃度は 0.4%, 0.10%以下まで減少する。筒内ガス最高温度は吸気温度の上昇とともに高くなるが、1900K 付近でノッキングにより制限される。予混合圧縮自己着火機関は希薄な予混合気を自己着火燃焼させるため、筒内ガス最高温度が従来の火花点火機関およびディーゼル機関に比べて低い。それにより NO<sub>x</sub> はほとんど排出されないが、THC および CO の排出濃度は火花点火機関およびディーゼル機関に比べて高い。

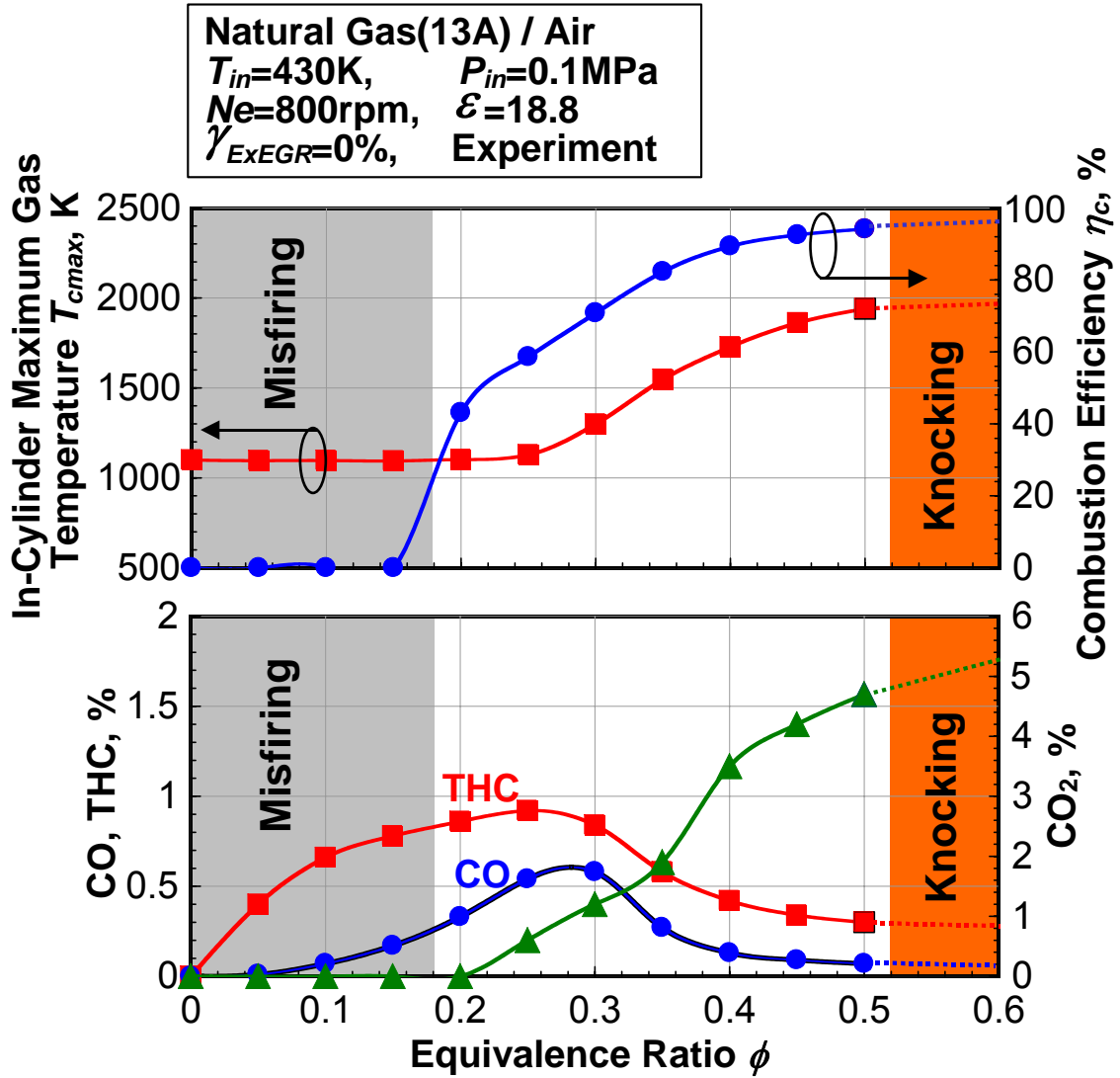


図 3-21 当量比の変化に対する燃焼効率，筒内ガス最高温度および THC, CO, CO<sub>2</sub> 排出濃度

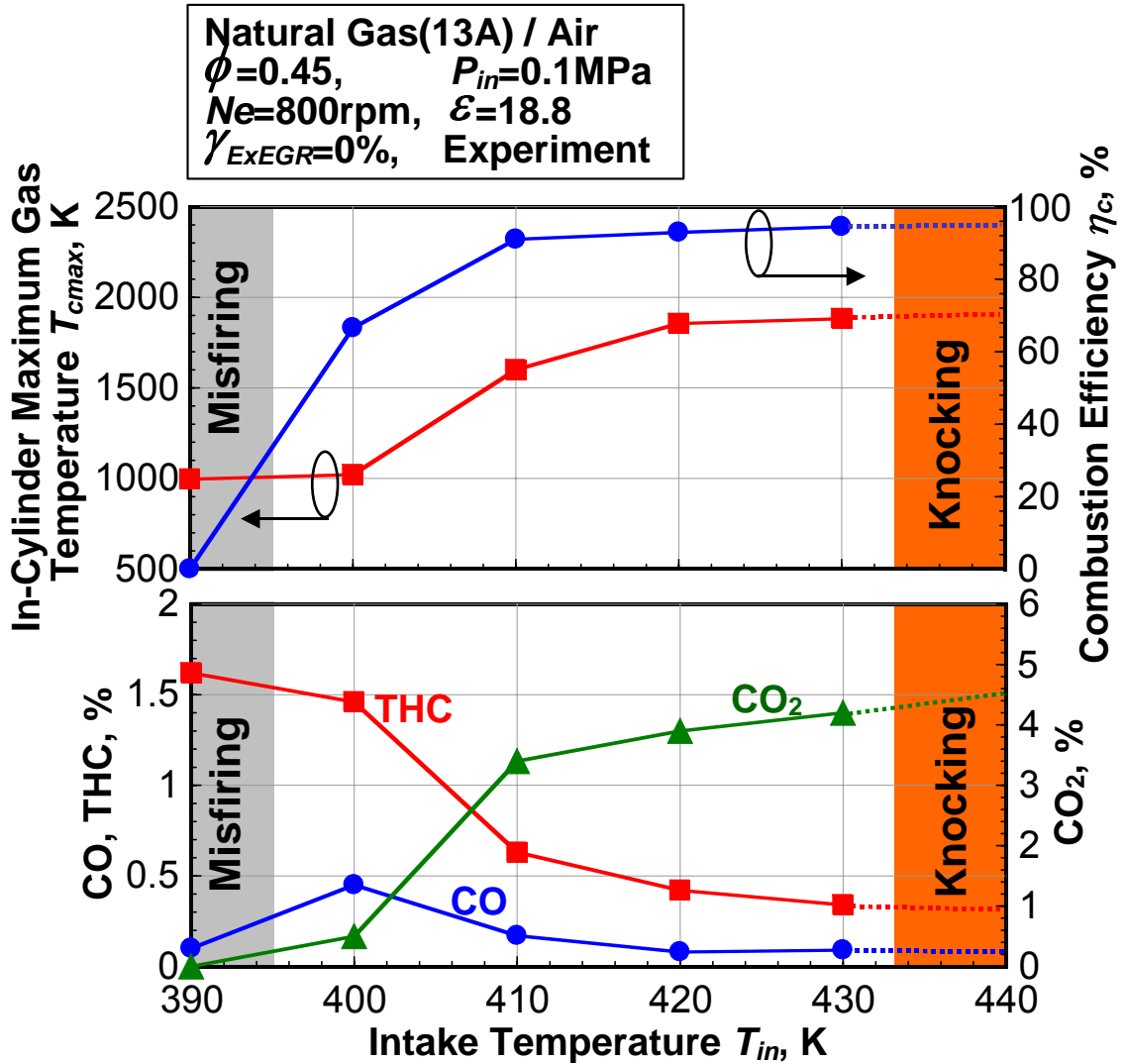


図 3-22 吸気温度の変化に対する燃焼効率，筒内ガス最高温度および THC, CO, CO<sub>2</sub> 排出濃度

### 3.3 高燃焼効率の確保および排気ガス中の THC, CO の低減

#### 3.3.2 筒内ガス最高温度と燃焼効率, THC, CO 排出濃度の関係

図 3-23 に吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ , 吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ , 機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ , 圧縮比  $\varepsilon=18.8$ , 外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  一定の条件での当量比を変化させた時の筒内ガス温度履歴を示す。

当量比 0.1 の条件では, 自己着火燃焼には至らず筒内ガス最高温度が  $T_{cmax}=1097\text{K}$ , 燃焼効率  $\eta_c=0\%$  である。当量比を 0.3 まで増加させると  $T_{cmax}=1300\text{K}$ ,  $\eta_c=67\%$  まで高くなる。当量比の増加とともに筒内ガス最高温度は上昇し, それに伴い燃焼効率は高くなる。当量比を 0.1 から 0.5 まで増加させると筒内ガス最高温度は  $1097\text{K}$  から  $1940\text{K}$  まで上昇し, 燃焼効率は  $0\%$  から  $94\%$  まで高くなる。

図 3-24 に当量比  $\phi=0.45$ , 吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ , 機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ , 圧縮比  $\varepsilon=18.8$ , 外部 EGR 率  $\gamma_{ExEGR}=0\%$  一定の条件での吸気温度を変化させた時の筒内ガス温度履歴を示す。

吸気温度が上昇するほど筒内ガス最高温度は高くなり, 筒内ガス最高温度の上昇に伴い燃焼効率は増加する。吸気温度を  $390\text{K}$  から  $430\text{K}$  まで増加させると筒内ガス最高温度は  $1097\text{K}$  から  $1860\text{K}$  まで上昇し, 燃焼効率は  $0\%$  から  $92\%$  まで高くなる。

図 3-25 に当量比, 吸気温度, 吸気圧力, 機関回転速度および外部 EGR 率を変化させた場合の筒内ガス最高温度と燃焼効率, 排気ガス中の THC, CO,  $\text{CO}_2$  濃度の関係を示す。

THC, CO 排出濃度は筒内ガス最高温度の上昇とともに一旦増加し  $1200\text{K}$  付近で極大値をとった後, 筒内ガス最高温度の上昇に伴い減少する。筒内ガス最高温度が  $1600\text{K}$  以上の条件においては, THC 排出濃度は  $0.4\%$  以下, CO 排出濃度は  $0.1\%$  以下まで減少し, ほぼ一定の値を示す。燃焼効率および  $\text{CO}_2$  排出濃度は筒内ガス最高温度の上昇とともに高くなり, 筒内ガス最高温度が  $1600\text{K}$  以上になると燃焼効率は  $90\%$  以上でほぼ一定の値を示す。予混合圧縮自己着火機関において自己着火が高燃焼効率を意味するのではなく, 高燃焼効率の確保および THC, CO の低減を実現するにはロッキングを回避しながら筒内ガス最高温度が  $1600\text{K}$  以上となる運転条件を用意するのが必須条件である。

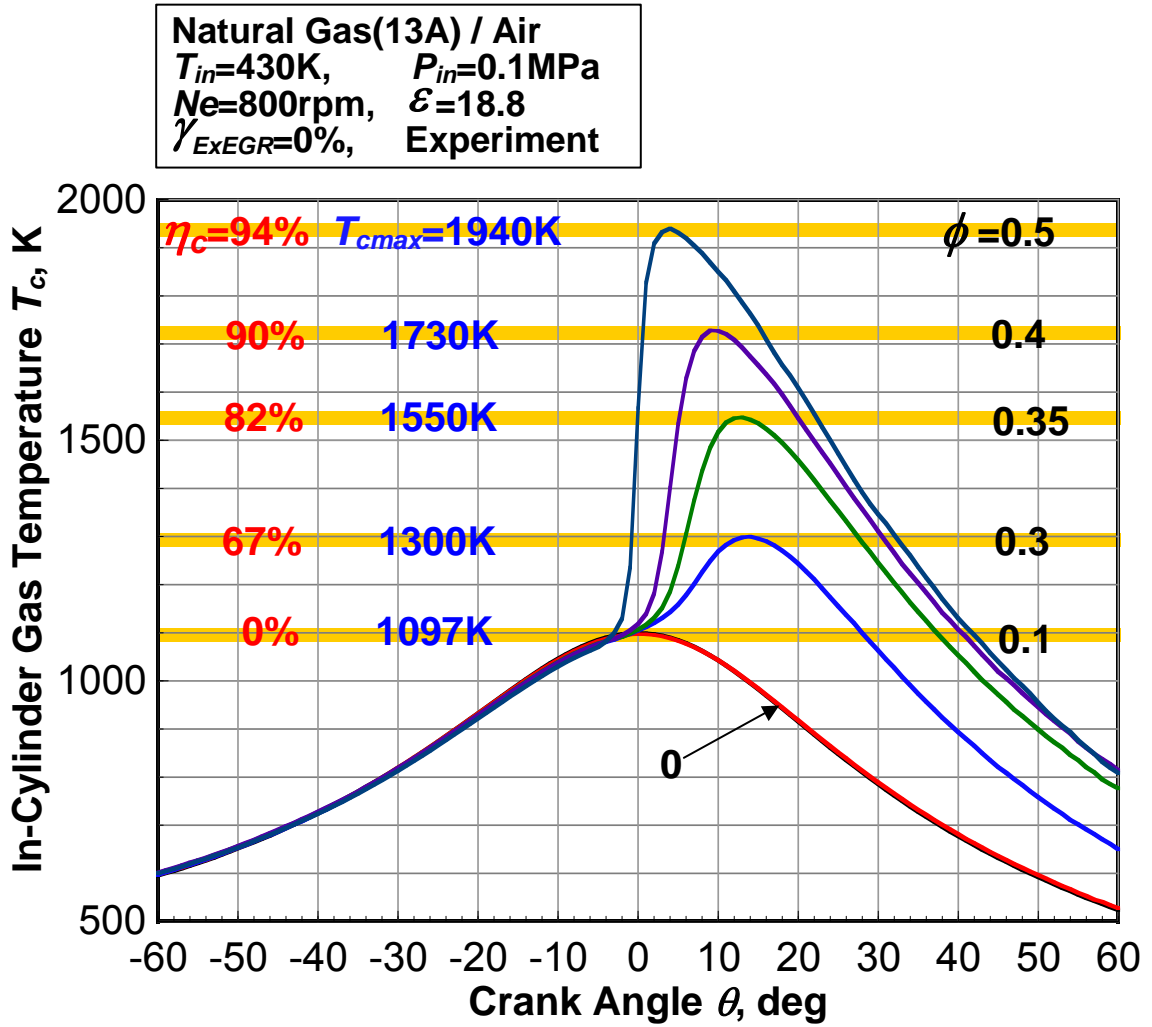


図 3-23 当量比の変化に対する筒内ガス温度履歴



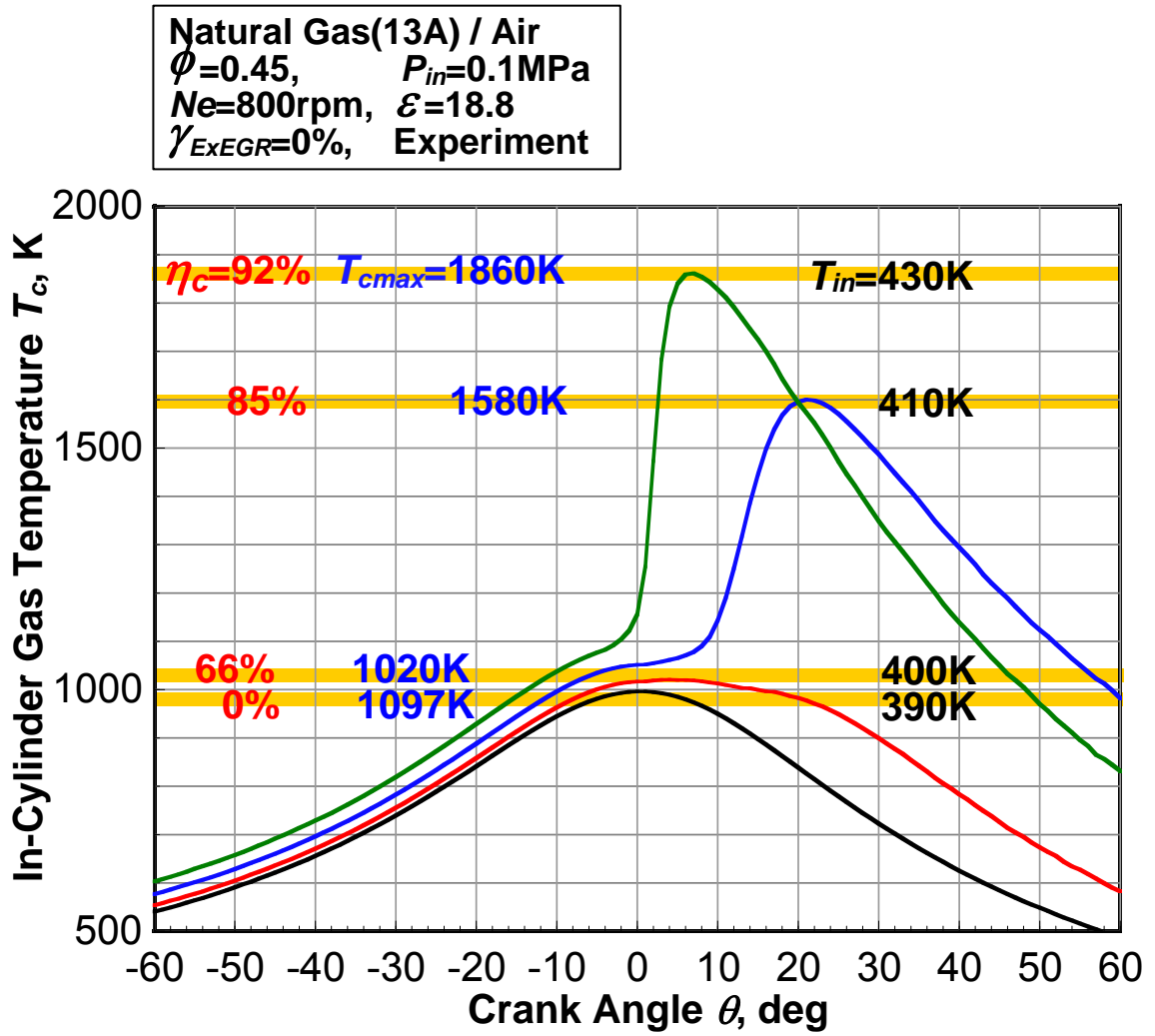


図 3-24 吸気温度の変化に対する筒内ガス温度履歴

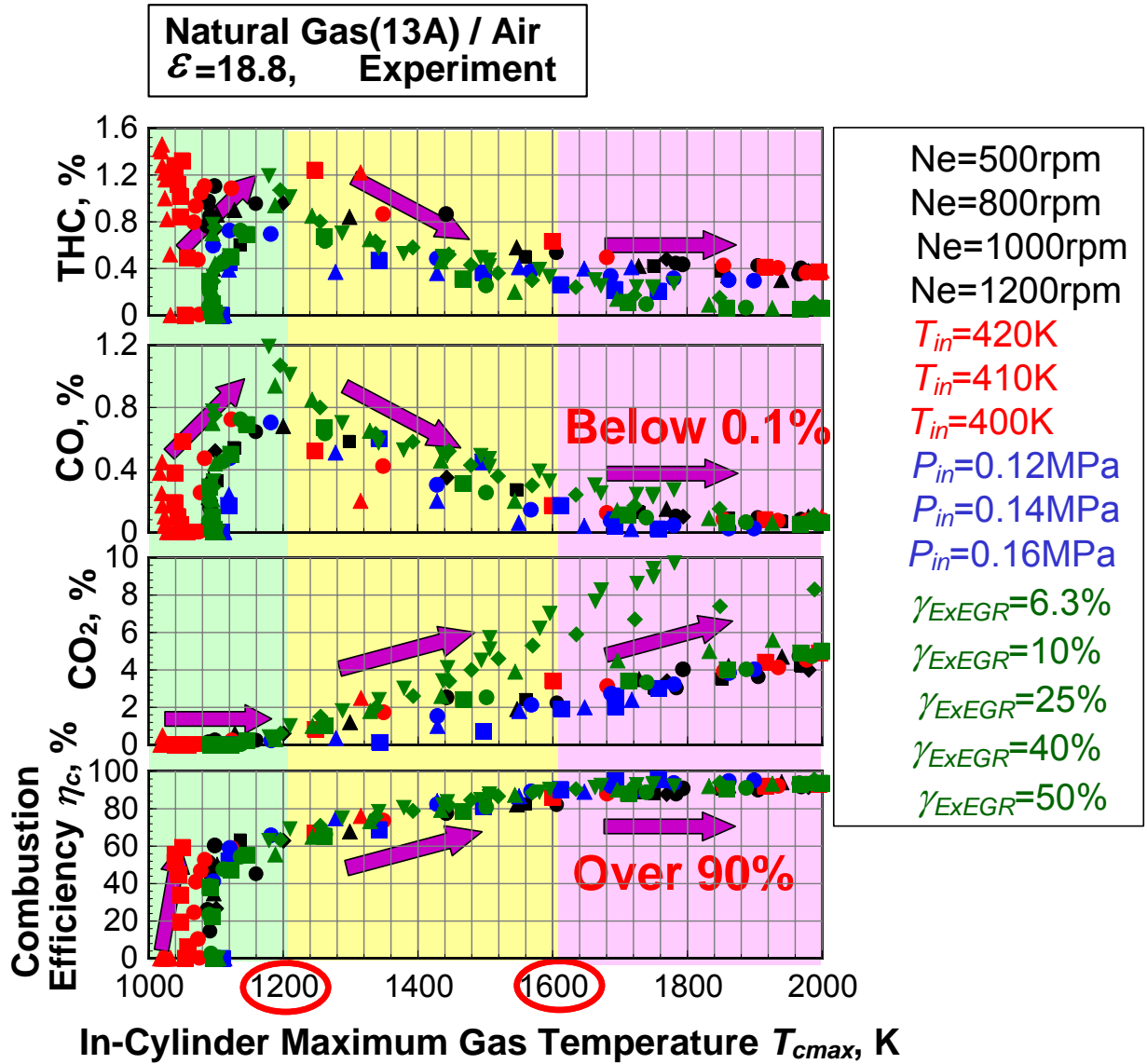


図 3-25 筒内ガス最高温度と燃焼効率, THC, CO, CO<sub>2</sub> の排気濃度の関係

### 3.4 第3章のまとめ

エンジンにおいて高い熱効率を実現するには、着火時期および燃焼期間の制御、燃焼効率の向上、機械損失の低減および熱損失の低減が必要である。従来の火花点火機関およびディーゼル機関では火花点火時期および燃料の噴射時期により着火時期を制御し、燃焼室の形状および燃料噴射期間などにより燃焼期間を制御する。しかし、予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼は圧縮中の燃料と酸素の化学反応過程に大きく依存しているため、高効率化のファクターである着火時期および燃焼期間の制御が困難である。また、低公害・高効率が得られる運転領域はノッキングおよび多量のHC、COの排出により狭く制限されている。このような問題を解決するには予混合圧縮自己着火機関の圧縮過程中的化学反応メカニズムを明らかにする必要がある。

本章では、天然ガスを燃料とする4ストローク予混合圧縮自己着火機関において当量比、機関回転速度、吸気温度、吸気圧力および外部EGR率が運転領域、筒内ガス圧力履歴、熱発生率履歴、筒内ガス温度履歴、着火時期、着火温度、燃焼期間および排気中のCO<sub>2</sub>、CO、HC、NO<sub>x</sub>濃度に及ぼす影響について調査した。予混合圧縮自己着火機関において高燃焼効率を得られる運転条件、着火時期および燃焼期間の制御因子、高燃焼効率の確保および排気中のHC、CO濃度を低減させるための必須条件について明らかにし、以下のような知見を得た。

- (1) 予混合圧縮自己着火機関は失火、着火、ノッキングの3つの領域を示し、高い燃焼効率が確保できる領域はノッキング付近に限られる。
- (2) 天然ガス(13A)空気予混合気は当量比、吸気温度、吸気圧力、機関回転速度および外部EGR率の変化に関わらず筒内ガス温度が $1080 \pm 15\text{K}$ に達すると自己着火に至る。
- (3) 燃焼期間は当量比、吸気温度、吸気圧力の増加とともに短縮し、機関回転速度、外部EGR率の増加に伴い長期化する。
- (4) 排気ガス中のCO濃度および燃焼効率は筒内ガス最高温度に依存しており、高燃焼効率の確保およびCOの低減を実現するには、筒内ガス最高温度が $1600\text{K}$ 以上になる運転条件を用意するのが必要である。

## 第4章 予混合圧縮自己着火機関において天然ガス組成が着火および燃焼特性に及ぼす影響

天然ガスはMethaneを主成分とし、Ethane、PropaneおよびButaneなどの混合燃料である。天然ガスの組成は生産地によってMethaneが85～95%、Ethane 2～10%、Propane 1～4%、Butane 0～2%の範囲で変化する。また、日本国内で天然ガスを主な原料とする都市ガス(13A、12A)はその熱量が一定に調整されているものの、その組成は製造会社によって様々である。天然ガスを燃料とする予混合圧縮自己着火機関の実現には、天然ガスの組成の変化がその着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

本章では、天然ガス(13A)の主な成分であるC<sub>1</sub>～C<sub>4</sub>単体燃料(Methane、Ethane、Propane、*iso*-Butane、*n*-Butane)の自己着火および燃焼特性を調査し、燃料の分子構造の違いが自己着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにする。また、投入熱量一定の条件においてMethane/Ethane、Methane/Propane、Methane/*iso*-ButaneおよびMethane/*n*-Butaneの2種混合燃料の混合割合を0mol%から100mol%まで変化させ、その混合割合の変化が筒内ガス圧力履歴、熱発生率履歴、筒内ガス温度履歴、着火時期、着火温度、燃焼期間、燃焼効率およびTHC、CO、CO<sub>2</sub>の排出濃度に及ぼす影響を明らかにする。

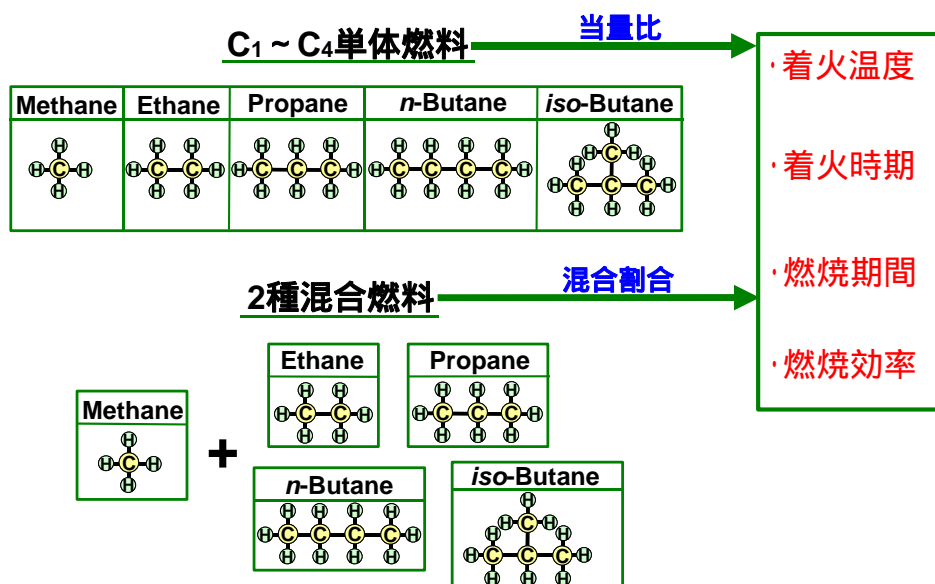


図 4-1 第4章の概要

4 . 1 C<sub>1</sub> ~ C<sub>4</sub> 単体燃料の着火および燃焼特性

4 . 1 . 1 C<sub>1</sub> ~ C<sub>4</sub> 単体燃料の運転可能な当量比の範囲

吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$  ,  $P_{in}=0.1\text{MPa}$  ,  $N_e=800\text{rpm}$  ,  $\varepsilon=18.8$  一定の条件で Ethane 空気予混合気の当量比 $\phi$ を変化させた時の筒内ガス圧力履歴を図 4-2に , Methane , Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気の運転可能な当量比の範囲を図 4-3に示す。

本実験条件で空気のみを断熱圧縮させると筒内ガス最高圧力は 4.1MPa , 筒内ガス最高温度は 1100K である。Methane 空気予混合気の場合 , 当量比 0 ~ 0.6 の範囲においては自己着火燃焼に至らなかった。Ethane 空気予混合気は当量比 0.1 付近で燃焼による圧力上昇が見られ , 当量比の増加とともに圧力上昇が急激になり , そのピーク値は高くなる。Ethane 空気予混合気の当量比を 0.4 まで増加させるとノッキングが生じる。図 4-3中の×は失火した点 , ○は熱発生が認められた点 , △はノッキングが生じた点を示す。Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気では , 各々0.1 , 0.05 , 0.05 で自己着火に至り , 0.38 , 0.38 , 0.35 付近でノッキングが生じる。失火限界およびノッキング限界は Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の順で低当量比側へ移動する。運転可能な当量比の範囲は Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気ともにほぼ一定である。

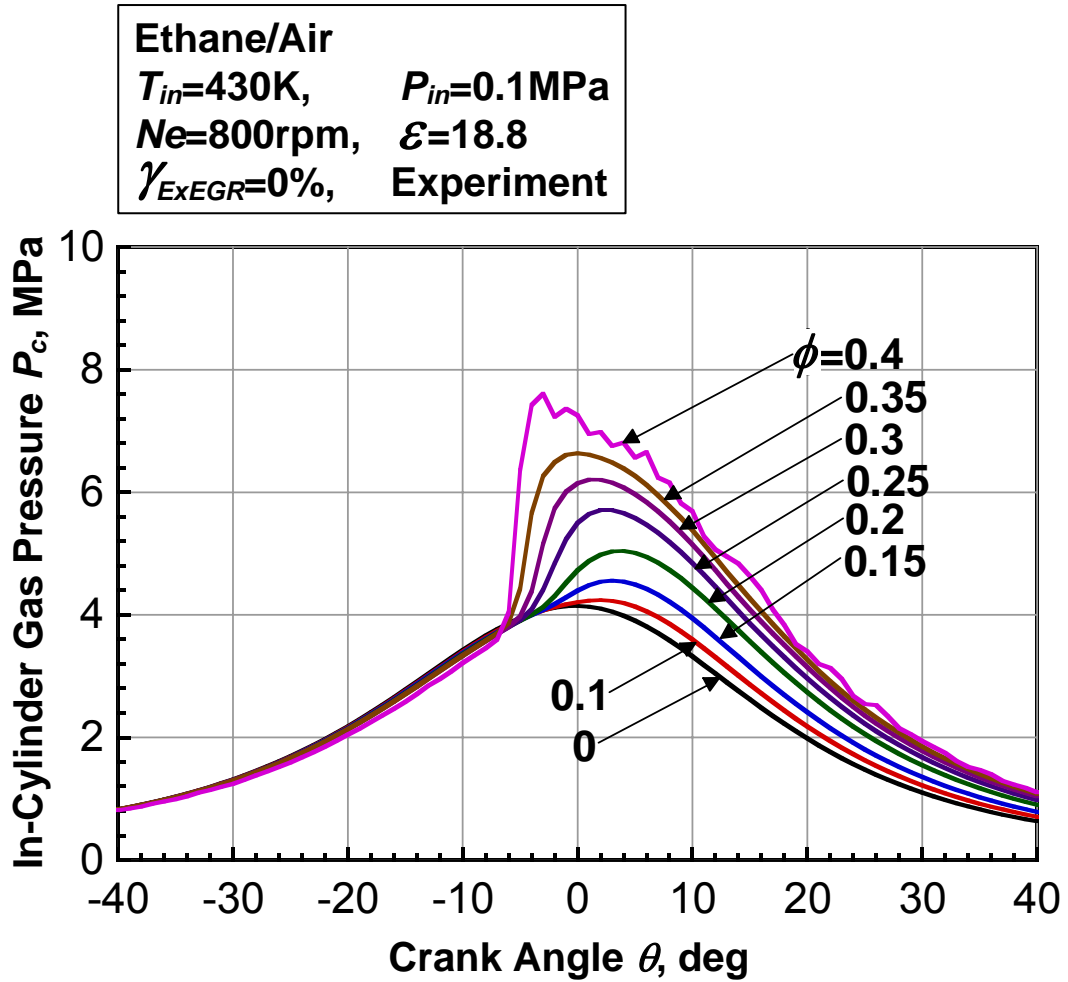


図 4-2 Ethane 空気予混合気の当量比を変化させた時の筒内ガス圧力履歴

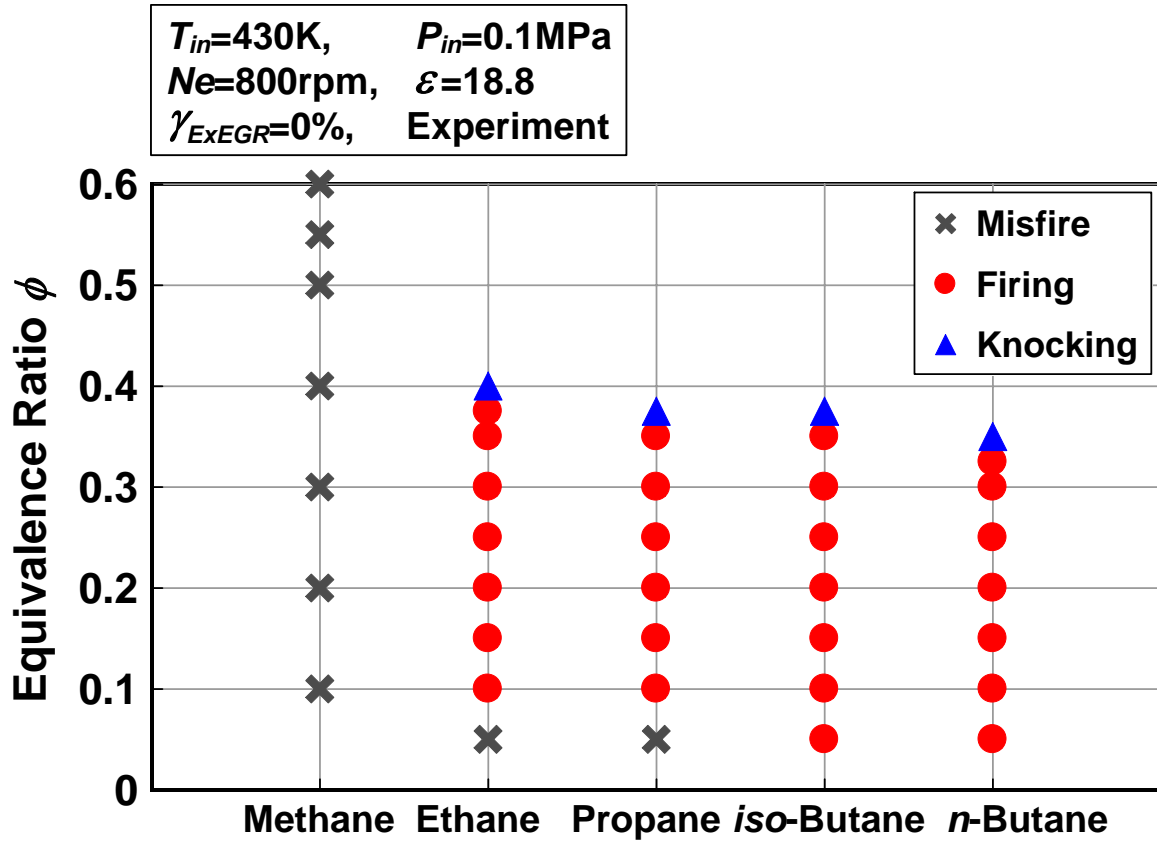


図 4-3 Methane , Ethane , Propane , iso-Butane および n-Butane 空気予混合気の運転可能な当量比範囲

4 . 1 . 2 C<sub>1</sub> ~ C<sub>4</sub> 単体燃料の着火温度，着火時期および燃焼期間

図 4-4 に当量比  $\phi=0.3$ ，吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ ，機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ ，圧縮比  $\varepsilon=18.8$  一定の条件において天然ガス(13A)，Methane，Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気の筒内ガス圧力および筒内ガス温度履歴を示す。

この条件において Methane は自己着火に至らなかったが，Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気は自己着火燃焼による圧力および温度上昇が見られる。Methane と Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の混合燃料(図 2-14 参考)である天然ガス(13A)は Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の着火促進効果により 1085K 付近で自己着火に至る。自己着火燃焼による筒内ガス圧力および筒内ガス温度の上昇時期は天然ガス(13A)，Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の順で早期化し，筒内ガス圧力および筒内ガス温度の最大値は天然ガス(13A)，Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の順で高くなる。

図 4-5 に Methane，Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の分子構造およびアレニウスパラメータ<sup>(37)</sup>を示す。Ethane は 2 つの第一級炭素原子でなっており，*n*-Butane は 2 つの第一級炭素原子および 2 つの第二級炭素原子で構成されている。炭化水素燃料は O，H，OH，HO<sub>2</sub> ラジカルにより C-H 結合エネルギーが弱い部分の水素原子が奪われ反応が開始する。C-H 結合エネルギーの弱さは第一級，第二級，第三級炭素原子の順である。酸化反応に至る温度域は Methane，Ethane，Propane，*iso*-Butane，*n*-Butane の順で低温化する。H 原子の内部引抜による酸化反応の開始は第二級炭素を持っている *n*-Butane に比べて第三級炭素を持っている *iso*-Butane のほうが起りやすいものの，一回目の O<sub>2</sub> 添加が起った後の H 原子の内部引抜は第 1 級炭化水素のみ残されている *iso*-Butane に比べて第 2 級炭化水素を持っている *n*-Butane の方で起りやすくなり，より低温度域で連鎖分枝反応へと進んでいく。

図 4-6 に天然ガス(13A)，Methane，Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気の着火温度を示す。Ethane 空気予混合気の場合，筒内ガス温度が 1053K 付近に達すると自己着火に至り，温度および圧力が急激に上昇する。Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合の自己着火温度は 1040K，1020K，1007K である。本条件では，Methane 空気予混合気は着火に至らなかったが，図 4-7 に示すように吸気圧力 0.16MPa，吸気温度 380K，当量比 0.45 の条件では 1130K で着火に至る。

図 4-8 に天然ガス(13A)，Methane，Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気の熱発生率履歴，着火時期，熱発生率のピークが生じる時



期および燃焼期間を示す。

着火温度の低温化に伴い着火時期および熱発生率のピークが生じる時期は天然ガス(13A) , Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の順で早期化する。燃焼期間は天然ガス(13A)および Methane を除く、燃料の違いに関わらずほぼ一定である。*n*-Butane 空気予混合気の場合、熱発生率に低温酸化反応および高温酸化反応に対応する2つのピークが現れることが知られている。しかし、本実験の場合、低温酸化反応に伴う1つ目のピークは見られない。

図4-10に吸気温度  $T_{in}=305\text{K}$ 、吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$  一定の条件において *n*-Butane 空気予混合気の当量比  $\phi$  の変化に対する熱発生率を示す。

当量比 0.1 では高温酸化反応による熱発生は見られず、低温酸化反応による熱発生のみとなる。当量比を 0.15 まで増加させると、熱発生率に低温酸化反応および高温酸化反応による2つのピークが確認される。さらに当量比を 0.25 まで増加させると高温酸化反応の発現時期は早期化し、そのピーク値は高くなる。低温酸化反応の発現時期およびそのピーク値は当量比の変化に関わらずほぼ一定である。

図4-11に当量比  $\phi=0.25$ 、吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$  一定の条件において *n*-Butane 空気予混合気の吸気温度の変化に対する熱発生率を示す。

吸気温度を 294K から 355K まで上昇させると低温酸化反応および高温酸化反応の発現時期は早期化し、高温酸化反応による熱発生率のピーク値は高くなる。低温酸化反応による熱発生量は吸気温度の高温化にともない減少し、吸気温度 355K では高温酸化反応のみの熱発生となる。

図4-12に当量比  $\phi=0.2$ 、吸気温度  $T_{in}=305\text{K}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$  一定の条件において *n*-Butane 空気予混合気の吸気圧力の変化に対する熱発生率を示す。

吸気圧力を 0.1MPa から 0.2MPa まで上昇させると低温酸化反応および高温酸化反応の発現時期は早期化し、低温酸化反応および高温酸化反応による熱発生量は増加する。低温酸化反応による熱発生量は温度および圧力に依存し、吸気圧力が一定で吸気温度の上昇に伴い減少してやがて消滅する。吸気加熱を施した本実験の温度および圧力条件では、*n*-Butane 空気予混合気のいずれの当量比条件においても低温酸化反応による発生熱量はほぼ0である。

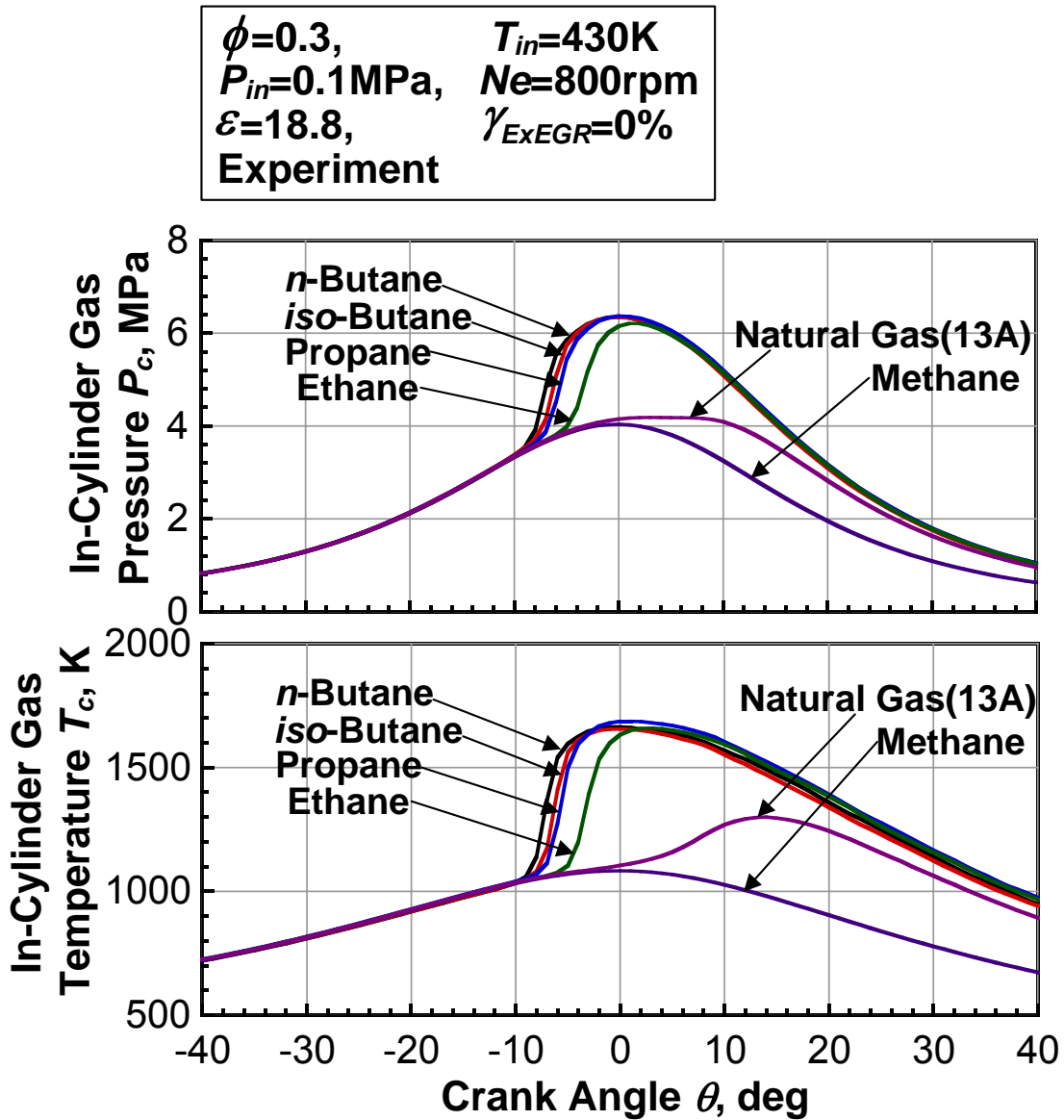
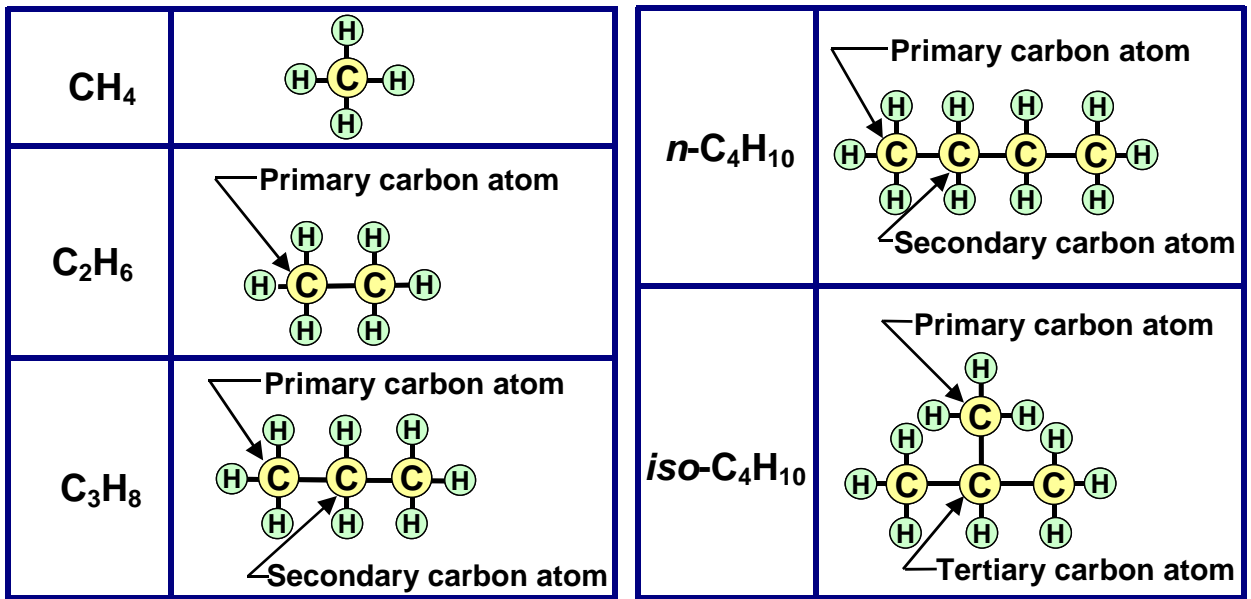


図 4-4 当量比一定の条件において Methane , Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気の筒内ガス圧力および筒内ガス温度履歴



Arrhenius parameters for attack of C-H bonds by  
H, O, OH and HO<sub>2</sub>

$$k = A T^b \exp(-E/RT)$$

Reaction	A (cm <sup>3</sup> /mol·s)	E (kJ/mol)
H + primary C-H	2.2 × 10 <sup>13</sup>	40.6
H + secondary C-H	5.0 × 10 <sup>13</sup>	34.9
H + tertiary C-H	8.7 × 10 <sup>13</sup>	29.3
O + primary C-H	5.0 × 10 <sup>12</sup>	5.76
O + secondary C-H	1.3 × 10 <sup>13</sup>	4.47
O + tertiary C-H	1.6 × 10 <sup>13</sup>	3.28
OH + primary C-H	6.1 × 10 <sup>11</sup>	6.90
OH + secondary C-H	1.4 × 10 <sup>12</sup>	3.60
OH + tertiary C-H	1.2 × 10 <sup>12</sup>	-0.79
HO <sub>2</sub> + primary C-H	1.0 × 10 <sup>12</sup>	81.2
HO <sub>2</sub> + secondary C-H	1.0 × 10 <sup>12</sup>	71.1
HO <sub>2</sub> + tertiary C-H	1.0 × 10 <sup>12</sup>	60.2

図 4-5 Methane , Ethane , Propane , iso-Butane および n-Butane  
の分子構造およびアレニウスパラメータ<sup>(37)</sup>

