

**ANALISIS NYALA API DAN GAS HASIL PEMBAKARAN PADA
MESO-SCALE COMBUSTOR DENGAN VARIASI
KONDUKTIVITAS TERMAL**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh:

**AZMY HABIBULLAH
NIM. 0910620039 – 62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2014**

LEMBAR PERSETUJUAN

ANALISIS NYALA API DAN GAS HASIL PEMBAKARAN PADA *MESO-SCALE COMBUSTOR* DENGAN VARIASI KONDUKTIVITAS TERMAL

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

AZMY HABIBULLAH
NIM. 0910620039-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Dr.Eng. Lilis Yuliati, ST., MT.
NIP. 19750702 200003 2 001

Dr.Eng. Mega Nur Sasongko, ST., MT.
NIP. 19740930 200012 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS NYALA API DAN GAS HASIL PEMBAKARAN PADA *MESO-SCALE COMBUSTOR* DENGAN VARIASI KONDUKTIVITAS TERMAL

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :

**AZMY HABIBULLAH
NIM. 0910620039-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 29 Januari 2014

Penguji Skripsi I

**Prof.Ir. Sudjito, Ph.D.
NIP. 19470330 198002 1 001**

Penguji Skripsi II

**Ir. Agustinus Ariseno, MT.
NIP. 19510822 198701 1 001**

Penguji Skripsi III

**Fransisca Gayuh U. D., ST., MT.
NIP. 820919 06 1 2 0259**

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

**Dr.Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng.
NIP. 19740121 199903 1 001**

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT, atas segala limpahan rahmat-Nya, sehingga penulis mampu menyelesaikan skripsi yang berjudul “**Analisis Nyala Api dan Gas Hasil Pembakaran pada Meso-scale Combustor dengan Variasi Konduktivitas Termal**”, yang diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan akademik memperoleh gelar Sarjana Teknik.

Dalam pembuatan skripsi ini tidak terlepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua, kakak dan adik saya yang telah memberikan dorongan, semangat dan mendo'akan saya.
2. Bapak Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng., selaku Ketua Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.
3. Bapak Purnami, ST., MT., selaku Sekretaris Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya Malang.
4. Ibu Dr. Eng. Lilis Yulianti, ST., MT., selaku Dosen Pembimbing I dan Dosen Wali yang telah banyak memberikan bimbingan dalam menyusun skripsi ini.
5. Bapak Dr. Eng. Mega Nur Sasongko, ST., MT., selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak memberikan bimbingan dalam menyusun skripsi ini.
6. Bapak Agung Sugeng Widodo, ST., MT., Ph.D., selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Energi, Jurusan Mesin, Universitas Brawijaya.
7. Seluruh Dosen Pengajar Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan banyak ilmu pengetahuan yang sangat mendukung selama penyusunan skripsi.
8. Seluruh Staf Pengajar yang saya hormati.
9. Seluruh Staf Administrasi Jurusan Mesin dan Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
10. Seluruh sahabat KBMM Universitas Brawijaya khususnya Keluarga Besar BlackMamba 2009.
11. Serta semua pihak yang telah membantu terselesaikannya skripsi ini, yang tidak bisa penulis sebutkan satu-persatu.

Tak ada yang sempurna, begitu juga halnya dengan skripsi ini yang masih jauh dari kata sempurna. Oleh sebab itu, penulis menerima masukan, saran, ataupun kritik

yang sifatnya membangun dari semua pihak untuk penyempurnaan skripsi ini. Penulis berharap skripsi ini dapat bermanfaat bagi masyarakat khususnya para mahasiswa.

Malang, Januari 2014

Penulis



DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vii
DAFTAR LAMPIRAN	viii
RINGKASAN	ix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya.....	4
2.2 Proses dan Pengertian Pembakaran	6
2.2.1 Reaksi Pada Proses Pembakaran.....	7
2.2.2 Rasio Udara dan Bahan Bakar.....	9
2.2.3 Rasio Ekuivalen.....	10
2.3 Klasifikasi Pembakaran	10
2.4 Pembakaran <i>Premixed</i>	10
2.5 Pembangkit Listrik Tenaga Mikro (<i>Micro Power Generator</i>)	12
2.6 <i>Micro-</i> dan <i>Meso-Scale Combustor</i>	14
2.7 Stabilitas Api dan <i>Flammability Limit</i>	15
2.8 Perpindahan Panas dalam <i>Micro-</i> dan <i>Meso-Scale Combustor</i>	17
2.9 LPG (<i>Liquified Petroleum Gas</i>).....	18
2.10 Hipotesis.....	19
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1 Metode Penelitian	20
3.2 Tempat dan Waktu Pelaksanaan	20

3.3	Variabel Penelitian.....	20
3.4	Peralatan Penelitian.....	22
3.5	Skema Instalasi Penelitian.....	25
3.6	Metode Pengambilan Data.....	26
3.7	Diagram Alir Penelitian.....	28

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1	Perhitungan.....	29
4.1.1	Pembakaran Stoikiometri.....	29
4.1.2	Penentuan Debit Bahan Bakar dan Udara untuk Kecepatan Reaktan Bervariasi dengan Rasio Ekuivalen (Φ) = 1.....	30
4.1.3	Penentuan Debit Bahan Bakar dan Udara untuk Kecepatan Reaktan Tetap dengan Rasio Ekuivalen (Φ) = 0,8, 1, 1,2.....	31
4.2	Data Hasil Pengujian.....	32
4.3	Pembahasan.....	35
4.3.1	Hubungan Temperatur Nyala Api, Gas Hasil Pembakaran dan Temperatur Dinding dengan Kecepatan Reaktan dan Rasio Ekuivalen pada <i>Combustor</i> dengan Konduktivitas Termal Dinding Berbeda.....	35
4.3.2	Hubungan Komposisi Gas Hasil Pembakaran dengan Kecepatan Reaktan dan Rasio Ekuivalen pada <i>Meso-Scale Combustor</i> dengan Konduktivitas Termal Dinding Berbeda.....	42

BAB V PENUTUP

5.1	Kesimpulan.....	46
5.2	Saran.....	46

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

- Gambar 2.1 Diagram kestabilan api dalam *micro-combustor*
- Gambar 2.2 Diagram *flammability limit* dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal dinding *combustor*
- Gambar 2.3 Ilustrasi proses pembakaran
- Gambar 2.4 Keadaan molekul ketika tertabrak radikal bebas
- Gambar 2.5 Cara reaktan terbakar pada pembakaran difusi
- Gambar 2.6 Cara reaktan terbakar pada pembakaran *premixed*
- Gambar 2.7 *Micro gas turbine*
- Gambar 2.8 Prototip *micro-power generator*
- Gambar 2.9 Mekanisme kestabilan api *premixed*
- Gambar 3.1 *Meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal dinding *combustor*
- Gambar 3.2 *Wire mesh*
- Gambar 3.3 Kompresor udara
- Gambar 3.4 *Combustor holder*
- Gambar 3.5 *Flow meter* udara dan bahan bakar
- Gambar 3.6 Skema instalasi penelitian
- Gambar 3.7 Titik-titik pengukuran temperatur pada *meso-scale combustor*
- Gambar 3.8 Diagram alir penelitian
- Gambar 4.1 Hubungan temperatur nyala api terhadap V_{total} reaktan pada $\Phi = 1$ dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal
- Gambar 4.2 Hubungan temperatur gas buang terhadap V_{total} reaktan pada $\Phi = 1$ dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal
- Gambar 4.3 Hubungan temperatur dinding setelah *wire mesh* terhadap V_{total} reaktan pada $\Phi = 1$ dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal
- Gambar 4.4 Hubungan temperatur dinding *combustor* sebelum *mesh* terhadap V_{total} reaktan pada $\Phi = 1$ dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal
- Gambar 4.5 Hubungan temperatur nyala api terhadap rasio ekuivalen (Φ) pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal

- Gambar 4.6 Hubungan temperatur dinding *combustor* sebelum *mesh* terhadap rasio ekuivalen (Φ) pada $V_{\text{total}} = 32.6$ cm/detik dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal
- Gambar 4.7 Hubungan temperatur gas buang terhadap rasio ekuivalen (Φ) pada $V_{\text{total}} = 32.6$ cm/detik dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal
- Gambar 4.8 Hubungan temperatur dinding setelah *wire mesh* terhadap rasio ekuivalen (Φ) pada $V_{\text{total}} = 32.6$ cm/detik dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal
- Gambar 4.9 Hubungan komposisi CO_2 terhadap V_{total} reaktan dalam *meso-scale combustor* pada $\Phi = 1$
- Gambar 4.9 Hubungan komposisi CO_2 terhadap V_{total} reaktan dalam *meso-scale combustor* pada $\Phi = 1$
- Gambar 4.10 Hubungan komposisi CO terhadap V_{total} reaktan dalam *meso-scale combustor* pada $\Phi = 1$
- Gambar 4.11 Hubungan komposisi CO_2 terhadap rasio ekuivalen (Φ) dalam *meso-scale combustor* pada $V_{\text{total}} = 32.6$ cm/det
- Gambar 4.12 Hubungan komposisi CO terhadap rasio ekuivalen (Φ) dalam *meso scale combustor* pada $V_{\text{total}} = 32.6$ cm/det