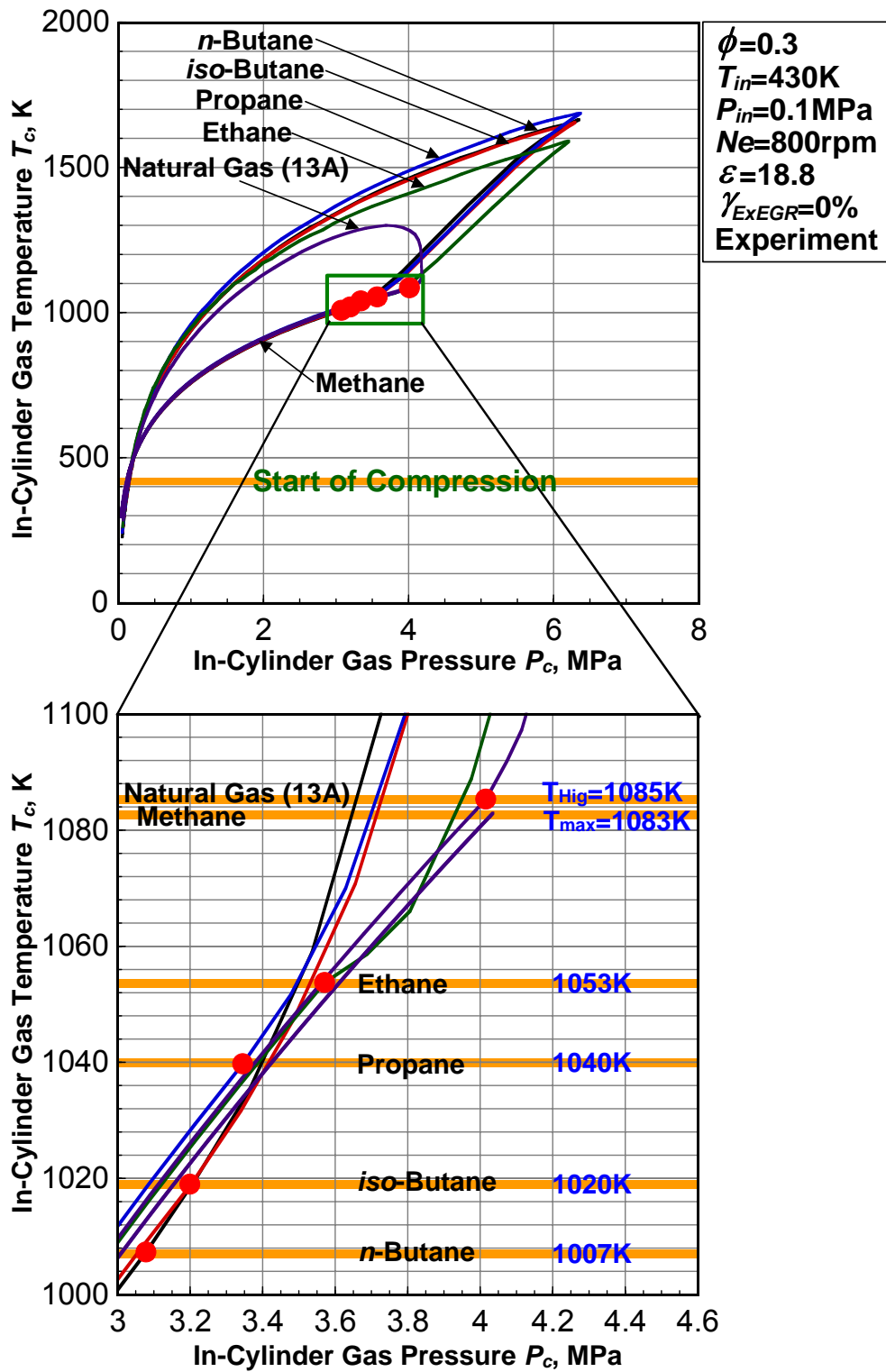


図 4-6 当量比一定の条件において Methane , Ethane , Propane , iso-Butane および n-Butane 空気予混合気の着火温度

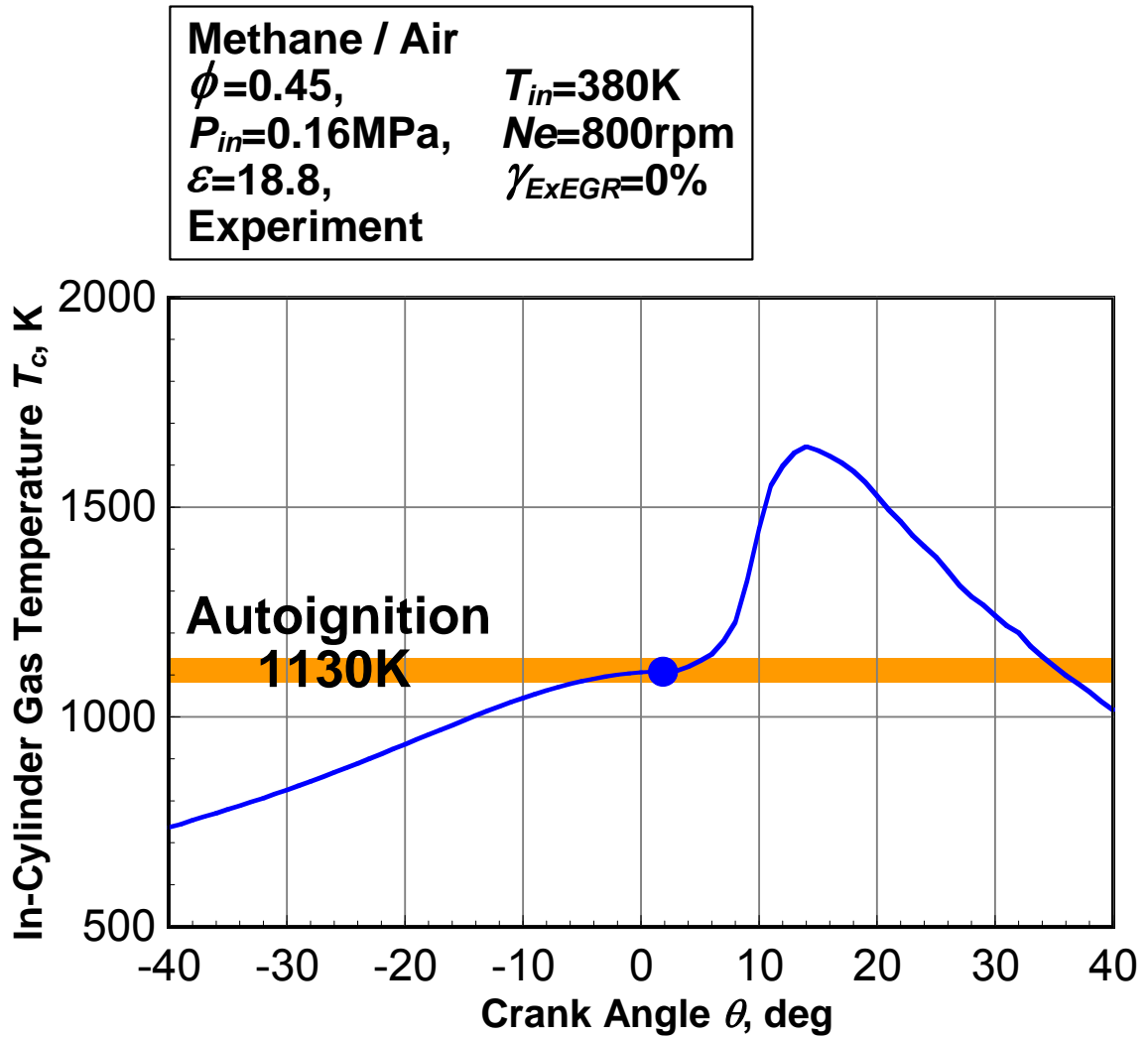


図 4-7 Methane 空気予混合気の筒内ガス温度履歴

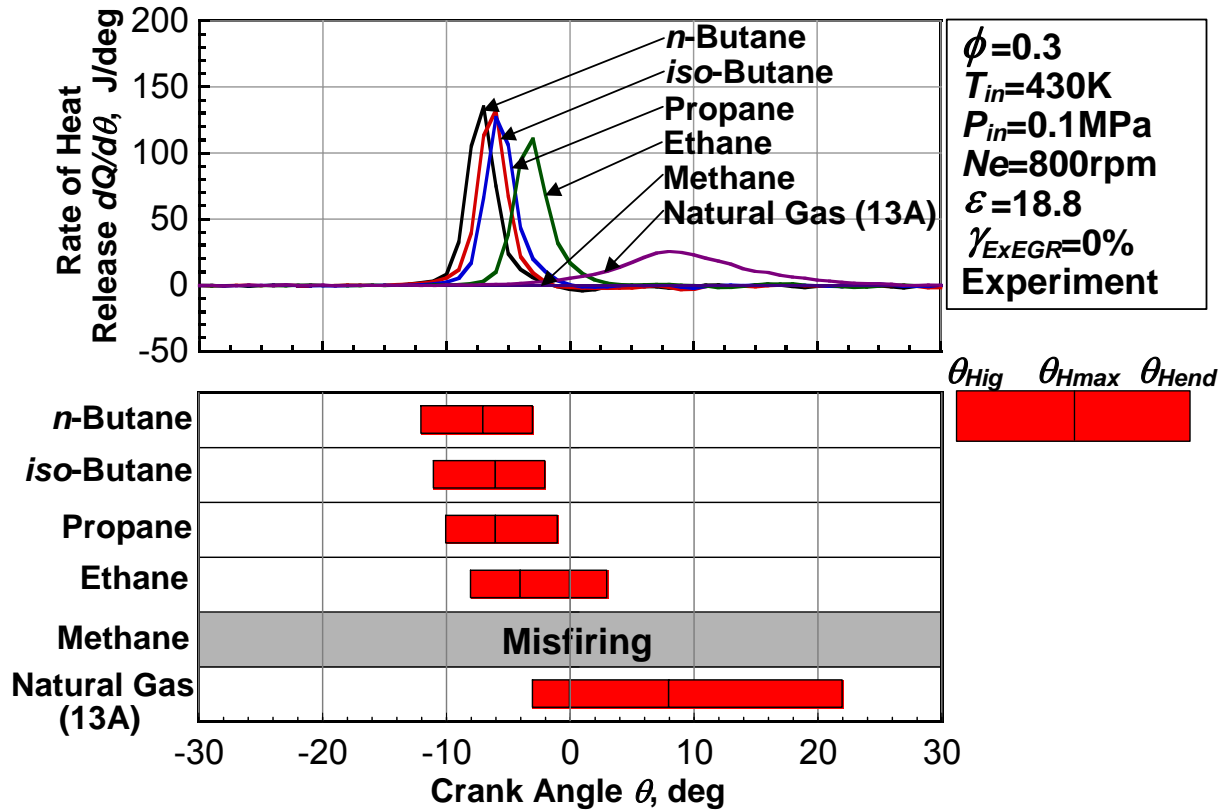


図 4-8 天然ガス(13A) ,Methane ,Ethane ,Propane ,*iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気の熱発生率履歴，着火時期，熱発生のパークが生じる時期 および燃焼期間

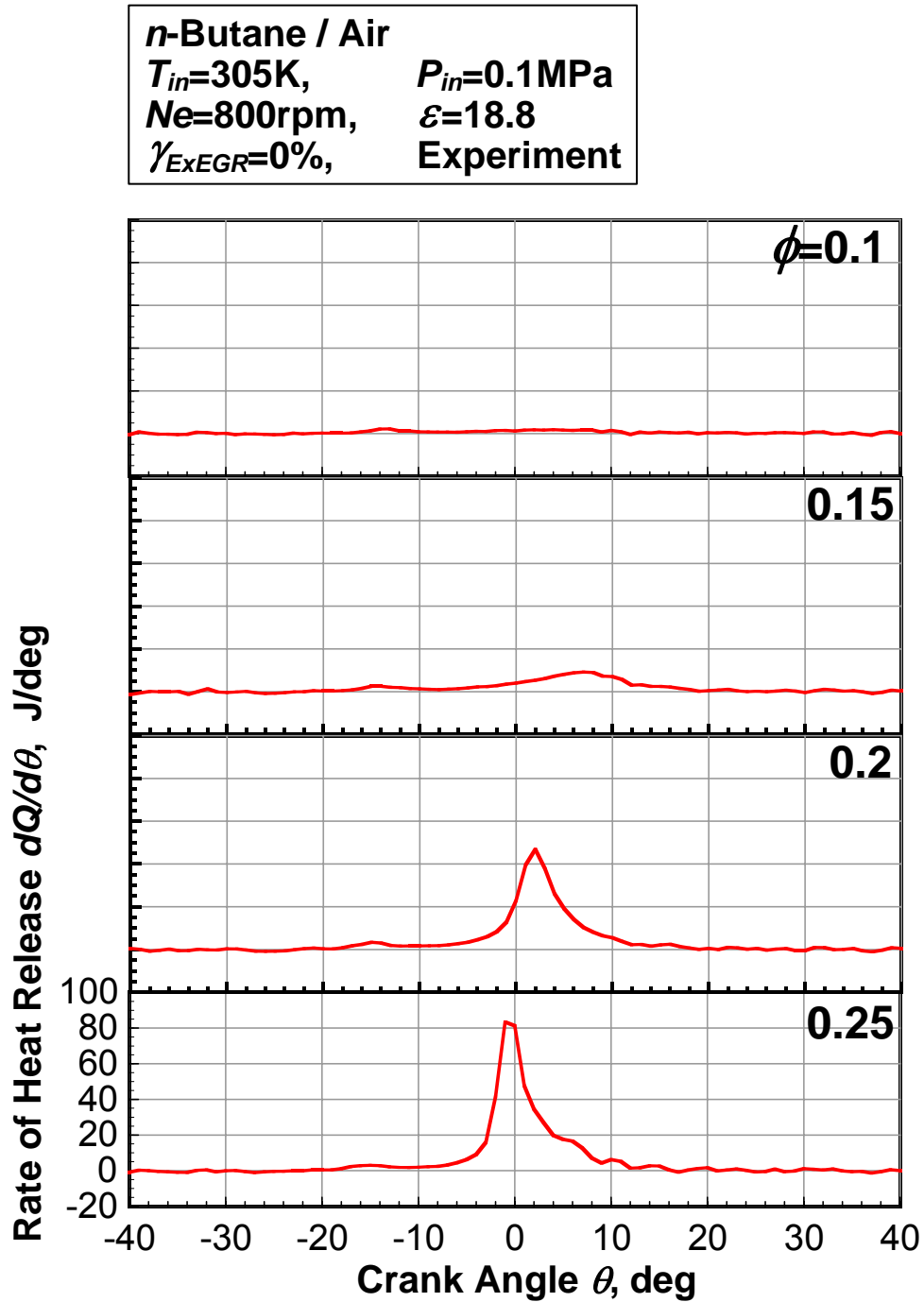


図 4-9 *n*-Butane 空気予混合気の当量比変化に対する熱発生率履歴

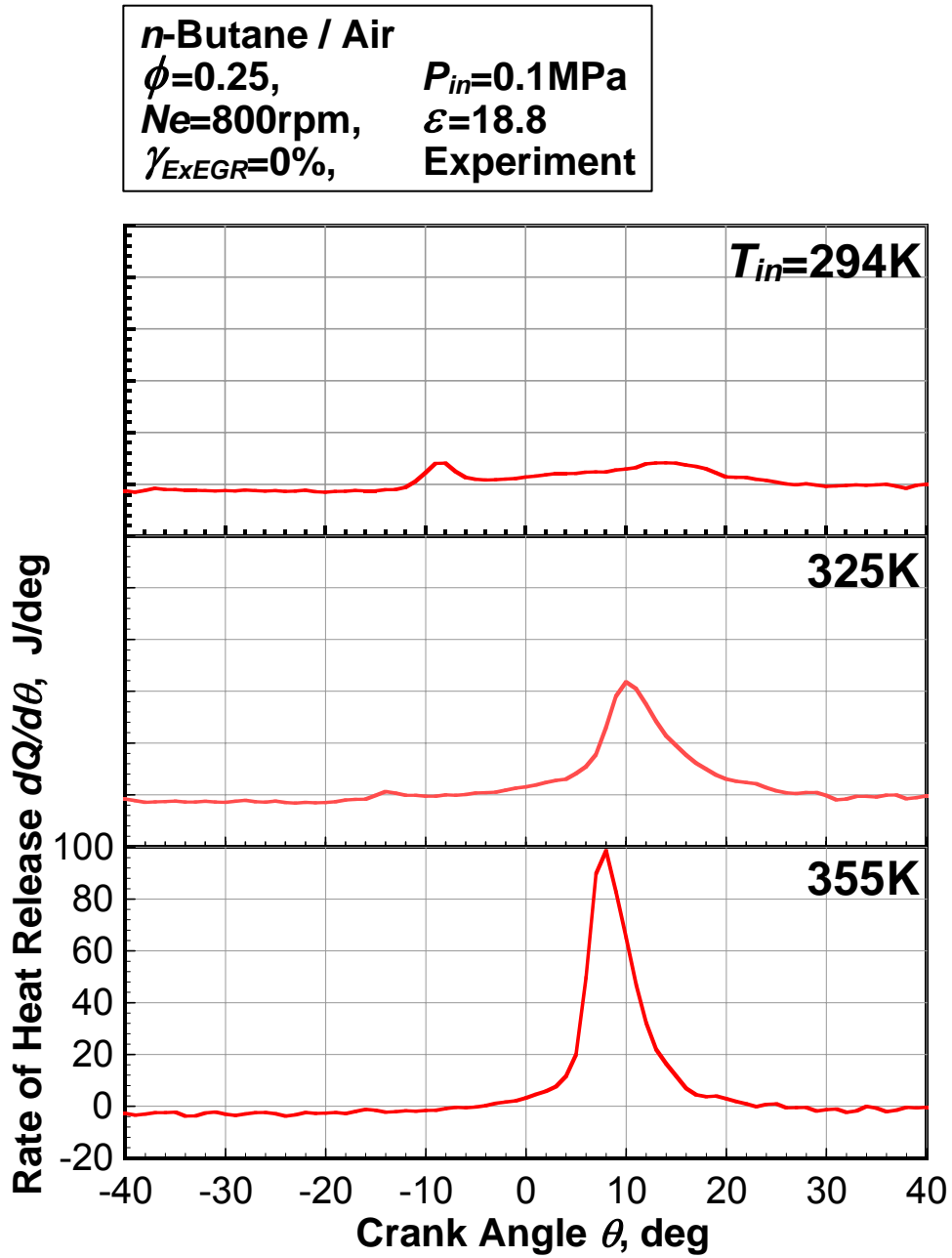


図 4-10 *n*-Butane 空気予混合気の吸気温度変化に対する熱発生率履歴



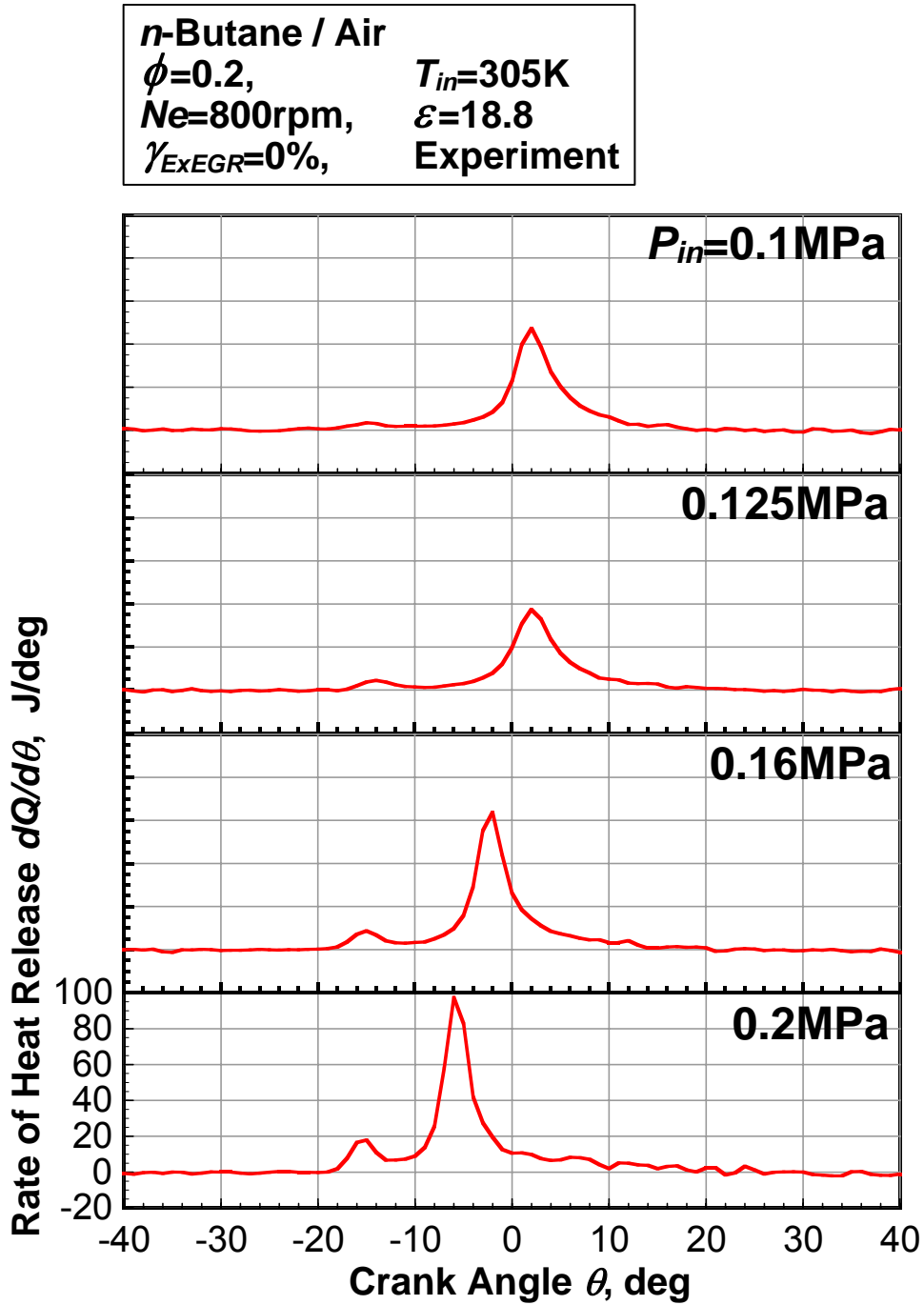


図 4-11 *n*-Butane 空気予混合気の吸気圧力変化に対する熱発生率履歴

4 . 1 . 3 C<sub>1</sub> ~ C<sub>4</sub> 単体燃料の排気特性

図 4-12に *n*-Butane 空気予混合気の当量比を変化させた時の筒内ガス最高温度、燃焼効率および THC、CO、CO<sub>2</sub> 排出濃度を示す。

筒内ガス最高温度および燃焼効率は当量比の増加に従い高くなる。THC、CO 排出濃度は当量比の増加とともに一旦増加し、さらに当量比を上げると当量比の増加とともに減少する。筒内ガス最高温度が増加するほど燃焼効率は高くなり、THC および CO の排出濃度は減少する。筒内ガス最高温度が 1600K 以上になると燃焼効率は 90%以上に達し、THC および CO の排出濃度は 0.16%、0.12%以下まで減少する。

図 4-13に Ethane、Propane、*iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気の筒内ガス最高温度と燃焼効率、CO 排出濃度の関係を示す。

燃焼効率および CO 排出濃度は C<sub>2</sub> ~ C<sub>4</sub> の燃料種に関わらず筒内ガス最高温度に強く依存しており、筒内ガス最高温度の上昇に伴い燃焼効率は高くなる。CO 排出濃度は筒内ガス最高温度の上昇とともに一旦増加するが、筒内ガス最高温度が 1250K を超えると筒内ガス最高温度の上昇とともに減少する。筒内ガス最高温度が 1600K 以上になると燃焼効率は 90%以上に達し、CO 排出濃度は 0.1%以下まで減少する。いずれの燃料においても筒内ガス最高温度はノッキングにより制限され、高燃焼効率の確保および CO 排出濃度の低減が実現可能な筒内ガス最高温度は 1600K ~ 1800K の範囲である。

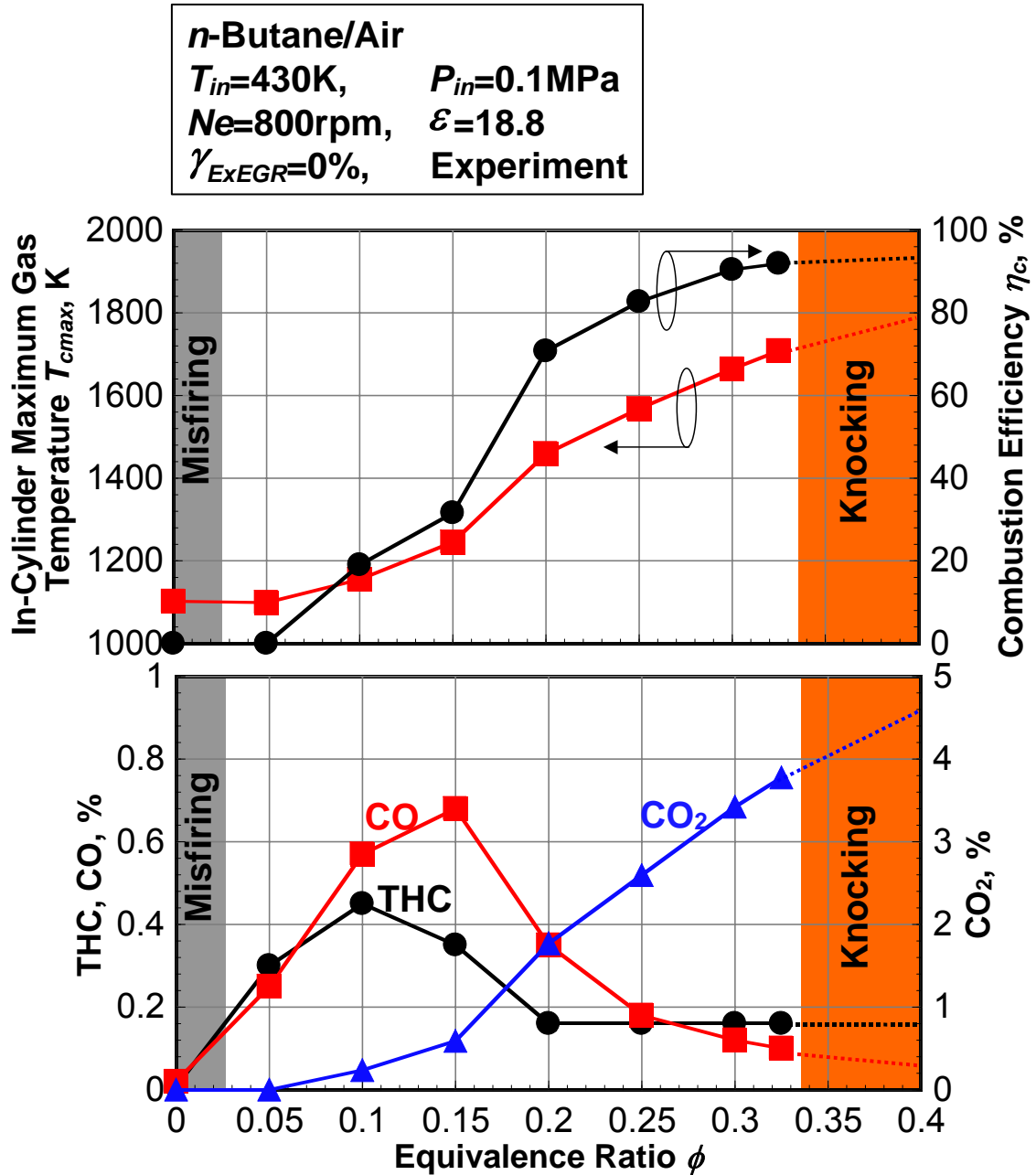


図 4-12 *n*-Butane 空気予混合気の当量比の変化に対する筒内ガス最高温度，燃焼効率および THC，CO，CO<sub>2</sub> 排出濃度

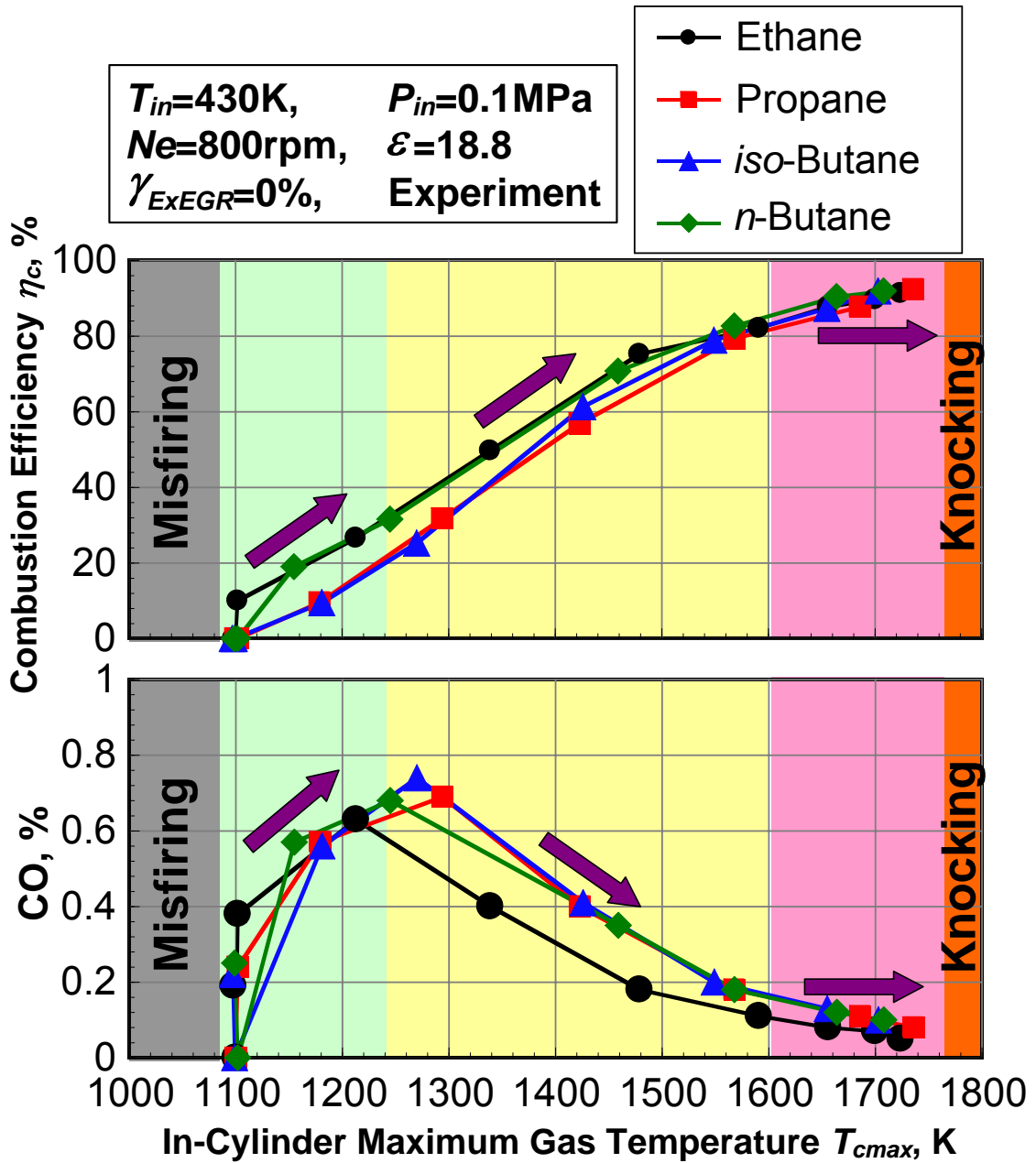


図 4-13 Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気の筒内ガス最高温度と燃焼効率 , CO 排気濃度の関係

4.2 C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の着火および燃焼特性

## 4.2.1 2種混合燃料の混合条件

天然ガスはMethaneを主成分とし、Ethane、PropaneおよびButaneなどの混合燃料であり、その組成は生産地によって異なる。当量比 $\phi=0.3$ 、吸気温度 $T_{in}=430K$ 、機関回転速度 $N_e=800rpm$ 、圧縮比 $\varepsilon=18.8$ 一定の条件においてMethaneは自己着火に至らなかったものの、Ethane、Propane、*iso*-Butaneおよび*n*-Butaneは筒内ガス温度がそれぞれ1053K、1040K、1020K、1007K付近に達すると自己着火に至る。予混合圧縮自己着火機関においてC<sub>1</sub>~C<sub>4</sub>単体燃料はその分子構造の違いにより着火および燃焼特性が異なる。低公害・高効率な次世代内燃機関として天然ガス予混合圧縮自己着火機関を実用化させるには、その組成の変化が自己着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

本節では、予混合圧縮自己着火機関においてMethaneに対して分子構造の異なるC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>燃料が着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにするために、C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の混合割合の変化が着火温度、着火時期、燃焼期間、燃焼効率およびTHC、CO<sub>2</sub>、CO排出濃度に及ぼす影響を調査する。

図4-14にC<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の混合条件を示す。吸気温度 $T_{in}=430K$ 、吸気圧力 $P_{in}=0.1MPa$ 、機関回転速度 $N_e=800rpm$ 、圧縮比 $\varepsilon=18.8$ の一定の条件でMethaneにEthane、Propane、*iso*-Butaneおよび*n*-Butaneを0 mol%から100 mol%までそれぞれ変化させた。燃料種および混合割合の変化による初期温度の影響を少なくするために、すべての条件において1サイクル中に導入される投入低発熱量を $Q_{in}=875J/cycle$ (設定誤差 $\pm 10J$ )と一定に設定した。

図4-15に2種混合燃料の混合割合の変化に対するMethane/Ethane、Methane/Propane、Methane/*iso*-ButaneおよびMethane/*n*-Butaneの総当量比 $\phi_{total}$ を示す。2種混合燃料の混合割合の変化に関わらず総当量比は $0.38 \pm 0.02$ の範囲で一定である。

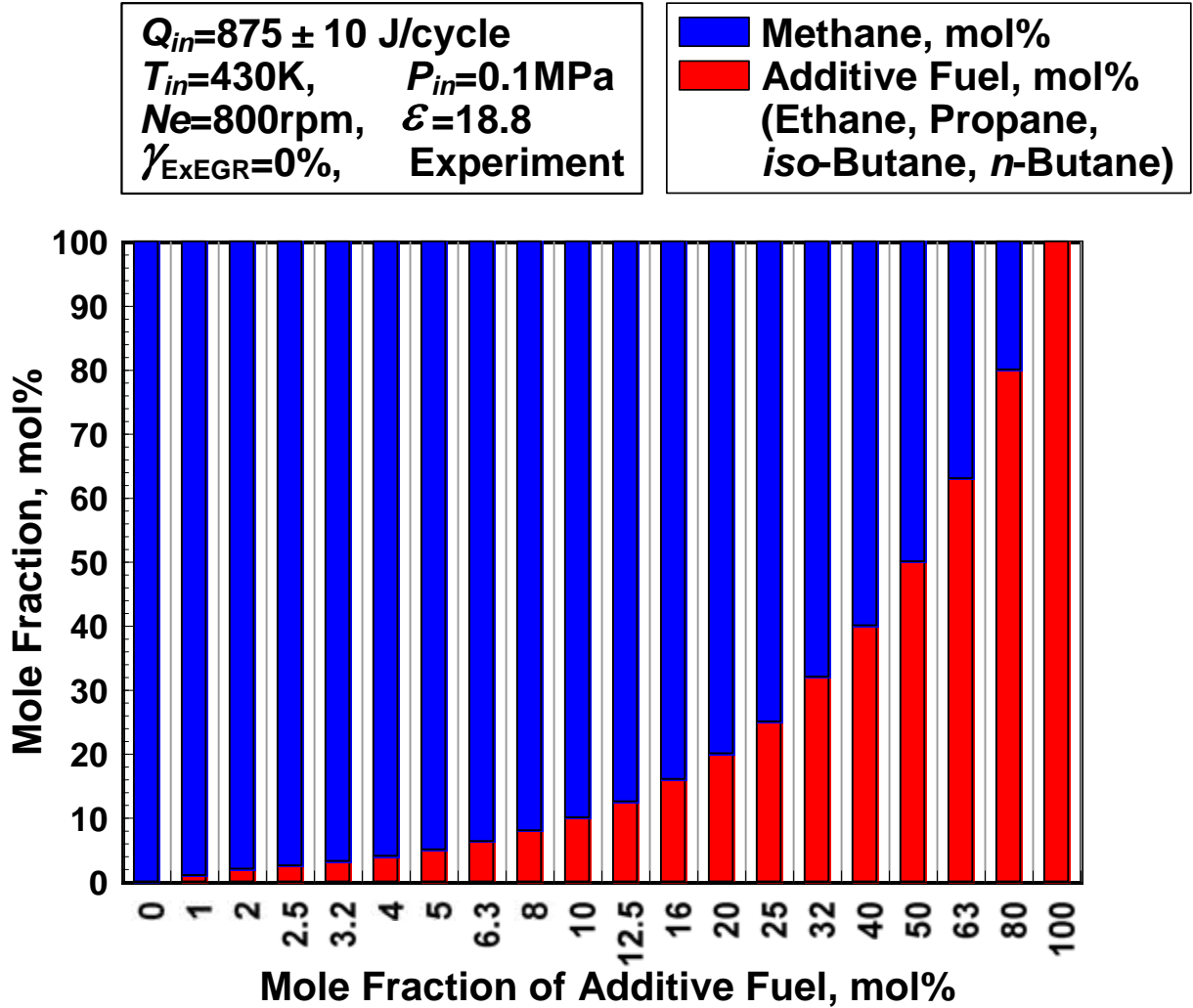


図 4-14 Methane に混合する Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合条件

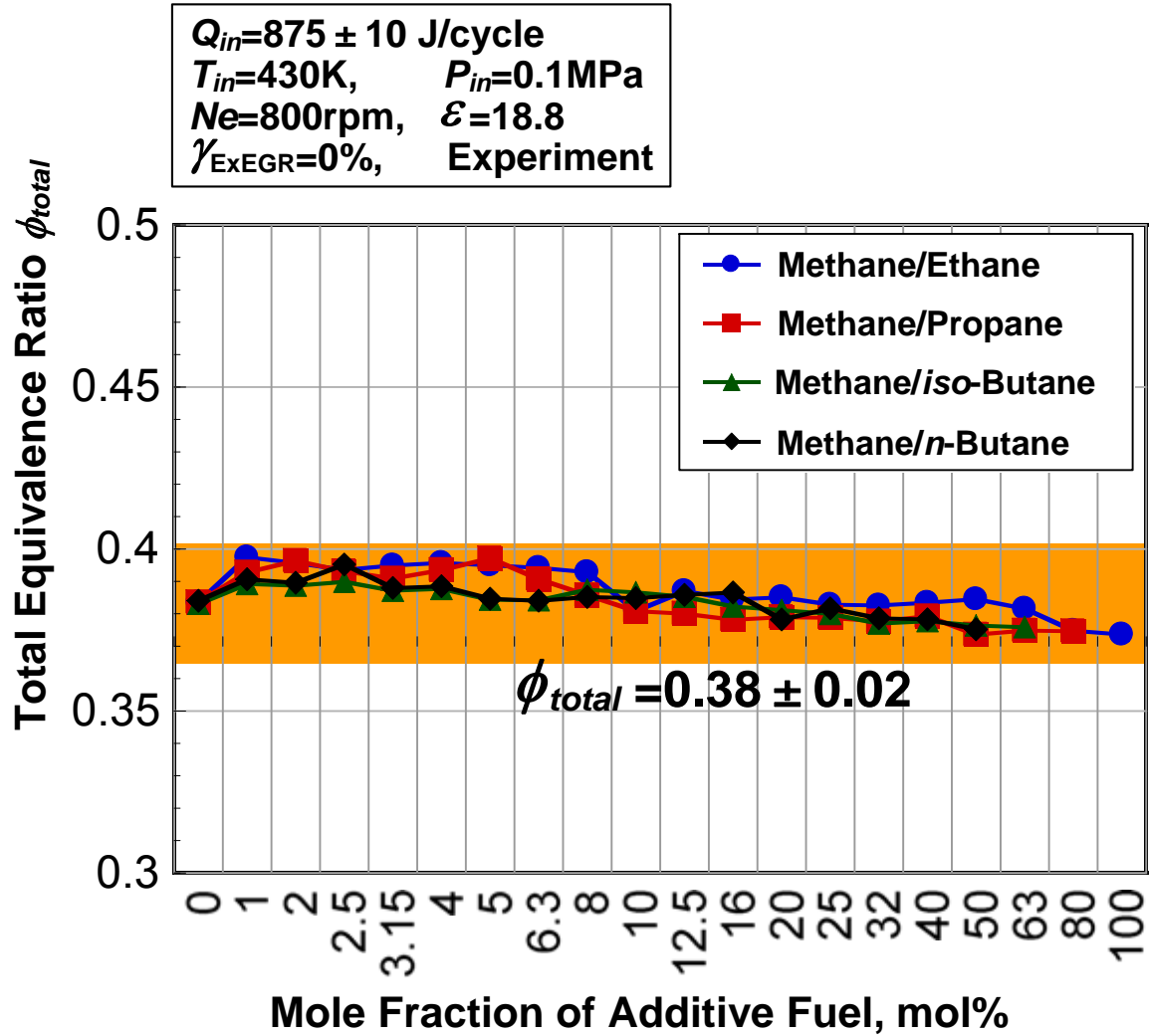


図 4-15 Methane/Ethane , Methane/Propane , Methane/*iso*-Butane および Methane/*n*-Butane の混合割合を変化させた時の総当量比

---

## 4.2 C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の着火および燃焼特性

### 4.2.2 2種混合燃料の運転可能な混合割合

図 4-16に投入低発熱量  $Q_{in}=875 \pm 10\text{J/cycle}$  , 当量比  $\phi_{total}=0.38 \pm 0.02$  , 吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$  , 吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$  , 機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$  , 圧縮比  $\varepsilon=18.8$  一定の条件で Methane と Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の 2 種混合燃料の運転可能な混合割合を示す。

Methane のみの条件では自己着火に至らなかったが Methane に Ethane 6.3% , Propane 3.2% , *iso*-Butane 2.5% , *n*-Butane 2%を混合させると自己着火に至る。さらに Propane の混合割合を 80% , *iso*-Butane の混合割合を 80% , *n*-Butane の混合割合を 63%まで増加させるとノッキングが生じる。失火限界およびノッキング限界での Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合は Ethane , Propane , *iso*-Butane , *n*-Butane の順に低くなる。



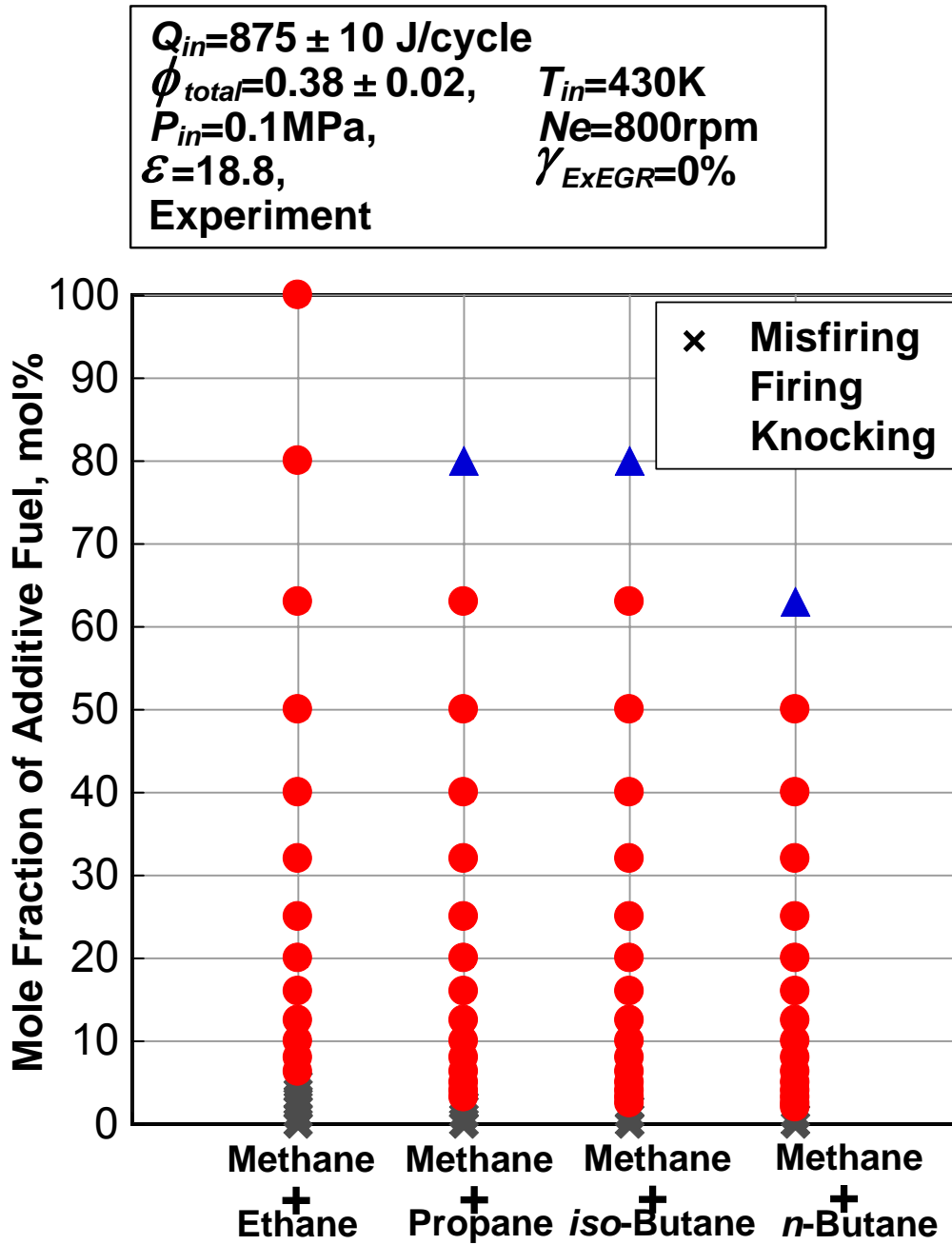


図 4-16 2種混合燃料の混合割合の変化に対する運転可能範囲

## 4.2 C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の着火および燃焼特性

### 4.2.3 2種混合燃料の着火温度，着火時期および燃焼期間

図 4-17に投入低発熱量  $Q_{in}=875 \pm 10\text{J/cycle}$ ，総当量比  $\phi_{total}=0.38 \pm 0.02$ ，吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ ，吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ ，機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ ，圧縮比  $\varepsilon=18.8$  の一定の条件で Methane / *n*-Butane の2種混合燃料において *n*-Butane の混合割合を変化させた時の筒内ガス圧力履歴および筒内ガス温度履歴を示す。

Methane に *n*-Butane を2 mol%混合させると自己着火に至り，*n*-Butane 混合割合10 mol%付近までは筒内ガス最高圧力および筒内ガス最高温度は *n*-Butane 混合割合の増加に伴い高くなる。さらに *n*-Butane 混合割合を増加させると筒内ガス最高圧力および筒内ガス最高温度は *n*-Butane 混合割合に関わらずほぼ一定の値を示す。自己着火燃焼が開始する圧力および温度は *n*-Butane 混合割合の増加に伴い低くなり，その時期は早期化する。

図 4-18に Methane / *n*-Butane の2種混合燃料において *n*-Butane の混合割合を変化させた時の着火温度を示す。

*n*-Butane 混合割合を2mol%から4mol%まで増加させると着火温度は1095Kから1100Kまで一旦増加するものの，さらに *n*-Butane 混合割合を増加させると *n*-Butane 混合割合の増加に伴い着火温度は低温化する。*n*-Butane 混合割合2mol%の条件では，上死点後で自己着火燃焼が開始する。この条件では，自己着火燃焼による圧力および温度上昇が小さく，筒内ガス最高圧力および筒内ガス最高温度は4.1MPa，1105Kである。

図 4-19に Methane / Ethane，Methane / Propane，Methane / *iso*-Butane，Methane / *n*-Butane の2種混合燃料において Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合を変化させた時の着火温度を示す。

Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合がそれぞれ6.3~10mol%，3.2~5mol%，2.5~3.2mol%，2~2.5mol%の範囲では上死点後で自己着火燃焼が開始する条件であり，図 4-19中に示す。

いずれの2種混合燃料においても Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の増加とともに着火温度は低温化する。着火温度の低温化の効果は Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合が小さいときに大きく，混合割合が増加するほど減少する。Methane に対する着火促進効果は2つの第2級炭化水素を持っている *n*-Butane が最も大きく，第1級炭化水素のみで構成されている Ethane，1つの第2級炭化水素を持っている Propane，1つの第3級炭化水素と第2級炭化水素で構成されている *iso*-Butane の順となる。

Methane に Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane を混合させると Ethane，Propane，*iso*-Butane および *n*-Butane が先に酸化反応に至り，OH ラジカルの生成を促進する。これにより Methane の初期酸化反応が促進され，着火

#### 4.2 C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の着火および燃焼特性

温度の低温化につながる<sup>(38)(39)</sup>。OH ラジカルが生成される温度域およびモル数は燃料の分子構造によって異なり、800K 以下の温度域で低温酸化反応機構を有する *n*-Butane が最も低温域で多くの OH ラジカルを生成すると考えられる。

図 4-20に Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料において *n*-Butane の混合割合を変化させた時の熱発生率履歴、着火時期、熱発生率のピークが生じる時期および燃焼期間を示す。

*n*-Butane 混合割合を増加させていくと着火時期および熱発生率のピークが生じる時期は早期化する。燃焼期間は *n*-Butane 混合割合の増加に伴い短縮し、熱発生率のピーク値は燃焼期間の短期化とともに高くなる。

図 4-21に 2 種混合燃料において Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合を変化させた時の着火時期を示す。

着火時期は Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の増加に伴い早期化する。Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料の場合、着火時期は *n*-Butane 混合割合を 2mol%から 10 mol%まで増加させるとクランク角度で 8° 早期化し、さらに 63mol%まで増加させるとクランク角度で 6° 早期化する。いずれの 2 種混合燃料においても Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の変化に対する着火時期の変化率は Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合が増加するほど減少する。Methane を BTDC 5° で自己着火燃焼させるための必要な Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合はそれぞれ 25mol%, 10mol%, 8mol%, 6.3mol%であり、Methane に対する着火時期の早期化効果は *n*-Butane が最も大きい。

図 4-22に 2 種混合燃料において Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合を変化させた時の燃焼期間を示す。

Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合がそれぞれ 6.3~8mol%, 3.2~4mol%, 2.5~3.2mol%, 2~2.5mol%の条件では上死点後で自己着火燃焼が開始し、体積の膨張により燃焼反応が強制的に停止される。この条件では、Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合が増加するほど燃焼期間は長期化する。さらにそれぞれの混合割合を増加させると燃焼期間は Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合が増加するほど短縮する。燃焼期間の短縮効果は Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合が増加するほど減少する。Methane に C<sub>2</sub>~C<sub>4</sub> 燃料を混合させると着火温度の低温化により、着火時期は早期化する。Methane に混合する燃料種およびその混合割合の変化により燃焼反応が進行する際の温度および圧力条件が異なり、Methane に混合する燃料種およびその混合割合の変化が燃焼期間に及ぼす影響を評価するのはできない。