DAFTAR TABEL

- Tabel 2.1 Komposisi udara kering
- Tabel 4.1 Nilai Q_{bb} dan Q_{udara} dengan rasio ekuivalen (Φ) = 1
- Tabel 4.2 Nilai Q_{bb} dan Q_{udara} dengan $V_{Total} = 32.6$ cm/det
- Tabel 4.3 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor stainless steel* pada (Φ) = 1
- Tabel 4.4 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor tembaga* pada (Φ) = 1
- Tabel 4.5 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor quartz glass tube* pada (Φ) = 1
- Tabel 4.6 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor stainless steel* pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik
- Tabel 4.7 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor tembaga* pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik
- Tabel 4.8 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor quartz glass tube* pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1 Tabel properti konduktivitas termal material



RINGKASAN

Azmy Habibullah, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Januari 2014, Analisis nyala api dan gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal, Dosen Pembimbing : Lilis Yulianti dan Mega Nur Sasongko.

Meso-scale combustor merupakan komponen penting dari *micro power generator* yang berfungsi merubah energi kimia bahan bakar menjadi energi termal. Penelitian-penelitian sebelumnya pada *meso-scale combustor* telah dilakukan dengan menggunakan *quartz glass tube* yang disisipkan *single wire mesh*. Hasil yang dicapai api dapat stabil didalam *combustor* namun dengan debit reaktan yang relatif kecil, apabila debit reaktan diperbesar lagi maka api akan mengalami *blow-off*. Maka dari itu dalam penelitian ini penulis menggunakan *combustor* dengan perbedaan konduktivitas termal dinding *combustor* diharapkan akan mendapatkan pembakaran yang stabil, nilai temperatur api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding yang tinggi dan emisi gas hasil pembakaran yang rendah CO.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh konduktivitas termal dinding *combustor* terhadap temperatur api, temperatur gas hasil pembakaran, temperatur dinding dan kandungan gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor* dengan menggunakan tiga jenis material dinding *combustor* yang memiliki konduktivitas termal berbeda. Penelitian ini juga akan menganalisa emisi gas hasil pembakaran yang nantinya dari analisa tersebut akan mengetahui pengaruh konduktivitas termal material yang berbeda terhadap pembakaran yang terjadi, apakah pembakaran tersebut terjadi secara sempurna atau tidak. *Combustor* dalam penelitian ini menggunakan ruang bakar berbentuk silinder dengan diameter dalam 3.5 mm dengan *wire mesh* didalamnya. Dinding *combustor* terbuat dari *quartz glass tube*, *stainless steel* dan tembaga dengan konduktivitas termal *quartz glass tube*, *stainless steel* dan tembaga berturut-turut sebesar 1.4, 20 dan 385 W/mK. *Wire mesh* terbuat dari *stainless steel* dengan ukuran 60 *mesh/inchi*.

Hasil penelitian menunjukkan *combustor stainless steel* memiliki nilai temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding yang tertinggi dibandingkan *combustor* tembaga dan *quartz glass tube*. Hal ini dikarenakan *stainless steel* memiliki nilai konduktivitas termal yang optimal sehingga *heat loss* dari nyala api kedinding *combustor* tidak terlalu besar dan pada saat yang sama terjadi resirkulasi kalor untuk pemanas awal reaktan dalam jumlah yang cukup. Sehingga reaktan memasuki zona pembakaran pada temperatur yang cukup tinggi, menghasilkan pembakaran yang lebih baik dengan temperatur dan kecepatan pembakaran yang lebih tinggi. Hal itu juga menyebabkan *combustor stainless steel* memiliki nilai kandungan gas hasil pembakaran yang paling rendah CO dan dengan kandungan CO₂ paling tinggi.