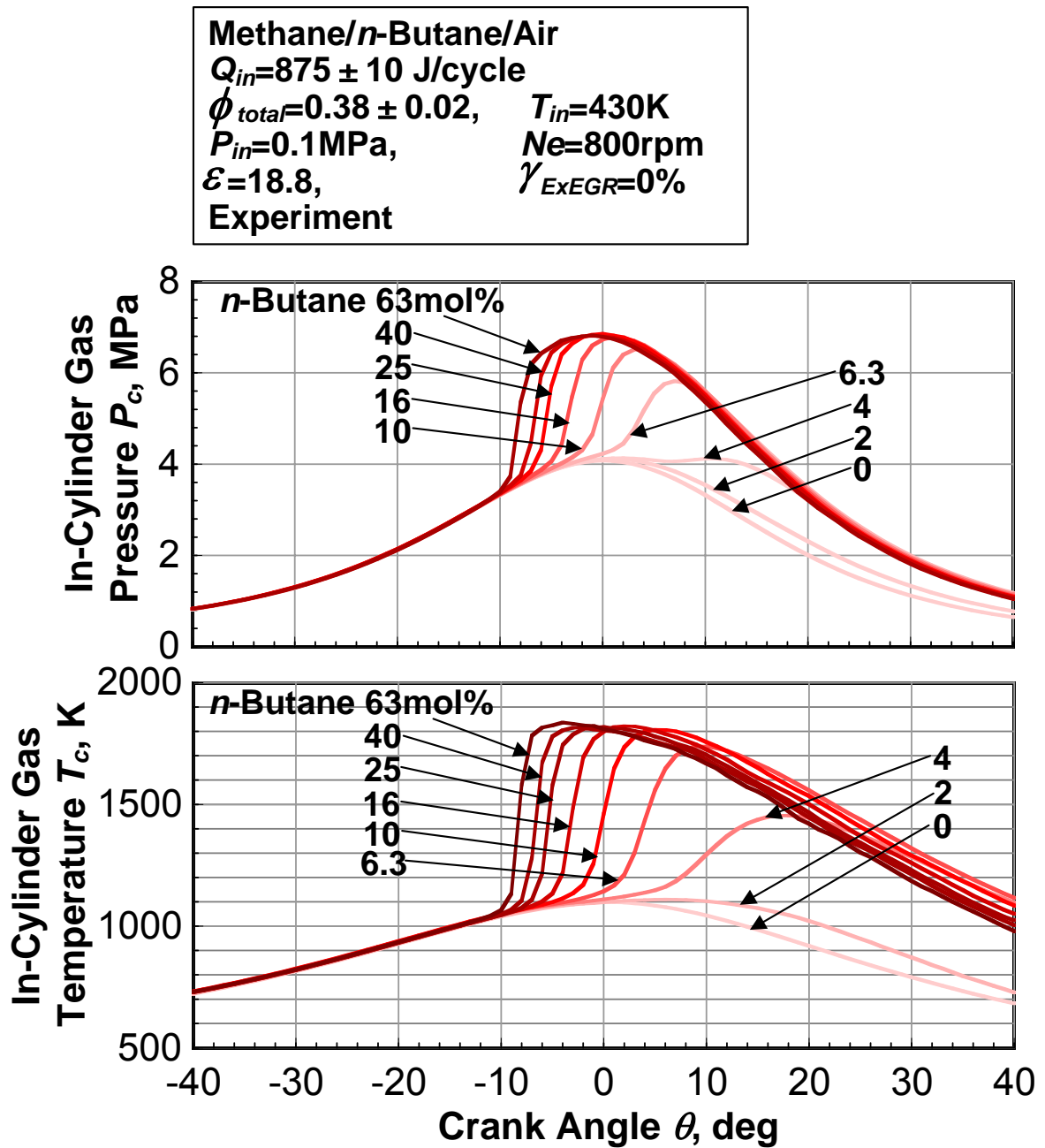


図 4-17 Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料において *n*-Butane の混合割合の変化に対する筒内ガス圧力履歴および筒内ガス温度履歴

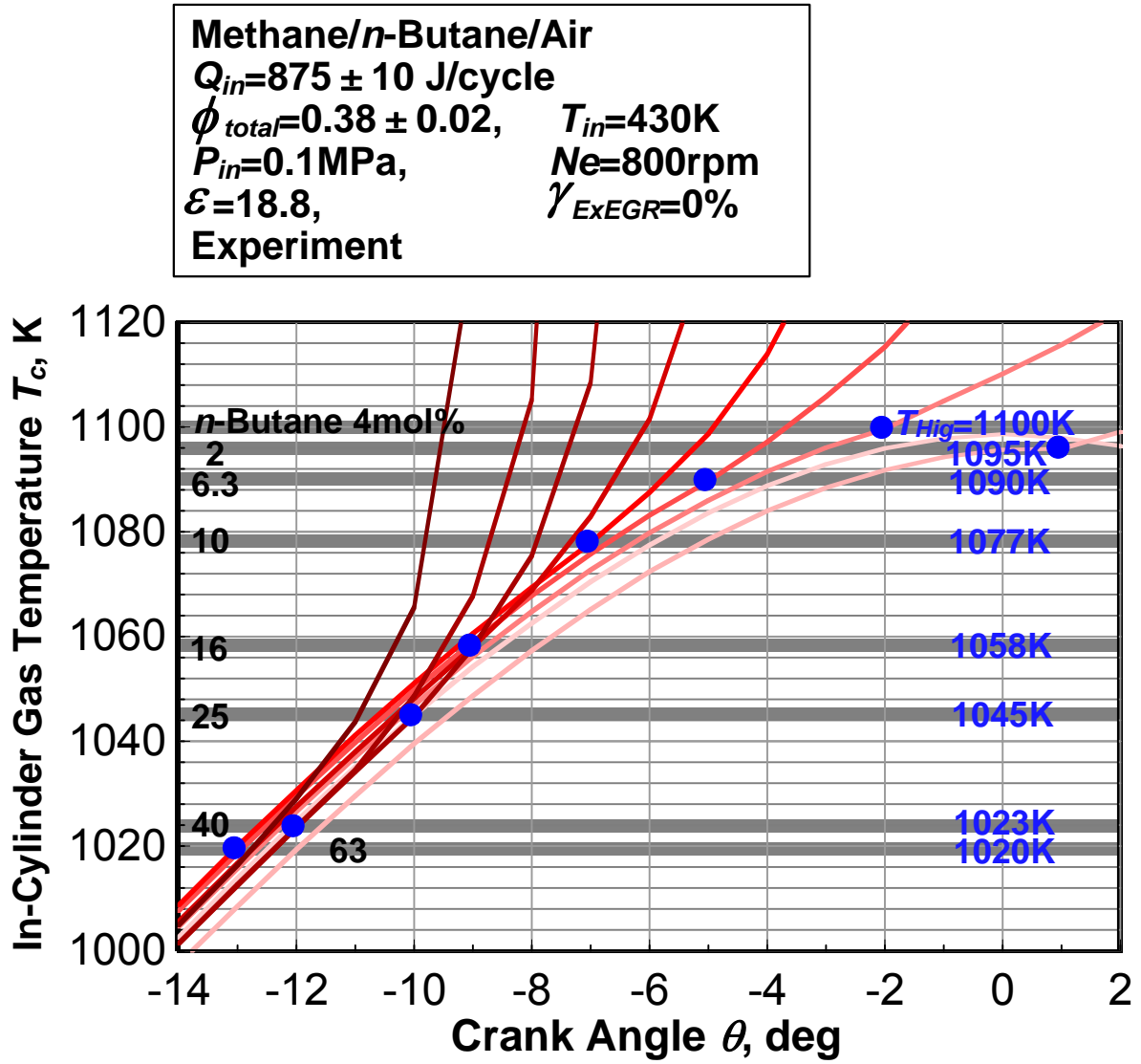


図 4-18 Methane / *n*-Butane の2種混合燃料において *n*-Butane の混合割合の変化に対する着火温度

$Q_{in}=875 \pm 10 \text{ J/cycle}$   
 $\phi_{total}=0.38 \pm 0.02,$       $T_{in}=430\text{K}$   
 $P_{in}=0.1\text{MPa},$               $N_e=800\text{rpm}$   
 $\varepsilon=18.8,$                       $\gamma_{ExEGR}=0\%$   
**Experiment**

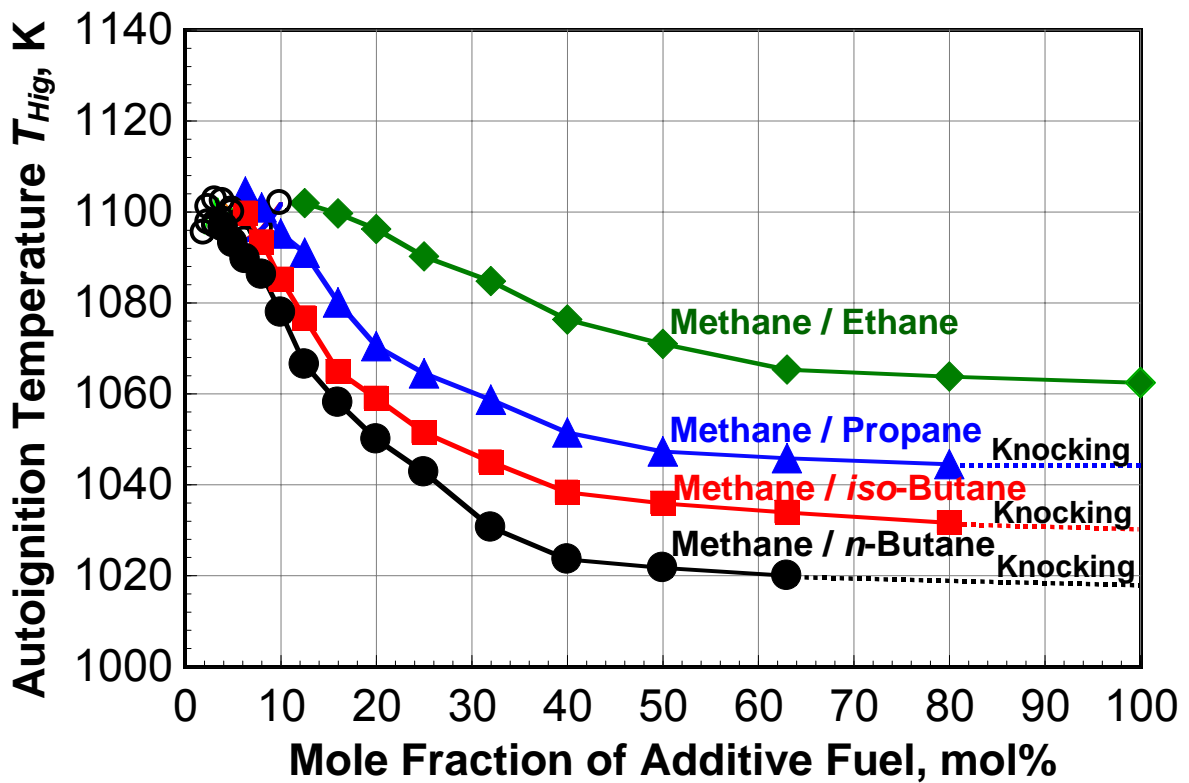


図 4-19 2 種混合燃料において Ethane , Propane , iso-Butane および n-Butane の混合割合を変化させた時の着火温度

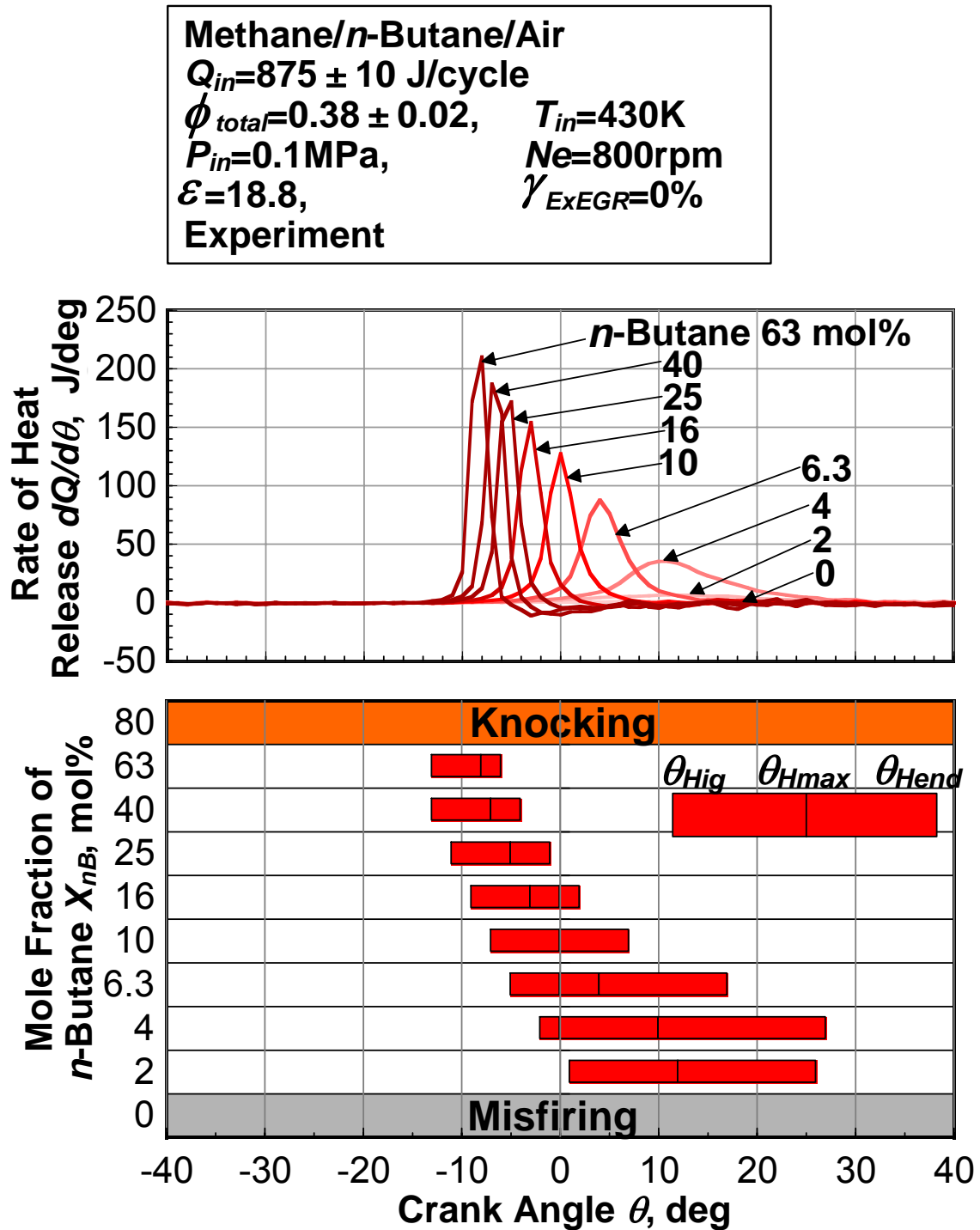


図 4-20 Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料において *n*-Butane 混合割合の変化に対する熱発生率履歴，着火時期，熱発生率のピークが生じる時期および燃焼期間

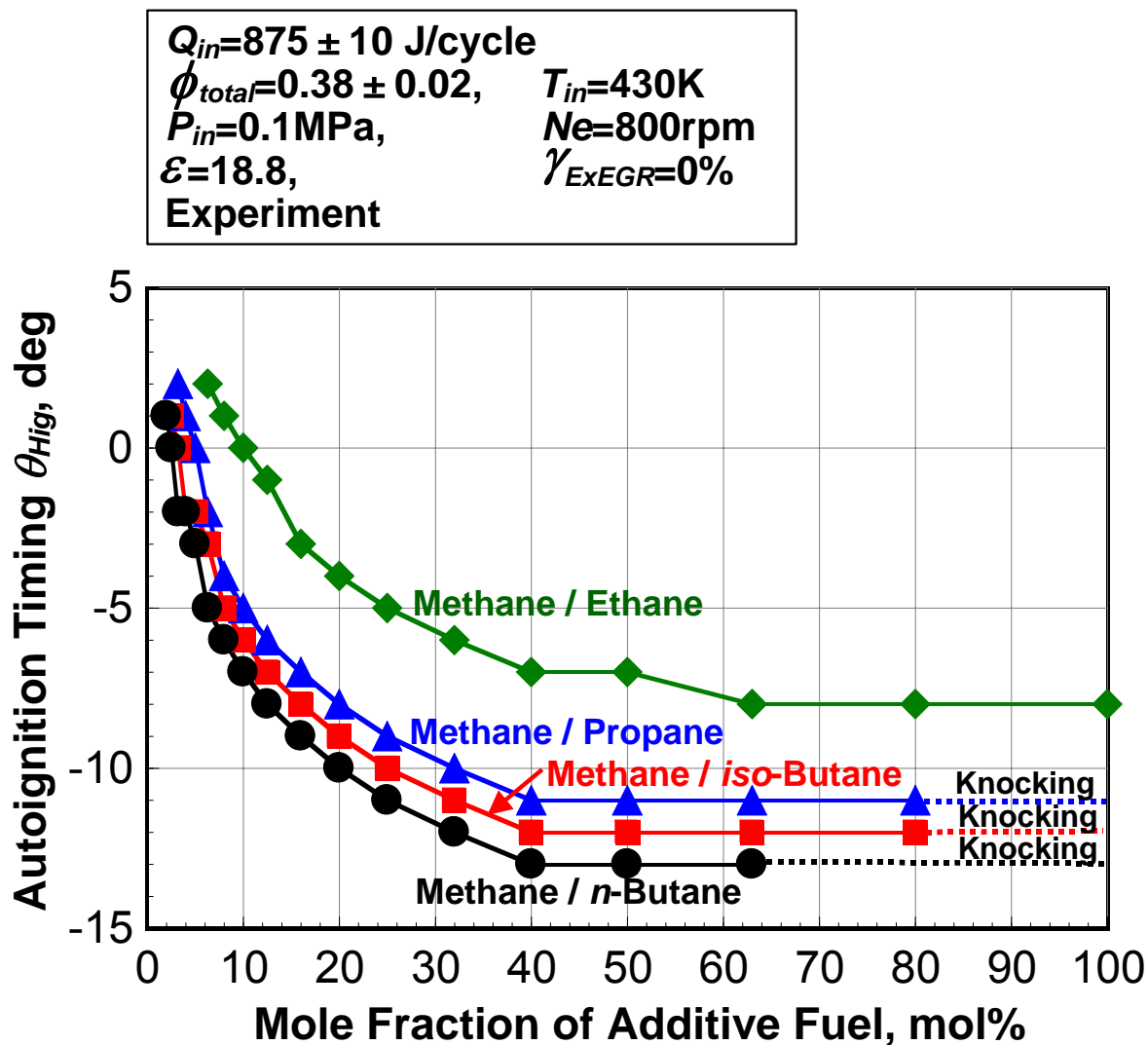


図 4-21 2種混合燃料において Ethane, Propane, iso-Butane および n-Butane の混合割合を変化させた時の着火時期



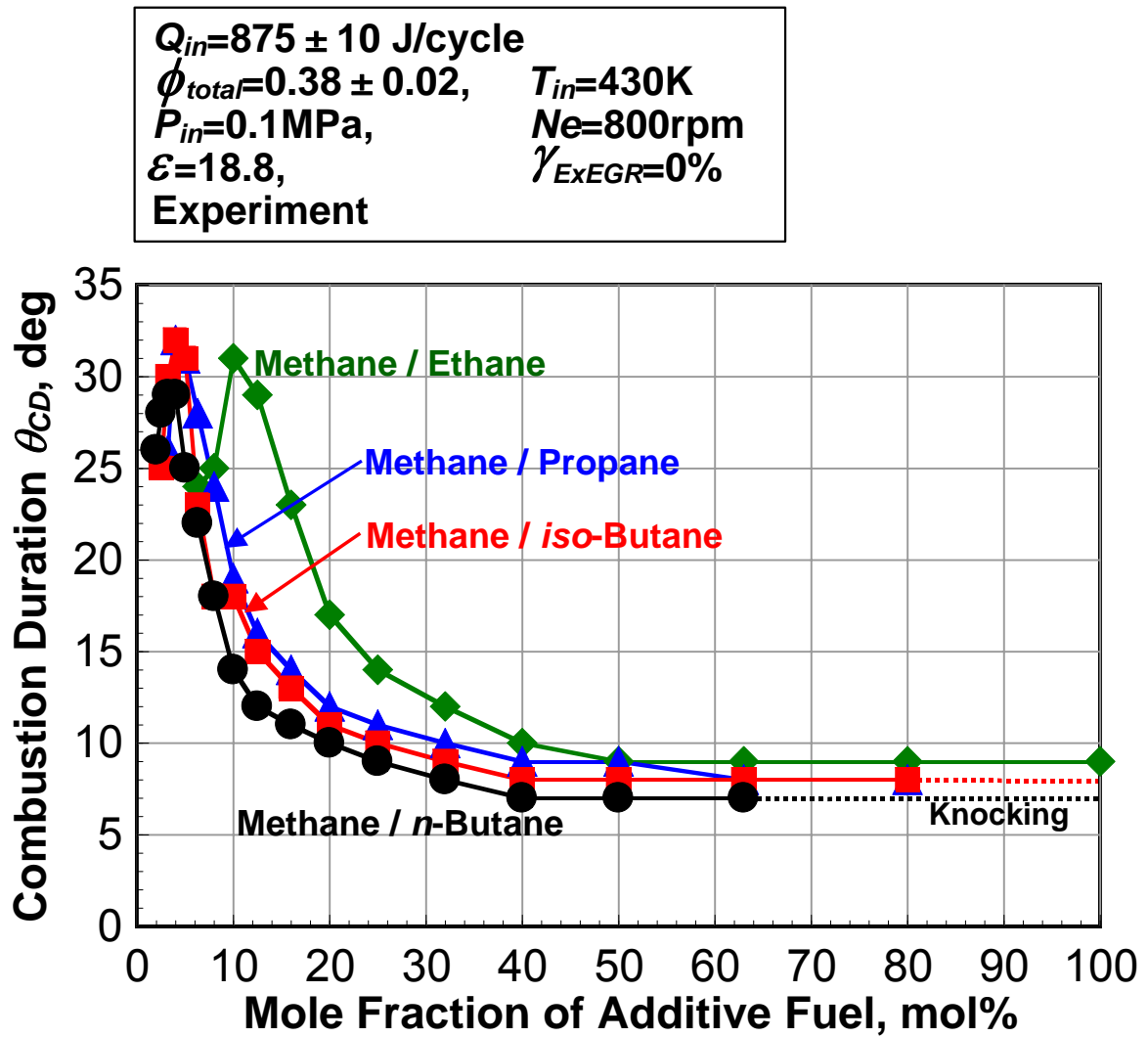


図 4-22 2 種混合燃料において Ethane , Propane , iso-Butane および n-Butane の混合割合を変化させた時の燃焼期間

## 4.2 C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の着火および燃焼特性

### 4.2.4 天然ガス組成の変化に対する着火温度の推測

式(4-1)~式(4-4)に Methane / Ethane , Methane / Propane , Methane / *iso*-Butane , Methane / *n*-Butane の2種混合燃料において Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の変化に対する着火温度の実験式を示す。

#### Methane / Ethane

$$T_{(M/E)Hig} = -8.6741E - 8X_E^4 - 5.6342E - 5X_E^3 + 2.0148E - 2X_E^2 - 2.0386X_E + 1130$$
$$R^2 = 0.9955$$

$$T_{(M/E)Hig} : \text{Methane/Ethaneの着火温度, K}$$
$$X_E : \text{Ethaneの混合割合, mol\%} \quad (4-1)$$

#### Methane / Propane

$$T_{(M/P)Hig} = 2.5259E - 6X_p^4 - 7.3707E - 4X_p^3 + 8.2365E - 2X_p^2 - 4.2302X_p + 1130$$
$$R^2 = 0.9969$$

$$T_{(M/P)Hig} : \text{Methane/Propaneの着火温度, K}$$
$$X_p : \text{Propaneの混合割合, mol\%} \quad (4-2)$$

#### Methane / *iso*-Butane

$$T_{(M/iB)Hig} = 4.7842E - 6X_{iB}^4 - 1.3019E - 3X_{iB}^3 + 0.1288X_{iB}^2 - 5.6589X_{iB} + 1130$$
$$R^2 = 0.9953$$

$$T_{(M/iB)Hig} : \text{Methane/*iso*-Butaneの着火温度, K}$$
$$X_{iB} : \text{*iso*-Butaneの混合割合, mol\%} \quad (4-3)$$

#### Methane / *n*-Butane

$$T_{(M/nB)Hig} = 4.8661E - 6X_{nB}^4 - 1.3555E - 3X_{nB}^3 + 0.1384X_{nB}^2 - 6.2704X_{nB} + 1130$$
$$R^2 = 0.9969$$

$$T_{(M/nB)Hig} : \text{Methane/*n*-Butaneの着火温度, K}$$
$$X_{nB} : \text{*n*-Butaneの混合割合, mol\%} \quad (4-4)$$

天然ガスは主に Methane , Ethane , Propane および Butane で構成されており , 天然ガスにおいて燃料間の相互作用を顧慮せずに天然ガスの着火温度は Ethane , Propane および Butane の混合割合に比例して低くなると仮定する。式(4-5)に天然ガス中の Ethane , Propane および Butane の混合割合の変化に対する天然ガスの着火温度の実験式を示す。

---

## 4.2 C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の着火および燃焼特性

$$T_{(M/E/P/iB/nB)Hig} = T_{(M/E)Hig} + T_{(M/P)Hig} + T_{(M/iB)Hig} + T_{(M/nB)Hig} - 3390 \quad (4-5)$$

図 4-23に天然ガスの組成<sup>(9)(40)~(42)</sup>および式(4-5)から求めた各々の天然ガスの着火温度を示す。

式(4-5)から本研究で用いた天然ガスの着火温度を求めると 1090K であり, 図 3-17に示すように燃焼実験から得られた着火温度(1080 ± 15K)と一致しており, 本実験式は天然ガス組成の変化に対する着火温度の推測が可能である。Methane, Ethane, Propane および Butane がほとんど入っていないアラスカ産の天然ガスと京葉ガスの 13A を比較するとそれぞれの着火温度は 1130K, 1045K であり, 天然ガス組成の変化に対して着火温度は大きく変化する。天然ガス予混合圧縮自己着火機関において着火時期を制御し, 高効率を実現させるには天然ガスの組成の規格化が必要である。

4.2 C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の着火および燃焼特性

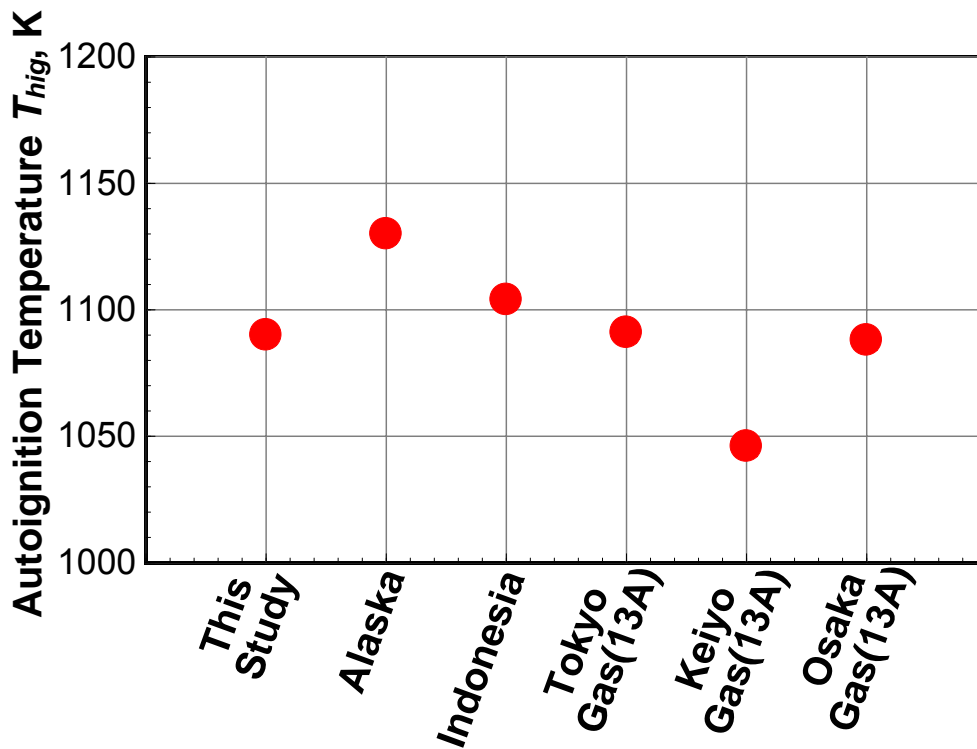
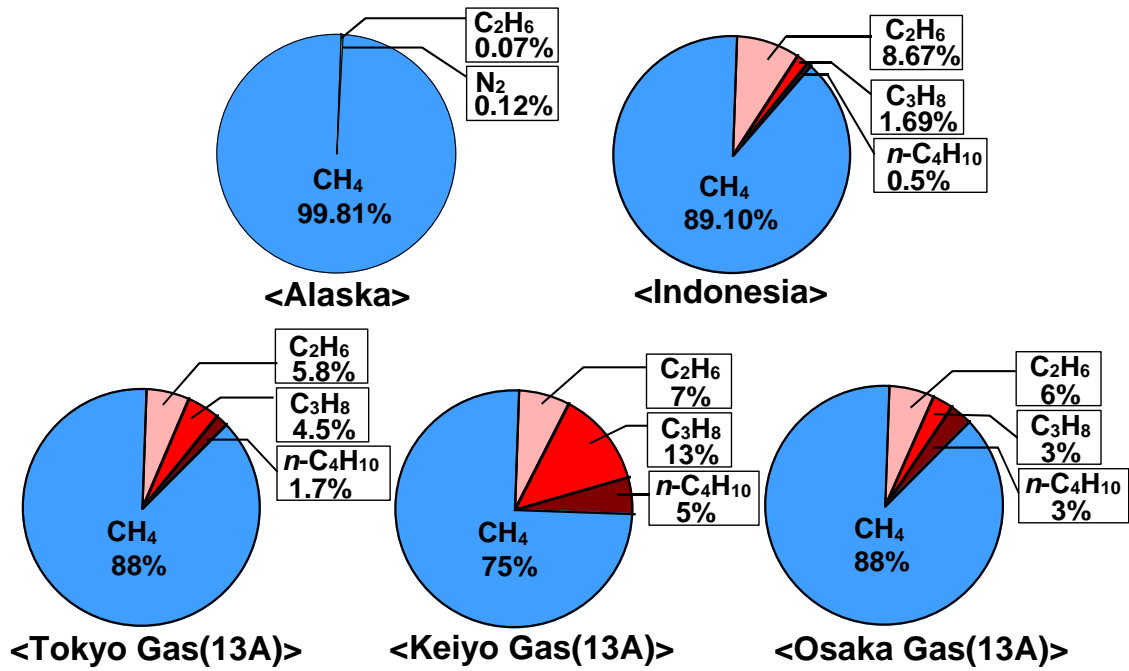


図 4-23 天然ガスの組成<sup>(9)(40)~(42)</sup>および実験式から求めた各々の天然ガスの着火温度

## 4.2 C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料の着火および燃焼特性

### 4.2.5 2種混合燃料の排気特性

図 4-24に投入低発熱量  $Q_{in}=875 \pm 10\text{J/cycle}$  , 当量比  $\phi_{total}=0.38 \pm 0.02$  , 吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$  , 吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$  , 機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$  , 圧縮比  $\epsilon=18.8$  の一定の条件で Methane/*n*-Butane の2種混合燃料の *n*-Butane 混合割合を変化させた時の筒内ガス最高温度, 燃焼効率および THC, CO, CO<sub>2</sub> の排出濃度を示す。*n*-Butane 混合割合を 10mol%まで増加させると *n*-Butane 混合割合の増加に伴い筒内ガス最高温度および燃焼効率は高くなり, THC, CO の排出濃度は減少していく。さらに *n*-Butane 混合割合を増加させると筒内ガス最高温度, 燃焼効率, THC, CO の排出濃度は *n*-Butane 混合割合の変化に関わらずほぼ一定となる。

図 4-25に2種混合燃料において Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の変化に対する燃焼効率および CO の排出濃度を示す。

Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の増加とともに燃焼効率は高くなり, CO の排出濃度は一旦増加する。さらに Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合を増加させると CO の排出濃度は低くなり, それぞれの混合割合が 8mol%以上の条件では, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane に関わらず燃焼効率および CO の排出濃度はほぼ一定の値を示す。また, 混合割合が 20mol%付近に達すると *n*-Butane, *iso*-Butane, Propane, Ethane ともに燃焼効率は 90%, CO の排出濃度は 0.1%でほぼ同じ値を示す。図 4-26に示すように燃焼効率および CO の排出濃度は燃料種およびその混合割合に関わらず筒内ガス温度に依存しており, 筒内ガス温度が上昇するとともに燃焼効率は高くなり, CO の排出濃度は減少する。筒内ガス最高温度がおよそ 1700K 付近になると燃焼効率は 90%まで上昇し, CO の排出濃度は 0.1%まで減少する。予混合圧縮自己着火機関において燃焼効率の向上および低公害を実現させるには, 天然ガス(13A), C<sub>1</sub>~C<sub>4</sub> 単体燃料および C<sub>1</sub>とC<sub>2</sub>~C<sub>4</sub>の2種混合燃料に関わらず筒内ガス最高温度がある温度以上になる運転条件を用意するのが必要である。

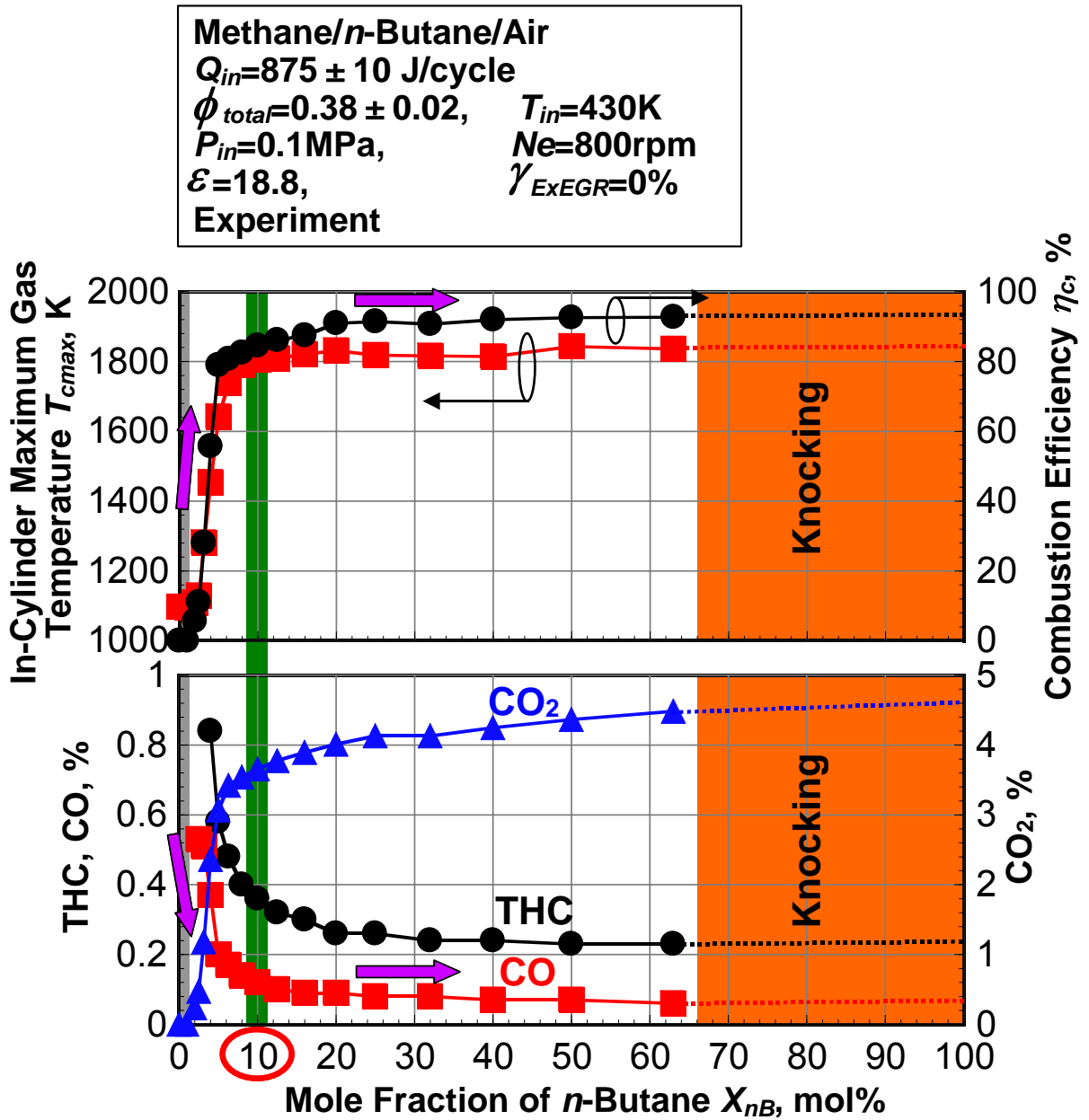


図 4-24 Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料において *n*-Butane 混合割合の変化に対する筒内ガス最高温度，燃焼効率および THC，CO，CO<sub>2</sub> の排出濃度

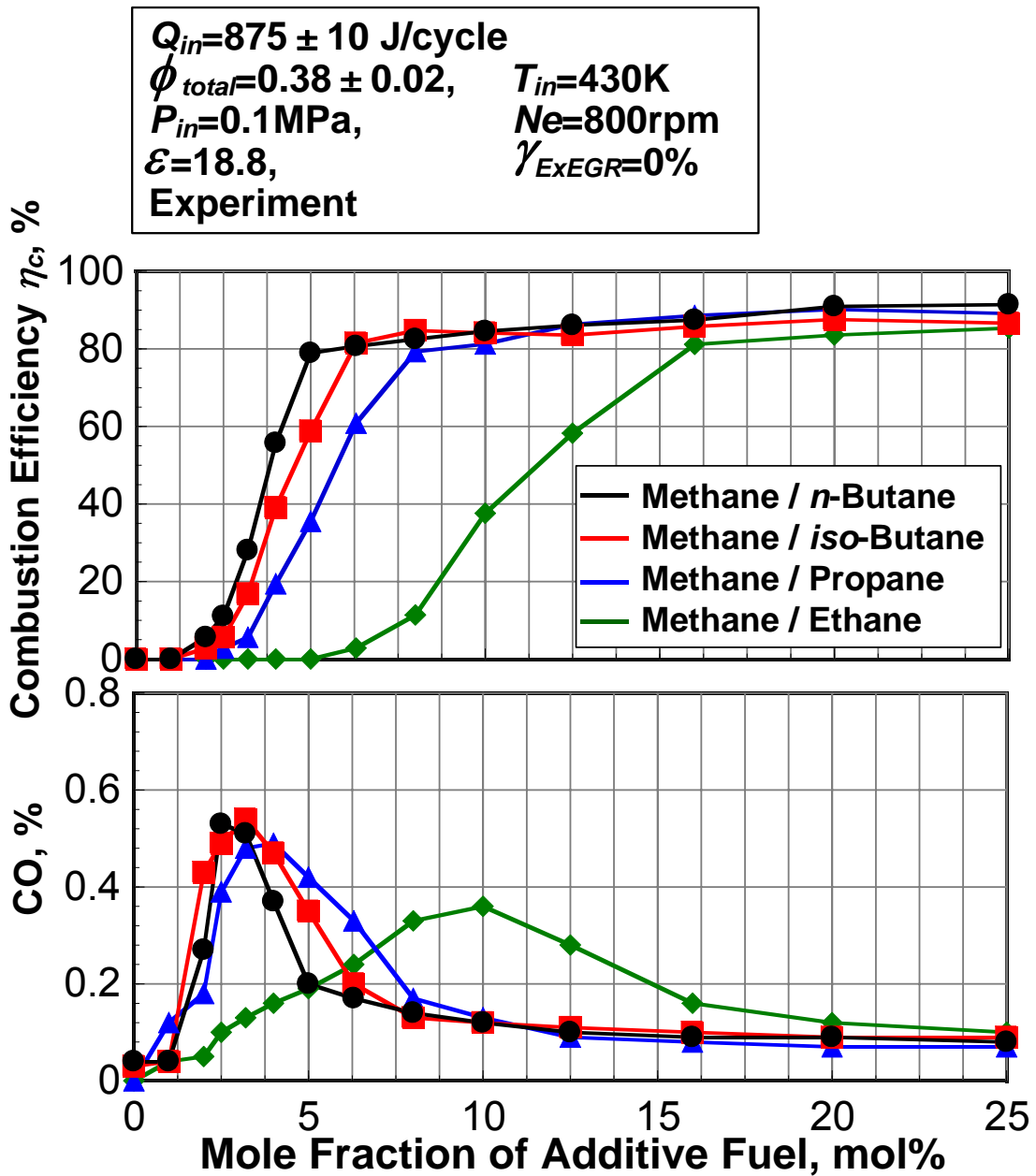


図 4-25 2 種混合燃料において Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合を変化させた時の燃焼効率および CO の排出濃度

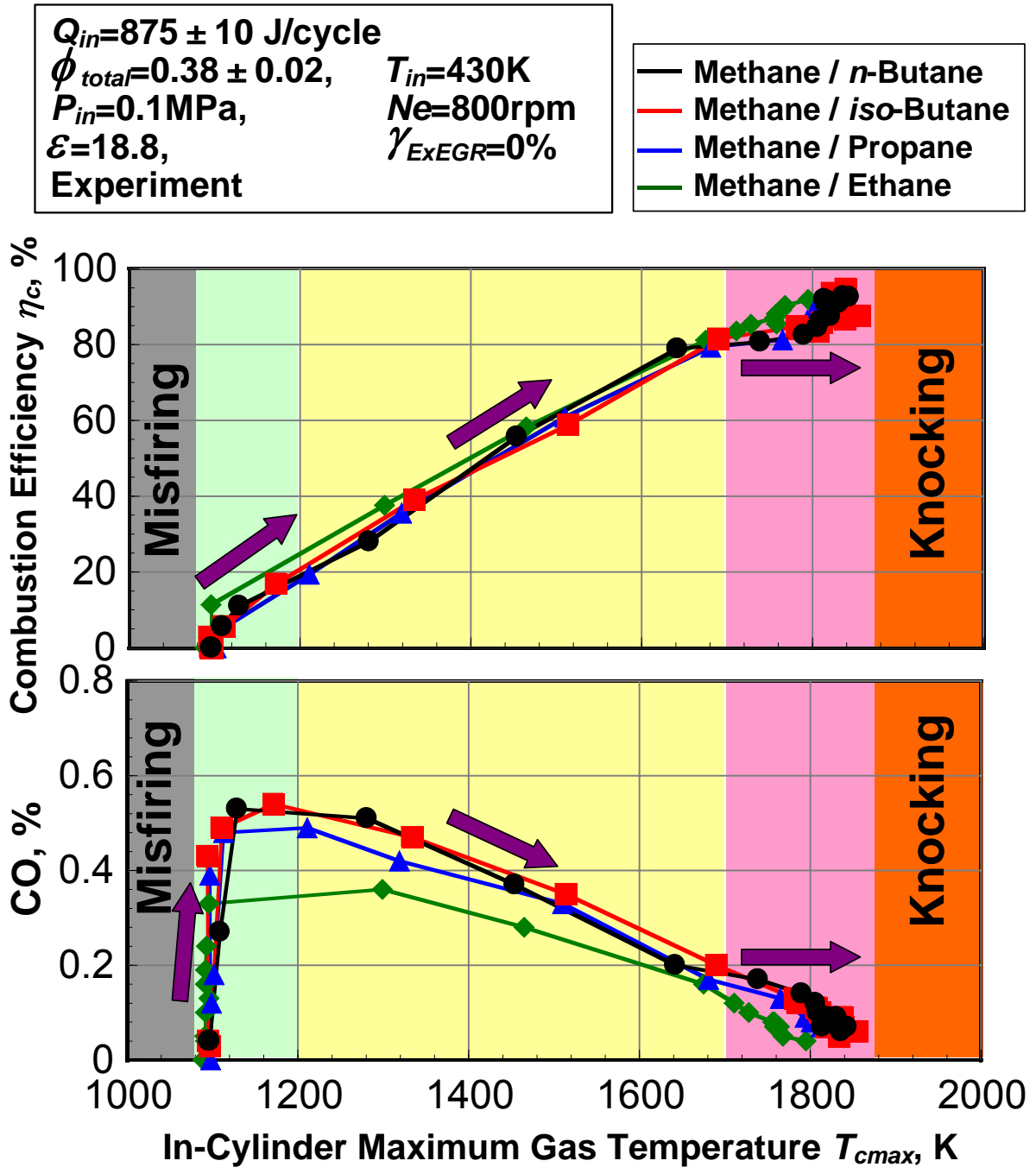


図 4-26 2 種混合燃料において Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合を変化させた時の筒内ガス最高温度と燃焼効率 , CO の排出濃度の関係



### 4.3 第4章のまとめ

天然ガスは Methane を主成分とし, Ethane, Propane および Butane などの混合燃料である。天然ガスの組成は生産地によって Methane が 85~95%, Ethane 2~10%, Propane 1~4%, Butane 0~2% の範囲で変化する。また, 日本国内で天然ガスを主な原料とする都市ガス(13A, 12A)はその熱量が一定に調整されているものの, その組成は製造会社によって様々である。天然ガスを燃料とする予混合圧縮自己着火機関の実現には, 天然ガスの組成の変化がその着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

本章では, 天然ガス(13A)の主な成分である  $C_1$ ~ $C_4$  単体燃料( Methane, Ethane, Propane, *iso*-Butane, *n*-Butane ) の自己着火および燃焼特性を調査し, 燃料の分子構造の違いが自己着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにした。また, 投入熱量一定の条件において Methane / Ethane, Methane / Propane, Methane / *iso*-Butane および Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料の混合割合を 0mol% から 100mol% まで変化させ, その混合割合の変化が筒内ガス圧力履歴, 熱発生率履歴, 筒内ガス温度履歴, 着火時期, 着火温度, 燃焼期間, 燃焼効率および THC, CO, CO<sub>2</sub> の排出濃度に及ぼす影響を明らかにし, 以下の結果を得た。

- (1) Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の単体燃料の運転可能な当量比の範囲は燃料種に関わらずほぼ一定である。
- (2) Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の順で着火温度は低温化し, 着火時期は早期化する。Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane 空気予混合気はそれぞれ筒内ガス温度が 1053K, 1040K, 1020K, 1007K 付近に達すると着火に至る。
- (3) いずれの 2 種混合燃料においても運転可能な混合割合の範囲はほぼ一定である。
- (4) 2 種混合燃料において Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の増加とともに着火温度は低温化し, 着火時期は早期化する。その変化率はいずれの 2 種混合燃料において Ethane, Propane, *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合が増加するほど減少する。着火温度の低温化, 着火時期の早期化の効果は *n*-Butane が最も大きく, 次に Ethane, Propane, *iso*-Butane の順となる。

- (5) 天然ガス中の Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の変化に対する着火温度を実験式から求めた。予混合圧縮自己着火機関での着火温度は天然ガス組成の変化によって異なり ,天然ガス予混合圧縮自己着火機関において着火時期を制御し ,高効率を実現させるには天然ガスの組成の規格化が必要である。
  
- (6) 高燃焼効率の確保および CO 排出濃度の低減を実現するには ,  $C_1 \sim C_4$  単体燃料および  $C_1$  と  $C_2 \sim C_4$  の 2 種混合燃料に関わらず筒内ガス最高温度がある温度以上になる運転条件を用意するのが必要である。

## 第5章 天然ガス予混合気の圧縮自己着火過程に関する 素反応数値計算

予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼は圧縮中の燃料と酸素の化学反応過程に大きく依存しているため、その着火時期および燃焼期間の制御は困難である。これらの問題解決には、着火および燃焼の化学反応機構を明らかにする必要がある。第3章では諸パラメータの変化が圧縮自己着火特性に及ぼす影響について実験的調査を行い、着火時期および燃焼期間の制御因子について明らかにした。天然ガスはMethaneを主成分とし、微量の高級炭化水素で構成されている混合燃料である。第4章で示したようにMethaneに $C_2 \sim C_4$ 燃料をそれぞれ混合させると着火温度は低温化し、その効果は $C_2 \sim C_4$ 燃料の混合割合が増加するほど減少した。天然ガス予混合気の着火および燃焼の化学反応機構を把握するには、高級炭化水素の着火促進効果に関する化学反応機構を明らかにする必要がある。

本章では、第4章の燃焼実験においてMethaneに対する着火温度の低温化効果が最も大きかった $n$ -ButaneとMethaneの2種混合燃料を対象に0次元の素反応数値計算を行い、その圧縮自己着火過程中の化学反応機構を明らかにする。また、天然ガス(13A)の当量比、吸気温度および機関回転速度の変化が圧力履歴、温度履歴、熱発生率履歴および各化学種の濃度履歴に及ぼす影響を調査する。最後に熱発生率履歴、着火温度、着火時期および燃焼期間などの実験結果との比較により本研究で用いた計算モデルの推測可能範囲を示す。

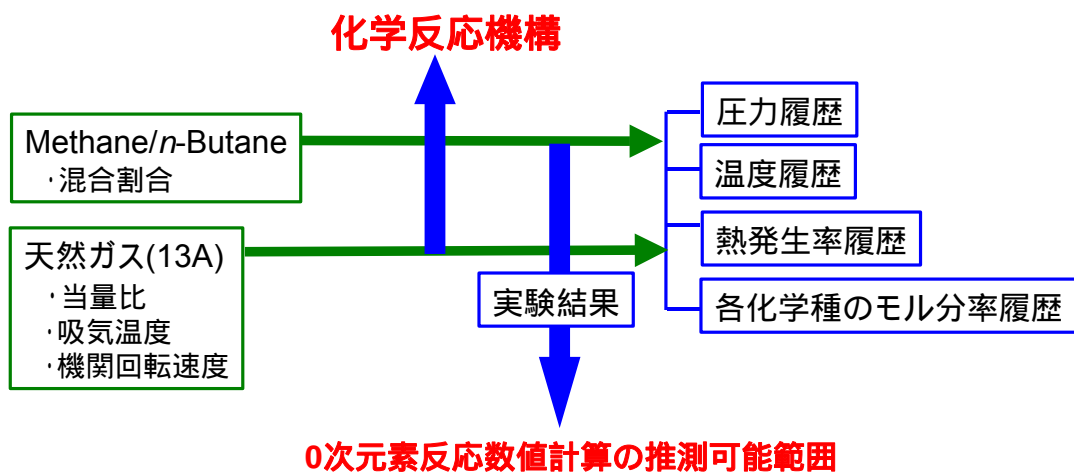


図 5-1 第5章の概要

## 5 . 1 計算方法

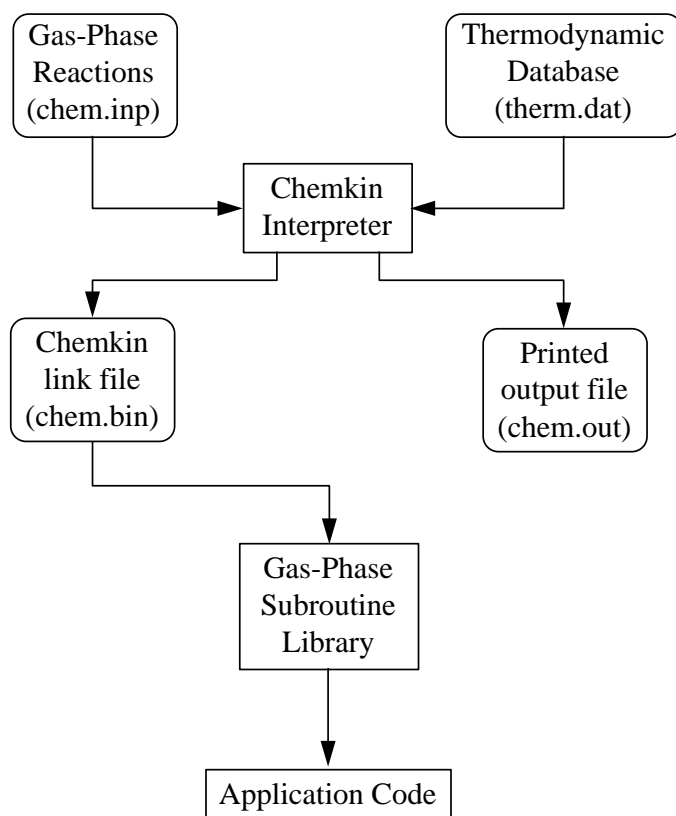
### 5 . 1 . 1 素反応動力学数値計算

素反応数値計算には CHEMKIN II <sup>(43)</sup>を用いる。CHEMKIN は気相の流れの系における素反応シミュレーションを容易に出来るように作られたサブルーチンライブラリーである。

初期型の CHEMKIN は 1980 年にアメリカの Sandia National Laboratory から発表された。1990 年に改訂された CHEKIN II では圧力依存のある反応の記述方法が的確かつ能率的方法になるなど能力が上がった。さらに 1996 年に改訂された CHEMKIN III では非平衡の様々な流体系を扱うことができる。本研究では、オープンコードとなっている CHEMKIN II を使用する。CHEMKIN は FORTRAN コードが 2 組、2 つのファイルで構成されている。

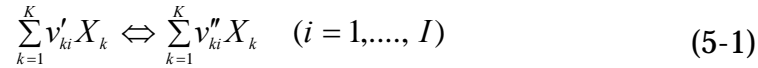
- ・ Interpreter (code)
- ・ Gas-Phase Subrou *Tine* Library (code)
- ・ Thermodynamic Database (file)
- ・ Linking File (file)

図 5-2 に CHEMKIN の構成を示す。まず、CHEMKIN フォーマットで書かれ反応モデルを準備する。Interpreter を実行することで、反応機構を記述している記号を読み取り、Thermodynamic Database から反応に関係する化学種の熱力学的情報を抜き出して、Linking File が出力される。Gas-Phase Subrou *Tine* Library は 100 を超えるサブルーチンで構成される。このサブルーチンは Linking File の情報を基に、元素、反応、状態方程式、熱力学的特性、生成速度の情報を返すプログラムである。これらのサブルーチンを利用し、解きたい問題を解く計算式を Application Code に書き、実行する。Application Code に相当するプログラムには CHEMKIN パッケージに含まれる SENKIN<sup>(44)</sup>を一部変更したものを用了。SENKIN は予混合気の時々刻々の体積変化を与えることができ、往復同型機関のように予混合気の圧縮、膨張行程を再現する。

図 5 -2 CHEMKIN の構成<sup>(43)</sup>

## 5.1.2 反応速度および生成速度の計算

反応速度  $q_i$  は複数の反応物中の一つあるいはそれ以上の反応物の濃度に依存する。K 個の成分を含む素反応 i は次のように表現できる。



$v'_{ki}$ : 素反応 i での反応種 k の量論係数

$v''_{ki}$ : 素反応 i での生成種 k の量論係数

$X_k$ : 化学種 k の化学記号

素反応 i の反応速度  $q_i$  ( $\text{mol}/\text{m}^3$ ) は以下のように算出される。

$$q_i = k_{fi} \prod_{k=1}^K [X_k]^{F_{ki}} - k_{ri} \prod_{k=1}^K [X_k]^{R_{ki}} \quad (5-2)$$

$F_{ki}$ : 反応 i の正反応における化学種 k の反応次数

$R_{ki}$ : 反応 i の逆反応における化学種 k の反応次数

$[X_k]$ : 化学種 k のモル濃度,  $\text{mol}/\text{m}^3$

$k_{fi}$ : 反応 i の正反応の速度定数

$k_{ri}$ : 反応 i の逆反応の速度定数

速度定数 k は温度に強く依存し, 以下のようにアレニウス方程式で示される。

$$k_{fi}(T) = A_i T^{\beta_i} \exp(-E_i / RT) \quad (5-3)$$

$A_i$ : 反応 i の頻度因子

$\beta_i$ : 反応 i の温度乗数

$E_i$ : 反応 i の活性化エネルギー

$R$ : 一般ガス定数,  $\text{J}/\text{mol K}$

$T$ : 温度,  $\text{K}$

各反応の反応速度から化学種 K の生成速度が算出される

$$\dot{\omega} = \sum_{i=1}^I q_i (v''_{ki} - v'_{ki}) \quad (K = 1, \dots, K) \quad (5-4)$$

## 5.1.3 温度および圧力の計算

境界での質量の出入りはなく，混合気の総質量は保存されると仮定すると各化学種は以下の支配方程式で生成，消滅する。

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (5-5)$$

$$\frac{dm_k}{dt} = V \dot{\omega}_k W_k, k = 1, \dots, K \quad (5-6)$$

$t$ : 時間, s       $\dot{\omega}_k$ : モル生成率, mol/m<sup>3</sup>·s  
 $V$ : 体積, m<sup>3</sup>       $W_k$ : 分子量, kg/mol

質量分率  $Y_k$  は以下のように示される。

$$\frac{dY_k}{dt} = v \dot{\omega}_k W_k \quad (5-7)$$

$Y_k$ : 質量分率,  $v$ : 比体積, m<sup>3</sup>/kg

次に，断熱の条件での熱力学第一法則より，

$$du + Pdv = 0 \quad (5-8)$$

$$u = \sum_{k=1}^K u_k \cdot Y_k \quad (5-9)$$

式(5-9)の微分形を考えると

$$du = \sum_{k=1}^K Y_k \cdot du_k + \sum_{k=1}^K u_k \cdot dY_k \quad (5-10)$$

ここで，理想気体として仮定すれば，

$$du_k = c_{v,k} \cdot dT \quad (5-11)$$

従って，式(5-8)，式(5-10)，式(5-11)より

$$\sum_{k=1}^K Y_k \cdot c_{v,k} \cdot dT + \sum_{k=1}^K u_k \cdot dY_k + Pdv = 0 \quad (5-12)$$

予混合気の平均定容比熱  $c_v$  を  $c_v = \sum_{k=1}^K Y_k \cdot c_{v,k}$  と定義すると

$$\therefore c_v \cdot \frac{dT}{dt} + \sum_{k=1}^K u_k \cdot \frac{dY_k}{dt} + P \frac{dv}{dt} = 0 \quad (5-13)$$

式(5-7) , 式(5-13)よりエネルギー保存式が求まる。

$$c_v \cdot \frac{dT}{dt} + P \frac{dv}{dt} + v \sum_{k=1}^K u_k \cdot \dot{\omega}_k \cdot W_k = 0 \quad (5-14)$$

$u$  : 単位質量あたりの内部エネルギー , J/kg

$P$  : 圧力 , Pa

$V$  : 体積 , m<sup>3</sup>

$Y_k$  : 化学種 k の質量分率 , kg/kg

$C_{vk}$  : 化学種 k の定容比熱

$T$  : 温度 , K

$v$  : 比体積 , m<sup>3</sup>/kg

$W_k$  : 化学種 k の分子量 , kg/mol

$m$  : 混合気の質量 , kg

$m_k$  : 化学種 k の質量 , kg

式(5-14)と理想気体の状態方程式  $PV = mRT$  を用い , 体積を与えることにより温度と圧力が算出される。



## 5.1.4 素反応

炭化水素燃料の場合，酸化反応式は一般的に総括反応式( $C_mH_n + (n/4+m) O_2 = n/2 H_2O + mCO_2$ )として示される。これに対し，実際の反応過程はいくつかの段階に分かれており，その各反応をそれぞれ素反応と呼ぶ。素反応モデルの例として *n*-Butane の素反応<sup>(23)</sup>の一部を表 5-1に示す。素反応過程を考慮した場合，燃料である *n*-Butane と空気の成分である  $N_2$ ， $O_2$ ，Ar 以外にもさまざまな化学種を取り扱うことになる。また，反応とともに示されている A， $\nu$ ，E の数値は，それぞれの素反応の反応速度定数をアレニウス式で表した際の係数である。表 5-2に素反応スキーム<sup>(23)(45)~(52)</sup>を示す。燃料，温度，圧力および燃焼形態などの条件に応じて正確な予測ができる素反応スキームは存在しない。予混合圧縮自己着火機関の温度，圧力域での着火および燃焼特性を予測する素反応スキームはほとんどなく，予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼解析に素反応スキームを用いる場合は，その素反応スキームを適用する妥当性を検討するのが必須である。

表 5-1 素反応スキームの例<sup>(23)</sup>

	Reactions	A		E
1	$H+O_2=O+OH$	1.91E+14	0	68.8
2	$O+H_2=H+OH$	5.08E+04	2.7	26.3
3	$OH+H_2=H+H_2O$	2.16E+08	1.5	14.4
4	$2OH=O+H_2O$	1.23E+04	2.6	-7.9
5	$2H+M=H_2+M$	6.40E+17	-1	0
6	$H+OH+M=H_2O+M$	7.50E+21	-2	0
7	$H+O_2+H_2=HO_2+H_2$	2.00E+18	-0.8	0
8	$H+HO_2=2OH$	1.50E+14	0	4.2
9	$H+HO_2=H_2+O_2$	2.50E+13	0	2.9
10	$O+HO_2=OH+O_2$	2.00E+13	0	0
11	$OH+HO_2=O_2+H_2O$	2.00E+13	0	0
12	$OH+CO=H+CO_2$	4.40E+06	1.5	-3.1
13	$H+CH_4=H_2+CH_3$	2.20E+04	3	36.6
14	$O+CH_4=OH+CH_3$	1.20E+07	2.1	31.9
15	$OH+CH_4=H_2O+CH_3$	1.60E+06	2.1	10.3
16	$O+CH_3=H+CH_2O$	7.00E+13	0	0
17	$H+CH_2O=H_2+CHO$	2.50E+13	0	16.7
18	$O+CH_2O=OH+CHO$	3.50E+13	0	14.7
19	$OH+CH_2O=H_2O+CHO$	3.00E+13	0	5
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
100	$CH_3+M=H+CH_2+M$	1.00E+16	0	379
101	$CH_2O+CH_3=CHO+CH_4$	1.00E+11	0	25.5
102	$CH_2O+M=H+CHO+M$	5.00E+16	0	320
103	$H+CH_3O=H_2+CH_2O$	2.00E+13	0	0
104	$CH_3+C_2H_6=CH_4+C_2H_5$	5.50E-01	4	34.7
105	$2C_2H_5=C_2H_4+C_2H_6$	1.40E+12	0	0
106	$CH_3+C_2H_4=CH_4+C_2H_3$	4.20E+11	0	46.5
107	$C_2H_4+M=H_2+C_2H_2+M$	2.60E+17	0	332
108	$C_2H_4+M=H+C_2H_3+M$	2.60E+17	0	404
109	$C_2H_2+M=H+C_2H+M$	4.00E+16	0	447
110	$CH_3+CH_3CHO=CH_4+CH_3CO$	8.50E+10	0	25.1
111	$CH_3CHO=CHO+CH_3$	2.00E+15	0	331
112	$CH_3+C_3H_8=CH_4+N-C_3H_7$	2.00E+12	0	47.3
113	$CH_3+C_3H_8=CH_4+I-C_3H_7$	2.00E+12	0	47.3
114	$2I-C_3H_7=C_3H_6+C_3H_8$	2.40E+12	0	0
115	$2N-C_3H_7=C_3H_6+C_3H_8$	1.60E+12	0	0
116	$N-C_4H_{10}=CH_3+N-C_3H_7$	2.00E+16	0	340
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.

表 5-2 素反応スキーム

研究者	燃料	素反応数	化学種数	調査温度 (K)	調査圧力 (MPa)	実験装置	文献
越ら	H <sub>2</sub>	25	9	500 ~ 1600	0.1 ~ 0.9	Shock Tube , バーナー	(45)
GRI	Methane	279	49	1256 ~ 2500	0.025 ~ 8.4	Shock Tube ,JSFR	(46)
Warth ら	<i>n</i> -Butane	797	167	554 ~ 737 937	0.073 1.0	定容反応容器	(47)
小島ら	<i>n</i> -Butane	461	141	720 ~ 830 1200 ~ 1400	1.0 ~ 3.0	RCM Shock Tube	(23)
Curran ら	<i>n</i> -Heptane	2446	544	550 ~ 1700	0.1 ~ 4.2	Shock Tube ,JSFR	(48)
Dagaut ら	DME	286	43	800 ~ 1300	0.1 ~ 1.0	JSFR	(49)
Curran ら	DME	336	78	650 ~ 1300	0.1 ~ 40	Shock Tube ,JSFR	(50)
樋高ら	DME	176	50	900 ~ 1900	0.1 ~ 0.33	Shock Tube	(51)
中野ら	Gasoline	3725	782	670 ~ 1800	0.32 ~ 6	Shock Tube ,JSFR	(52)

## 5.2 衝撃波管条件での素反応スキームの妥当性

往復動型機関では、図 5-4に示すように燃焼室内の予混合気の温度、圧力は体積変化に応じて時々刻々と変化し、上死点後は体積の膨張により温度、圧力は低下する。図 5-3のように衝撃波により圧縮を行う衝撃波管の圧縮速度は $\mu\text{s}$  オーダーでエンジンの圧縮時間と比較して充分速く、温度、圧力はステップ状に上昇し、その後はほぼ一定に保たれる。エンジンに比べて時間に対して温度および圧力の変化が少ない衝撃波管の条件下において、着火遅れの実験結果と素反応数値計算結果の比較を行い素反応スキームの有効性を検証する。

本研究では、素反応スキームとして Kojima スキーム<sup>(23)</sup>を用いた。表 5-2 に示すように Kojima スキームは化学種数 140、素反応数 461 で構成されており、*n*-Buntane 燃料の素反応スキームである。Kojima スキームは適用温度範囲が 720~830K、1200~1400K で低温度域での酸化反応機構を有している。天然ガス (Methane、Ethane および Propane の混合燃料) の素反応スキームである GRI-MECH 3.0 スキーム<sup>(46)</sup>は 1250~1400K の高温度域における酸化反応機構のみで構成されており、低温度域での圧縮自己着火特性は再現できない。

### 5.2.1 *n*-Butane のアレニウスプロット

図 5-5に *n*-Butane 空気予混合気の当量比 $\phi=1.0$ 、初期温度  $T_0=719\text{K}$  初期圧力  $P_0=1.0\text{MPa}$  一定の条件での衝撃波管を用いた温度履歴および熱発生率履歴の Kojima スキームを用いた素反応数値計算結果を示す。

熱発生率に低温酸化反応(LTR)および高温酸化反応(HTR)による2段のピークが現れる。

図 5-6に *n*-Butane 空気予混合気の衝撃波管を用いた着火遅れの実験<sup>(53)</sup>および Kojima スキームを用いた素反応数値計算の結果を示す。当量比は 0.5、1.0、2.0 の条件において初期温度変化に対する着火遅れ期間を示す。ラインが計算結果でプロットが当量比 1.0 の実験結果を示す。

素反応数値計算結果および実験結果ともに初期温度の上昇とともに着火遅れ期間は短くなるが、初期温度が上昇しても着火遅れ期間が短くならない負の温度勾配領域、いわゆる Negative Temperature Coefficient(以下 NTC)領域が現れる。計算および実験結果ともに NTC 領域は 720K から 820K 付近で現れ、当量比の増加に伴いその温度範囲は高温側に移動する。当量比 1.0 の条件において初期温度変化に対する着火遅れ期間は計算結果と実験結果がよく一致する。

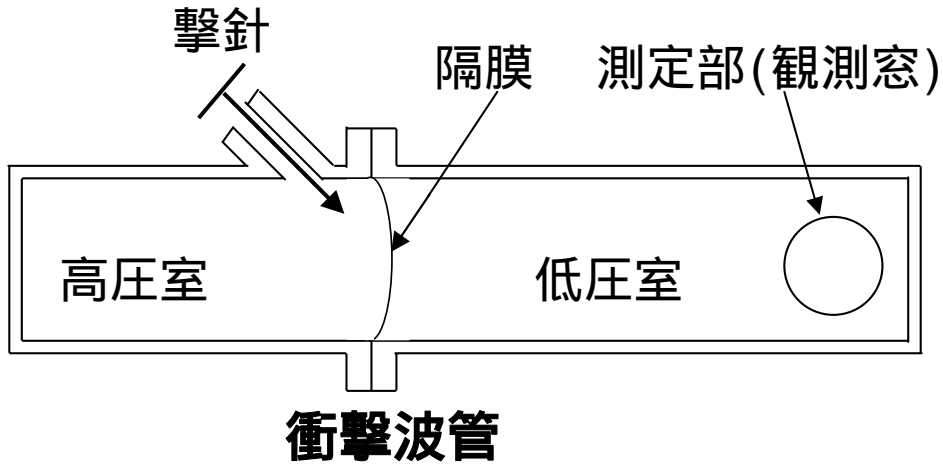


図 5-3 衝撃波管による急速圧縮の概念図

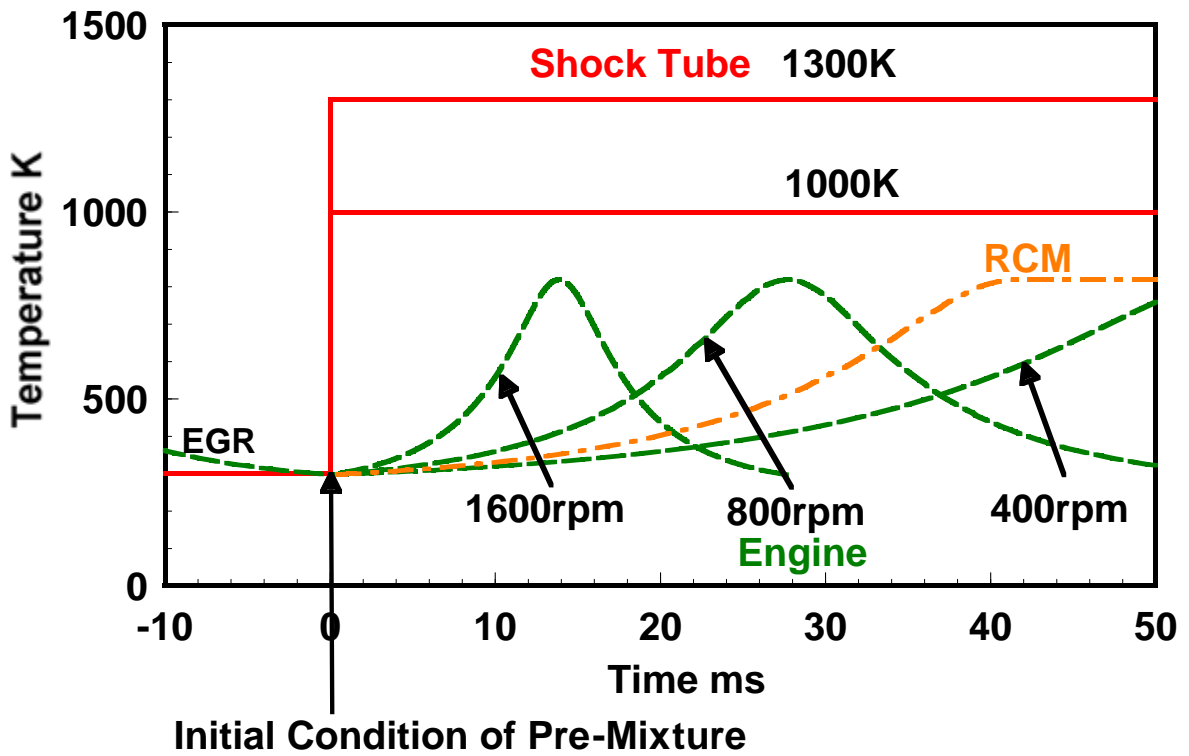


図 5-4 衝撃波管および往復動型機関の断熱圧縮に伴う温度履歴

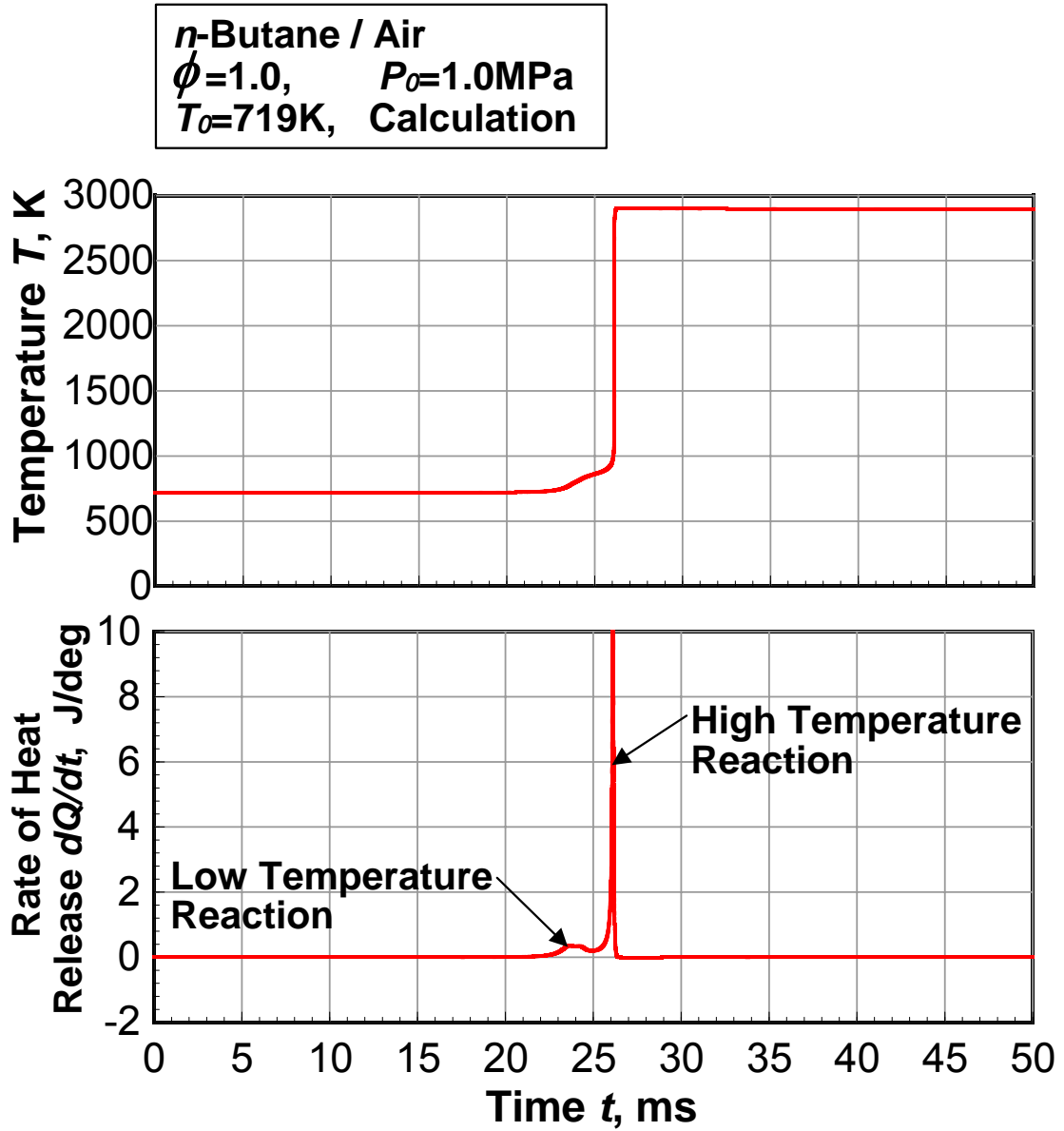


図 5-5 *n*-Butane 空気予混合気の衝撃波管を用いたの温度および熱発生率履歴の Kojima スキームを用いた素反応数値計算結果

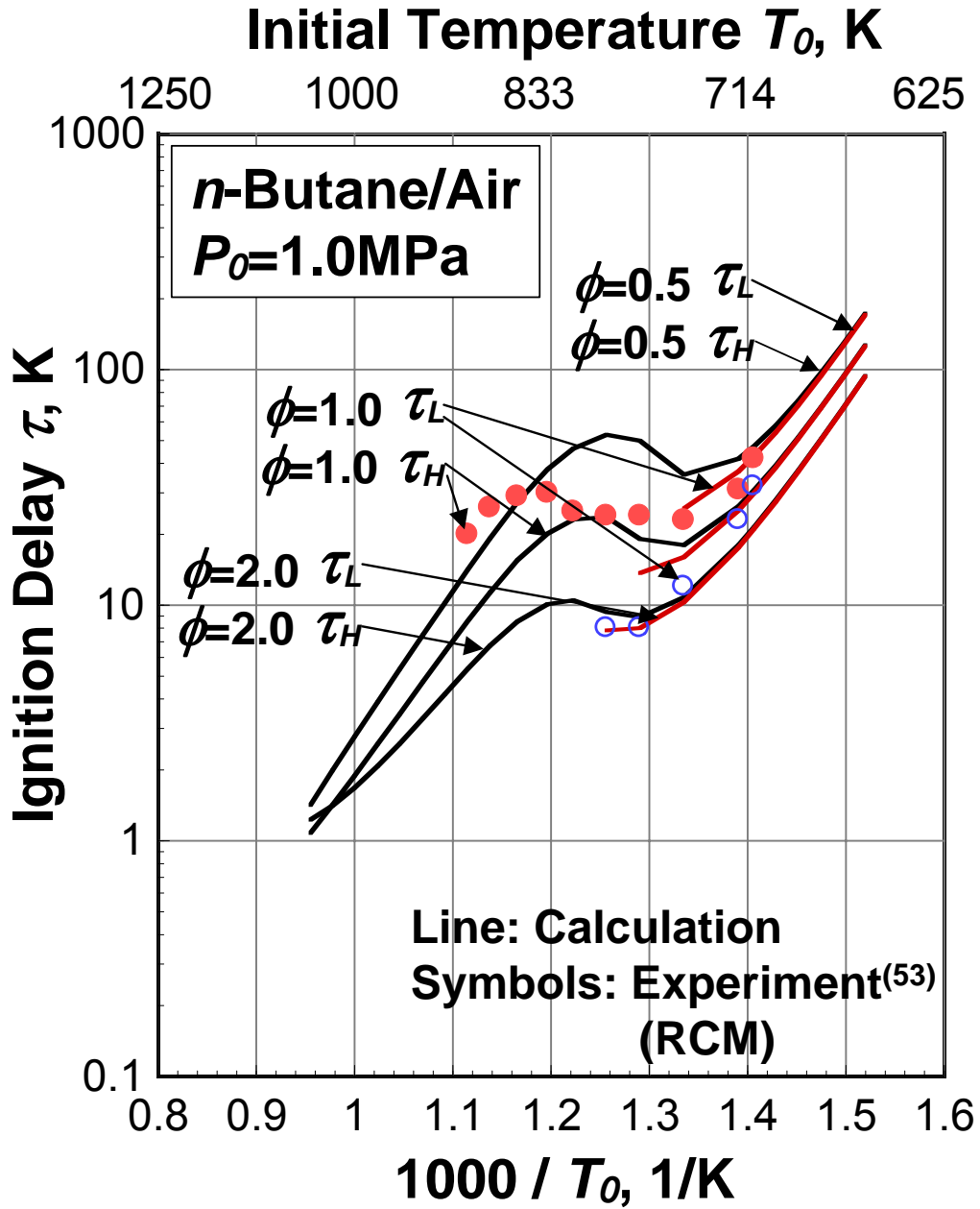


図 5-6 *n*-Butane 空気予混合気の急速圧縮装置(RCM)を用いた着火遅れの実験<sup>(53)</sup>および Kojima スキームを用いた素反応数値計算の結果

5.2.2 Methane のアレニウスプロット

図 5-7に Methane / O<sub>2</sub> / Ar 予混合気の当量比 $\phi=1.0$  , 初期温度  $T_0=1500\text{K}$  , 初期圧力  $P_0=1.0\text{MPa}$  一定の条件で衝撃波管を用いた温度履歴および熱発生率履歴の Kojima スキームを用いた素反応数値計算結果を示す。

熱発生率に高温酸化反応(HTR)のみによる 1 段の熱発生を示す。

図 5-8に Methane/O<sub>2</sub>/Ar 予混合気の衝撃波管を用いた着火遅れの実験<sup>(39)</sup>および Kojima スキームを用いた素反応数値計算の結果を示す。当量比が 0.5 , 1.0 , 2.0 の条件において初期温度変化に対する着火遅れ期間を示す。ラインが計算結果でプロットが当量比 0.5 , 1.0 , 2.0 の実験結果を示す。

当量比 $\phi=0.5, 1.0, 2.0$ のいずれの条件においても計算結果および実験結果ともに圧縮到達温度の上昇に伴い着火遅れが短くなり , 温度が高くなるにも関わらず着火遅れ期間が長くなる NTC 領域を示さない。いずれの当量比条件においても着火遅れ期間は計算結果に比べて実験結果の方が短い。



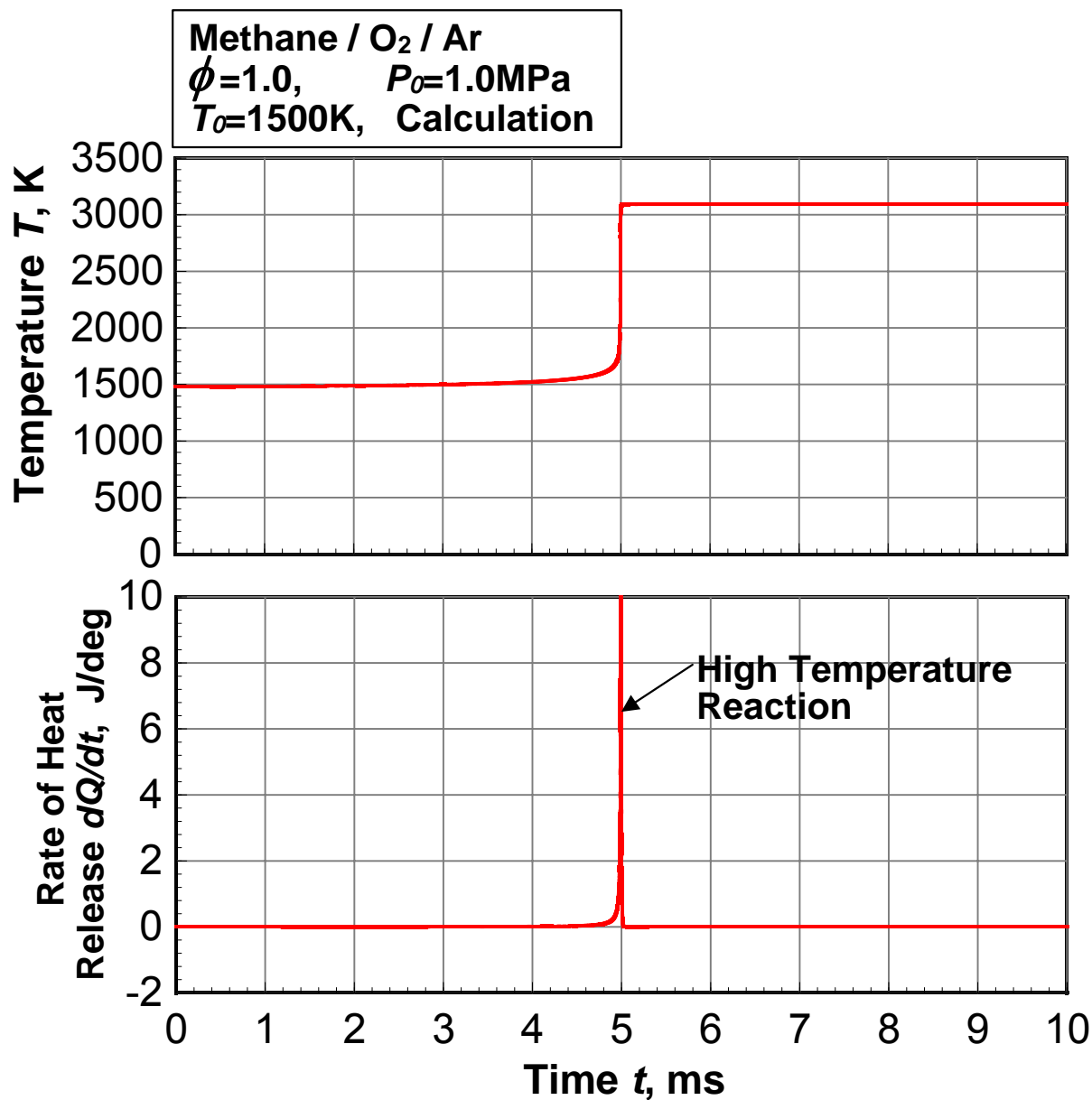


図 5-7 衝撃波管条件での Methane / O<sub>2</sub> / Ar 予混合気の温度および熱発生率履歴の Kojima スキームを用いた素反応数値計算結果

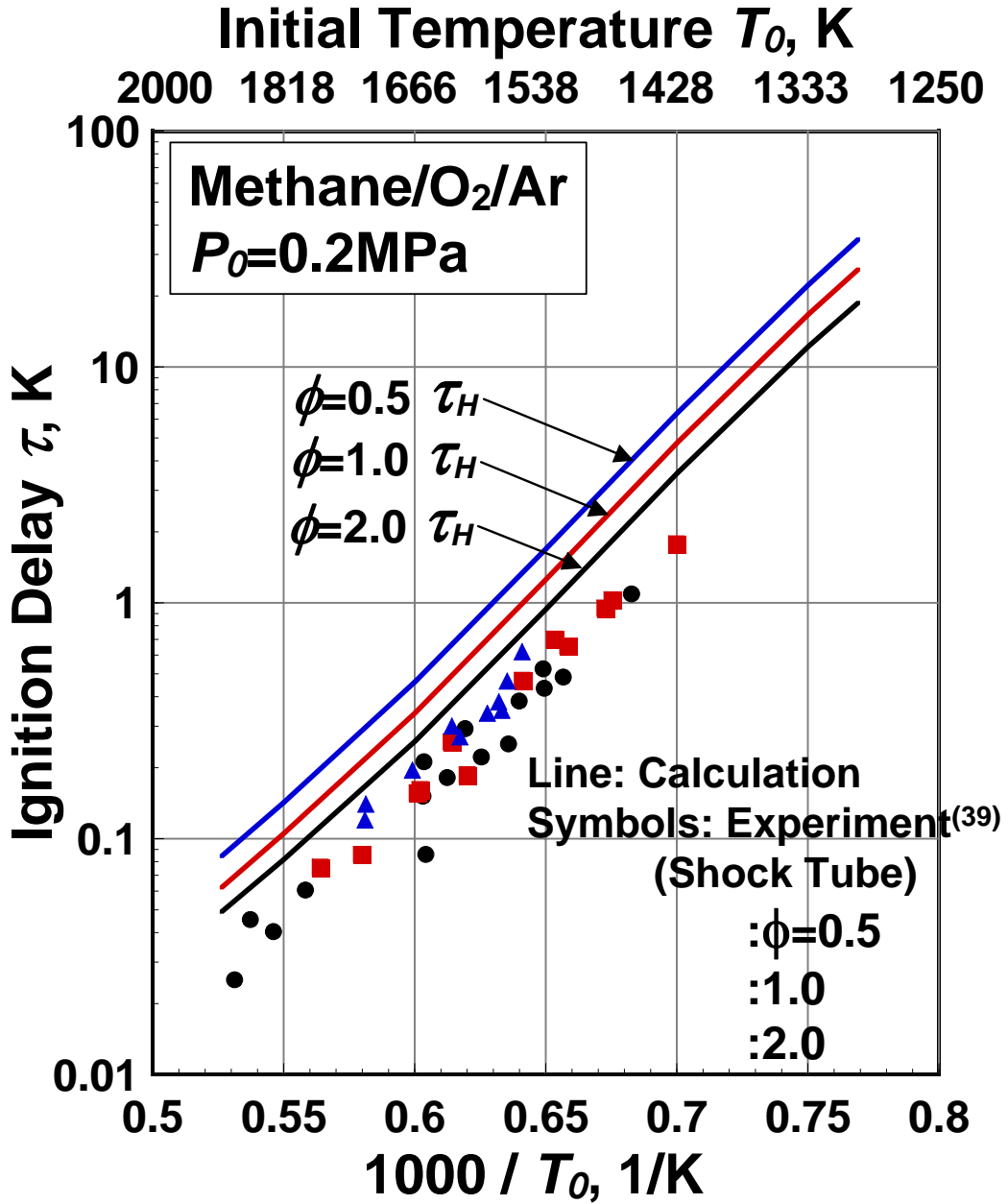


図 5-8 Methane / O<sub>2</sub> / Ar 予混合気の衝撃波管を用いた着火遅れの  
実験<sup>(39)</sup>および Kojima スキームを用いた素反応数値計算の結果

5.2.3 Methane/*n*-Butane のアレニウスプロット

図 5-9に Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料の衝撃波管を用いた着火遅れの実験<sup>(54)</sup>および Kojima スキームを用いた素反応数値計算の結果を示す。素反応数値計算では、2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合を 0mol%から 100mol%まで変化させた。ラインが計算結果でプロットが *n*-Butane 混合割合 3mol%、6mol%の実験結果を示す。

*n*-Butane の混合割合を 3mol%まで増加させると NTC 領域が現れ、*n*-Butane の混合割合の増加とともに NTC 領域が生じる温度範囲は高温側に移動する。*n*-Butane の混合割合が増加するほど着火遅れ期間は短くなり、その効果は *n*-Butane の混合割合が小さい時に大きく、混合割合の増加に従い減少する。本研究では、天然ガス中の高級炭化水素の着火促進効果を明らかにするために、Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料を対象に素反応数値計算を行う。*n*-Butane は低温酸化反応(LTR)および高温酸化反応(HTR)による 2 段の熱発生率を示し、Methane に対する *n*-Butane の着火促進効果を把握するには *n*-Butane の低温酸化反応過程中に生成された中間性生物が Methane の酸化反応過程に及ぼす影響を明らかにする必要がある。本研究では、Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料において低温度域で *n*-Butane による NTC 領域が再現できる小島の *n*-Butane スキームを用いる。

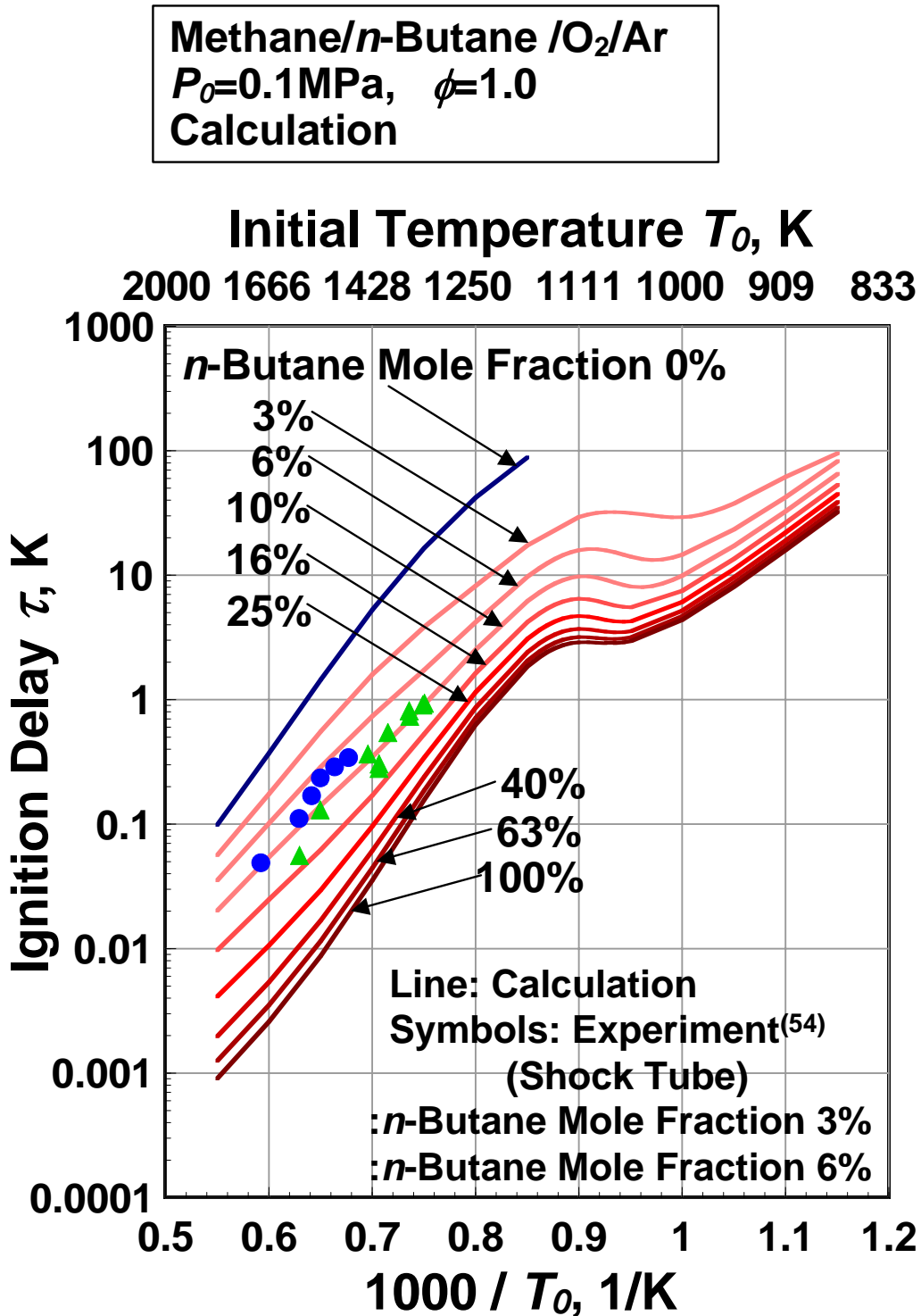


図 5-9 Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料の衝撃波管を用いた着火遅れの  
 実験<sup>(54)</sup>および Kojima スキームを用いた素反応数値計算の結果

### 5.3 往復働型圧縮自己着火機関での実験結果と素反応数値計算結果の比較

往復働型機関では、燃焼室内に導入された予混合気は前サイクルからの残留ガスと混合され、断熱圧縮過程にその温度および圧力が時々刻々変化する。このように温度および圧力条件が変化する場合は、それぞれの温度、圧力域で支配的な化学反応機構の変化が連続的に生じる。表 5-3 に計算で用いた想定機関の諸元を示す。

計算では第 3 章、第 4 章の燃焼実験で用いた機関を想定機関とし、通常一回の圧縮膨張行程を再現する。また、以下の仮定のもとで計算は行われる。

- ・ 燃焼室内の温度、圧力および混合気の組成は均一で、流動はない。
- ・ 燃焼室内の混合気は断熱変化する。
- ・ 空気組成はモル比で  $N_2 : O_2 : Ar = 21 : 78 : 1$  である。
- ・ 吸気弁の閉じる ABDC48° での圧縮開始圧力  $P_0$  および圧縮開始温度  $T_0$  は吸気圧力  $P_{in}$  および吸気温度  $T_{in}$  と同じである。
- ・ 吸気弁閉時、筒内は新気のみで満たされる。

図 5-10、図 5-11 に Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料の投入低発熱量  $Q_{in}=875\text{J/cycle}$ 、当量比  $\phi_{total}=0.38$ 、吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ 、吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$  の一定の条件で *n*-Butane の混合割合を 0 から 100mol% まで変化させた時の圧力履歴、熱発生率履歴および温度履歴の実験結果および素反応数値計算結果を示す。

実験結果および計算結果ともに、*n*-Butane 混合割合の増加に伴い自己着火燃焼による圧力および温度の上昇時期は早期化する。実験結果に比べて計算結果のほうが全条件での熱発生率の発現期間が非常に短く、熱発生率の最大値が 100 倍以上になっている。その原因として、実験の場合は燃焼室内の混合気が一様でないことから熱発生の時期にばらつきが生じ、燃焼室全体からの熱発生は緩慢になったと考えられる。一方、素反応数値計算の場合は燃焼室内の温度、圧力および燃料濃度の空間分布を考慮していないため、急峻な熱発生となったと考えられる。

図 5-12、図 5-13 に Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料において *n*-Butane 混合割合の変化に対する着火温度、着火時期の素反応数値計算結果および実験結果を示す。

実験では、*n*-Butane 混合割合の増加とともに着火温度は一旦高くなり、さらに *n*-Butane 混合割合を増加させると着火温度は低温化する。一方、計算では全ての条件において *n*-Butane 混合割合の増加に伴い着火温度は低くなる。これは計算の再現性の問題ではなく、圧縮行程中の温度の違いに起因する。計算は断熱として仮定されており、実験と初期条件は同じであるが、圧縮行程中の温度が実験に比べて

### 5.3 往復働型圧縮自己着火機関での実験結果と素反応数値計算結果の比較

高くなる。*n*-Butane 混合割合 2~4mol%の条件では、圧縮行程中の温度の違いにより実験は上死点後に、計算は上死点前で自己着火が生じる。図 5-14, 図 5-15 に示すように計算においても初期温度を 400K に下げ、自己着火を上死点後で生じさせると *n*-Butane 混合割合の変化に対する着火温度は実験と同じ挙動を示す。計算および実験ともに *n*-Butane 混合割合の増加に伴い着火温度の低温化、着火時期の早期化の効果は *n*-Butane 混合割合が小さいときに大きく、混合割合の増加に伴い減少する。ゼロ次元として仮定された素反応数値計算の場合、着火温度および着火時期の *n*-Butane 混合割合への依存性について定量的予測はできないが、定性的推測は可能である。

表 5-4に Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合の変化に対する素反応数値計算の推測可能範囲を示す。

ゼロ次元として仮定された本計算は実験結果と比較すると *n*-Butane 混合割合の変化に対する着火温度、着火時期、燃焼期間、THC、CO 排出濃度および熱発生率のピーク値に対する絶対値は予測できないが、*n*-Butane 混合割合の変化に対するそれぞれの上下、早遅、長短、増減の予測は可能である。

表 5-3 想定機関の諸元

	Experiment	Calculation
<b>Process</b>	<b>4 Stroke</b>	<b>One compression/ Expansion</b>
<b>Displacement, m<sup>3</sup></b>	<b>1132 × 10<sup>-6</sup></b>	←
<b>Bore, m</b>	<b>0.112</b>	←
<b>Stroke, m</b>	<b>0.115</b>	←
<b>Length of conrod, m</b>	<b>0.250</b>	←
<b>Crank radius, m</b>	<b>0.0575</b>	←
<b>Intake valve close, deg</b>	<b>ABDC 48</b>	←
<b>Exhaust valve open, deg</b>	<b>BBDC 48</b>	←
<b>Compression ratio</b>	<b>18.8</b>	←