Kata kunci: *Meso-scale combustor*, konduktivitas termal, temperatur, *heat recirculation*

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan manusia akan energi semakin meningkat, salah satunya dalam bentuk energi listrik. Pembangkit daya berukuran kecil (*micro-power generator*) juga terus berkembang seiring meningkatnya penggunaan peralatan listrik *portable* seperti *note book computer*, kamera digital, pemutar musik, *handphone*, *GPS (global positioning system)*, sistem satelit navigasi dan penentuan posisi, dan beberapa alat elektronik berukuran kecil lainnya. Untuk saat ini suplai sumber tenaga perangkat tersebut biasanya menggunakan baterai litium ion, akan tetapi baterai ini memiliki energi yang terbatas dan waktu operasi yang relatif pendek dibandingkan dengan waktu isi ulang (*recharge*) energi listrik yang relatif panjang. Selain itu, baterai litium ion tidak ramah lingkungan karena mengandung zat kimia yang sangat berbahaya ketika dibuang ke lingkungan. Oleh karena itu para peneliti mulai mengembangkan sumber energi portabel berbahan bakar *hydrocarbon*. *Micro-power generator* yang berbahan bakar *hydrocarbon* menghasilkan energi dua orde lebih besar dari baterai litium ion, memiliki waktu operasi relatif panjang dengan waktu isi ulang energi yang lebih pendek dan juga ramah lingkungan karena polusi yang dihasilkan relatif kecil.

Dalam *micro-power generator* komponen yang sangat penting adalah *micro-* atau *meso-scale combustor*. Dimana *micro-* atau *meso-scale combustor* merupakan ruang bakar yang memiliki ukuran yang sangat kecil bila dibandingkan dengan ruang bakar pada umumnya. Masalah yang timbul pada *meso-scale combustor* adalah bagaimana menjaga nyala api agar tetap stabil. Sangat sulit menjaga agar pembakaran berlangsung stabil dalam *micro-* dan *meso-combustor* karena terbatasnya waktu bahan bakar berada dalam ruang bakar (*fuel residence time*) dan tingginya laju kehilangan kalor (*heat loss*) yang mengakibatkan pemadaman api. Api dapat dikatakan stabil apabila tetap stasioner pada posisi tertentu. Untuk mendapatkan api yang stabil dapat dilakukan dengan meningkatkan *fuel residence time* dan kecepatan reaksi pembakaran serta dengan cara mengurangi *heat loss*.

Beberapa penelitian telah dilakukan untuk mengetahui mekanisme kehilangan kalor dan pengaruhnya terhadap kestabilan api dalam *micro-* dan *meso-scale combustor*. Konduktivitas termal dari material *micro-/meso-scale combustor* mempunyai pengaruh yang sangat signifikan terhadap kestabilan api (Norton, et al, 2003; Miesse, et al, 2004).

Konduktivitas termal menentukan besarnya perpindahan panas dari *flame* ke dinding *combustor*. Perpindahan panas ini mengakibatkan *heat loss* dari *flame* yang cenderung memadamkan api, sekaligus perpindahan panas konduksi ke reaktan (*heat recirculation*) yang cenderung menstabilkan api. Kestabilan pembakaran dalam *meso-scale combustor* yang terbuat dari *quartz glass tube*, yang memiliki konduktivitas termal rendah, dapat diwujudkan dengan menyisipkan *mesh* yang terbuat dari material dengan konduktivitas tinggi yaitu *stainless steel* (Mikami, et al, 2013;). *Mesh* mengakibatkan terjadinya *heat recirculation* dari *flame* ke reaktan dan berfungsi sebagai *flame holder* sehingga terjadi pembakaran yang stabil dalam *meso-scale combustor*. Hal tersebut juga diperkuat oleh penelitian syafiudin, (2013) yang melakukan penelitian, pengaruh konduktivitas termal dinding *combustor* terhadap bentuk nyala, stabilitas api dan *flammability limit* dalam *meso-scale combustor* dengan *wire mesh* didalamnya dengan menggunakan tiga variasi konduktivitas termal dinding *combustor*, diantaranya *combustor quartz glass tube*, *combustor stainless steel* dan *combustor tembaga*.

Berdasarkan penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya maka pada tugas akhir ini penyusun melakukan penelitian yang akan difokuskan pada bagaimana pengaruh konduktivitas termal material yang berbeda terhadap temperatur api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding, yang mana tujuan dari penelitian tersebut adalah bisa memprediksi besarnya *heat recirculation* dan *heat loss* pada *meso-scale combustor*. Penelitian ini juga akan menganalisa emisi gas hasil pembakaran yang nantinya dari analisa tersebut akan mengetahui pengaruh konduktivitas termal material yang berbeda terhadap pembakaran yang terjadi, apakah pembakaran tersebut terjadi secara sempurna atau tidak.