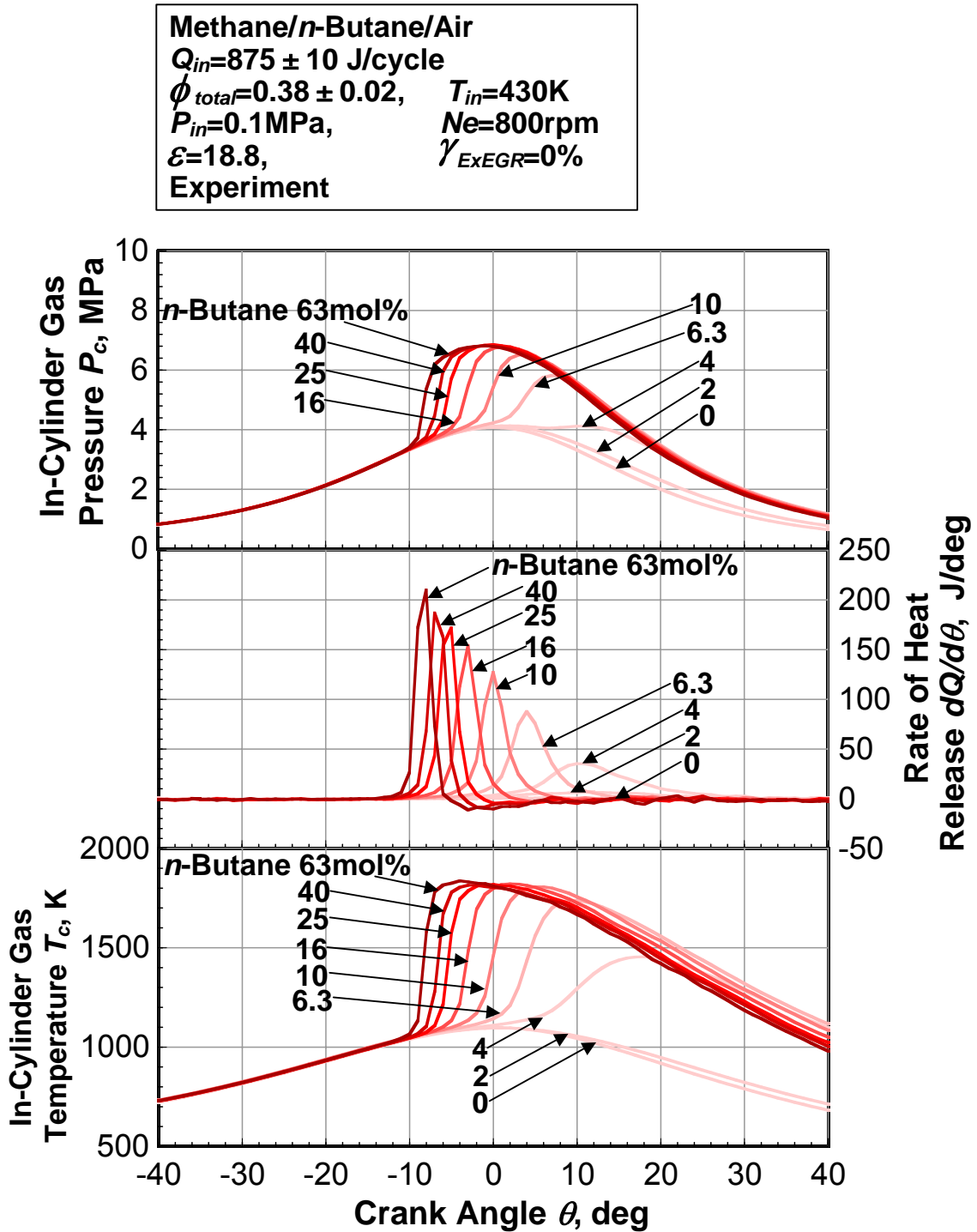


図 5-10 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合の変化に対する筒内ガス圧力履歴，熱発生率履歴および筒内ガス温度履歴（実験結果）



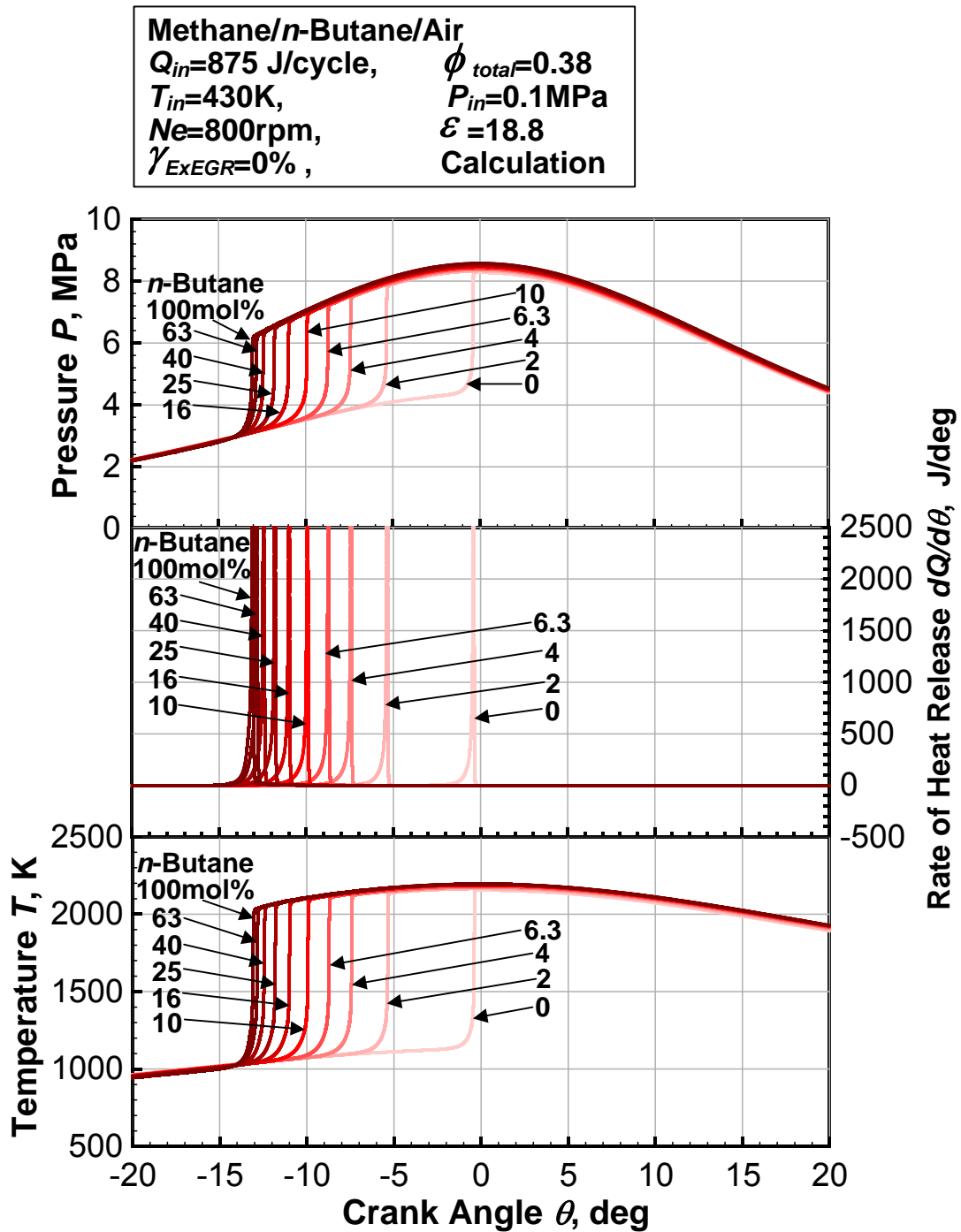


図 5-11 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合の変化に対する圧力履歴，熱発生率履歴および温度履歴（素反応数値計算結果）

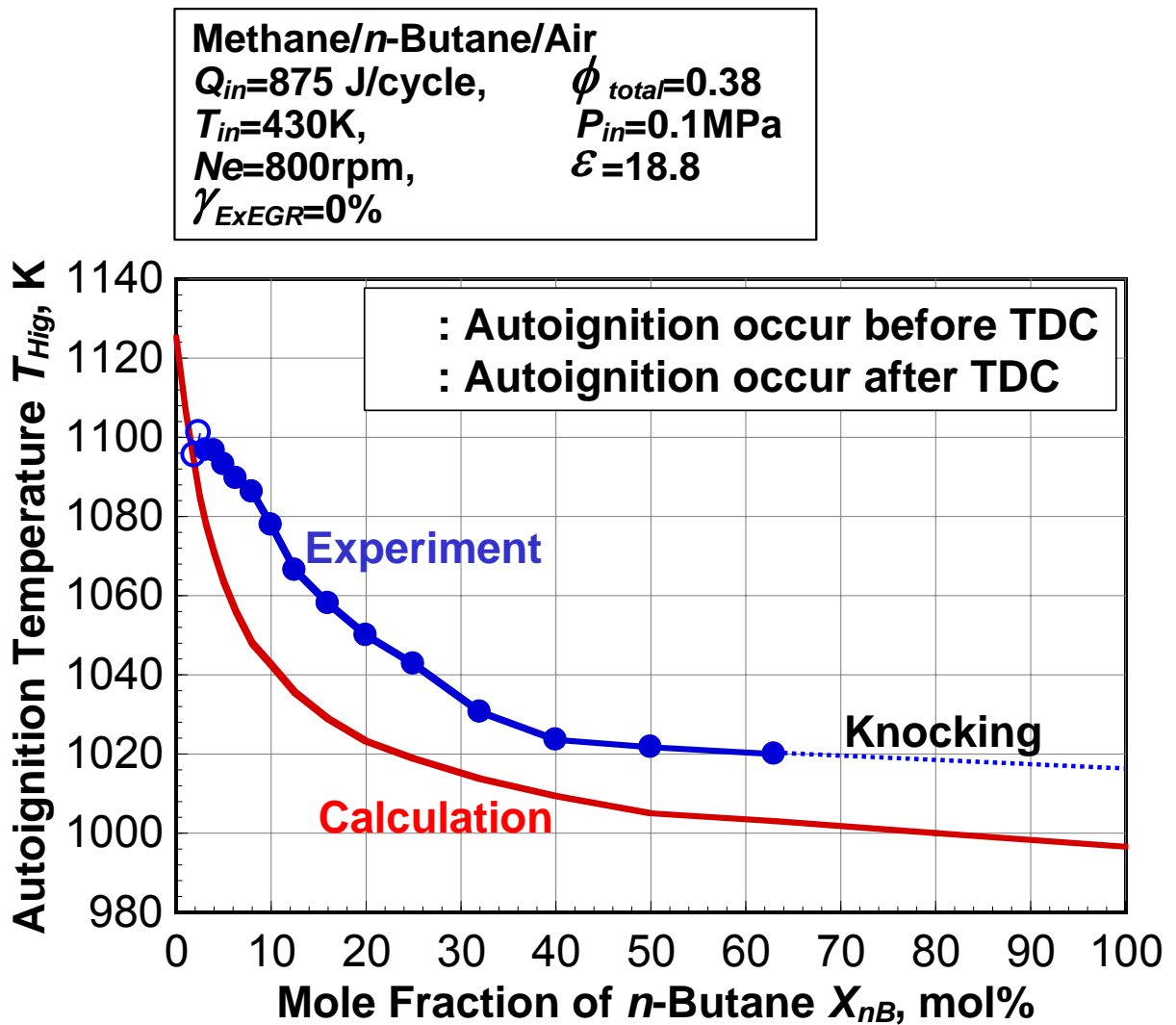


図 5-12 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合の変化に対する着火温度  $T_{Hig}$  の実験および素反応数値計算の結果

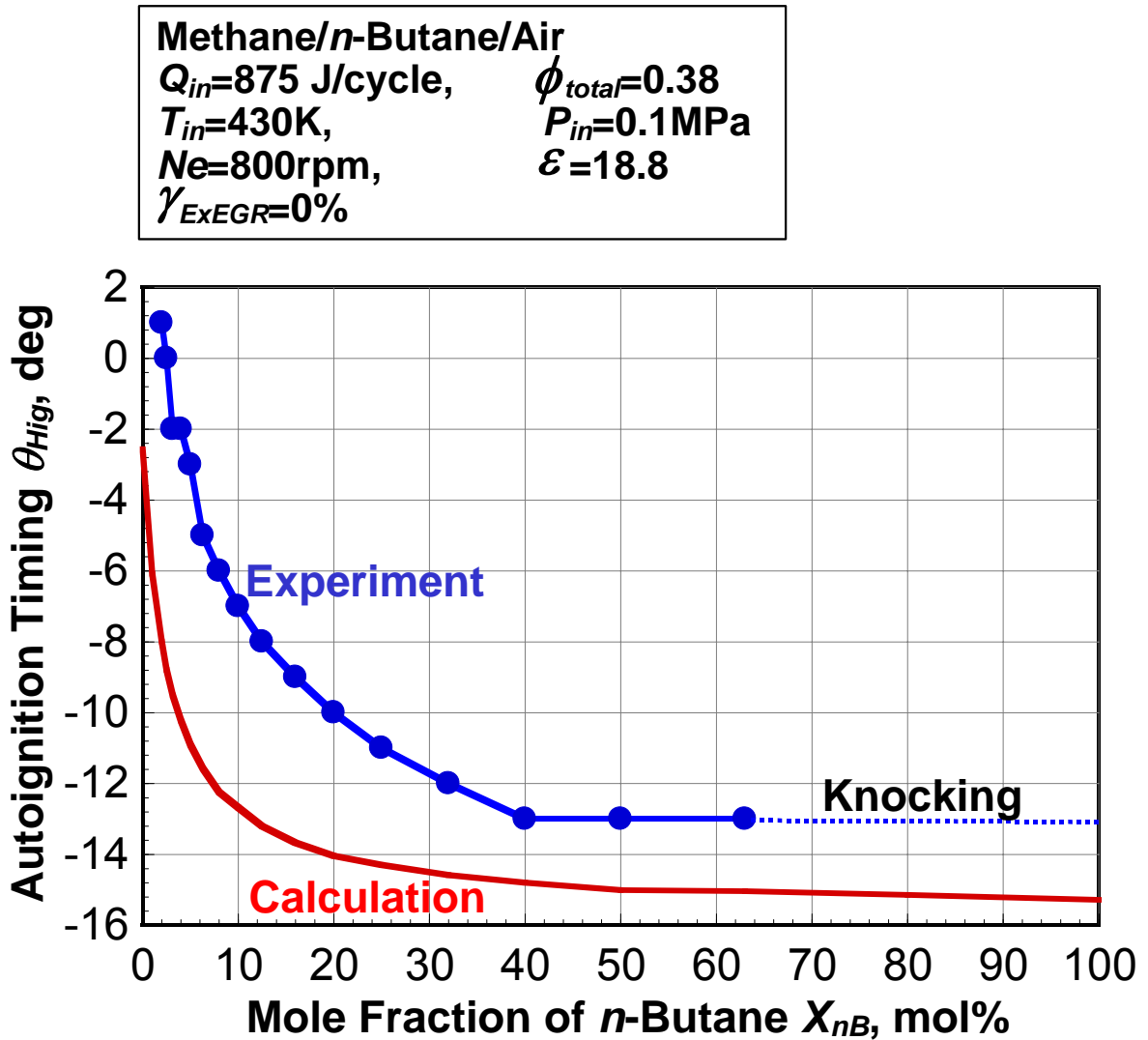


図 5-13 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合の変化に対する着火時期  $\theta_{Hig}$  の実験および素反応数値計算の結果

5.3 往復働型圧縮自己着火機関での実験結果と素反応数値計算結果の比較

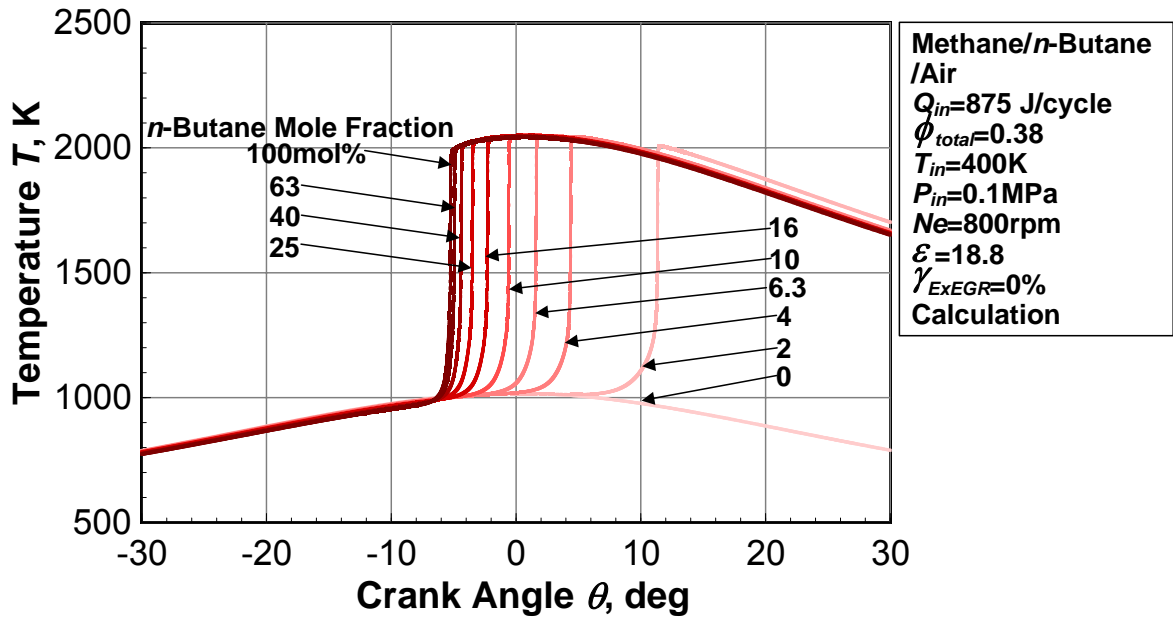


図 5-14 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合の変化に対する温度履歴の素反応数値計算結果 ( $T_{in}=400\text{K}$ )

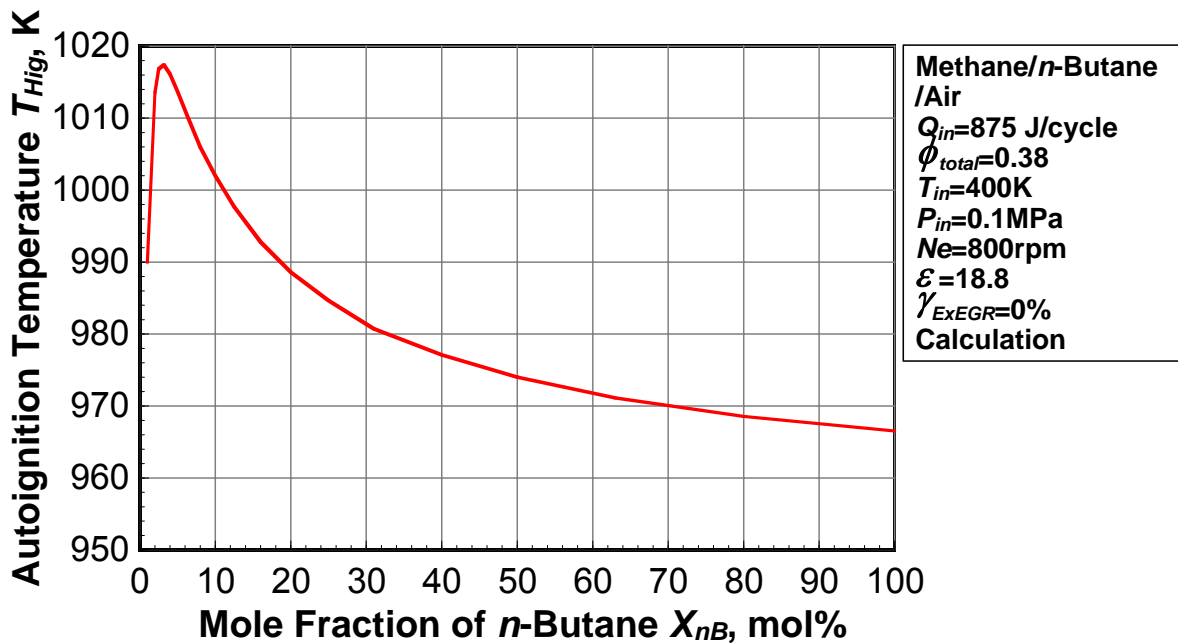


図 5-15 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合の変化に対する着火温度  $T_{Hig}$  の素反応数値計算結果 ( $T_{in}=400\text{K}$ )

### 5.3 往復働型圧縮自己着火機関での実験結果と素反応数値計算結果の比較

表 5-4 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料中の *n*-Butane 混合割合の変化に対する素反応数値計算の推測可能範囲

	着火温度		着火時期		燃焼期間		THC, CO排出濃度		熱発生率のピーク値	
	絶対値	上下変化	絶対値	早遅変化	絶対値	長短変化	絶対値	増減変化	絶対値	増減変化
n-Butane 混合割合	×		×		×		×		×	

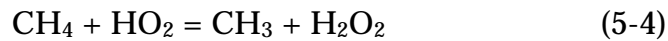
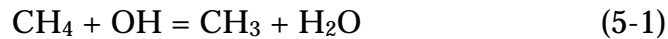
5 . 4 Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料の化学反応機構

図 5-16に Methane 空気予混合気の投入低発熱量  $Q_{in}=875\text{J/cycle}$  , 当量比  $\phi=0.38$  , 吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$  , 吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$  , 機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$  , 圧縮比  $\varepsilon=18.8$  の一定の条件での温度履歴 , 熱発生率履歴および各化学種のモル分率履歴を示す。

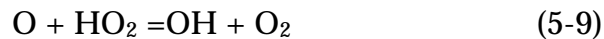
温度の上昇とともに燃料および  $\text{O}_2$  のモル濃度は減少し ,  $\text{CO}_2$  および  $\text{H}_2\text{O}$  のモル濃度が大幅に増加する。  $\text{HCHO}$  ,  $\text{HO}_2$  ,  $\text{H}_2\text{O}_2$  ,  $\text{OH}$  など中間生成物のモル濃度は温度の上昇とともに増加し , 最大値をとった後温度が減少するとともに急激に減少し , ある一定のモル濃度にほぼ保たれる。  $\text{H}_2\text{O}_2$  のモル濃度が最大値を取った後 , 減少するとともに  $\text{OH}$  のモル濃度が急激に増加し ,  $\text{CH}_4$  の酸化反応が開始する。  $\text{CH}_4$  の酸化反応が進行すると  $\text{CH}_3$  ,  $\text{CO}$  のモル濃度が急激に増加し ,  $\text{CO}$  のモル濃度は温度がある条件に達すると  $\text{CO}_2$  に酸化される。

図 5-17に Methane 空気予混合気的主要な初期酸化反応<sup>(39)(54)</sup>および  $\text{OH}$  生成反応の反応速度を示す。

Methane は以下の反応により酸化反応が開始する。



$\text{OH}$  ラジカルによる初期反応は他の初期酸化反応に比べて最も低い温度で開始することがわかる。反応 5-1 は 1150K 付近 , 反応 5-2 , 5-3 は 1300K 付近で始まる。  $\text{OH}$  ラジカルは以下の反応により主に生成される。



温度が 1200K 付近に達すると  $\text{OH}$  ラジカルは  $\text{H} + \text{O}_2 = \text{O} + \text{OH}$  および  $\text{H} + \text{HO}_2 = 2\text{OH}$  の反応により主に生成される。 Methane の着火性が悪いのは低温度域での  $\text{OH}$  の生成機構を持たないことに起因する。

図 5-18に Methane / *n*-Butane の 2 種混合燃料の反応経路<sup>(38)(53)(54)</sup>を示す。

メタンは 1200K 付近で OH ラジカルにより酸化反応が開始され、 $\text{CH}_3$  を生成し、反応が進行して行く。*n*-Butane は 800K 付近で O, H, OH,  $\text{HO}_2$  により *n*-Butane の第 2 級炭素につながっている水素原子の引き抜きから低温酸化反応が始まる。水素原子が引き抜かれた場所には  $\text{O}_2$  が付加 (1st  $\text{O}_2$  addition) し、 $\text{s-C}_4\text{H}_9\text{O}_2$  が生成される。その後、水素原子の内部引き抜きが起り、約 800K 以下では二回目の  $\text{O}_2$  付加 (2nd  $\text{O}_2$  addition) が起る。2nd  $\text{O}_2$  addition により生成された  $\text{s-C}_4\text{H}_9\text{O}_4$  は HCHO を生成する。 $\text{HCHO} + \text{OH} = \text{CHO} + \text{H}_2\text{O}$  および  $\text{CHO} + \text{O}_2 = \text{CO} + \text{HO}_2$  の反応により  $\text{HO}_2$  が生成される。 $\text{HO}_2$  は  $\text{HO}_2 + \text{H} = \text{H}_2\text{O}_2$  の反応により  $\text{H}_2\text{O}_2$  を生成する。温度が 1000K 付近に達すると  $\text{H}_2\text{O}_2$  は解離して OH ラジカルを生成し、反応場に多量の OH ラジカルを供給する。Methane は 1200K 付近で OH を生成する機構を有するが、*n*-Butane を混合させると 800K ~ 1000K の低温度領域においての OH 生成機構を持つことになる。

図 5-19 に Methane (98mol%) / *n*-Butane (2mol%) の 2 種混合燃料の温度履歴、熱発生率履歴および各化学種のモル分率履歴を示す。

Methane より低温度域で *n*-Butane の酸化反応が開始し、そのモル濃度が減少する。それにより HCHO,  $\text{HO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}_2$ , OH のモル濃度が上昇するとともに Methane の酸化反応が始まり、 $\text{CH}_3$  のモル濃度が急激に上昇して行く。

図 5-20 に *n*-Butane 混合割合を変化させた時の HCHO,  $\text{H}_2\text{O}_2$ , OH のモル分率履歴を示す。

*n*-Butane 混合割合が増加するほどそれぞれの生成時期は早期化し、着火温度の低温化につながる。その早期化の効果は着火温度と同様、*n*-Butane 混合割合が小さい時に大きく、混合割合が増加するほど小さくなる。

図 5-21 に *n*-Butane 混合割合の変化に対する  $\text{CH}_4 + \text{OH} = \text{CH}_3 + \text{H}_2\text{O}$  反応の反応速度を示す。

$\text{CH}_4 + \text{OH} = \text{CH}_3 + \text{H}_2\text{O}$  反応の開始時期は *n*-Butane 混合割合が増加するほど早期化し、その効果は *n*-Butane 混合割合が増加するとともに減少する。この結果は *n*-Butane 混合割合の変化に対する着火温度の挙動と同じ傾向を示す。*n*-Butane の混合割合を増加させていくと OH の生成モル数は増加し、Methane の初期酸化反応を促進する。*n*-Butane の混合割合を増加させて行くとある条件において反応場に供給される OH ラジカルのモル数と Methane の初期酸化反応に必要な OH ラジカルのモル数が平衡状態になる。それ以上の条件においては *n*-Butane 混合割合の変化に関わらずほぼ同じ温度域で Methane の初期酸化反応が開始されると考えられる。

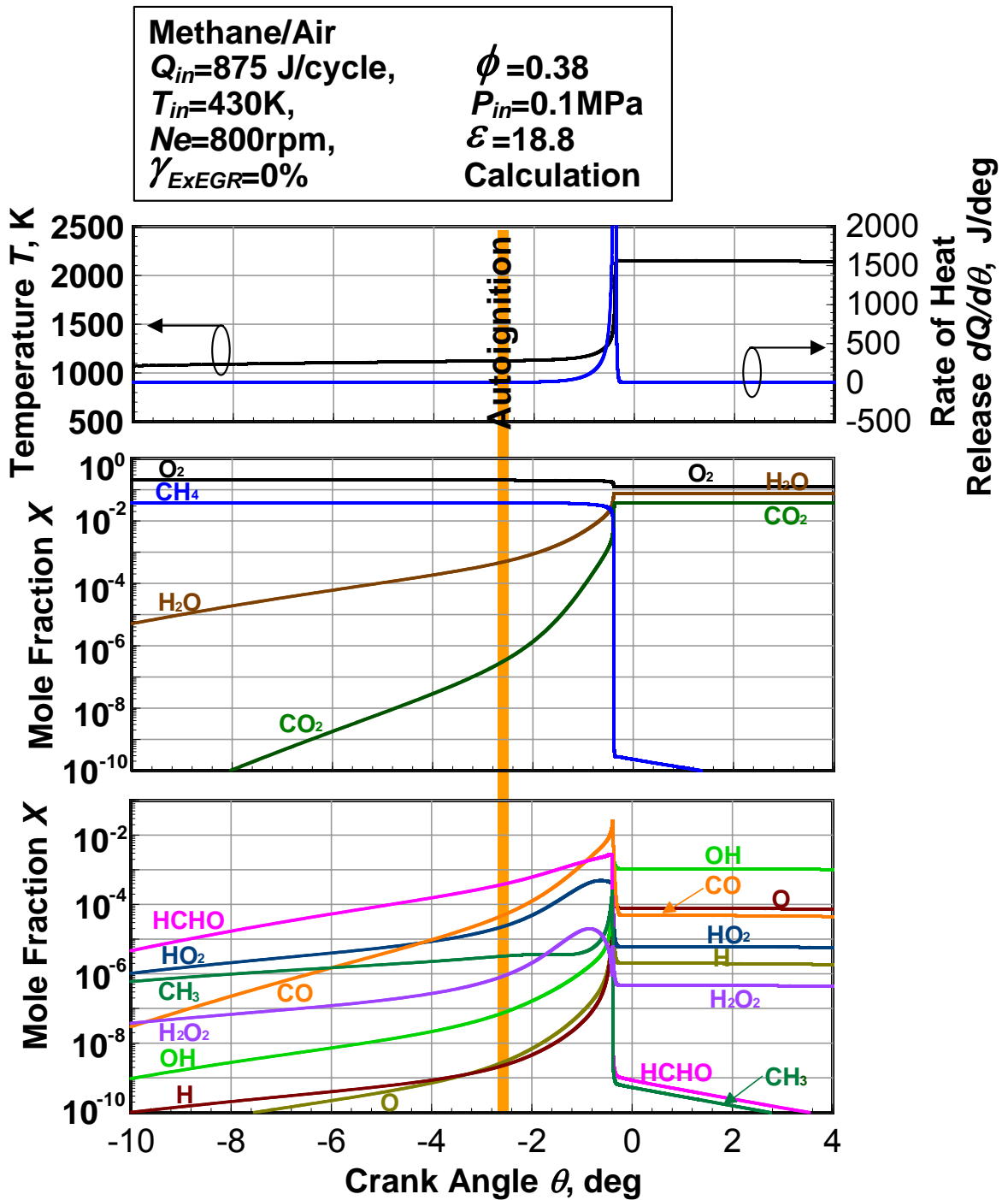


図 5-16 Methane 空気予混合気の温度履歴，熱発生率履歴  
 および各化学種のモル分率履歴の素反応数値計算結果



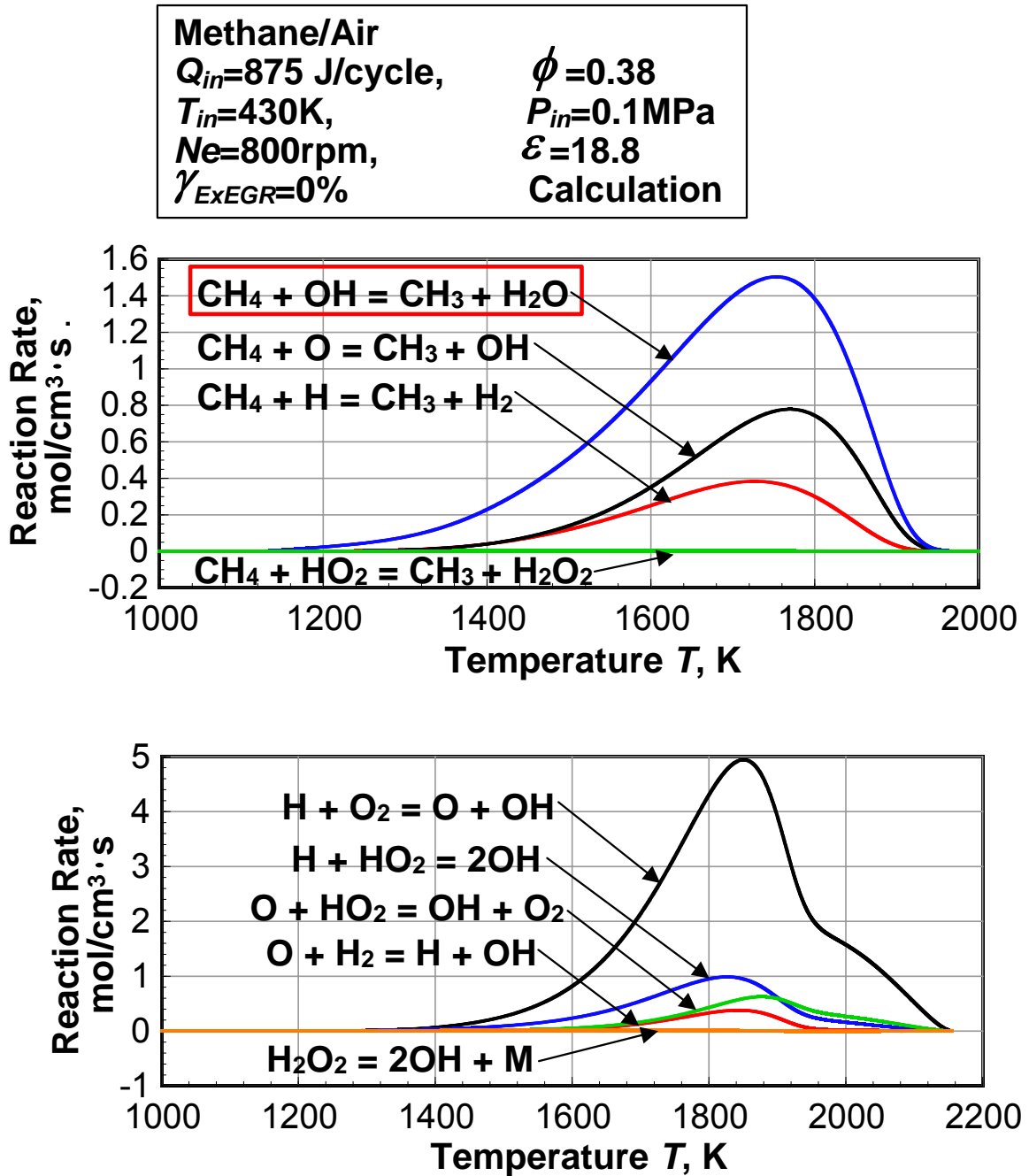


図 5-17 Methane 空気予混合気の主な初期酸化反応<sup>(39)(54)</sup>  
 および OH の生成反応の素反応数値計算結果



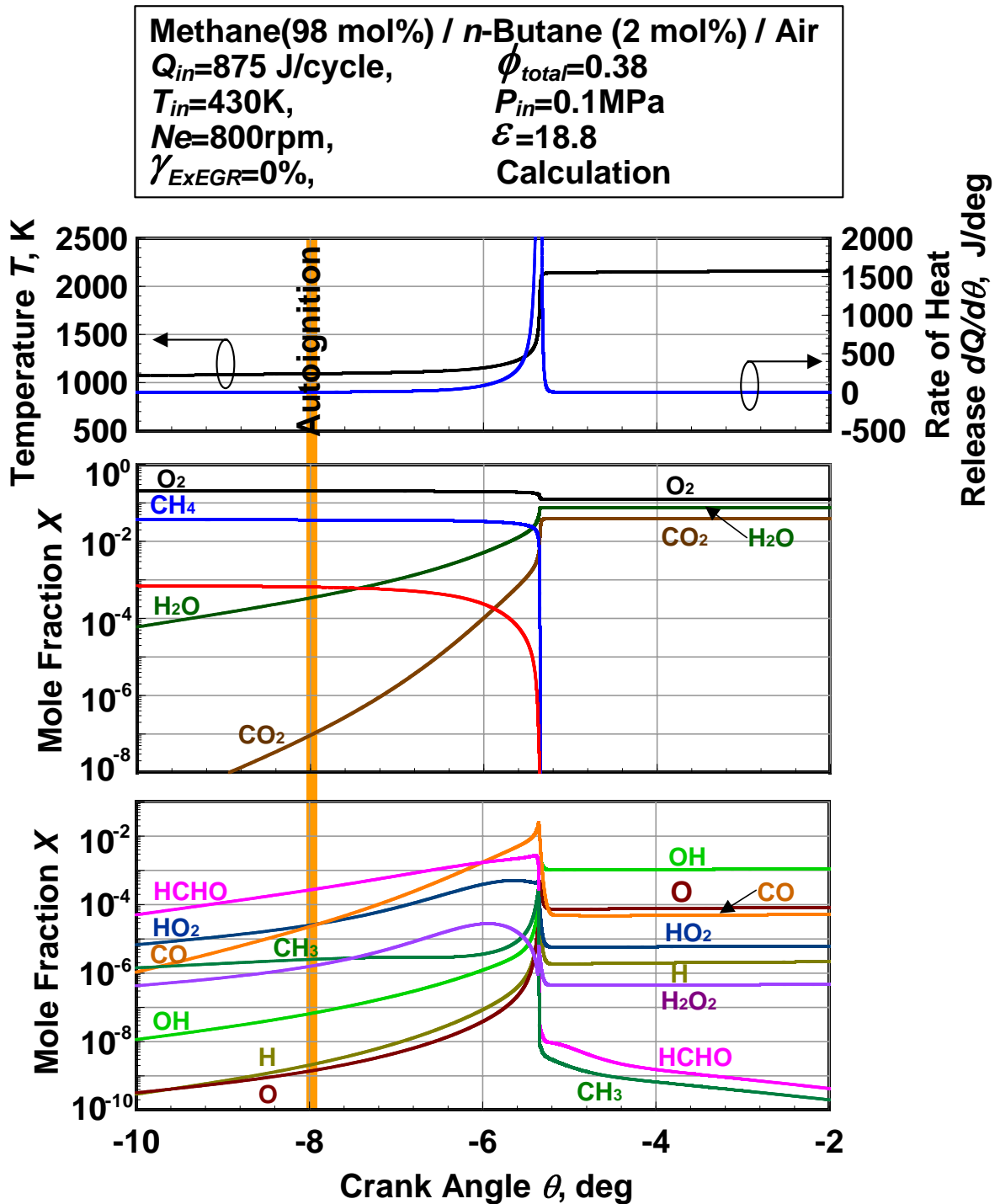


図 5-19 Methane(98mol%) / *n*-Butane(2mol%)空気予混合気の温度履歴 , 熱発生率履歴および各化学種のモル分率履歴の素反応数値計算結果

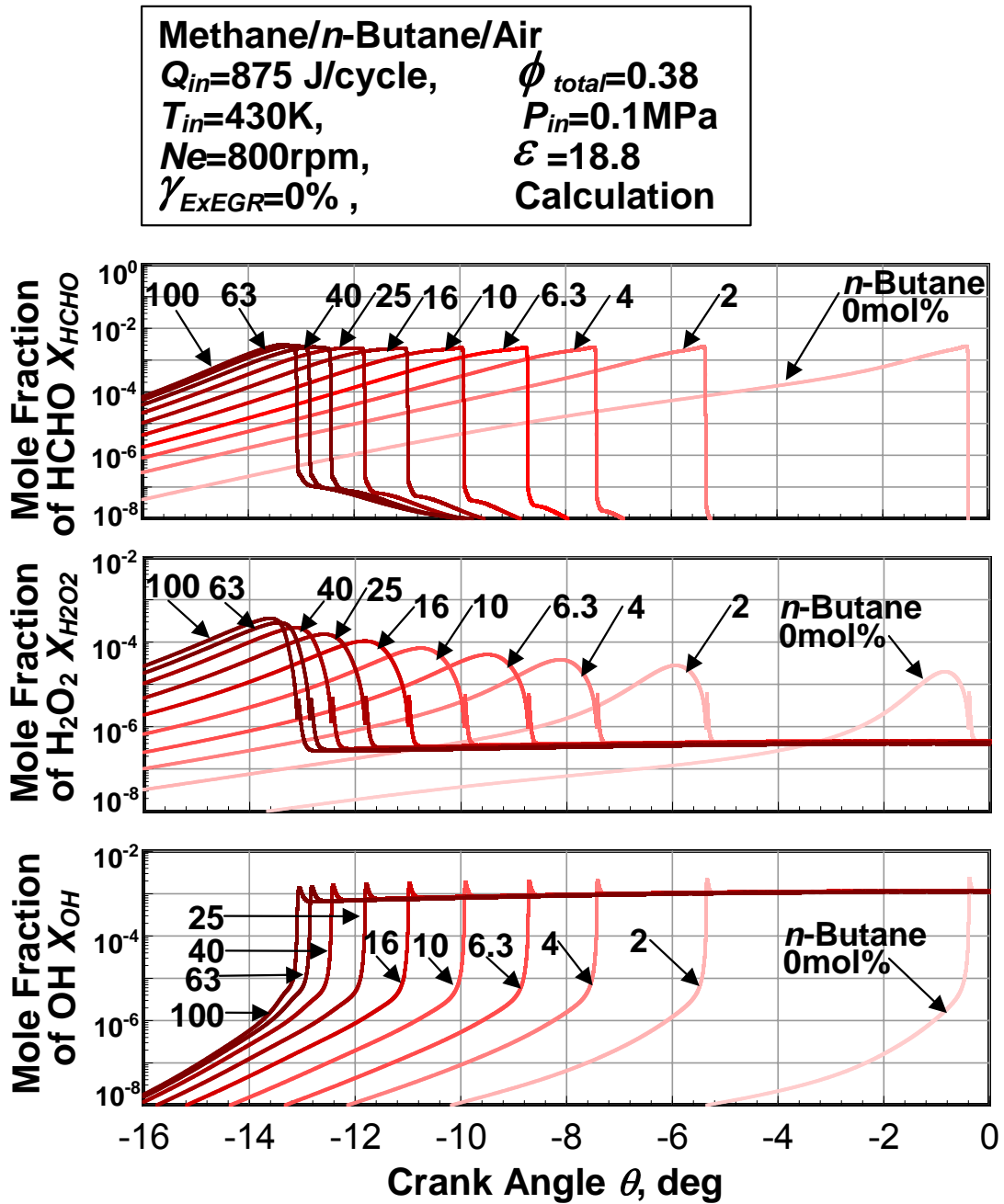


図 5-20 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料において *n*-Butane の混合割合を  
 変化させた時の HCHO ,  $H_2O_2$  および OH のモル分率履歴の素反応数値計算結果

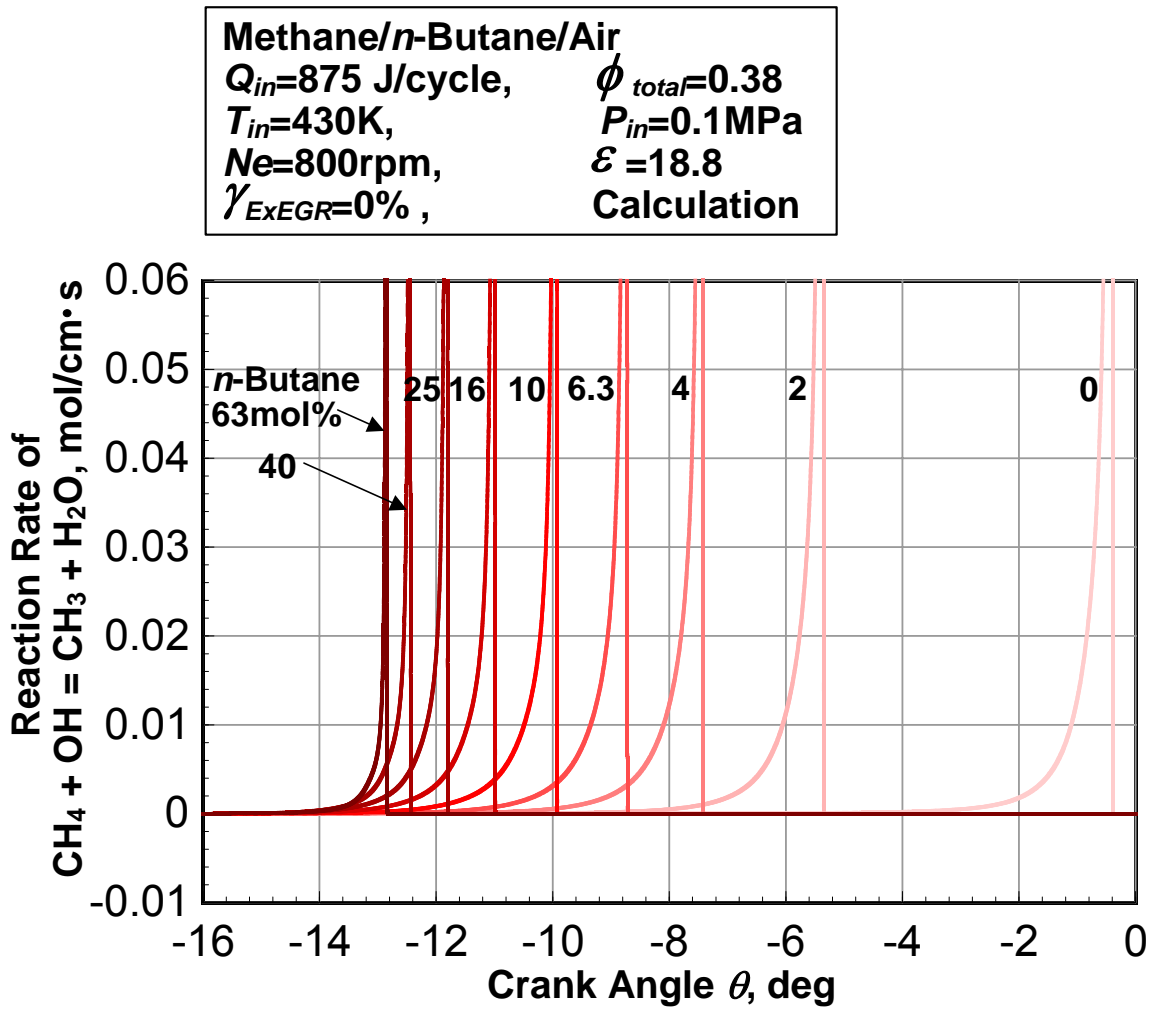


図 5-21 Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料において *n*-Butane の混合割合を変化させた時の  $\text{CH}_4 + \text{OH} = \text{CH}_3 + \text{H}_2\text{O}$  の反応速度の素反応数値計算

### 5.5 天然ガス空気予混合気の化学反応機構

本節では、天然ガス空気予混合気の圧縮自己着火過程においての素反応数値計算を行う。計算は天然ガス(13A)の組成をもとに行われた。本計算条件では、13A中の *iso*-Butane の混合割合を *n*-Butane として見なした。

#### 5.5.1 当量比の影響

図 5-22 に天然ガス(13A)空気予混合気の吸気温度  $T_{in}=430\text{K}$ 、吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$ 、機関回転速度  $N_e=800\text{rpm}$ 、圧縮比  $\varepsilon=18.8$  の一定条件で当量比を変化させた時の圧力履歴、熱発生率履歴の実験結果および素反応数値計算結果を示す。

実験と計算ともに当量比の増加に伴い圧力のピーク値は高くなり、自己着火燃焼による圧力の上昇時期は早期化する。実験では、当量比 0.2 付近で自己着火に至り、当量比を 0.55 付近まで増加させると急峻な熱発生によるノッキングが生じる。

図 5-23、図 5-24 に同じ条件での当量比の変化に対する着火温度を示す。計算では、前サイクルからの残留ガスの影響を顧慮していないため、当量比の増加に伴い自己着火が生じる前の断熱圧縮過程中の温度は低くなる。実験では当量比 0.2 ~ 0.5 の範囲において筒内ガス温度が  $1082 \pm 10\text{K}$  に達すると自己着火燃焼が開始する。一方、計算では当量比を 0 から 1.0 まで増加させると自己着火温度は  $1190 \pm 50\text{K}$  であり、当量比の変化に対する着火温度の定性的予測は可能である。

図 5-25 に当量比 0.4 一定の条件において温度履歴、熱発生率履歴および各化学種のモル分率履歴を示す。

温度が上昇するとともに *n*-Butane、Propane、Ethane が Methane より先に酸化反応に至り、HCHO の生成を促進する。その後、反応場に  $\text{H}_2\text{O}_2$  が蓄積され、温度が  $1000\text{K}$  付近になると  $\text{H}_2\text{O}_2$  が分解し、OH の生成が活発になる。OH のモル濃度が増加し、ある以上のモル濃度になると  $\text{CH}_4$  の酸化が開始する。 $\text{CH}_4$  の酸化とともに  $\text{CH}_3$ 、CO のモル分率が急激に増加し、温度が  $1500\text{K}$  以上になると CO は  $\text{CO}_2$  に酸化していく。OH、O、H、 $\text{H}_2\text{O}_2$  および HCHO などの中間生成物のモル分率は最大値をとった後減少し、ある一定のモル分率にほぼ保たれる。

図 5-26 に当量比 0.1、0.3 および 0.5 の条件での温度履歴、熱発生率履歴、 $\text{CH}_4$ 、HCHO、 $\text{H}_2\text{O}_2$ 、OH、 $\text{CH}_3$  および CO のモル分率履歴を示す。

当量比 0.1 の条件では、温度の上昇が緩慢であり、HCHO は最大値に達した後減少することなく、ほぼ一定の値を示す。 $\text{H}_2\text{O}_2$  は最大値に達した後減少するものの、その減少速度は当量比 0.3、0.5 に比べると非常に緩やかである。当量比 0.3、0.5 で見られる OH の急激な生成はなく、 $\text{CH}_4$  は酸化反応に至らずにほぼ一定のモル分率を示す。最高温度が  $1100\text{K}$  から  $1300\text{K}$  の範囲であり、CO のモル分率は最大値に達した後減少することなくほぼ一定の値を示す。当量比を 0.3 まで増加させ

ると温度の上昇とともに HCHO は最大値をとった後急激に減少し, 1000K 付近で  $\text{HCHO} + \text{OH} = \text{CHO} + \text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CHO} + \text{O}_2 = \text{CO} + \text{HO}_2$ ,  $\text{HO}_2 + \text{H} = \text{H}_2\text{O}_2$  の反応により  $\text{H}_2\text{O}_2$  は分解され, 多量の OH を反応場に供給する。OH により  $\text{CH}_4$  の初期酸化反応が活発になり,  $\text{CH}_3$  は急激に増加する。温度が 1500K 付近に達すると CO は  $\text{CO}_2$  に酸化して行く。当量比 0.3 に比べて当量比 0.5 のほうが HCHO,  $\text{H}_2\text{O}_2$  の減少, OH の急激な上昇時期は早期化する。それに伴い  $\text{CH}_4$  の酸化反応の開始時期が早期化し, 熱発生率の発現時期は早くなる。残留ガスによる圧縮開始時の温度の上昇を顧慮に入れなかった本計算条件では, 当量比を高くすると比熱比の低下により断熱圧縮温度は低くなる。しかし, 単位体積当りの各中間性生物の濃度が増加し, 各反応が当量比の増加に従い早期化すると考えられる。実験では, 当量比の増加とともに圧縮開始温度の上昇および各中間生成物濃度の増加が着火時期の早期化につながる。