Dalam penelitian ini akan digunakan material yang berbeda, dengan konduktivitas termal yang berbeda pula, sebagai dinding *combustor*. *Meso-scale combustor* menggunakan *wire mesh* di dalamnya dimaksudkan sebagai *flame holder*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut maka dapat di ambil suatu rumusan masalah sebagai berikut, bagaimana pengaruh konduktivitas termal material dinding *combustor* terhadap temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan bagaimana kandungan emisi gas hasil pembakaran *meso-scale combustor* dengan menggunakan tiga jenis material dinding *combustor* yang memiliki konduktivitas termal berbeda.

1.3 Batasan Masalah

Karena luasnya permasalahan yang dihadapi perlu diberikan batasan – batasan masalah, guna memudahkan dalam pemahaman dan pengerjaan penulisan ini, maka batasan masalah di tekankan pada hal – hal sebagai berikut :

1. Bahan bakar yang digunakan adalah gas LPG (*Liquified Petroleum Gas*) propana (C_3H_8) : butana (C_4H_{10}) = 50 : 50).
2. *Meso-scale combustor* terbuat dari *quartz glass tube*, *stainless steel* dan tembaga dengan diameter dalam 3.5 mm.
3. *Wire mesh* terbuat dari *stainless steel* dengan spesifikasi 60 mesh/inch.
4. Udara atmosfer digunakan sebagai *oxidizer*, disuplai ke *meso-scale combustor* menggunakan kompresor torak.
5. Debit bahan bakar dan udara diatur dengan menggunakan *flow meter*.
6. Temperatur ruangan di asumsikan 25 - 27 °C.
7. Proses pembakaran yang berlangsung adalah pembakaran *premixed*.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah mengetahui bagaimana pengaruh konduktivitas termal dinding *combustor* terhadap temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan mengetahui kandungan emisi gas hasil pembakaran *micro-combustor* dengan menggunakan tiga jenis material dinding *combustor* yang memiliki konduktivitas termal berbeda.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah:

1. Mampu memprediksi perbandingan besarnya *heat recirculation* dan *heat loss* pada *meso-scale combustor* yang material dindingnya mempunyai konduktivitas termal berbeda. Besarnya *heat loss* dan *heat recirculation* diprediksi berdasarkan temperatur api dan temperatur gas hasil pembakaran.
2. Mengetahui pengaruh konduktivitas termal material dinding *combustor* terhadap pembakaran yang terjadi, pembakaran tersebut terjadi secara sempurna atau tidak.
3. Dapat dijadikan bahan referensi bagi dunia ilmu pengetahuan terutama mahasiswa khususnya teknik mesin untuk melakukan penelitian selanjutnya, terutama dalam bidang *micro-* dan *meso-scale combustor*.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

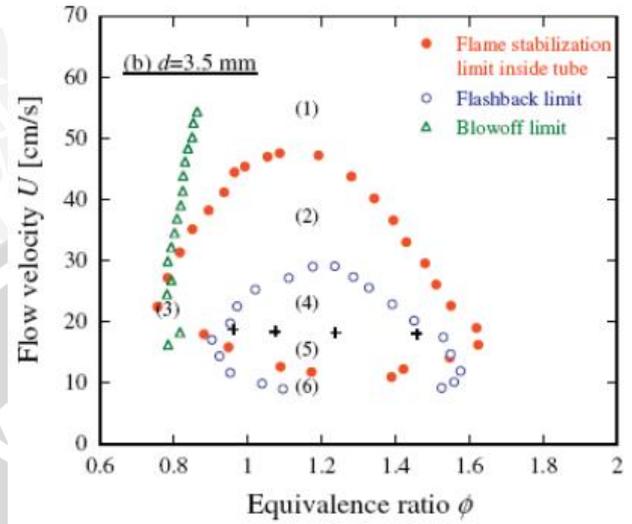
2.1 Penelitian Sebelumnya

Norton, et al, (2003) melakukan penelitian numerik yang bertujuan untuk mengetahui terjadinya kehilangan kalor (*heat loss*) dalam *micro-* dan *meso-scale combustor*. Hasil penelitiannya menunjukkan bahwa konduktivitas termal material dinding *combustor* memiliki pengaruh yang cukup besar terhadap kestabilan api. Hal tersebut dikarenakan konduktivitas termal mempengaruhi besarnya perpindahan panas dari *flame* ke dinding *combustor*.

Meskipun pembakaran dalam ruang bakar mikro (*micro-scale combustor*) sulit terjadi, Miesse, et al, (2004) membuktikan dengan penelitiannya, bahwa pembakaran dalam ruang bakar mikro bisa terjadi apabila komposisi dan struktur material dari dinding *combustor* diperhatikan sebaik mungkin. Miesse menyimpulkan bahwa ada beberapa syarat agar pembakaran dapat terjadi di *micro-scale combustor*, yang pertama adalah material dinding *combustor* harus dibuat dari material yang mampu mencegah terjadinya radikal *quenching*. Syarat yang kedua, *combustor* harus didesain sebaik mungkin agar *heat recirculation* dapat terjadi dengan baik sehingga pembakaran bisa berlangsung didalam *meso-scale combustor*. Untuk cara yang terakhir yaitu dengan mengontrol aliran di dalam *combustor* sehingga temperatur yang dihasilkan api pada proses pembakaran tidak sampai merusak dinding *combustor*. Dari penelitian tersebut menunjukkan bahwa pembakaran pada *meso-scale combustor* dapat terjadi dengan memperhatikan konstruksi dan desain dari *combustor*.

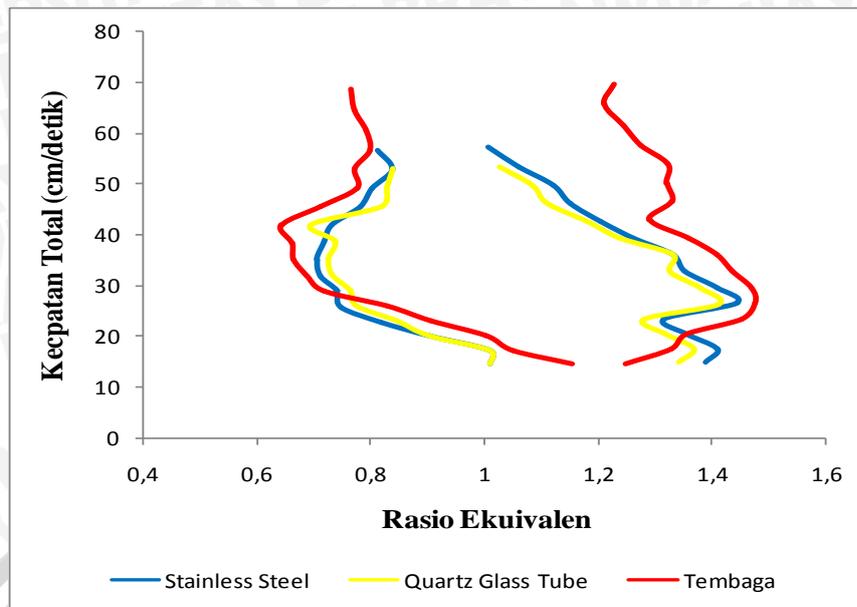
Mikami, et al, (2013) melakukan penelitian yang difokuskan pada pengaruh penggunaan *wire mesh* dalam *meso-scale combustor* terhadap kecepatan pembakaran (*flame propagation*). Dari hasil penelitian ini diketahui bahwa kecepatan pembakaran meningkat di daerah sekitar *wire mesh*, karena *wire mesh* dapat meningkatkan perpindahan panas konduksi dari *flame* melalui dinding *combustor* yang berfungsi untuk memanaskan reaktan pada awal pembakaran, sehingga temperatur dan kecepatan pembakaran juga meningkat. Dari Gambar 2.1 yang menunjukkan diagram kestabilan api dan *flammability limit* dalam *meso-scale combustor*, dengan dan tanpa *wire mesh* didalamnya, terlihat bahwa pada *meso-scale combustor* tanpa *wire mesh* api hanya dapat stabil pada ujung *combustor*. Api stabil diatas *flashback limit* dan disebelah kanan *blow-off limit*. Disebelah kiri *blow-off limit* api akan padam karena *blow-off*, dibawah

(didalam) *flashback limit* api akan padam karena *flashback*. Selanjutnya, dalam *meso-scale combustor* dengan *wire mesh*, api stabil dalam *combustor* didalam daerah *flame stabilization limit*. Dimana daerah api stabil dalam *combustor* sebagian besar berhimpit dengan daerah *flashback* dan perluasnya.