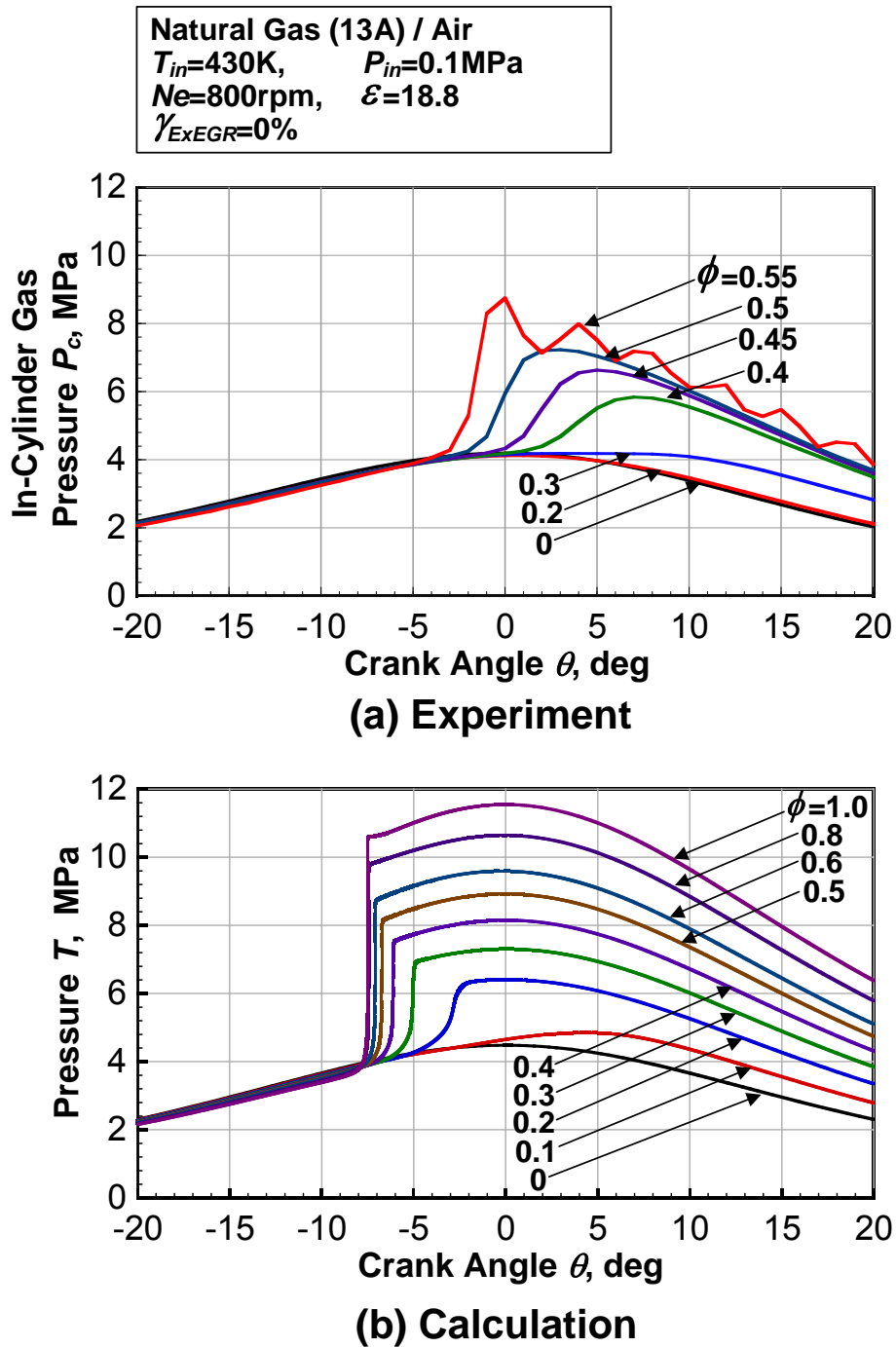


図 5-22 天然ガス(13A)空気予混合気の当量比変化に対する圧力履歴の実験(上)および素反応数値計算(下)の結果



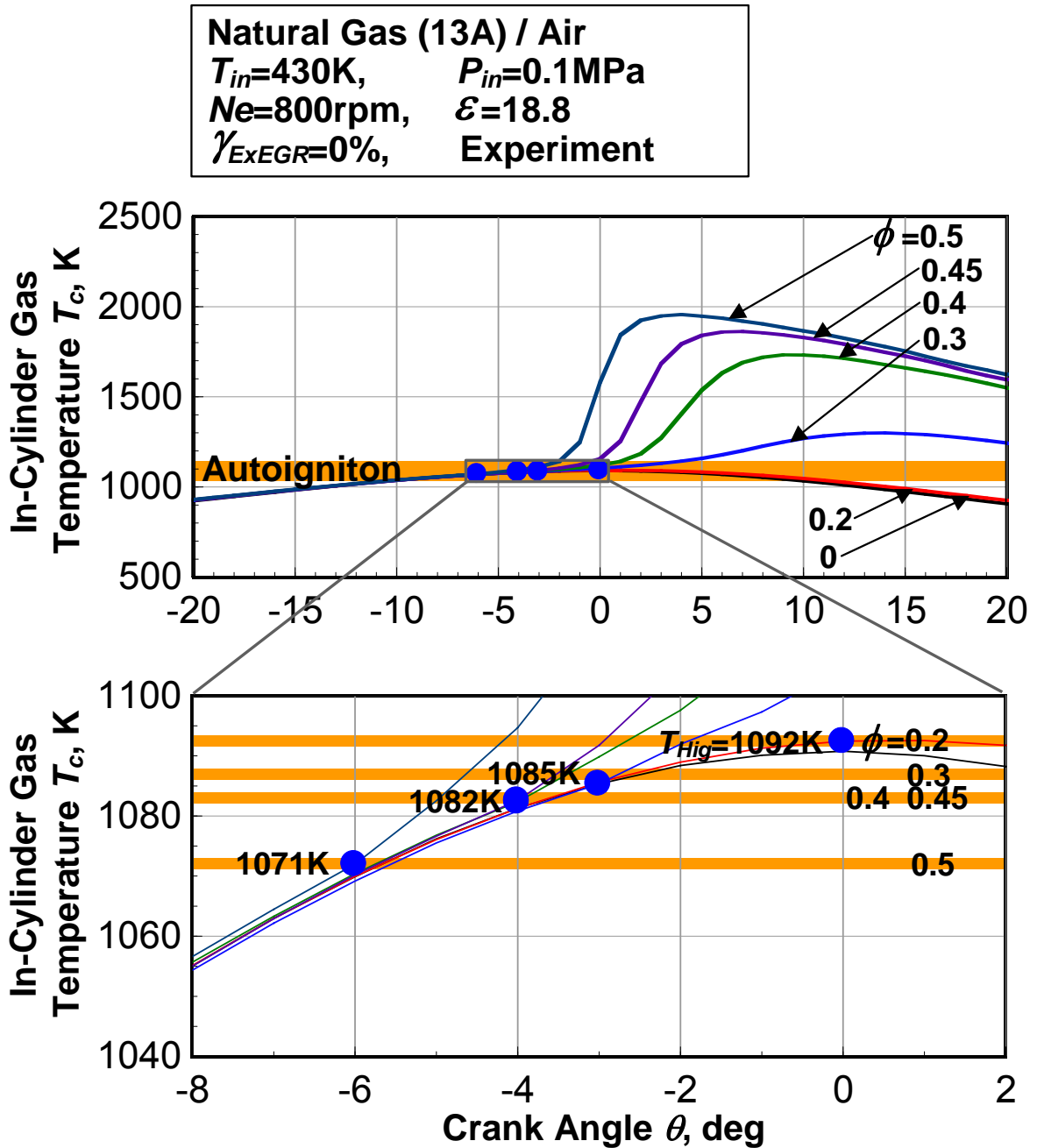


図 5-23 天然ガス(13A)空気予混合気の当量比の変化に対する着火温度  $T_{Hig}$  の実験結果

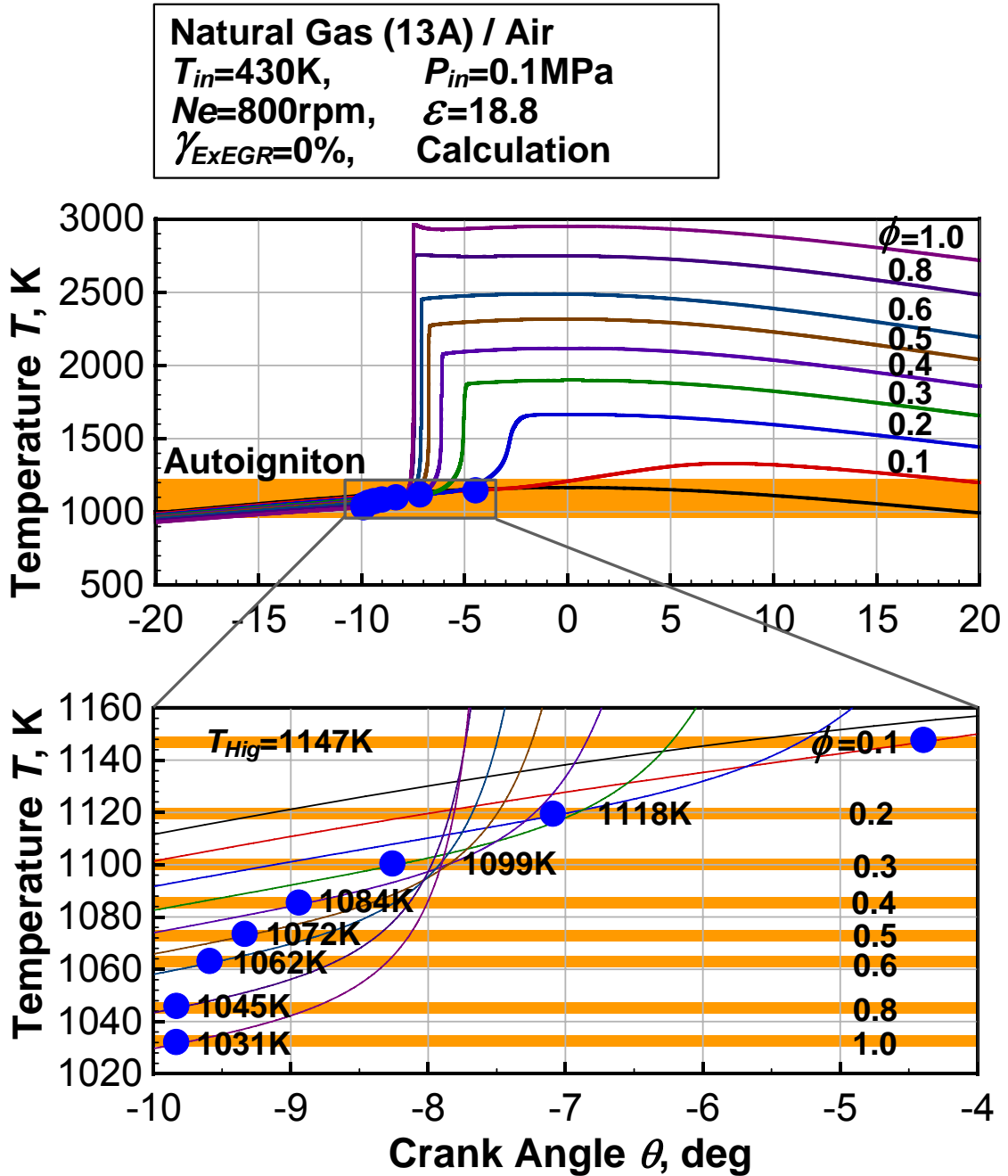


図 5-24 天然ガス(13A)空気予混合気の当量比の変化に対する着火温度  $T_{Hig}$  の素反応数値計算結果

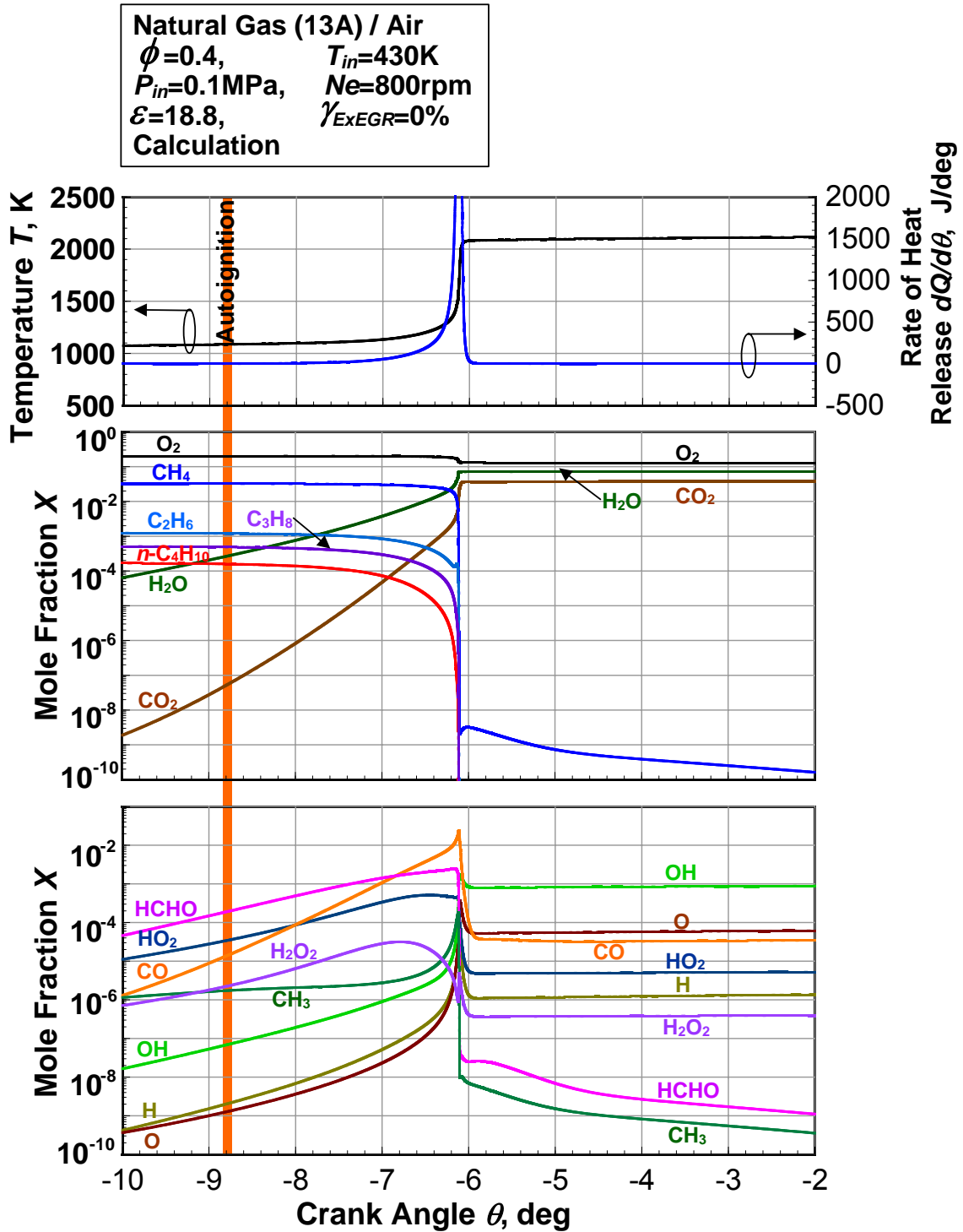


図 5-25 天然ガス(13A)空気予混合気の当量比 0.4 一定の条件での温度履歴, 熱発生率履歴および各化学種のモル分率履歴の素反応数値計算結果

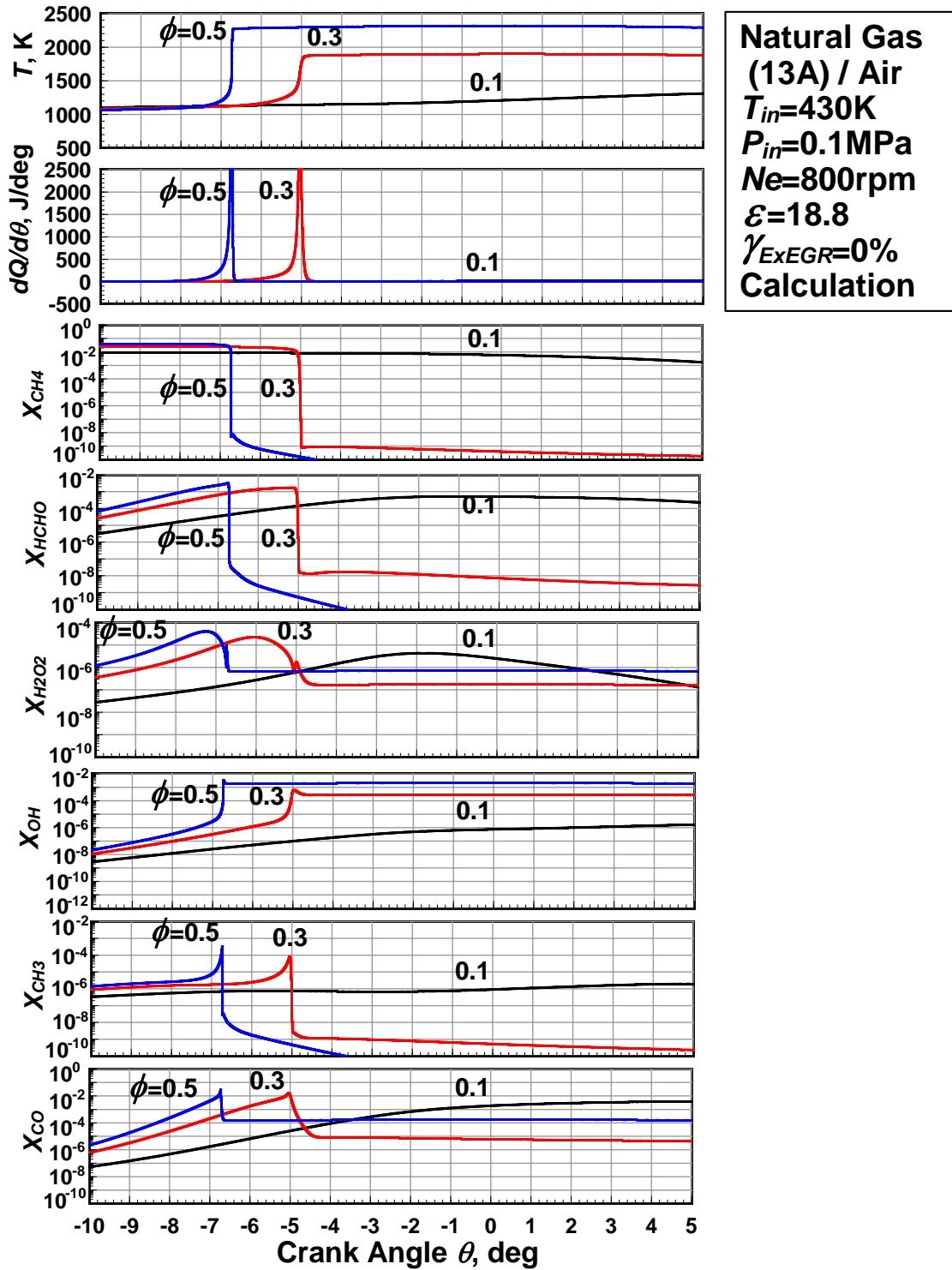


図 5-26 天然ガス(13A)の当量比の変化に対する温度履歴，熱発生率履歴， $\text{CH}_4$ ， $\text{HCHO}$ ， $\text{H}_2\text{O}_2$ ， $\text{OH}$ ， $\text{CH}_3$ および $\text{CO}$ のモル分率履歴の素反応数値計算結果

## 5.5.2 吸気温度の影響

図 5-27 に天然ガス(13A)空気予混合気の当量比 $\phi=0.45$ ，吸気圧力 $P_{in}=0.1\text{MPa}$ ，機関回転速度 $N_e=800\text{rpm}$ ，圧縮比 $\varepsilon=18.8$  一定の条件で吸気温度を変化させた時の圧力履歴の実験結果および反応数値計算結果を示す。

計算および実験ともに吸気温度の増加に伴い自己着火による圧力の上昇時期は早期化し，その最大値は高くなる。

図 5-28，図 5-29 に吸気温度の変化に対する着火温度の実験および計算結果を示す。吸気温度を $400\text{K}$  から $430\text{K}$  まで増加させると計算では $1052\sim 1082\text{K}$  付近で着火に至り，実験では $1020\sim 1082\text{K}$  付近に達すると着火に至る。上死点後で着火に至る吸気温度 $400\text{K}$  の条件を除くと計算と実験がよく一致していることがわかる。

図 5-30 に吸気温度 $390\text{K}$ ， $410\text{K}$  および $430\text{K}$  の条件での温度履歴，熱発生率履歴， $\text{CH}_4$ ， $\text{HCHO}$ ， $\text{H}_2\text{O}_2$ ， $\text{OH}$ ， $\text{CH}_3$  および $\text{CO}$  のモル分率履歴の素反応数値計算結果を示す。

吸気温度が $370\text{K}$  から $430\text{K}$  まで増加すると断熱圧縮過程中の温度が高くなり， $\text{HCHO}$  の酸化が早まっていく。 $\text{H}_2\text{O}_2$  の蓄積および酸化が早まり，反応場においての $\text{OH}$  の生成時期が早期化する。それに伴い $\text{CH}_4$  の酸化， $\text{CH}_3$  の生成， $\text{CO}$  の酸化および熱発生率の発現時期が早期化する。各中間性生物の吸気温度への依存性は当量比の変化時と同じ傾向を示すが，その機構は異なる。吸気温度を増加させると断熱圧縮過程中の温度が高くなり，早い時期に各反応が生じる温度域に達する。

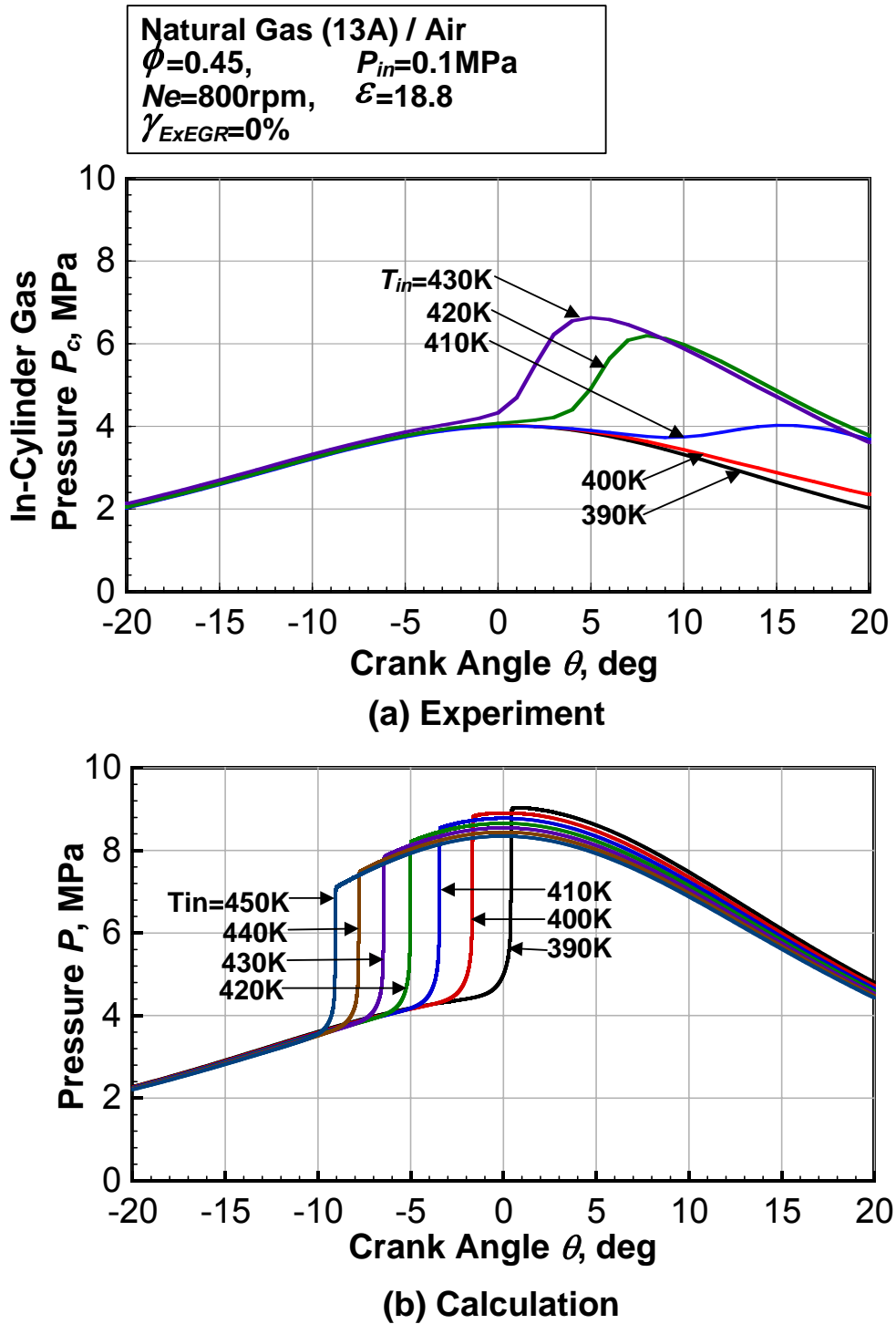


図 5-27 天然ガス(13A)空気予混合気の吸気温度を変化させた時の  
 圧力履歴の実験(上)および素反応数値計算(下)の結果

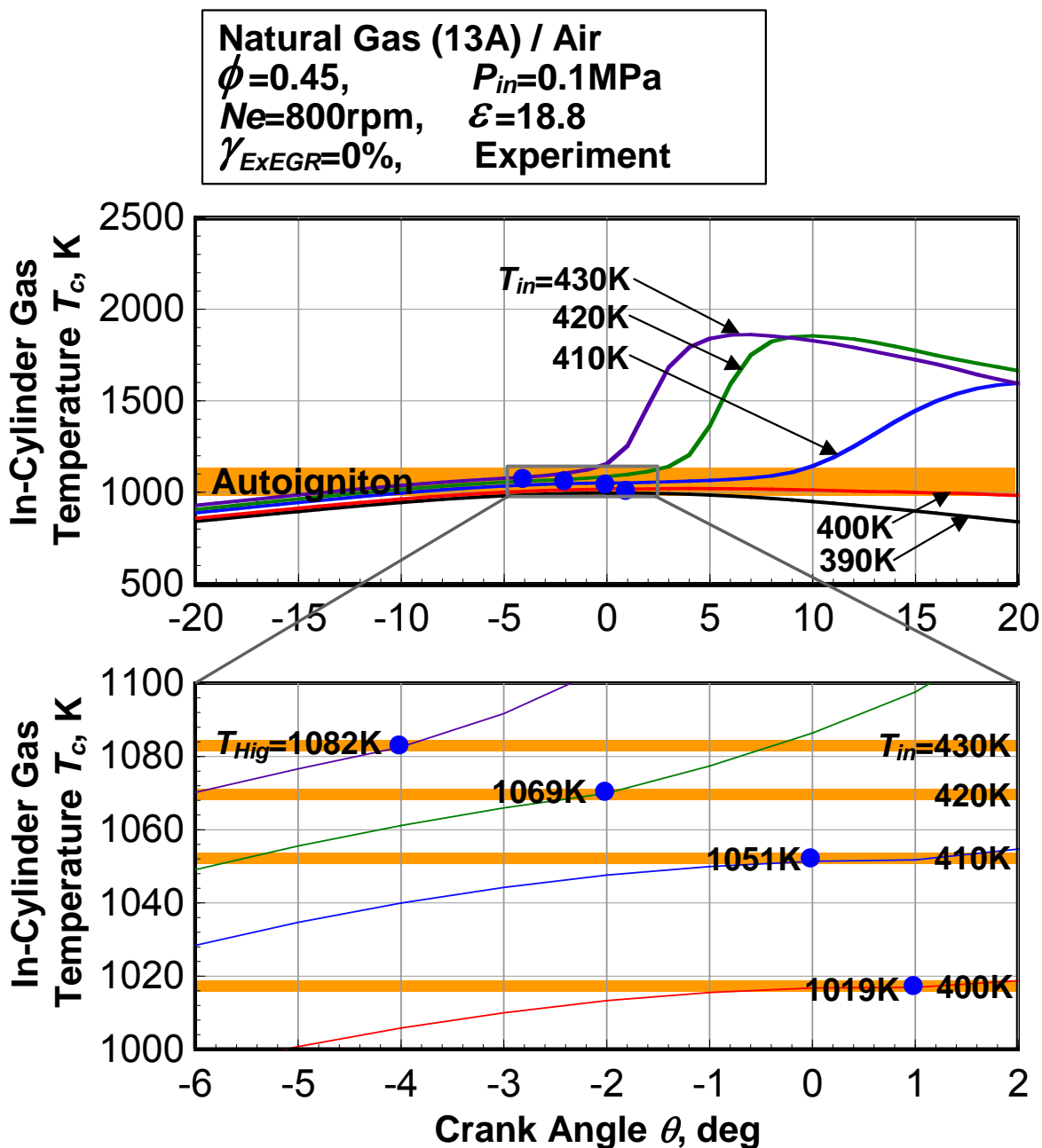


図 5-28 天然ガス(13A)空気予混合気の吸気温度を変化させた時の着火温度  $T_{Hig}$  の実験結果

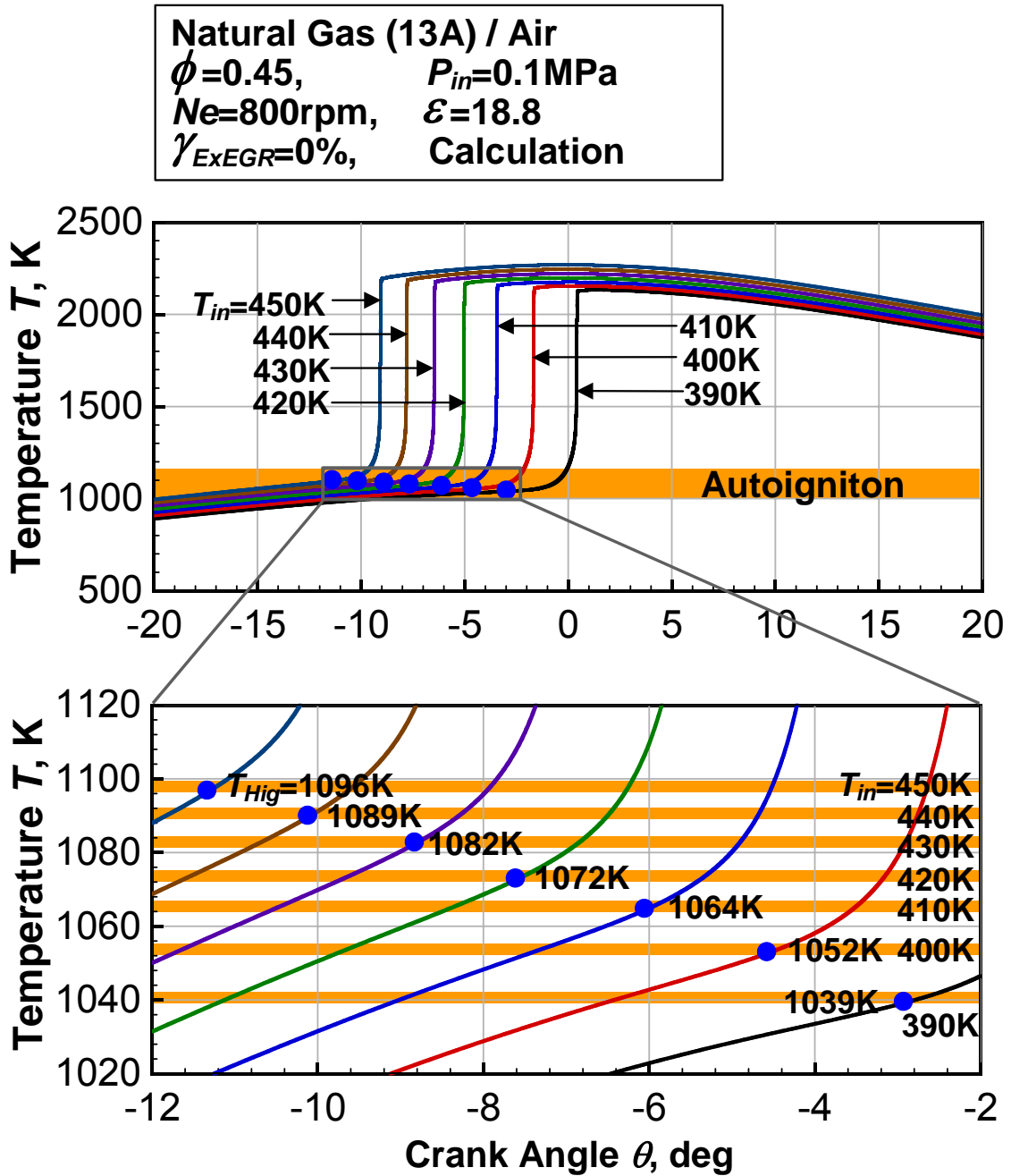


図 5-29 天然ガス(13A)空気予混合気の吸気温度を変化させた時の着火温度  $T_{Hig}$  の素反応数値計算結果



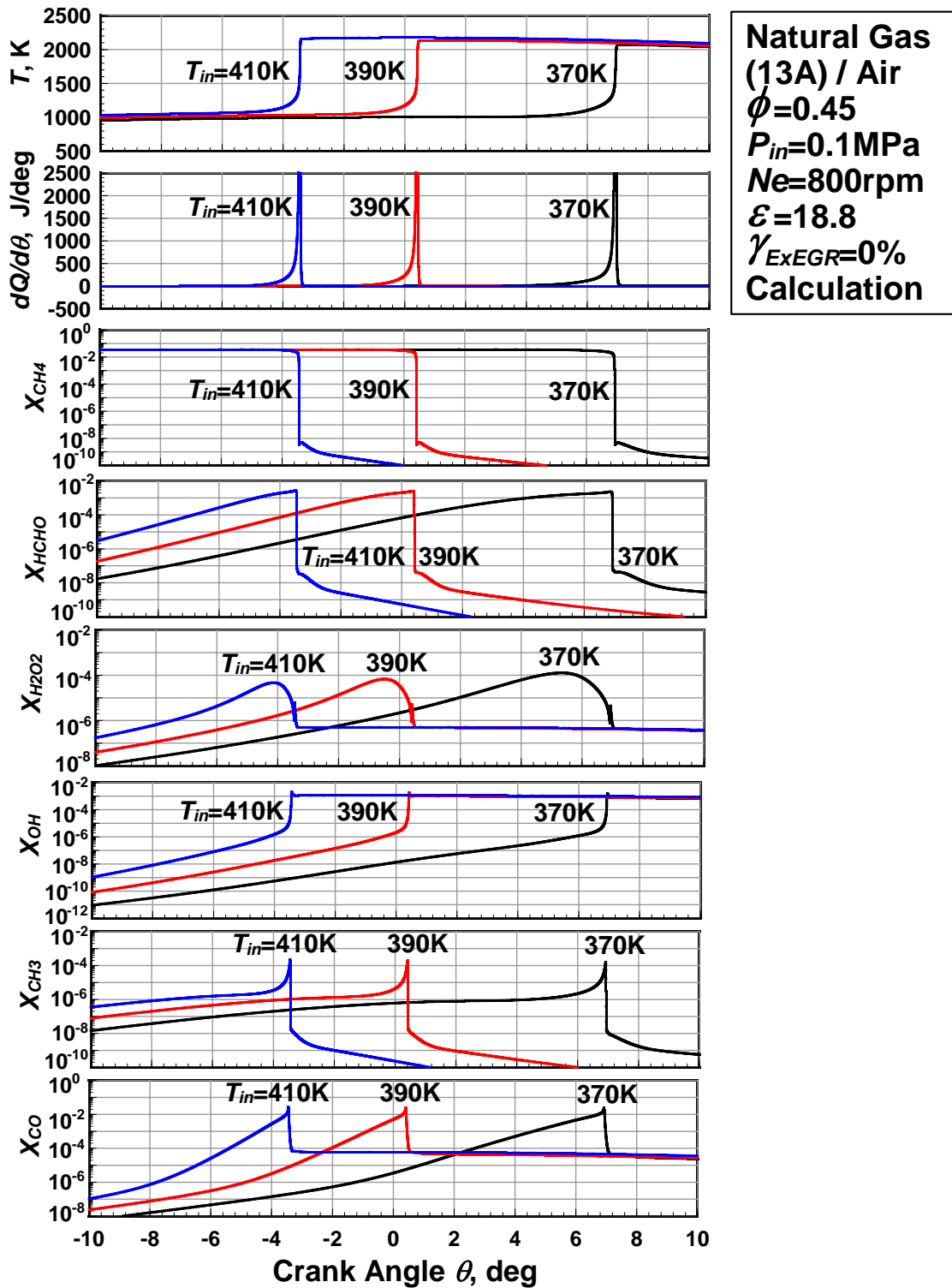


図 5-30 天然ガス(13A)の吸気温度の変化に対する温度履歴, 熱発生率履歴,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{HCHO}$ ,  $\text{H}_2\text{O}_2$ ,  $\text{OH}$ ,  $\text{CH}_3$  および  $\text{CO}$  のモル分率履歴の素反応数値計算結果

## 5.5.3 機関回転速度の影響

図 5-31 に天然ガス(13A)空気予混合気の当量比 $\phi=0.4$  , 吸気温度  $T_{in}=430K$  , 吸気圧力  $P_{in}=0.1MPa$  , 圧縮比 $\varepsilon=18.8$  の一定条件で機関回転速度を変化させた時の圧縮開始時からの時間経過に対する圧力履歴の実験および素反応数値計算の結果を示す。

計算および実験ともに機関回転速度の増加に伴い同じ温度域であっても温度上昇率が大きくなり , 圧力のピーク値は低くなる。計算の場合 , 機関回転速度を 4000rpm まで増加させると反応特性時間より圧縮速度が速くなり , 失火が生じる。

図 5-32 , 図 5-33 に機関回転速度の変化に対する着火温度の実験および素反応数値計算の結果を示す。計算および実験ともに圧縮速度が増加すると着火温度は低温化する傾向を示す。計算 , 実験ともに機関回転速度 500 ~ 1200rpm の範囲において温度が  $1080 \pm 20K$  に達すると着火に至る。

図 5-34 に機関回転速度 500rpm , 1250rpm および 4000rpm の条件での温度履歴 , 熱発生率履歴 ,  $CH_4$  ,  $HCHO$  ,  $H_2O_2$  ,  $OH$  ,  $CH_3$  および  $CO$  のモル分率履歴の素反応数値計算結果を示す。

機関回転速度を 500rpm から 1250rpm まで増加させると圧縮速度が早くなり , 圧縮開始時からの時間経過で見ると各反応の開始時期は早期化する。機関回転速度を 4000rpm まで増加させると反応特性時間より圧縮速度が速くなり ,  $HCHO$  の酸化 ,  $H_2O_2$  の蓄積および酸化 ,  $OH$  の生成および  $CH_4$  の酸化などの各反応が停止し , 失火に至る。

表 5-5 に天然ガス(13A)空気予混合気の当量比 , 吸気温度 , 機関回転速度の変化に対する素反応数値計算の推測可能範囲を示す。

ゼロ次元として仮定された素反応数値計算の場合 , 天然ガス(13A)空気予混合気の当量比 , 吸気温度 , 機関回転速度の変化が着火温度 , 着火時期 , 燃焼期間 ,  $THC$  ,  $CO$  排出濃度および熱発生率の最大値に及ぼす影響について定量的評価はできないが , 定性的評価は可能である。

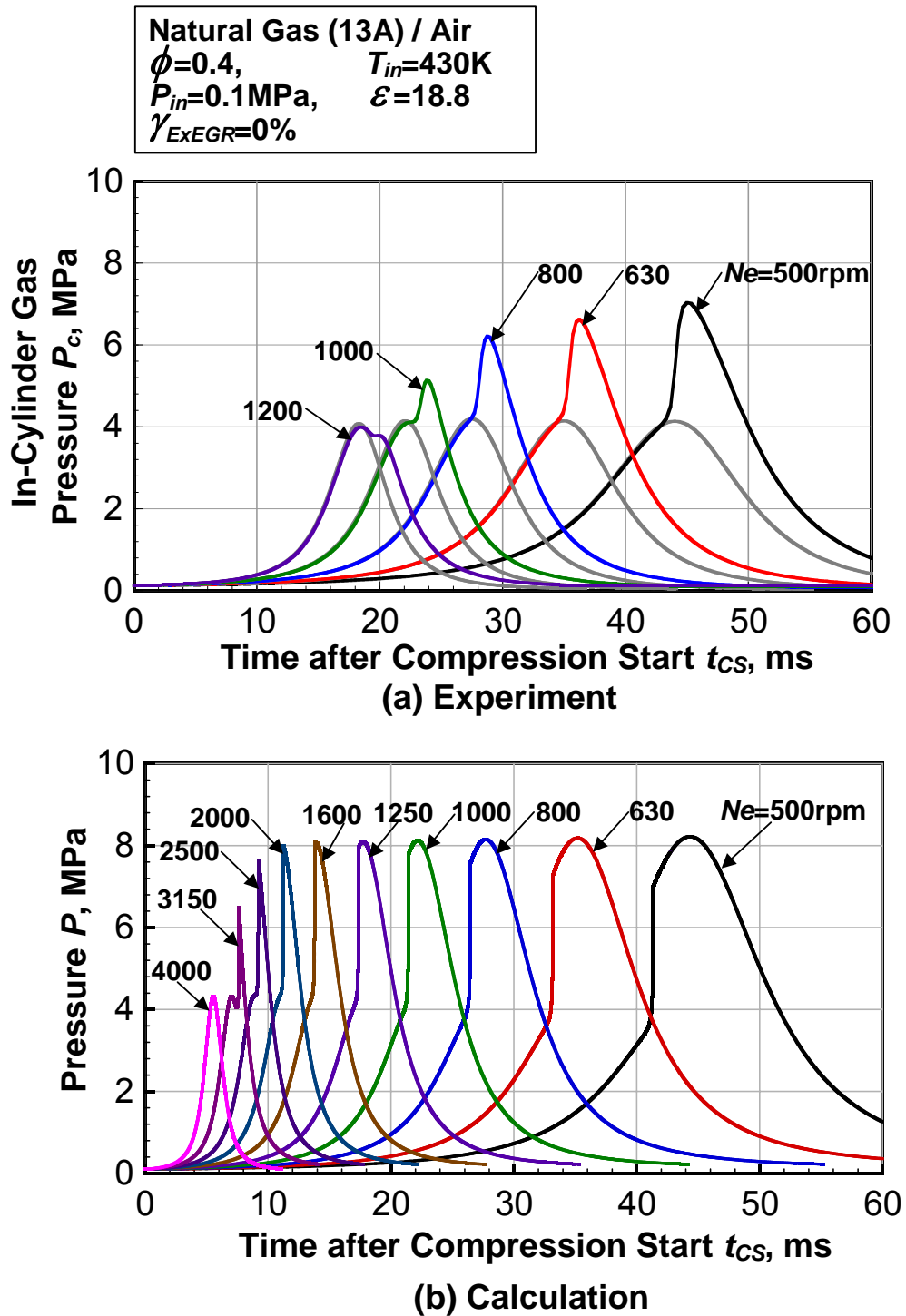


図 5-31 天然ガス(13A)空気予混合気の機関回転速度の変化に対する圧力履歴の実験(上)および素反応数値計算(下)の結果

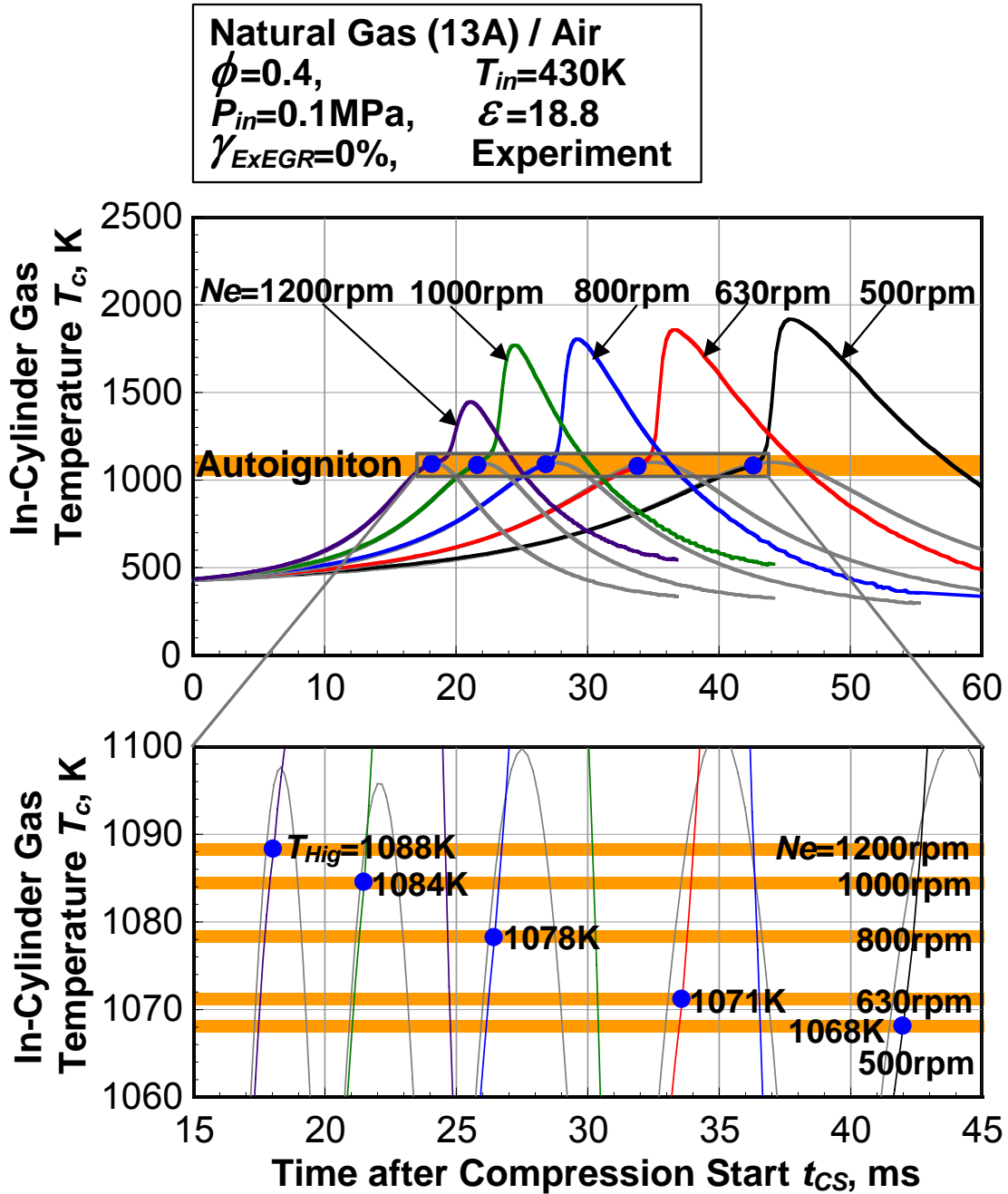


図 5-32 天然ガス(13A)空気予混合気の機関回転速度の変化に対する着火温度  $T_{Hig}$  の実験結果

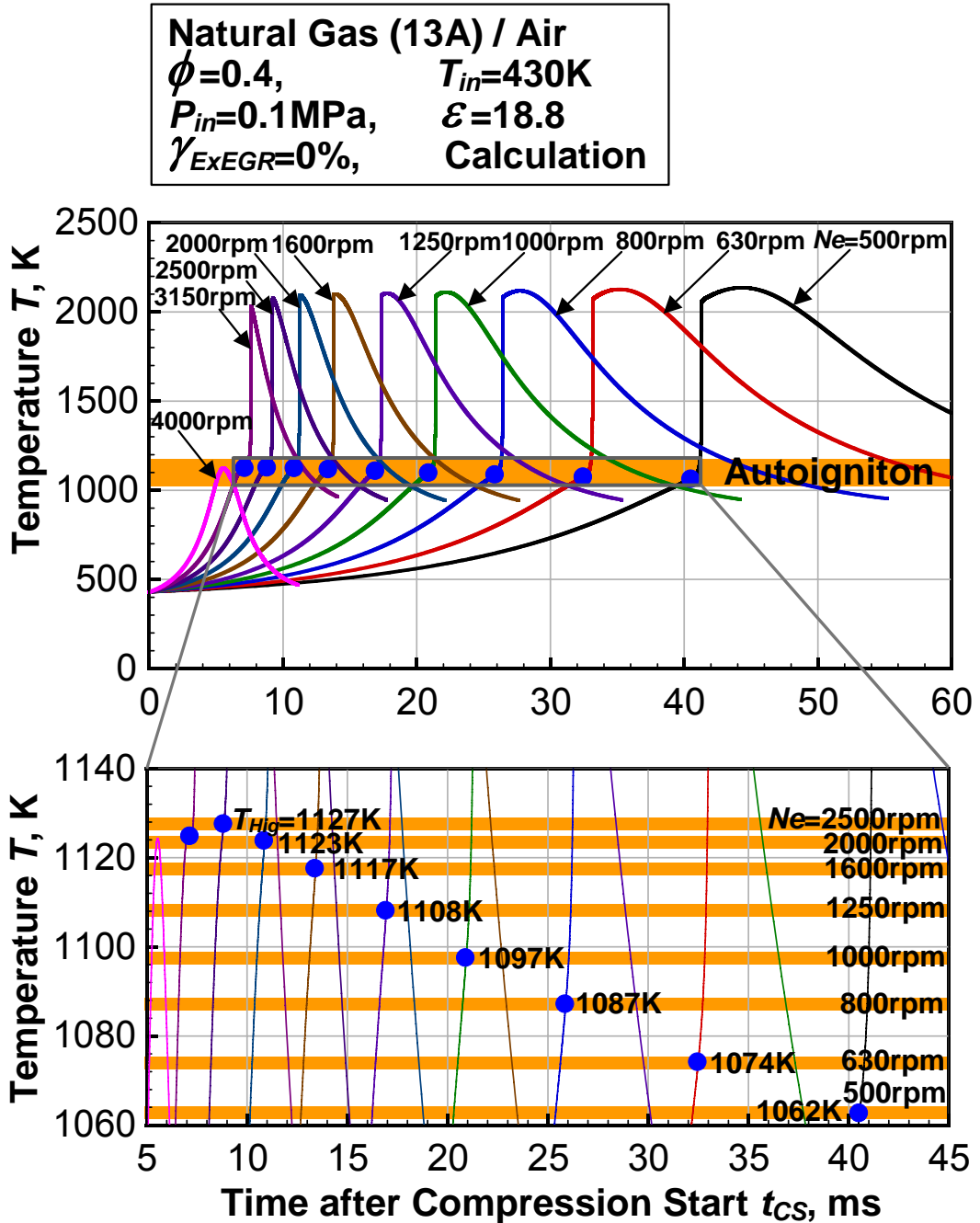


図 5-33 天然ガス(13A)空気予混合気の機関回転速度の変化に対する着火温度  $T_{Hig}$  の素反応数値計算結果

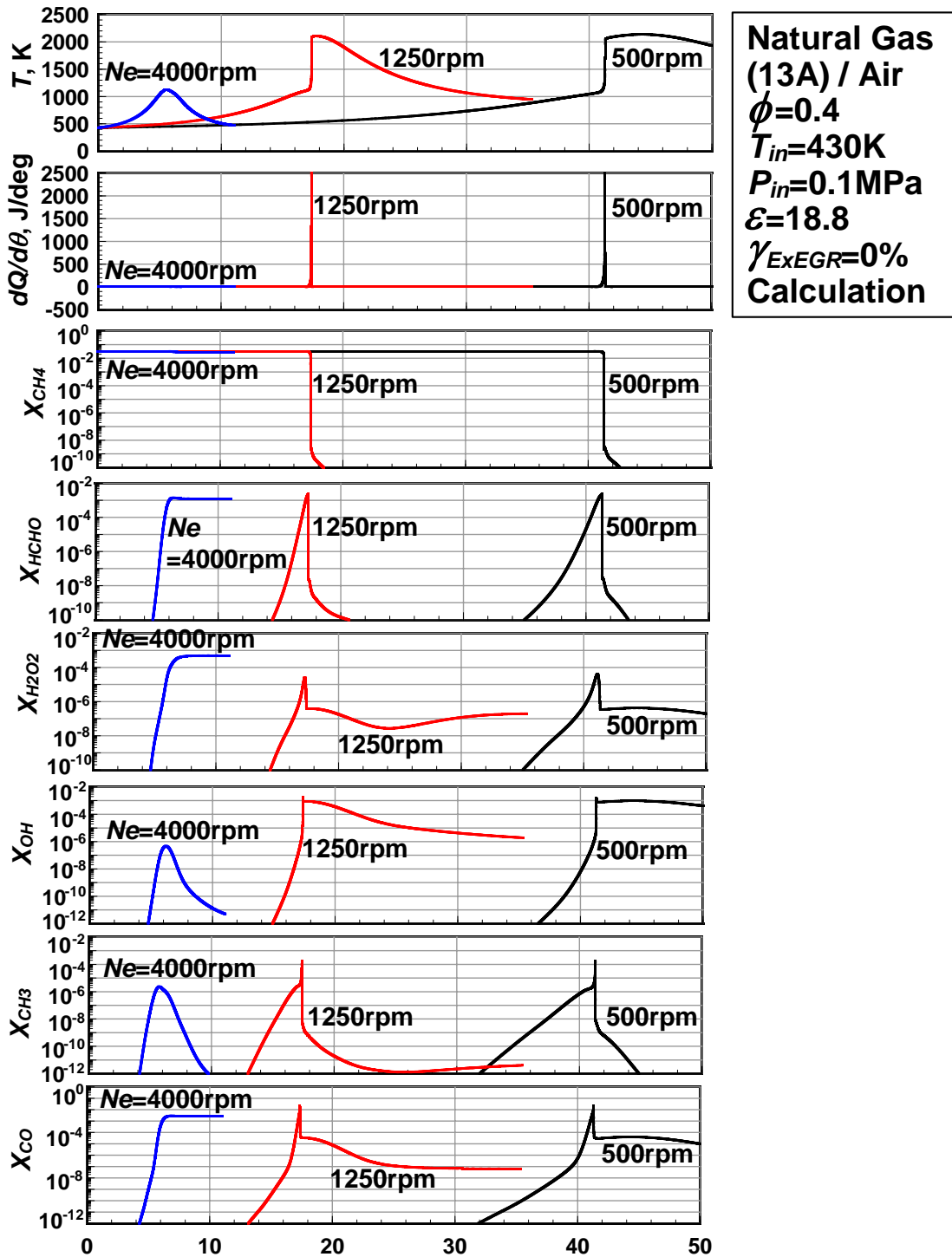


図 5-34 天然ガス(13A)の機関回転速度の変化に対する温度履歴，熱発生率履歴， $\text{CH}_4$ ， $\text{HCHO}$ ， $\text{H}_2\text{O}_2$ ， $\text{OH}$ ， $\text{CH}_3$ および $\text{CO}$ のモル分率履歴の素反応数値計算

表 5-5 天然ガス(13A)空気予混合気の当量比，吸気温度，機関回転速度の変化に対する計算の推測可能範囲

	着火温度		着火時期		燃焼期間		THC, CO排出濃度		熱発生率のピーク値	
	絶対値	上下変化	絶対値	早遅変化	絶対値	長短変化	絶対値	増減変化	絶対値	増減変化
当量比	×		×		×		×		×	
吸気温度	×		×		×		×		×	
機関回転速度	×		×		×		×		×	

## 5.6 第5章のまとめ

予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼は圧縮中の燃料と酸素の化学反応過程に大きく依存しているため、その着火時期および燃焼期間の制御は困難である。これらの問題解決には、着火および燃焼の化学反応機構を明らかにする必要がある。第3章では諸パラメータの変化が圧縮自己着火特性に及ぼす影響について実験的調査を行い、着火時期および燃焼期間の制御因子について明らかにした。諸パラメータを変化させると圧縮行程中の化学反応機構が変化され、着火および燃焼特性が変わる。天然ガスはMethaneを主成分とし、微量の高級炭化水素で構成されている混合燃料である。第4章で示したようにMethaneに $C_2 \sim C_4$ 燃料をそれぞれ混合させることにより着火温度は低温化し、その効果は $C_2 \sim C_4$ 燃料の混合割合が増加するほど減少した。天然ガス予混合気の着火および燃焼の化学反応機構を把握するには高級炭化水素の着火促進効果に関する化学反応機構を明らかにする必要がある。

本章では、第4章の燃焼実験においてMethaneに対する着火温度の低温化の効果が最も大きかった*n*-ButaneとMethaneの2種混合燃料を対象に0次元の素反応数値計算を行い、その圧縮自己着火過程中の化学反応機構を明らかにした。また、天然ガス(13A)の当量比、吸気温度および機関回転速度の変化が圧力履歴、温度履歴、熱発生率履歴および各化学種の濃度履歴に及ぼす影響を調査し、以下の結果を得た。

- (1) 計算計算結果および実験結果ともに*n*-Butane混合割合の増加に伴い着火温度の低温化、着火時期の早期化の効果は*n*-Butane混合割合が小さいときに大きく、混合割合の増加に伴い減少する。0次元として仮定された素反応数値計算の場合、着火温度および着火時期の*n*-Butane混合割合への依存性について定量的予測はできないが、定性的推測は可能である。
- (2) 低温度域においてOHの生成反応機構を持たないMethaneに*n*-Butaneを混合させると*n*-Butaneの低温酸化反応過程中に生成された $H_2O_2$ はOHラジカルに分解され、Methaneの初期酸化反応を促進する。
- (3) 天然ガス(13A)空気予混合気の当量比、吸気温度、機関回転速度の変化によりHCHOの蓄積および酸化、 $H_2O_2$ 蓄積および酸化、OHの生成時期および生成量が異なる。当量比の増加、吸気温度の上昇、機関回転速度の低下によりHCHO蓄積および酸化、 $H_2O_2$ の蓄積および酸化、OHの生成時期が早期化し、 $CH_4$ の酸化反応の開始時期が早期化する。



## 第6章 Methane/ DMEの2種混合燃料の圧縮自己着火特性

予混合圧縮自己着火機関の着火は筒内ガス温度に依存しており，着火温度は燃料の分子構造によって異なる。予混合圧縮自己着火機関の着火は筒内ガス温度の調節，燃料組成の調節により制御可能である。第4章の2種混合燃料の燃焼実験においてMethaneに低温酸化反応を示す*n*-Butaneを2mol%から63mol%まで混合させると着火温度が低くなり，着火時期はクランク角度で12°早期化した。第5章の結果より着火温度の低温化効果は*n*-Butaneの低温酸化反応過程に生成されるH<sub>2</sub>O<sub>2</sub>がOHに分解され，Methaneの初期酸化反応を促進するためである。

本章では，予混合圧縮自己着火機関において着火時期の1つの制御手法として，低温度域において*n*-Butaneより低温酸化反応による発生熱量が大きいジメチルエーテル（以下DME）に着目し，Methane/DMEの混合割合の変化が圧縮自己着火特性に及ぼす影響を明らかにする。

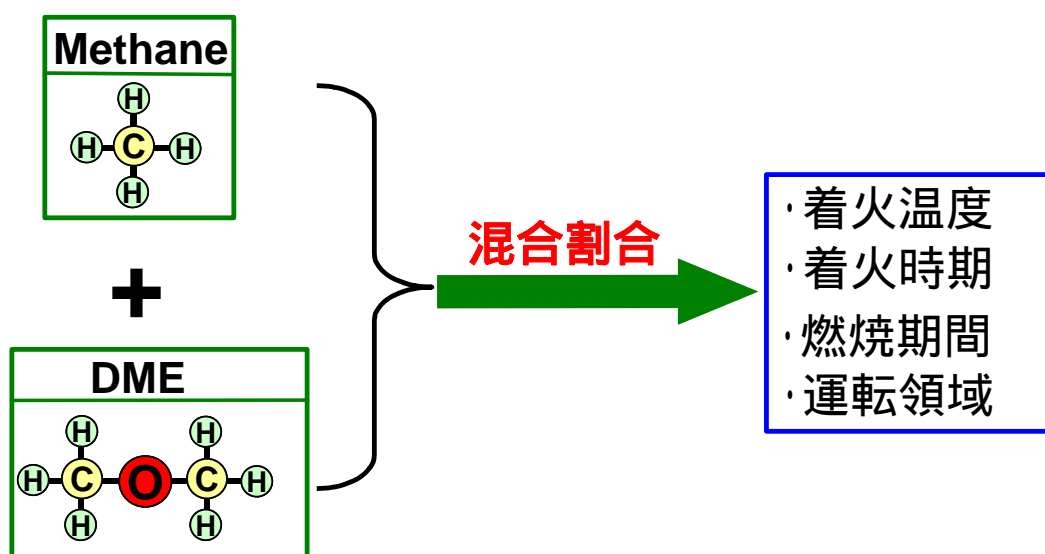


図 6-1 第6章の概要

6 . 1 *n*-Butane , DME 空気予混合気の着火および燃焼特性

図 6-2に当量比 0.2 , 吸気温度 300K , 吸気圧力 0.1MPa , 圧縮比 18.8 および機関回転速度 800rpm 一定の条件において Methane , *n*-Butane , DME 空気予混合気の筒内ガス温度履歴を示す。

Methane は HTR のみによる 1 段の温度上昇が見られ , HTR の発現温度は 1130K である。*n*-Butane および DME とともに LTR および HTR による 2 段の温度上昇が確認され , *n*-Butane は 750K 付近で LTR により温度が上昇し , 850K 付近で HTR が開始する。一方 , DME は 620K 付近で LTR により温度が上昇し , 800K 付近で HTR により温度が上昇する。*n*-Butane に比べて DME の方が LTR および HTR の開始温度が低く , LTR による温度上昇が大きい。

図 6-3に *n*-Butane , DME 空気予混合気の当量比を変化させた時の熱発生率履歴を示す。

*n*-Butane , DME とともにいずれの当量比条件においても LTR , HTR による 2 段の熱発生率を示す。また , *n*-Butane , DME の当量比を増加させると LTR および HTR の発現時期は早期化し , HTR による熱発生率のピーク値は高くなる。LTR による熱発生率のピーク値は , DME 空気予混合気では当量比の増加につれ高くなるものの , *n*-Butane 空気予混合気は当量比の変化に関わらずほぼ一定の値を示す。

図 6-4に *n*-Butane , DME 空気予混合気の当量比を変化させた時の LTR による発生熱量および LTR による発生熱量が 1 サイクル中に導入された低発熱量の中で占める割合を示す。

当量比の変化に対して *n*-Butane および DME の LTR による発生熱量を比較すると全条件において *n*-Butane に比べて DME の方が大きく , 当量比の増加とともに高くなる。*n*-Butane の場合 , 当量比の変化に関わらず LTR による発生熱量ほぼ一定の値を示す。LTR による発生熱量が 1 サイクル中に導入された低発熱量の中で占める割合は , DME が 15% で , *n*-Butane が 3% である。*n*-Butane , DME とともに LTR および HTR による 2 段の熱発生率を示すが , LTR により生じる発生熱量は DME のほうが大きい。

図 6-5 , 図 6-6に *n*-Butane , DME 空気予混合気の LTR , HTR の熱発生に占める割合の大きな素反応の熱発生率<sup>(26)(55)</sup>を示す。

*n*-Butane , DME とともに LTR による熱発生は(6-1) , (6-2)の反応が主である。



---

## 6 . 1 *n*-Butane , DME 空気予混合気の着火および燃焼特性

この反応は *n*-Butane , DME の低温酸化反応過程中に生成された HCHO が H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> を生成する主な反応経路である。LTR による発生熱量が大きくなると反応場での H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> の蓄積および酸化が促進され , OH ラジカルの生成量が増加する。*n*-Butane に比べて DME の方が反応場に供給される OH ラジカルの生成量が多く , 反応場に供給される OH ラジカルを調節し , 着火時期を制御するには有効であると考えられる。

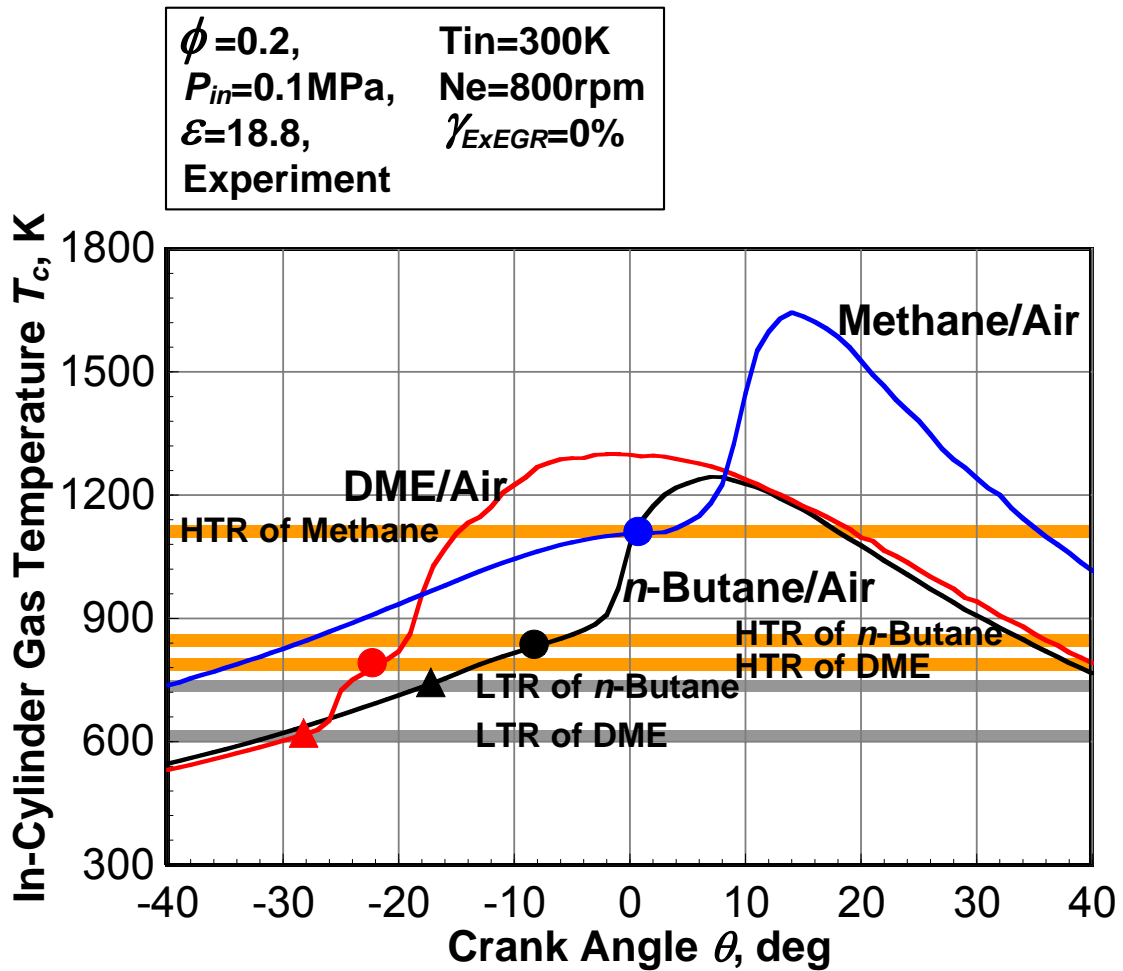


図 6-2 当量比 0.2 一定の条件において Methane / Air , *n*-Butane / Air , DME / Air 予混合気の筒内ガス温度履歴

$T_{in}=300K,$	$P_{in}=0.1MPa$
$N_e=800rpm,$	$\varepsilon=18.8$
$\gamma_{EXEGR}=0\%,$	Experiment

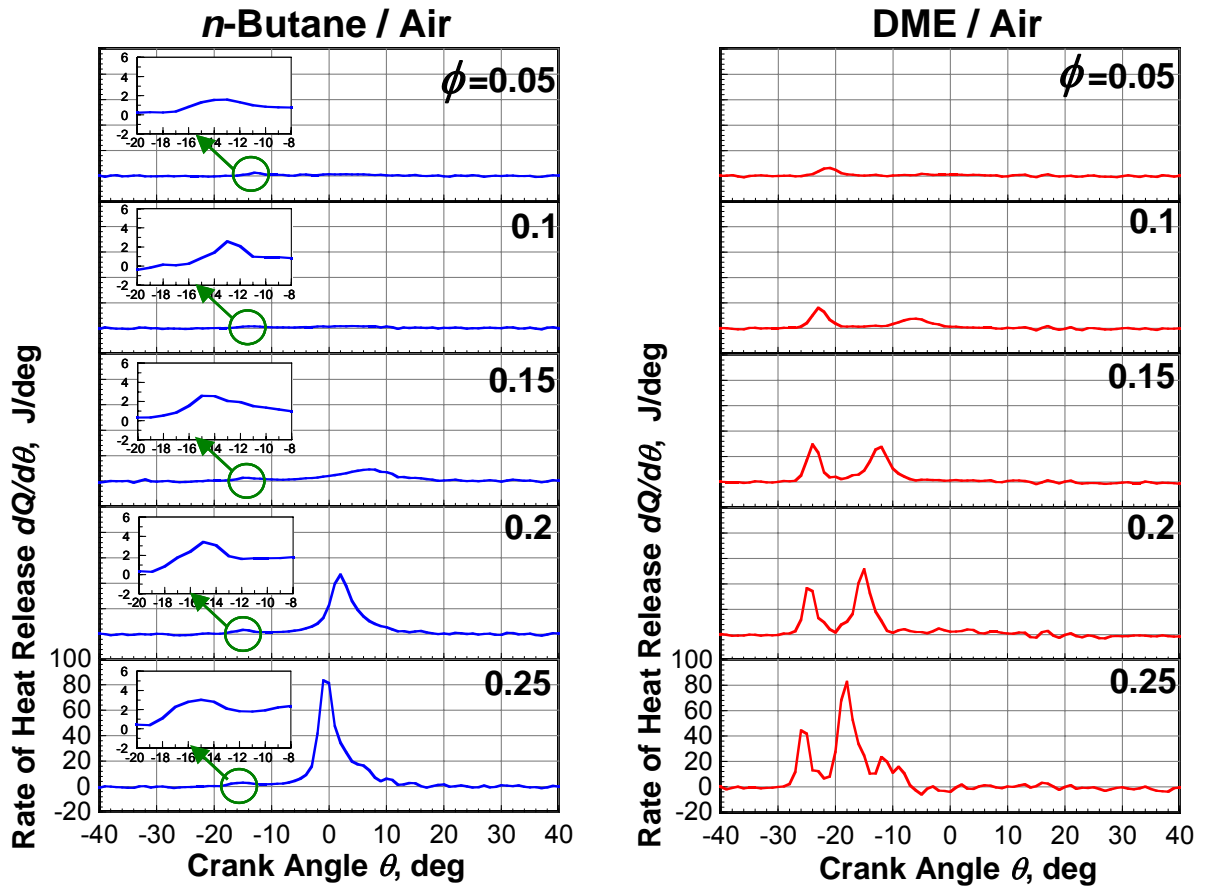


図 6-3 *n*-Butane / Air , DME / Air 予混合気の当量比を  
変化させた時の熱発生率履歴

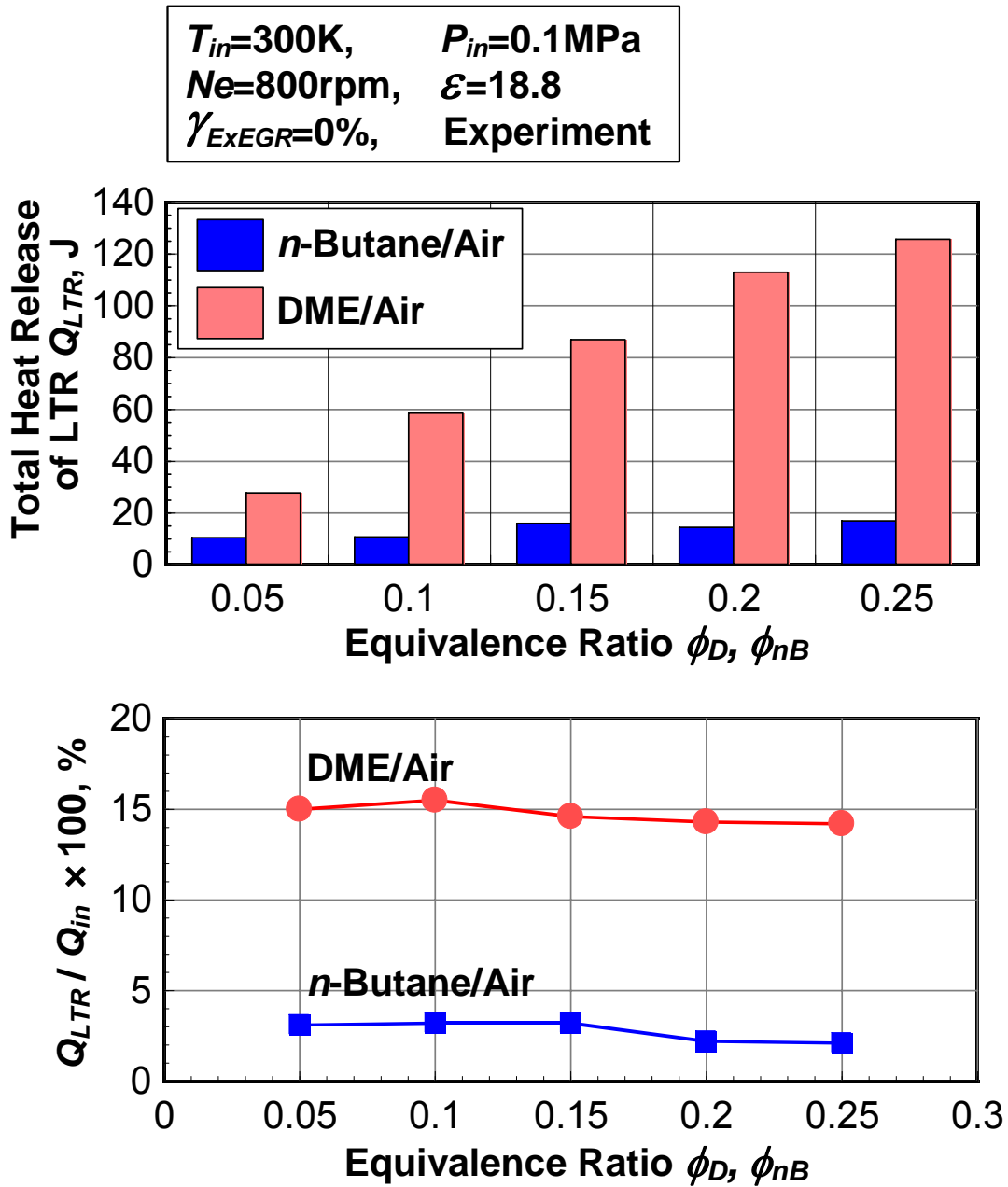


図 6-4 *n*-Butane / Air , DME / Air 予混合気の当量比を変化させた時の低温酸化反応による発生熱量，投入低発熱量に対して低温酸化反応による発生熱量が占める割合

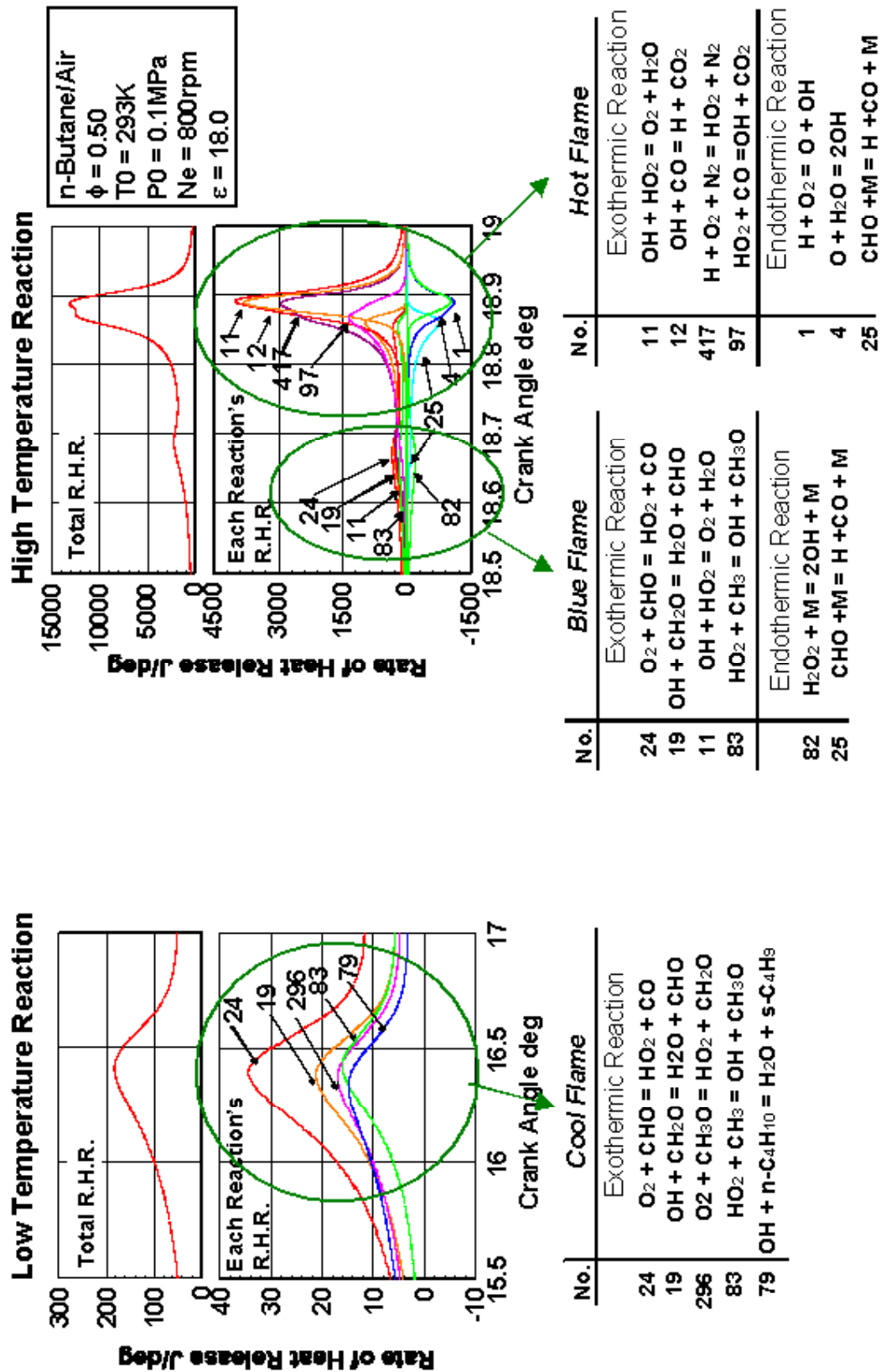
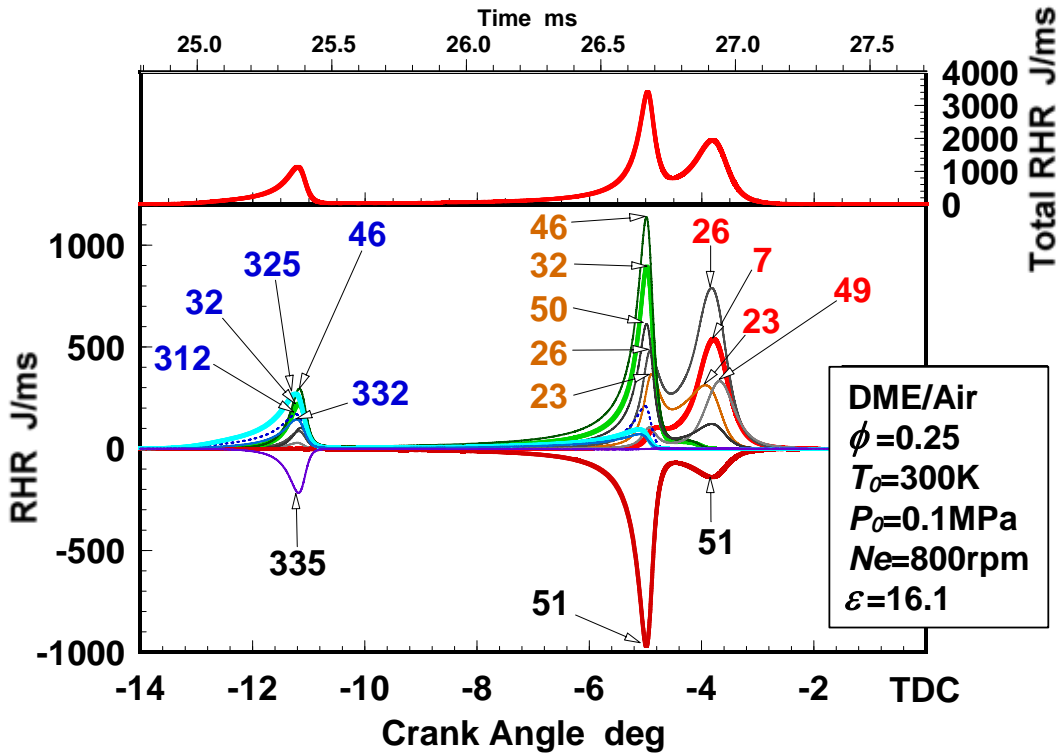


図 6-5 *n*-Butane 空気予混合気の LTR , HTR の熱発生量に占める割合の大きな素反応の熱発生率履歴<sup>(26)</sup>



No.	Cool Flame
46	$\text{HCO} + \text{O}_2 = \text{CO} + \text{HO}_2$
325	$\text{CH}_3\text{OCH}_2 + \text{O}_2 = \text{CH}_3\text{OCH}_2\text{O}_2$
32	$\text{HCHO} + \text{OH} = \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$
312	$\text{CH}_3\text{OCH}_3 + \text{OH} = \text{CH}_3\text{OCH}_2 + \text{H}_2\text{O}$
332	$\text{CH}_2\text{OCH}_2\text{O}_2\text{H} = \text{OH} + \text{HCHO} + \text{HCHO}$
335	$\text{HO}_2\text{CH}_2\text{OCHO} = \text{OCH}_2\text{OCHO} + \text{OH}$

No.	Blue Flame	No.	Hot Flame
46	$\text{HCO} + \text{O}_2 = \text{CO} + \text{HO}_2$	26	$\text{H} + \text{O}_2 + \text{M} = \text{HO}_2 + \text{M}$
32	$\text{HCHO} + \text{OH} = \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$	7	$\text{CO} + \text{OH} = \text{CO}_2 + \text{H}$
50	$\text{HO}_2 + \text{HO}_2 = \text{H}_2\text{O}_2 + \text{O}_2$	49	$\text{HO}_2 + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2$
26	$\text{H} + \text{O}_2 + \text{M} = \text{HO}_2 + \text{M}$	23	$\text{CO} + \text{HO}_2 = \text{CO}_2 + \text{OH}$
23	$\text{CO} + \text{HO}_2 = \text{CO}_2 + \text{OH}$	51	$\text{H}_2\text{O}_2(+\text{M}) = \text{OH} + \text{OH}(+\text{M})$
51	$\text{H}_2\text{O}_2(+\text{M}) = \text{OH} + \text{OH}(+\text{M})$		

図 6-6 DME 空気予混合気の LTR , HTR の熱発生量に占める割合の大きな素反応の熱発生率履歴<sup>(55)</sup>

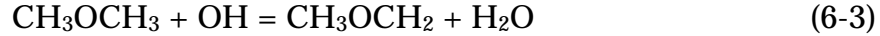


6 . 2 Methane / DME の 2 種混合燃料の圧縮自己着火特性

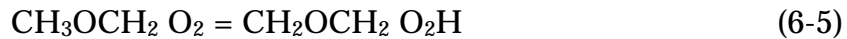
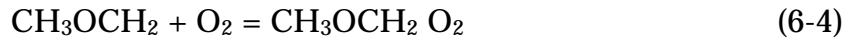
6 . 2 . 1 Methane / DME の 2 種混合燃料の反応経路

図 6-7に Methane / DME の 2 種混合燃料の反応経路<sup>(55)(56)</sup>を示す。

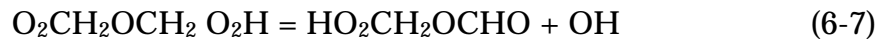
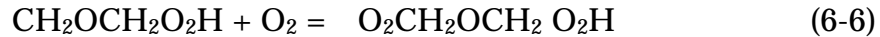
低温度領域 ( T < 800K ) では , 反応(6-3)のように燃料分子から OH ラジカルにより H 原子が引き抜かれ DME の酸化反応は開始する。



その後 , 反応(6-4)(6-5)のように H 原子が引き抜かれた場所には O<sub>2</sub> が付加 ( 1st O<sub>2</sub> addition ) し , C に結合している H を OO が引き抜くことで異性化する。



反応(6-6)の二回目の O<sub>2</sub> 付加 ( 2nd O<sub>2</sub> addition ) の後は , 反応(6-7) , 反応(6-8) の分解により 2 つの OH を生成する。この経路はラジカルを増加させる連鎖分枝反応である。



高温領域 ( T > 1000K ) では , CH<sub>3</sub>OCH<sub>2</sub> の直接熱分解反応(6-9)と反応(6-4)が競争するようになる。



一方 , Methane は OH により酸化反応が開始し , CH<sub>3</sub> へと分解される。その後 , CH<sub>3</sub>O , CH<sub>3</sub>OH , CH<sub>2</sub>OH , CH<sub>2</sub>O , CO<sub>2</sub> へと反応が進行していく。DME は 800K の温度域で 1st O<sub>2</sub> addition , 2nd O<sub>2</sub> addition の後 , HCHO を生成する。HCHO は H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> となり , 温度が 1000K 付近まで上昇すると H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> は二つの OH ラジカルに分解される。DME の低温酸化反応過程で生成された OH ラジカルは Methane に供給され , Methane の酸化反応を促進すると報告されている<sup>(56)</sup>。

800K 以下の低温度域において *n*-Butane , DME とともに First O<sub>2</sub> Addition , Second O<sub>2</sub> Addition をたどり HCHO , H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> を生成する。Methane に *n*-Butane ,

---

## 6 . 2 Methane / DME の 2 種混合燃料の圧縮自己着火特性

DME を混合させると *n*-Butane , DME とともに同じ反応機構により Methane の初期酸化反応を促進する。*n*-Butane に比べて DME の方が LTR 中に生成される OH のモル数が多く , Methane に対する着火促進効果は大きいと考えられる。

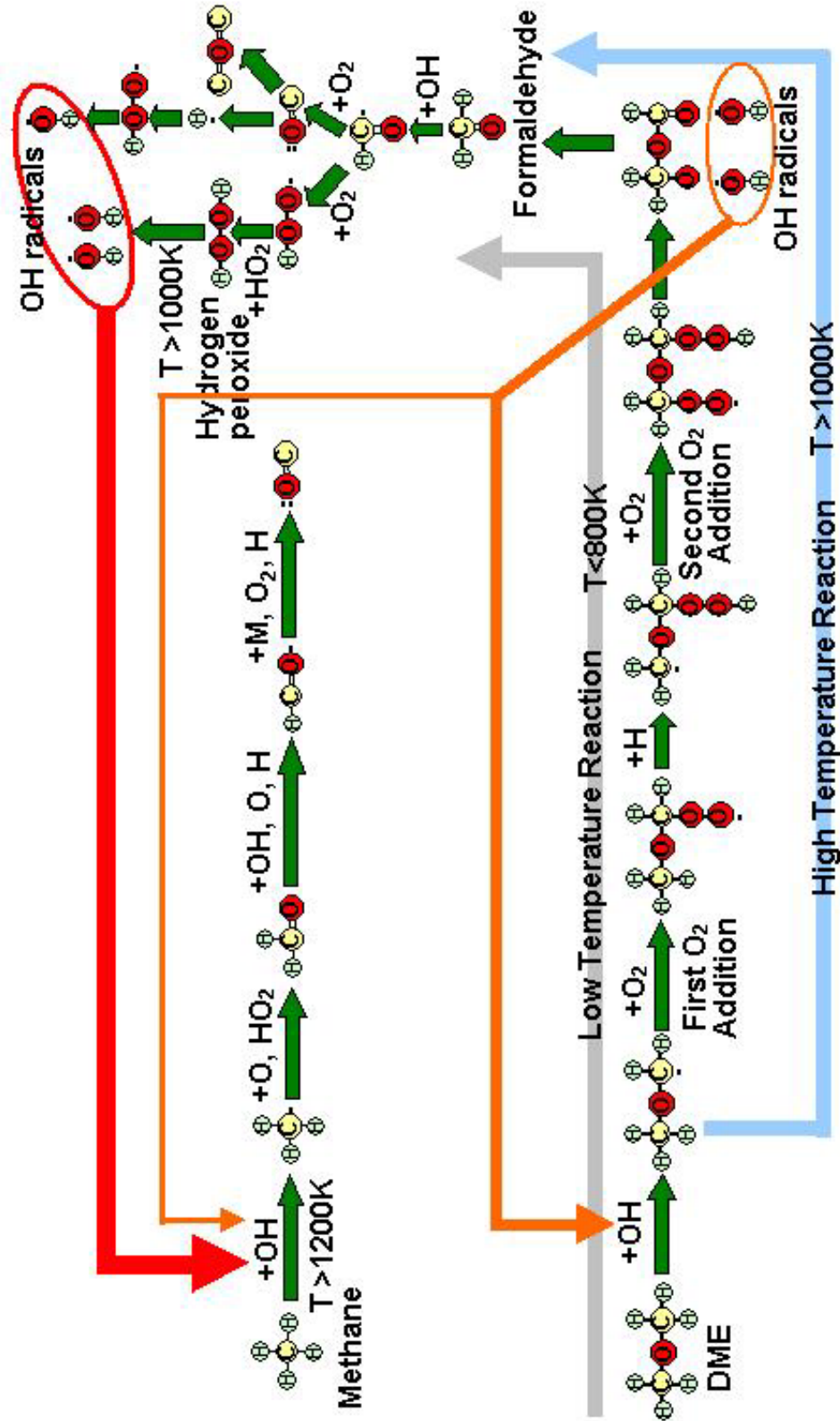


図 6-7 Methane / DME の 2 種混合燃料の反応経路<sup>(55)(56)</sup>

6 . 2 . 2 Methane/*n*-Butane , Methane/DME の 2 種混合燃料の運転領域

図 6-8に吸気温度  $300 \pm 8\text{K}$  , 吸気圧力  $0.1\text{MPa}$  , 圧縮比 18.8 および機関回転速度  $960\text{rpm}$  一定の条件において Methane/*n*-Butane , Methane/DME の 2 種混合燃料の運転可能範囲を示す。

*n*-Butane のみの条件では ,  $\phi_{nB}=0.2$  から自己着火燃焼に至り ,  $\phi_{nB}=0.42$  付近でノッキングが生じる。  $\phi_M=0.1$  の Methane を自己着火させるには  $\phi_{nB}=0.35$  以上の *n*-Butane が必要であり , Methane の部分当量比が増加するほど着火に必要な *n*-Butane の部分当量比は高くなる。 DME のみの場合 ,  $\phi_D=0.08$  から自己着火燃焼に至り ,  $\phi_D=0.35$  付近でノッキングが生じる。  $\phi_M=0.1$  の Methane を自己着火させるための必要な DME の部分当量比は  $0.063$  であり , *n*-Butane に比べて DME の方が少ない混合割合で Methane を自己着火燃焼させることが可能である。

図 6-9 図 6-10に *n*-Butane および DME の部分当量比一定の条件で Methane の部分当量比を変化させた時の熱発生率履歴を示す。

Methane/*n*-Butane の 2 種混合燃料において Methane の部分当量比を増加させていくと , LTR および HTR の発現時期は遅延化し , そのピーク値は低くなる。 図 5-18 に示すように *n*-Butane の LTR 過程で生成された OH ラジカルは , 再び LTR の開始反応に使われる。 *n*-Butane に Methane を混合させると , *n*-Butane の LTR 過程で生成された OH ラジカルは Methane の初期酸化反応に消費され , *n*-Butane の LTR は縮退される。 Methane の部分当量比  $0.16$  の条件では , HTR のみによる 1 段の熱発生率となり , さらに Methane の部分当量比を増加させると失火が生じる。 本設定条件では , *n*-Butane に Methane を混合させると , Methane は着火燃焼に至らずに *n*-Butane の着火を抑制する。 一方 , DME の部分当量比一定の条件で Methane の部分当量比を増加させると , LTR の発現時期は遅延化し , そのピーク値は低くなる。 HTR の発現時期は Methane の部分当量比の変化に関わらずほぼ一定であり , そのピーク値は Methane の部分当量比の増加とともに高くなり , Methane の部分当量比が  $0.25$  以上になると急峻な熱発生によるノッキングが生じる。

$T_{in}=300 \pm 8K,$ $N_e=960rpm,$ $\gamma_{ExEGR}=0\%,$	$P_{in}=0.1MPa$ $\varepsilon=18.8$ Experiment	× Misfiring Firing Knocking
--	---	-----------------------------------

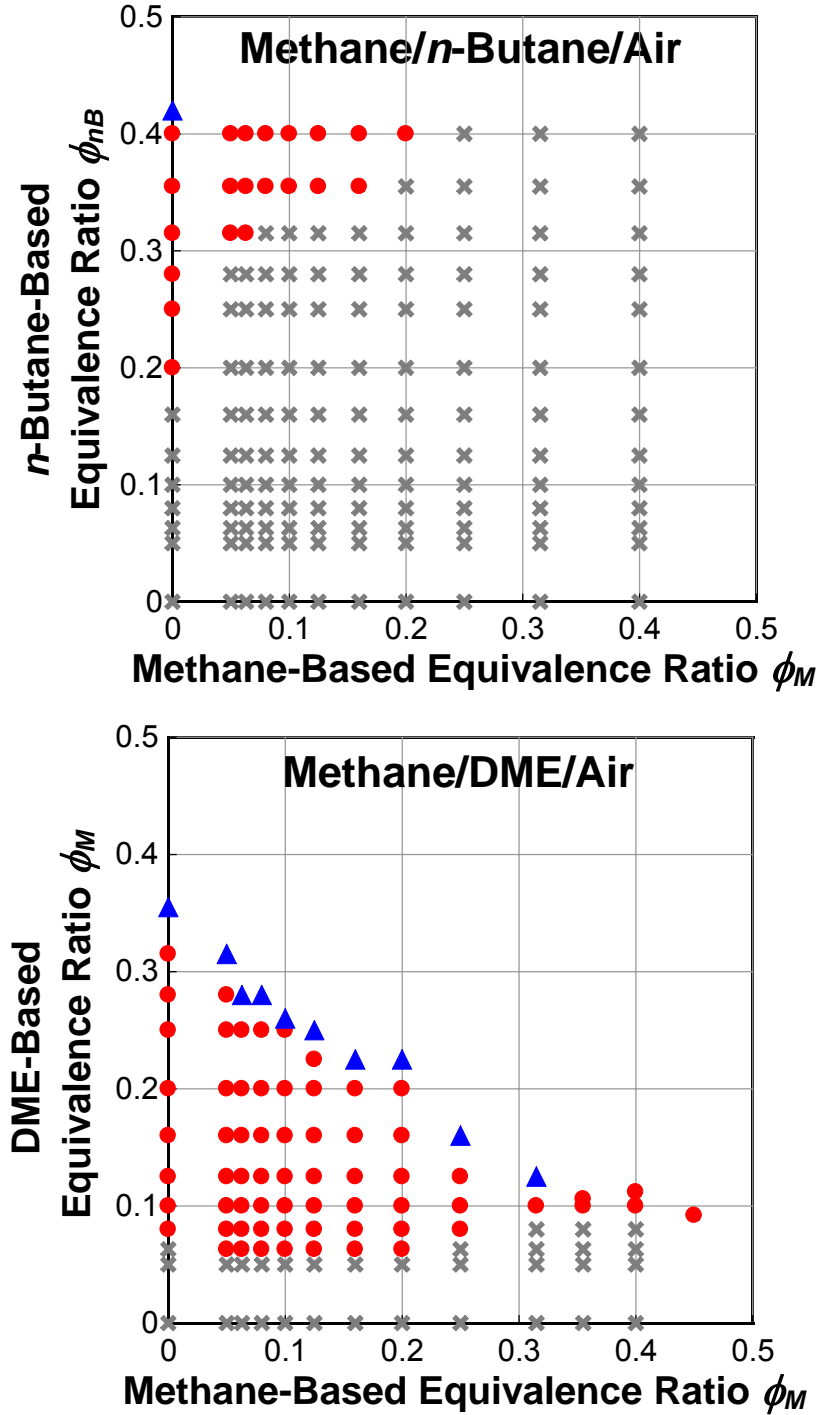


図 6-8 *n*-Butane / Air , DME / Air 予混合気の運転可能範囲

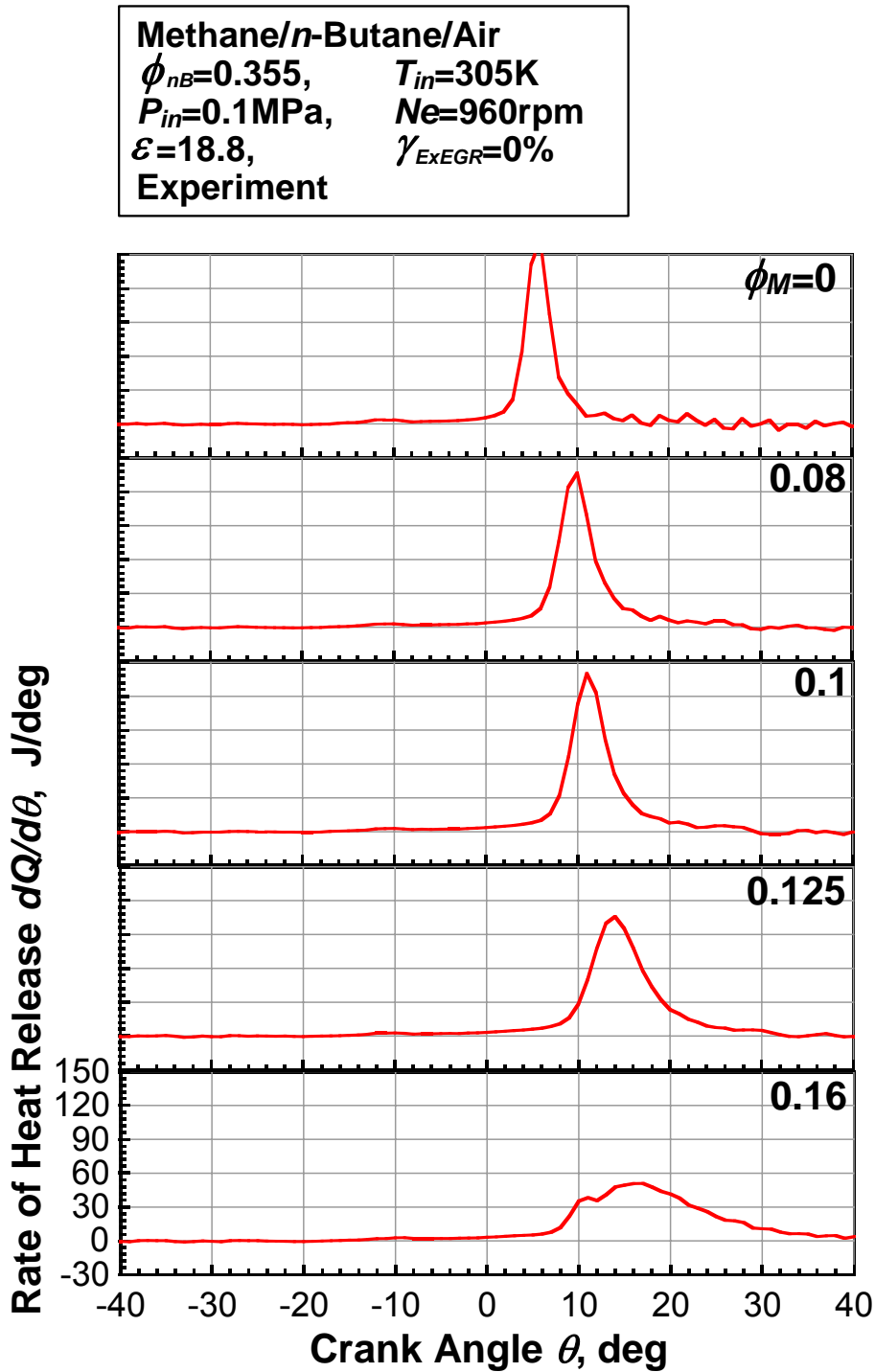


図 6-9 *n*-Butane の部分当量比 0.355 一定の条件において Methane の部分当量比を変化させた時の熱発生率履歴

Methane/DME/Air  
 $\phi_D=0.355,$       $T_{in}=305K$   
 $P_{in}=0.1MPa,$       $N_e=960rpm$   
 $\varepsilon=18.8,$       $\gamma_{ExEGR}=0\%$   
**Experiment**