Gambar 2.1 Diagram kestabilan api & *flammability limit* dalam *meso-scale combustor* dengan dan tanpa *wire mesh*
 Sumber : Mikami, et al, 2013

Syafiudin, (2013), melakukan penelitian mengenai pengaruh konduktivitas termal dinding *combustor* terhadap bentuk nyala, stabilitas api dan *flammability limit* dalam *meso-scale combustor* dengan *wire mesh* didalamnya dengan menggunakan tiga variasi konduktivitas termal dinding *combustor*, diantaranya *combustor quartz glass tube*, *combustor stainless steel* dan *combustor tembaga* dengan dan tanpa isolasi panas. Dari penelitian tersebut didapatkan, *combustor* tembaga memiliki daerah *flammability limit* paling luas dibanding dengan dua *combustor* lainnya. Pada *combustor* dengan isolasi panas maupun pada *combustor* tanpa isolasi panas. Dengan adanya isolasi panas pada masing – masing *combustor* dapat meningkatkan *flammability limit* serta api dapat stabil pada kecepatan reaktan yang lebih tinggi.

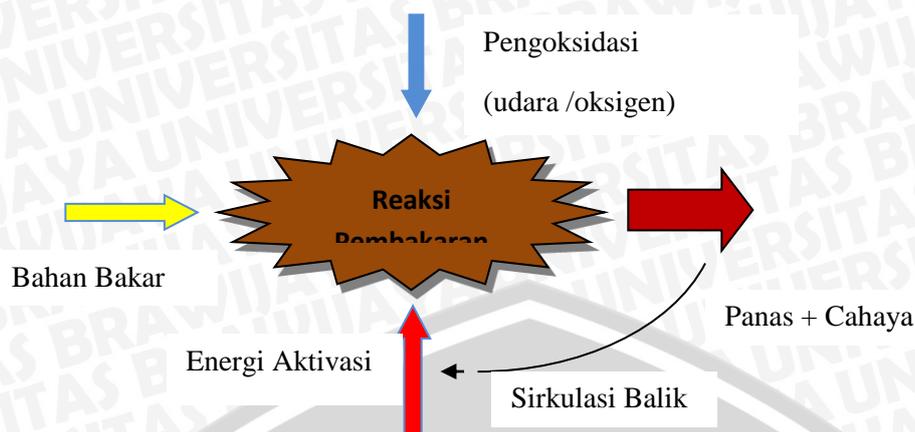


Gambar 2.2 *Flammability limit* pada *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal dinding *combustor*
 Sumber: Syafiudin, 2013

Dalam penelitian ini diamati temperatur nyala api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan juga diamati komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor* yang terbuat dari berbagai material dengan konduktivitas termal yang berbeda dengan *wire mesh* didalamnya.

2.2 Proses dan Pengertian Pembakaran

Pembakaran adalah suatu runtutan reaksi kimia antara suatu bahan bakar dan suatu oksidator, disertai dengan produksi panas yang kadang disertai cahaya dalam bentuk api. Agar terjadi proses pembakaran tersebut ada beberapa syarat yang harus dimiliki yaitu, bahan bakar, oksidator (segala substansi yang mengandung oksigen) dan energi aktivasi. Gambar 2.3 dibawah ini merupakan sebuah ilustrasi bagaimana pembakaran itu bisa terjadi.



Gambar 2.3 Ilustrasi proses pembakaran
Sumber: Wardana (2008:3)

Suatu proses pembakaran bisa terjadi karena adanya energi aktivasi dimana energi ini berfungsi untuk mengaktifkan molekul – molekul bahan bakar, sehingga molekul tersebut menjadi bermuatan dengan cara melepaskan satu atau beberapa elektron dari kulit terluar atom atau memutus ikatan rantai molekul. Hal yang perlu diperhatikan adalah apabila terlalu banyak atau terlalu sedikit oksidator pada jumlah bahan bakar tertentu dapat menyebabkan tidak terbakarnya bahan bakar dan membentuk senyawa yang berbahaya. Jumlah oksidator yang tepat sangat dibutuhkan agar pembakaran dapat terjadi secara sempurna.

Dari penjelasan diatas dapat disimpulkan bahwa pembakaran adalah suatu reaksi kimia antara bahan bakar dan pengoksidasi (oksigen atau udara) yang menghasilkan panas dan cahaya.

2.2.1 Reaksi pada proses pembakaran

Pada proses pembakaran fenomena-fenomena yang terjadi antara lain interaksi proses-proses kimia dan fisika, pelepasan panas yang berasal dari energi ikatan-ikatan kimia, proses perpindahan panas, proses perpindahan massa, dan gerakan fluida. Keadaan dimana terjadi pembakaran yang sempurna pada campuran bahan bakar dan udara pada jumlah yang tepat disebut dengan pembakaran stoikiometri. Jadi pembakaran stokiometri adalah apabila semua atom dari bahan bakar dan pengoksidasi bereaksi seluruhnya (sempurna) menghasilkan berbagai produk CO_2 , H_2O , dan N_2 .