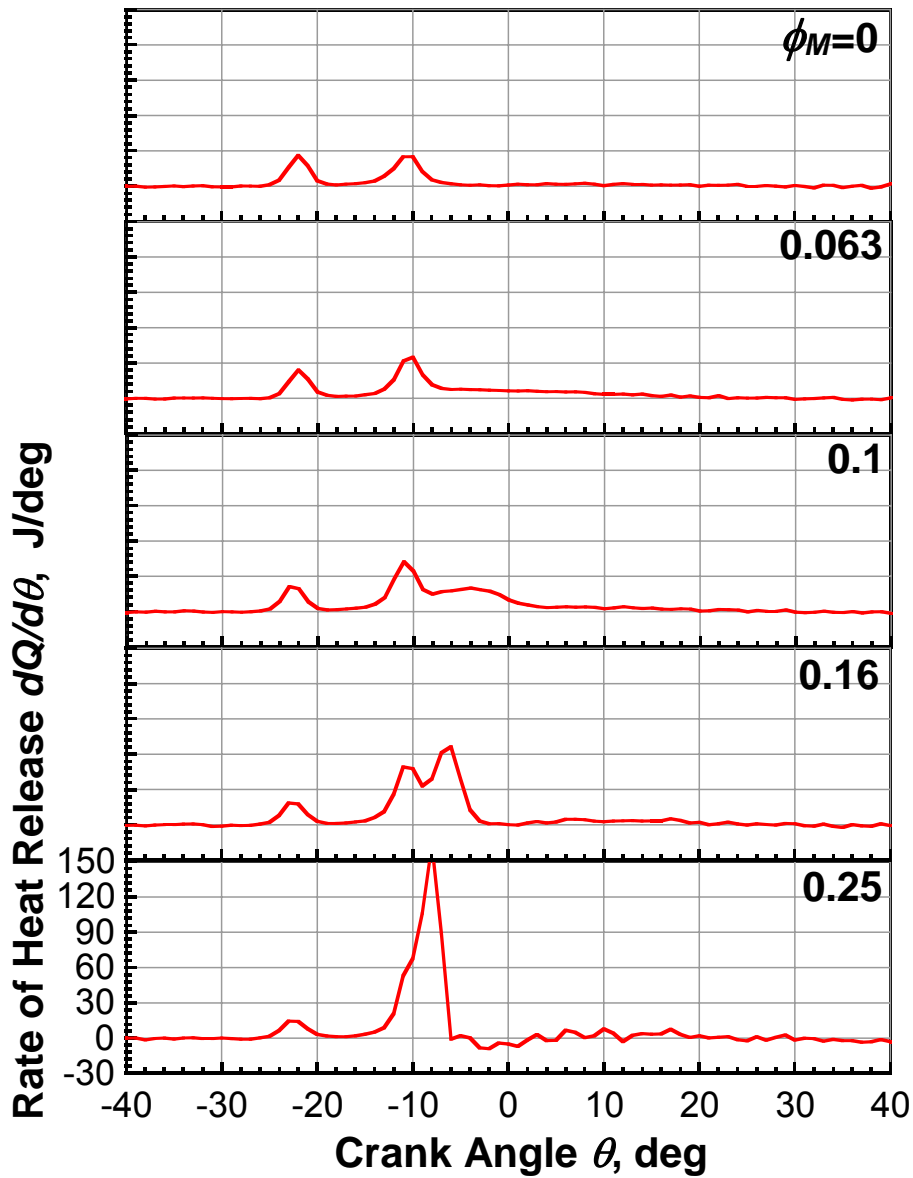


図 6-10 DME の部分当量比 0.16 一定の条件において Methane の部分当量比を変化させた時の熱発生率履歴

## 6 . 2 . 3 Methane / DME の 2 種混合燃料の着火温度および着火時期

図 6-11に Methane の部分当量比 $\phi_M=0.25$  一定の条件において DME の部分当量比 $\phi_D$ を変化させた時の熱発生率履歴を示す。

DME の部分当量比 $\phi_D=0$  の条件では自己着火に至らなかったが, DME の部分当量比を 0.08 まで増加させると LTR および HTR による 2 段の熱発生が認められる。さらに DME の部分当量比を増加させると LTR および HTR による熱発生率のピーク値は高くなり, それらの発現時期は早期化する。DME の部分当量比 $\phi_D=0.1$  の条件では高温酸化反応による 2 つ目の熱発生率に 2 つの山が見られる。この条件において, Methane / DME の 2 種混合燃料の圧縮自己着火燃焼は低温酸化反応, 一次高温酸化反応および二次高温酸化反応の 3 段の熱発生率を示す。さらに, DME の部分当量比を 0.125 まで増加させると, 一次高温酸化反応による熱発生率のピーク値はほぼ一定であるが, 二次高温酸化反応による熱発生率のピーク値は高くなる。DME の部分当量比 $\phi_D=0.14$  の条件では, 再び低温酸化反応および高温酸化反応による 2 段の熱発生となる。低温酸化反応の発熱は投入した DME の約半分の酸化反応により HCHO や CO が生成される過程で生じるものであり, 一次高温酸化反応は残りの DME が CO まで酸化される過程で生じるものであり, 二次高温酸化反応の発熱は Methane および CO の酸化反応によるものであると報告されている<sup>(56)</sup>。

図 6-13に Methane の部分当量比 $\phi_M=0.25$  一定の条件において DME の部分当量比 $\phi_D$ を変化させた時の LTR および HTR の発現温度を示す。

DME の部分当量比を増加させると LTR および HTR の発現温度は低温化する。DME の部分当量比を 0.08 から 0.14 まで増加させると, LTR の発現温度は 736K から 707K まで低くなり, HTR の発現温度は 835K から 819K まで低温化する。Methane/DME の 2 種混合燃料において DME の部分当量比を変化させると DME の低温酸化反応過程中に生成される HCHO, H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>, OH の生成量が調節され, 着火温度は変化する。

図 6-14に Methane/DME の 2 種混合燃料の混合割合の変化に対する HTR の発現時期を示す。いずれの Methane の部分当量比においても DME の部分当量比が増加するほど HTR の発現時期は早期化する。Methane の部分当量比 $\phi_M=0.2$  一定の条件において DME の部分当量比を 0.08 から 0.2 まで増加させると HTR の発現時期はクランクアングルで $-6^\circ$  から $-14^\circ$  まで早期化する。予混合圧縮自己着火機関において Methane/DME の 2 種混合燃料中の DME の部分当量比を変化させ, 低温酸化反応過程中に生成される HCHO, H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>, OH の生成量を調節することにより着火時期の制御は可能である。



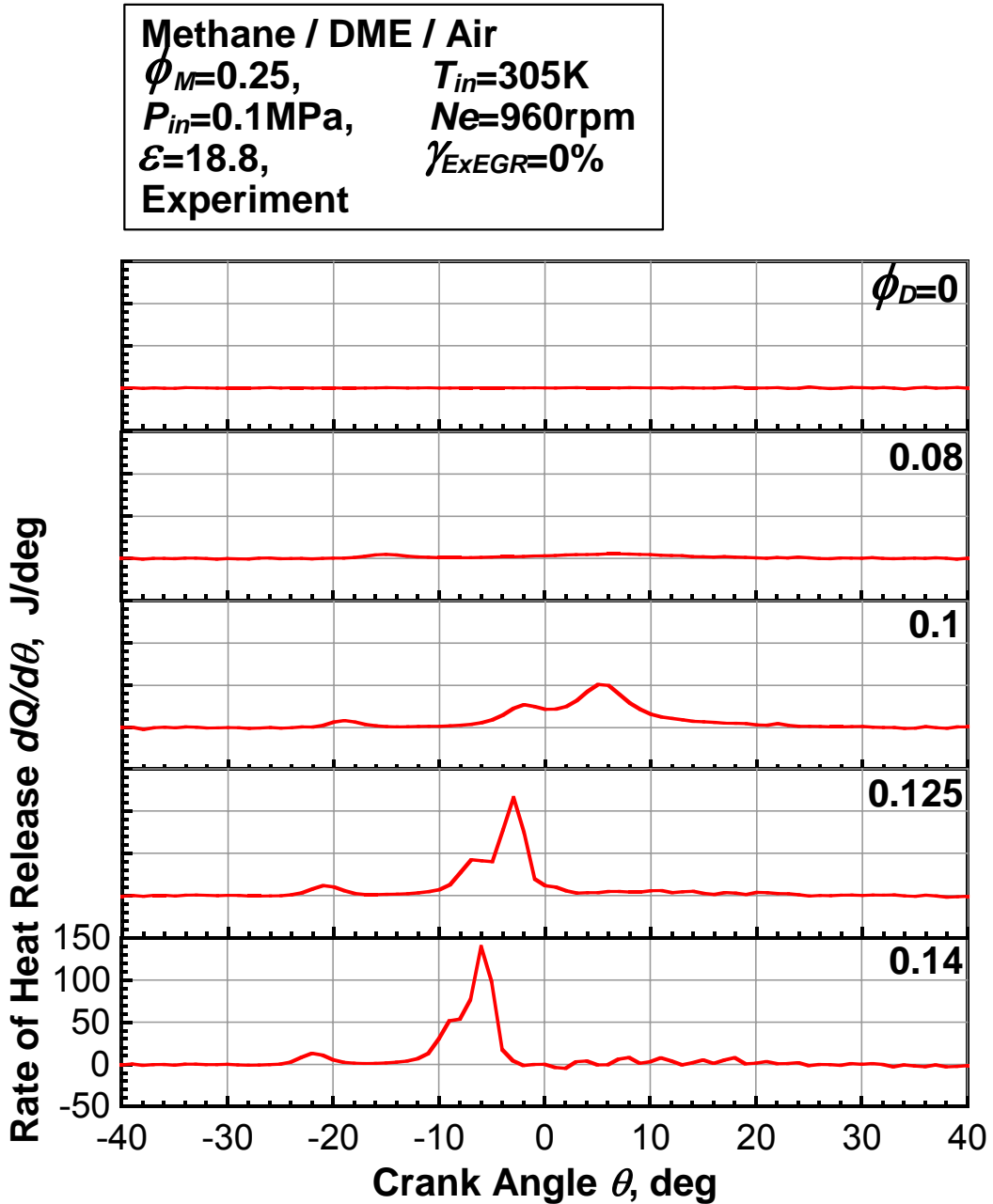


図 6-11 Methane の部分当量比 0.25 一定の条件において  
DME の部分当量比を変化させた時の熱発生率履歴

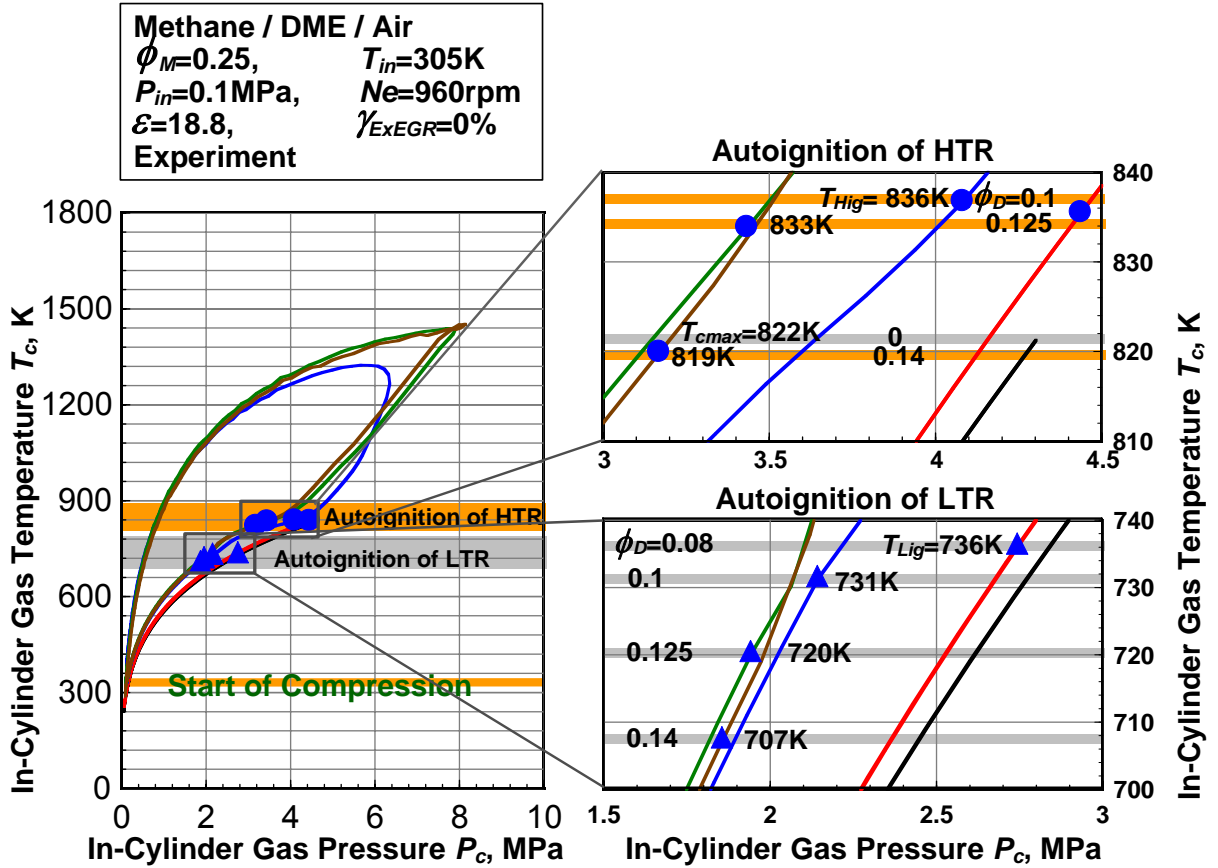


図 6-12 Methane の部分当量比 0.25 一定の条件において  
 DME の部分当量比を変化させた時の LTR , HTR の発現温度

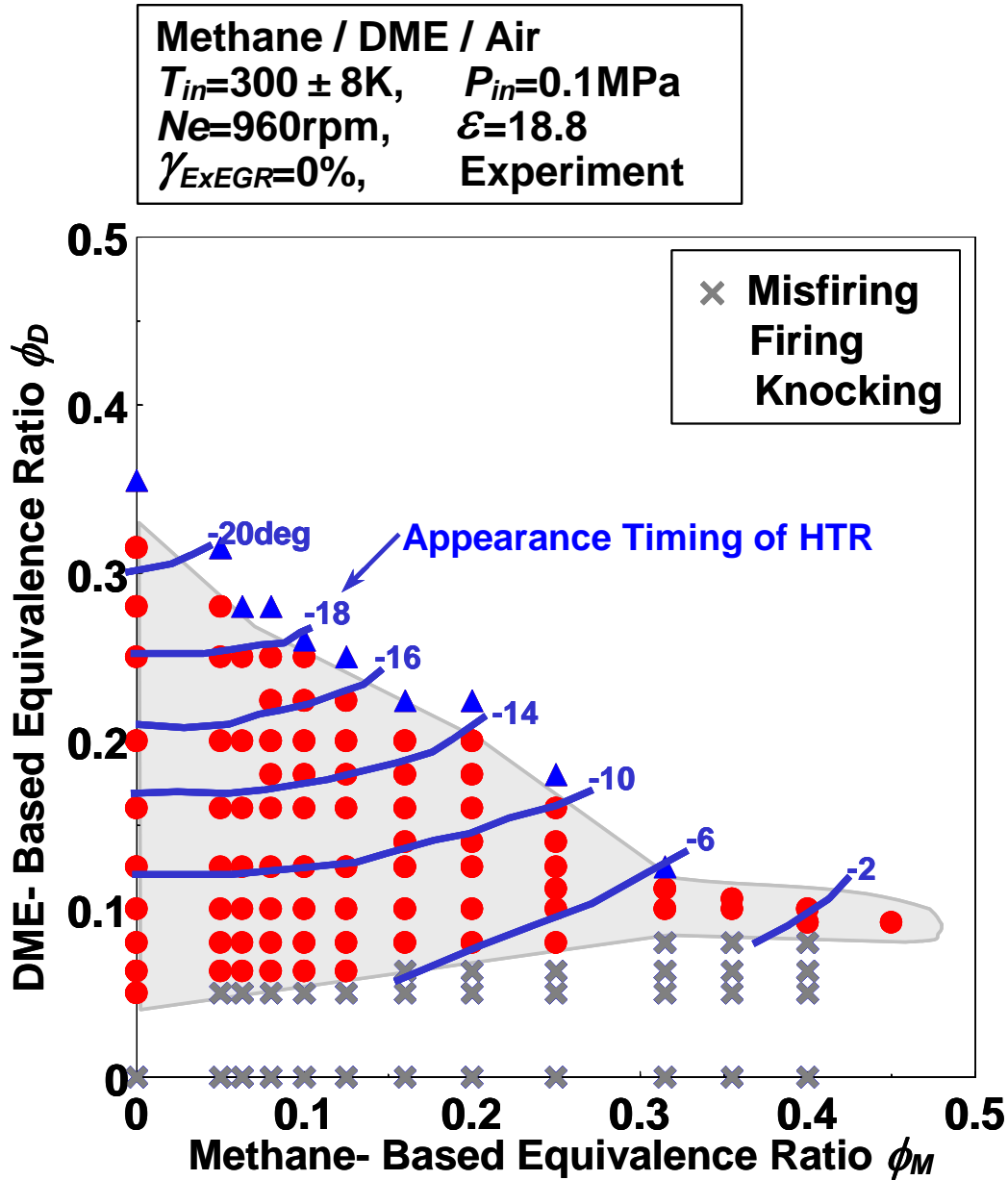


図 6 -13 Methane / DME の 2 種混合燃料の混合割合の変化に対する高温酸化反応の発現時期

## 6.3 着火時期制御による急峻な熱発生抑制効果

図 6-14に吸気圧力  $P_{in}=0.1\text{MPa}$  , 圧縮比  $\varepsilon=18.8$  , 機関回転速度  $N_e=960\text{rpm}$  一定の条件において Methane / DME の 2 種混合燃料の混合割合を変化させた時の 1 サイクル中に投入される低発熱量  $Q_{in}$  , 熱発生ピーク値が生じる時期  $\theta_{Hmax}$  および図示平均有効圧力 IMEP を示す。

Methane の部分当量比を一定に設定し , DME の部分当量比を増加させるとノッキングにより運転可能な当量比の範囲は制限される。ノッキングが生じる投入低発熱量は DME の部分当量比が増加するほど減少する。 $\phi_M=0$  の条件では , 投入低発熱量  $Q_{in}=1000\text{J/cycle}$  付近でノッキングが生じるが ,  $\phi_M=0.45$  ,  $\phi_D=0.092$  の条件では , ノッキングが生じることなく投入低発熱量は  $1425\text{J/cycle}$  付近まで確保できる。DME 単体では , いずれの当量比条件においても IMEP はほぼ  $0\text{MPa}$  を示す。Methane / DME の 2 種混合燃料において DME の部分当量比を下げながら Methane の部分当量比を増加させると IMEP は高くなる。本実験条件では ,  $\phi_{\text{Methane}}=0.45$  ,  $\phi_{\text{DME}}=0.092$  の条件において IMEP を  $0.41\text{MPa}$  まで向上させることが可能である。Methane / DME の 2 種混合燃料において Methane の混合割合を増加させることによりノッキングを回避しながら投入低発熱量の確保がその要因であると考えられる。

図 6-15に投入低発熱量  $Q_{in}=1200 \pm 100\text{J/cycle}$  の条件において Methane / DME の混合割合を変化させた時の筒内ガス圧力履歴 , 熱発生率履歴 , 着火時期および燃焼期間を示す。

Methane の部分当量比の増加に従い LTR , HTR の発現時期および熱発生率のピーク値が生じる時期は遅延化する。また , LTR , HTR の発現時期および熱発生率のピーク値が生じる時期の遅延化に伴い熱発生率のピーク値は低くなり , 燃焼期間は長期化する。

$\phi_M=0.20$  ,  $\phi_D=0.22$  の条件ではノッキングが生じるものの , Methane の混合割合を増加させていくと急峻な熱発生 , 急激な圧力上昇は抑制される。特に , 熱発生率のピーク値が生じる時期を膨張行程まで遷移することでノッキングを避けながら大幅な投入低発熱量の確保が可能である。

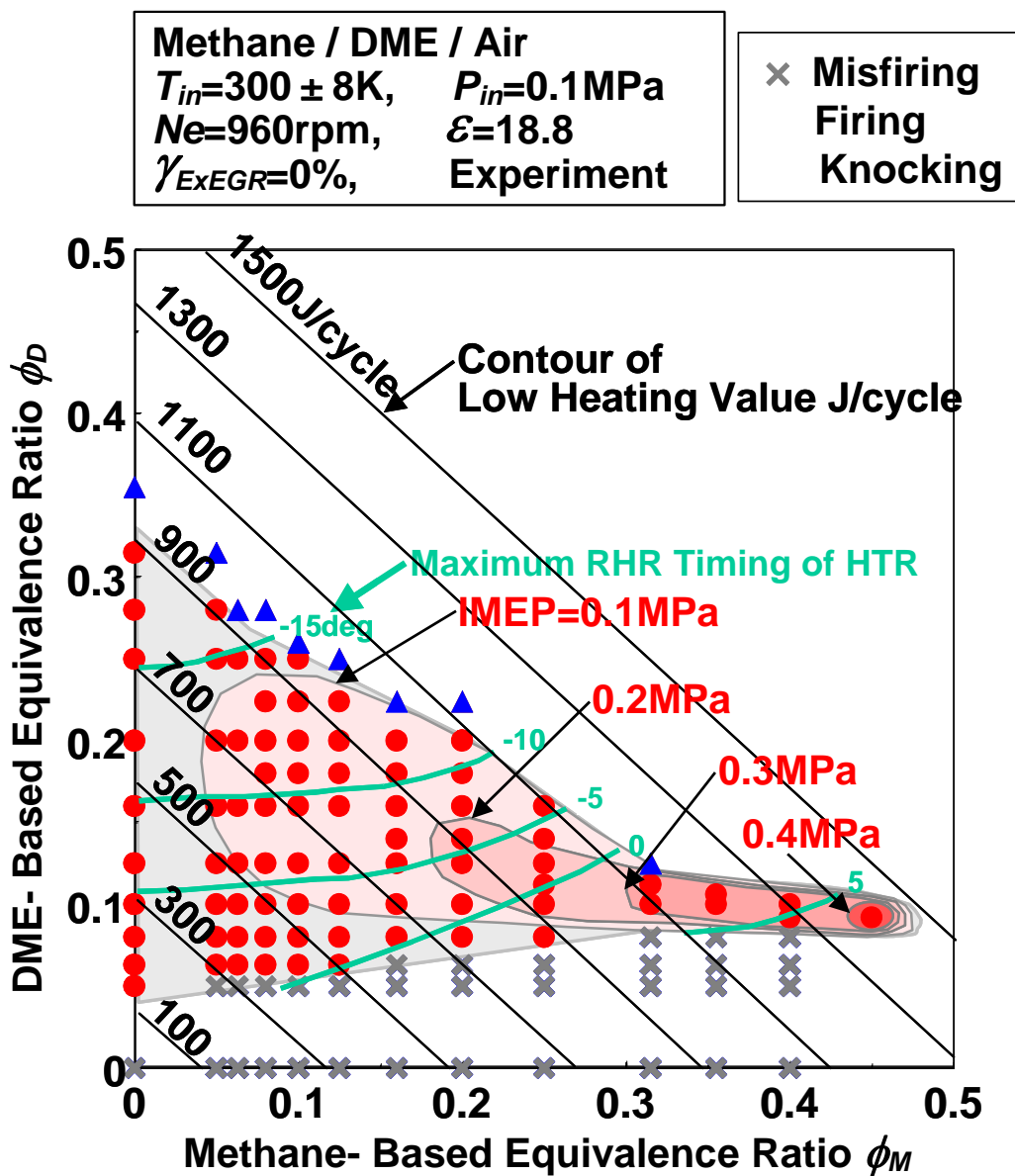


図 6-14 Methane/DME の 2 種混合燃料の混合割合の変化に対する 1 サイクル中の投入低発熱量，熱発生のパークが生じる時期および IMEP

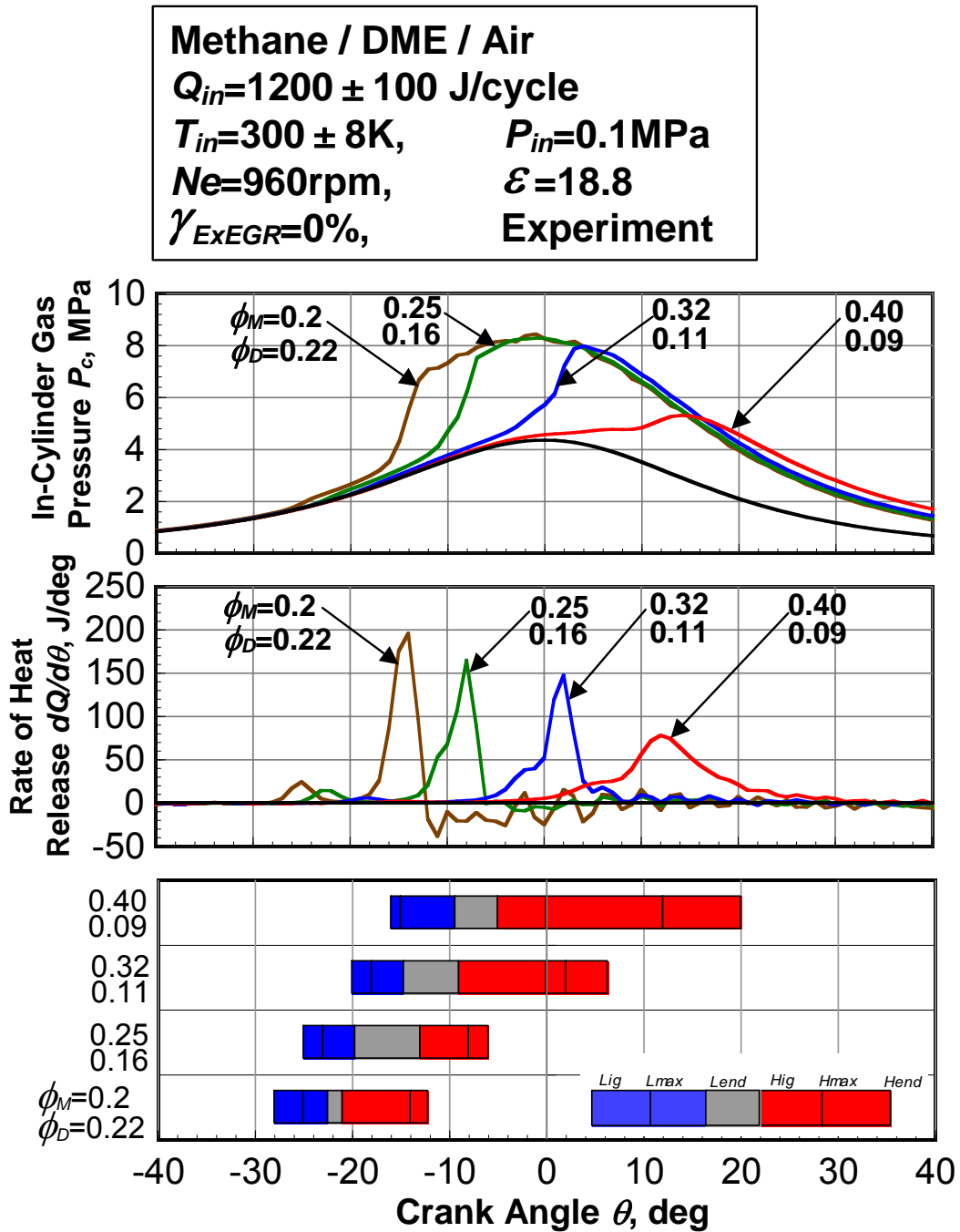


図 6-15 Methane/DME の 2 種混合燃料の混合割合の変化に対する筒内ガス圧力履歴，熱発生率履歴および燃焼期間

#### 6.4 第6章のまとめ

予混合圧縮自己着火機関の着火は筒内ガス温度に依存しており、着火温度は燃料の分子構造によって異なる。第4章の2種混合燃料の燃焼実験においてMethaneに低温酸化反応を示す*n*-Butaneを2mol%から63mol%まで混合させることにより着火時期はクランク角度で12°早期化した。第5章の結果より着火時期の促進効果は*n*-Butaneの低温酸化反応過程に生成されるH<sub>2</sub>O<sub>2</sub>がOHに分解され、Methaneの初期酸化反応が促進されるためである。

本章では、予混合圧縮自己着火機関において着火時期の1つの制御手法として、低温度域において*n*-Butaneより低温酸化反応による発生熱量が大きいDMEに着目し、Methane/DMEの混合割合の変化が圧縮自己着火特性に及ぼす影響を明らかにし、以下の結果を得た。

- (1) *n*-Butane 空気予混合気に対してDME 空気予混合気の方が1サイクル中の投入低発熱量に対して低温酸化反応の総発熱量が占める割合が約5倍大きく、低温酸化反応が活発である。
- (2) Methane / DME の2種混合燃料においてDMEの混合割合を増加させると低温酸化反応および高温酸化反応の発現温度は低下する。低温酸化反応の低温化の効果はDMEの当量比が増加するほど減少する。低温酸化反応および高温酸化反応の発現時期はDME混合割合の増加に伴い早期化する。
- (3) Methane / DME の2種混合燃料においてDMEの混合割合を調節し、熱発生率のピーク値が生じる時期を膨張行程まで遷移させることにより急峻な熱発生、急激な圧力上昇は抑制され、運転領域の拡大は可能である。

---

## 第7章 結 論

予混合圧縮自己着火機関は均一希薄な予混合気を圧縮し、バルク燃焼による運転を行う機関である。そのため、火炎伝播限界を超えた希薄領域での運転が可能であり、火炎温度の低下および局所的な燃料過濃領域の減少により  $\text{NO}_x$  とすすの排出量の低下など、低公害・高効率な次世代エンジンとして注目されている。しかし、その着火および燃焼は圧縮中の燃料と酸素の酸化反応過程に大きく依存しているため、火花点火機関の火花点火時期およびディーゼル機関の燃料噴射時期のような物理的手法はなく、着火時期および燃焼期間の制御が困難である。また、予混合圧縮自己着火機関における低公害および高効率を得られる運転領域は、急峻な燃焼によるノッキングの発生および多量の  $\text{HC}\cdot\text{CO}$  の排出により狭く制限されている。これらの問題を解決するためには、圧縮中の予混合気の化学反応機構およびそれを支配する因子を明らかにする必要がある。一方、低公害な代替燃料として注目されている天然ガスは熱量および燃焼速度が調整され、都市ガスとして供給されている。その組成は天然ガスの生産地および都市ガスの製造会社によって異なる。天然ガスを燃料とする予混合圧縮自己着火機関の実現には、天然ガス組成の変化がその着火および燃焼特性に及ぼす影響を明らかにするのが必須である。

本研究では、4 ストローク予混合圧縮自己着火機関における燃焼実験およびゼロ次元の素反応数値計算を行い、着火時期および燃焼期間の制御因子、高燃焼効率の確保および  $\text{HC}\cdot\text{CO}$  の排出濃度の低減手法、天然ガス組成が圧縮自己着火特性に及ぼす影響、圧縮自己着火過程の化学反応機構を明らかにした。また、予混合圧縮自己着火機関において着火時期制御の1つの手法として低温酸化反応を持たず着火性の乏しい Methane に低温酸化反応が活発で着火性に優れた DME を混合させ、その混合割合の変化が着火温度および着火時期に及ぼす影響について調査した。燃焼実験および詳細な化学反応仮定を考慮した素反応数値計算により予混合気の着火および燃焼機構を調査し、予混合圧縮自己着火機関の課題に対して、以下の知見を得た。

天然ガス(13A)空気予混合気の当量比、機関回転速度、吸気温度、吸気圧力および外部 EGR 率が運転領域、筒内ガス圧力履歴、熱発生率履歴、筒内ガス温度履歴、着火時期、着火温度、燃焼期間および排気中の  $\text{CO}_2$ 、 $\text{CO}$ 、 $\text{HC}$ 、 $\text{NO}_x$  濃度に及ぼす影響について調査した。機関回転速度、吸気温度、吸気圧力および外部 EGR 率の変化に関わらず予混合圧縮自己着火機関は失火、着火、ノッキングの3つの領域を示し、高い燃焼効率が確保できる領域はノッキング付近に限られる。天然ガス



---

(13A)空気予混合気は当量比，機関回転速度，吸気温度，吸気圧力および外部 EGR 率の変化に関わらず筒内ガス温度が  $1080 \pm 15\text{K}$  のほぼ一定の温度に達すると自己着火に至る。予混合圧縮自己着火機関の着火は筒内ガス温度に依存しており，着火時期の制御は筒内ガス温度履歴を適切に制御することが有効である。

予混合圧縮自己着火機関では火花点火機関のように着火すれば必ず最終生成物を生成する機構とは異なる。排気ガス中の CO 排出濃度および燃焼効率は筒内ガス最高温度に依存しており，筒内ガス最高温度が  $1600\text{K}$  以上になると CO 排出濃度は  $0.1\%$  以下まで減少し，燃焼効率は  $90\%$  以上になる。予混合圧縮自己着火機関において高燃焼効率を確保し，CO の排出濃度を低減するには，筒内ガス最高温度をある一定以上になるような運転条件を用意することが必要である。しかし，ノッキング限界により高燃焼効率および CO の低減が得られる筒内ガス最高温度の範囲は狭く制限されていることが明らかになった。

天然ガス(13A)の主な成分である  $\text{C}_1\sim\text{C}_4$  単体燃料( Methane ,Ethane ,Propane , *iso*-Butane , *n*-Butane ) の着火温度は Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の順で低温化する。投入低熱量一定の条件において Methane に Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane をそれぞれ混合させ，その混合割合を変化させると，着火および燃焼特性は変化する。2 種混合燃料において Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の増加とともに着火温度は低温化し，着火時期は早期化する。その変化率はいずれの 2 種混合燃料において Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合が増加するほど減少する。着火温度の低温化，着火時期の早期化の効果は *n*-Butane が最も大きく，Ethane , Propane , *iso*-Butane の順である。また，2 種混合燃料の実験結果から Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の変化に対する着火温度の実験式を求め，天然ガス中の Ethane , Propane , *iso*-Butane および *n*-Butane の混合割合の変化が着火温度に及ぼす影響を評価した。予混合圧縮自己着火機関での着火温度は天然ガス組成の変化によって異なり，天然ガス予混合圧縮自己着火機関において着火時期を制御し，高効率を実現させるには天然ガスの組成の規格化が必要である。

本研究で行ったゼロ次元の素反応数値計算は諸パラメータの変化に対する予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼特性について定量的予測はできないが，定性的推測は可能である。天然ガスは Methane を主成分とし，微量の高級炭化水素で構成されている混合燃料である。Methane は主に OH ラジカルにより初期酸化反応が開始するが， $1000\text{K}$  以下の低温度域での OH ラジカルの生成反応機構を持たないので，その着火温度は  $1200\text{K}$  付近である。Methane に低温酸化反応を有する

---

*n*-Butane を混合させると *n*-Butane の低温酸化反応過程中に蓄積された HCHO は H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> を生成し, H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> は温度が 1000K 付近に達すると OH ラジカルに分解され, Methane の初期酸化反応を促進する。投入低発熱量一定の条件において *n*-Butane の混合割合を増加させると OH ラジカルの生成量が増加し, それに伴い Methane が酸化反応に至る温度は低温化することが明らかになった。

*n*-Butane より低温酸化反応による発生熱量が大きい DME を Methane に混合し, その混合割合を調節することにより着火時期の制御は可能である。また, DME の混合割合を制御し, 熱発生率のピーク値が生じる時期を膨張行程まで遷移させることにより急峻な熱発生, 急激な圧力上昇は抑制され, 運転領域の拡大は可能であることを見出した。

以上の知見をもとに, 天然ガス予混合圧縮自己着火機関の課題に対する回答を次にまとめる。

- ・着火時期は筒内ガス温度に依存しており, 着火時期の制御には筒内ガス温度履歴を適切に制御することが有効である。
- ・高燃焼効率を確保し, THC, CO の排出濃度を低減するには, 筒内ガス最高温度をある一定以上になるような運転条件を用意することが必要条件である。
- ・天然ガス予混合圧縮自己着火機関の着火および燃焼特性は用いる天然ガスの組成に依存する。そのため, 天然ガスを燃料とする予混合圧縮自己着火機関を実用化するには天然ガス組成を規格化する必要がある。

---

## < 謝辞 >

本研究は、著者が慶応義塾大学大学院理工学研究科に在学中に、本塾理工学部システムデザイン工学科、飯田訓正教授のもとで行ったものであり、同教授より賜ったご指導に対し、深く感謝します。研究室での日々の研究活動はもとより、学外での学会活動、国際会議での研究発表を行う機会を与えて頂いたことは、本研究に対する内容に限らず広く学識、見識を身につけることができました。

本塾理工学部機械工学科の宗宮詮教授、川口修教授、植田利久教授には、本論文を作成するにあたり、丁寧なご指導を頂きましたことに対し、御礼申し上げます。

私の慶応義塾大学への留学を進めて下さって陰から支えて応援して下さいました修士の恩師の東亜大学校工科大学機械工学科河鍾律教授に深く感謝します。また、終始暖かい御助言を賜り、見守って頂きました東亜大学校工科大学機械工学科鄭性植教授に深く感謝します。

大阪ガスの守家浩二様、佐古孝弘様には天然ガスを提供して頂いたことにお礼申し上げます。

飯田研究室の諸先輩方、学生諸君には、研究活動に留まらず御指導、御助言を頂いたことに感謝します。皆さんの協力のもと、本論文を完成させることが出来ました。

最後に、著者の長い留学生生活を陰から支えて応援して下さった両親、兄と姉の家族に心から感謝します。また、著者の留学生生活を暖かく見守って、精神的に支えてくれた妻とミンハに愛を込めて感謝の心を送ります。

---

## < 参考文献 >

- (1) 村中重夫, “ 高効率・超低排気ガソリンエンジンへの挑戦 ”, 日本機械学会誌, 105 巻 1007 号, (2002) pp.656-660
- (2) 青柳友三, “ 超高効率ディーゼル機関への挑戦 ”, 日本機械学会誌, 105 巻 1007 号, (2002) pp.667-671
- (3) IEA, “ Natural Gas Prospects to 2010 ”, (1986)
- (4) 日本エネルギー学会, “ 良く分かる天然ガス ”, (1999)
- (5) 羽二生倫之, 飯田訓正, “ 次世代自動車の CO<sub>2</sub> 排出に関するライフサイクルアセスメント - 代替燃料車及び電気自動車のフュージビリティスタディ - ”, 自動車技術会論文集, Vol.29, No.4, (1998) pp.65-70
- (6) BP Amoco, “ BP Amoco Statistical Review of World Energy ”, (2002)
- (7) 資源エネルギー庁, “ 総合エネルギー統計 ”, (2000)
- (8) 小林紀, “ 自動車のライフサイクルアセスメントに関する一検討 ”, 第 11 回エネルギーシステム・経済コンファレンス講演論文集, (1995) pp.149-152
- (9) 坂本秀行, “ 天然ガスの物性値 ”, 日本エネルギー学会誌, Vol.75, No.6, (1996) pp. 36-41
- (10) Shigeru Onishi, Souk Hong Jo, Katsuji Shida, Pan Do Jo and Satoshi Kato, “ Active Thermo Atmosphere Combustion (ATAC) – A new Combustion Process for Internal Combustion Engines ”, SAE Paper 790501, (1979)
- (11) 石橋洋一, 磯村真一, 工藤修, 津島勇二, “ 2 ストロークエンジンの部分負荷燃焼安定化のための考察 ”, HONDA R&D Technical Review, Vol.6, (1994) pp.80-88
- (12) Iida Norimasa, “ Combustion Analysis of Methanol-Fueled Active Thermos-Atmosphere Combustion (ATAC) Engine Using a Spectroscopic

---

Observation ”, SAE paper 940648 , (1994)

(13) 山岡士朗, 飯田訓正 ; 2 ストローク ATAC エンジンにおける代替燃料適合性 ”, 日本機械学会関西支部第 256 回講演論文集 , No.984-2 , (1998) pp.17-18

(14) R. H. Thring , “ Homogeneous-Charge Compression-Ignition Engines ” , SAE Paper 892068 , (1989)

(15) Thomas W. Ryan and Timothy J. Callahan , “ Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel ” , SAE Paper 961160 , (1996)

(16) 青山太郎 , 服部義昭 , 水田準一 , 佐藤康夫 , “ ガソリン予混合圧縮着火エンジン ” , 内燃機関 , Vol.34, No.435 , (1995) pp.113-120

(17) 山谷幸久 , 古谷正広 , 太田安彦 , “ ホルムアルデヒドによる天然ガス予混合圧縮自己着火期間の着火時期安定化 ” , 第 17 回内燃機関シンポジウム講演論文集 , (2002) pp.393 -398

(18) Magnus Christensen , Bengt Johansson , “ Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition ” , SAE Paper 980787 , (1998)

(19) 武田好央 , 中込恵一 , 新村恵一 , “ 早期燃料噴射による希薄予混合ディーゼル燃焼の排出物特性 ” , 日本機械学会論文集(B 偏) , 62 巻 599 号 , (1996) pp.347-354

(20) 橋詰剛 , 宮本武司 , 赤川久 , 辻村欽司 , “ 多段噴射による予混合圧縮着火機関の運転領域拡大 ” , 日本機械学会論文集(B 偏) , 66 巻 641 号 , (2000) pp.286-293

(21) 柳原弘道 , 佐藤康夫 , 水田準一 , “ 均一・高拡散な混合気形成による直噴ディーゼルの燃焼解析 ” , 第 13 回内燃機関シンポジウム講演会論文集 , (1996) pp.365-369

(22) 五十嵐 哲也 , 飯田 訓正 , “ 予混合圧縮着火エンジンにおける DME および n-Butane 燃料の自己着火・燃焼過程 ” , 日本機械学会論文集(B 偏) , 64 巻 618 号 , (1998) pp.605-612

- 
- (23) S. Kojima , “ Detailed Modeling of n-Butane Autoignition Chemistry ” ,  
Combustion and Flame , No.99 , (1994) pp.87-136
- (24) Côme G.M. , Warth V. , Glaude P.A. , Fournet R. , Battin- Leclerc F. and  
Scacchi G , “ Computer aided design of gas-phase oxidation mechanism:  
Application to the modelling of normal-heptane and iso-octane oxidation ” ,  
26th (International) Symposium on Combustion , (1997) pp.755-762
- (25) Glaude P.A. ,Warth V. ,Fournet R. ,Battin- Leclerc F. ,Scacchi G. and Côme  
G.M. , “ Modelling of the oxidation of n-octane and n-decane using an automatic  
generation of mechanisms ” ,International Journal Chemical Kinetics ,Vol.30 ,  
(1998) pp.949-959
- (26) 山崎由大 , 飯田訓正 , “ 予混合圧縮自己着火期間における n-Butane 空気予混  
合気の自己着火および燃焼の素反応数値計算 ” ,自動車技術会論文集 ,Vol.33, No.3 ,  
(2002) pp.73-78
- (27) John E. Dec , “ A Computational Study of the Effects of Low Fuel Loading  
and EGR on Heat Release Rates and Combustion Limits in HCCI Engines ” ,  
SAE paper 2002-01-1309 , (2002)
- (28) Dennis N. Assanis , “ Experimental and Simulated Results Detailing the  
Sensitivity of Natural Gas HCCI Engines to Fuel Composition ” , SAE paper  
2001-01-3609 , (2001)
- (29) Scott B. Fiveland and Dennis N. Assanis , “ Development of a Two-Zone  
HCCI Combustion Model Accounting for Boundary Layer Effects ” , SAE paper  
2001-01-1028 , (2001)
- (30) Aceves S. M. , Flowers D. L. , Westbrook C. K. , Smith J. R. , Pitz W. J. ,  
Dibble R. , Christensen M. and Johansson B. , “ A Multi-Zone Model for  
Prediction of HCCI Combustion and Emissions ” , SAE paper 2000-01-0327 ,  
(2000)
- (31) William L. Easley , Apoorva Agarwal and George A. Lavoie , “ Modeling of

---

HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry ” , SAE paper 2001-01-1029 , (2001)

(32) Song-Charng Kong , Draig D. Marriott , Rolf D. Reitz and Magnus Christensen , “ Modeling and Experiments of HCCI Engine Combustion Using Detailed Chemical Kinetics with Multidimensional CFD ” , SAE paper 2001-01-1026 , (2001)

(33) Toru Noda and David Foster , “ A Numerical Study to Control Combustion Duration of Hydrogen-Fueled HCCI by Using Multi-Zone Chemical Kinetics Simulation ” , SAE paper 2001-01-0250 , (2001)

(34) Salvador M Aceves ,Daniel L. Flowers ,Joel Martinez-Frias ,J. Ray Smith , Charles K. Westbrook ,William J. Pitz ,Robert Dibble ,John F. Wright ,Wole C. Akinyei and Randy P. Hessel , “ A Sequential Fluid-Mechanic Chemical-Kinetic Model of Propane HCCI Combustion ” , SAE paper 2001-01-1027 , (2001)

(35) C.Chevalier , P. Louessard , U.C. Muller and J.Warnatz , “ A Detailed Low-Temperature Reaction Mechanism of n-Heptane Auto-Ignition ” , International Symposium COMODIA 90 , (1990) pp.93-97

(36) JANAF Thermochemical Tables , Second Edition

(37) Baldwin R.R. , Bennett J.P. , Walker R.W. , “ Rate constants for elementary steps in hydrocarbon oxidation ” , Sixteenth Symposium (International) on Combustion , (1977) pp.1041-1048

(38) J. F. Griffiths ,D. Coppresthwaite , CharlesK.Westbrook ,William J. Pitz , “ Auto-ignition Temperature of Binary Mixtures of Alkanes in a Closed Vessel: Comparisons between Experimental Measurements and Numerical Predictions ” ,Twenty-Third Symposium (International) on Combustion ,(1990) pp.1745-1752

(39) Daniel J. Serry and Craig T. Bowman , “ An Experimental and Analytical Study of Methane Oxidation Behind Shock Waves ” , Combustion and Flame ,

---

No.14 , (1970) pp.37-48

(40) 東京ガスホームページ <http://www.tokyo-gas.co.jp/>

(41) 京葉ガスホームページ <http://www.keiyogas.co.jp/>

(42) 大阪ガスホームページ <http://www.osakagas.co.jp/>

(43) Robert J. Kee , Fran M. Rupley , James A. Miller , “ CHEMKIN-II: A FORTRAN Chemical Kinetics Package for the Analysis of Gas-Phase Chemical Kinetics ” , Sandia National Laboratories Report , SAND89-8009B , (1989)

(44) Andrew E. Luz , Robert J. Kee , James A. Miller , “ SENKIN: A FORTRAN Program for Predicting Homogeneous Gas Phase Chemical Kinetics With Sensitivity Analysis ” , Sandia National Laboratories Report , SAND87-8248 , (1988)

(45) 越光男 , “ 水素の高圧燃焼シミュレーション ” , 燃焼の化学と技術 , Vol. 7 , (2000) pp.153-162

(46) [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/)

(47) V. Warth ,N. Stef ,P. A. Glaude ,F. Battin-Leclec ,G. Scacchi ,G. M. Côme , “ Computer-Aided Derivation of Gas-Phase Oxidation Mechanisms: Application to the Modeling of the Oxidation of n-Butane ” , Combustion And Flame , No.114 , (1998) pp.81-102

(48) Curran H. J. , Gaffuri P. , Pitz W. J. , Westbrook C. K. , “ A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation ” , Combustion and Flame , No.114 , (1998) pp.149-177

(49) Philippe Dagaut , Jean-Claude Boettner , Michel Cathonnet , “ Chemical Kinetic Study of Dimethylether Oxidation in a Jet Stirred Reactor from 1 to 10 atm: Experiments and Kinetic Modeling ” , 26th Symposium (International) on Combustion , (1996) pp.627-632



---

(50) H. J. Curran , W. J. Pitz , C. K. Westbrook , P. Dagaut , J-C Boettner , M. Cathonnet , “ A Wide Range Modeling Study of Dimethyl Ether Oxidation ” , International Journal Chemical Kinetics , Vol.30, No.3 , (1998) pp.229-241

(51) 佐藤和孝, 山根将嗣, 樋高義昭, “ ジメチルエーテルの反応性と高温酸化反応機構 ”, 第 36 回燃焼シンポジウム講演論文集, (1998) pp.88-90

(52) 中野道王, 政所良行, 久保修一, “ 予混合圧縮着火エンジンの特性解析 第 2 報: 素反応モデルによる着火特性解析 ”, 第 36 回燃焼シンポジウム講演論文集, (1998) pp.133-135

(53) R. Minetti , M. Ribaucour , M. Carlier , C. Fittschen , L. R. Sochet , “ Experimental and Modeling Study of Oxidation and Autoignition of Butane at High Pressure ” , Combustion and Flame , No.96 , (1994) pp.201-211

(54) L. J. Spadaccini and M. B. Colket , “ Ignition Delay Characteristics of Methane Fuels ” , Prog. Energy Combust. Sci. , Vol. 20 , (1994) pp.431-460

(55) 小山崇, 茨木康充, 飯田訓正, “ ジメチルエーテル空気予混合気の圧縮着火燃焼過程の素反応数値計算 ”, 日本機械学会論文集 ( B 編 ), 67 巻 657 号 , (2001) pp.165-171

(56) 金野満, 陣之立, 柏木大介, “ メタン/DME 混合燃料の圧縮着火機構 ”, 日本機械学会年度年次大会講演論文集, (2003) pp.19-20