Jika oksigen yang dibutuhkan untuk proses pembakaran diperoleh dari udara, maka udara mengandung Oksigen (O_2), Nitrogen (N_2), Argon (Ar), Karbon dioksida (CO_2), uap air (H_2O) dan sejumlah gas lain dalam bagian yang cukup kecil. Udara yang

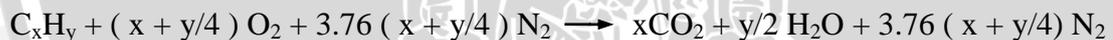
normal meliputi campuran gas-gas 78.03 % N₂, 20.99 % O₂, 0.94 % Ar, 0.03 % CO₂ sedangkan gas-gas lainnya sangat kecil kandungannya. Dari Tabel 2.1 dapat dilihat komposisi udara kering yang bersih.

Tabel 2.1 Komposisi udara kering

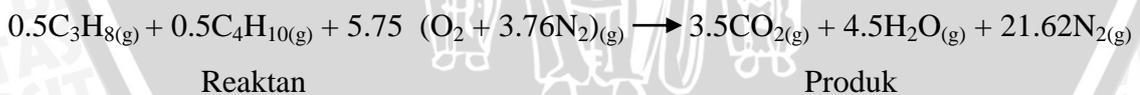
Udara	Proporsi Volume %		Proporsi massa %	
	Aktual	Penggunaan	Aktual	Penggunaan
Nitrogen	78.03	79	75.45	76.8
Oksigen	20.99	21	23.20	23.2
Argon	0.94	0	1.30	0
CO ₂	0.03	0	0.05	0
Gas lainnya	0.01	0	-	0

Sumber: Wardana (2008:6)

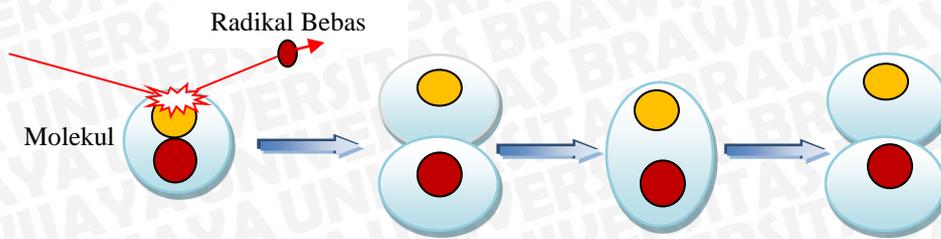
Untuk memudahkan perhitungan dalam reaksi pembakaran, dapat diasumsikan udara terdiri dari 21 % O₂ dan 79% N₂. Maka dari itu, pada reaksi pembakaran dengan udara, penggunaan 1 mol O₂ akan mencakup penggunaan $\left(\frac{79,0}{21,0}\right) = 3,76$ mol N₂. Untuk dapat mencapai pembakaran yang sempurna semua atom C terbakar menjadi CO₂ dan semua atom H₂ dapat terbakar menjadi H₂O. Reaksi stoikiometrik pembakaran hidrokarbon C_xH_y dapat ditulis dengan persamaan:



Maka untuk LPG yang terdiri dari 50% propane dan 50% butane reaksi pembakarannya dapat dituliskan sebagai berikut:



Pada temperatur yang sangat tinggi gas-gas akan terpecah menjadi gas-gas yang tidak sederhana, dan molekul-molekul gas dasar akan terpecah menjadi atom-atom yang bermuatan karena ikatan kimia bahan bakar terputus. Atom-atom yang bermuatan itu disebut radikal bebas. Radikal bebas jika menghantam (menumbuk) molekul lainnya dapat menyebabkan jarak ikatan molekul tersebut merenggang dan mengerut seperti terlihat pada Gambar 2.4. Pada temperatur yang tinggi pada saat jarak ikatan atom dalam keadaan merenggang dapat menyebabkan atom-atom dalam molekul terputus dan reaksi pembakaran akan berlangsung.



Gambar 2.4 Keadaan molekul ketika tertabrak radikal bebas
Sumber: Wardana (2008:5)

2.2.2 Rasio udara dan bahan bakar

Selain memperhatikan bahan bakar, udara (oksigen), dan reaksi kimia dalam suatu proses pembakaran, perbandingan campuran bahan bakar dan udara juga perlu diperhatikan karena mempunyai peranan yang penting dalam menentukan hasil proses pembakaran itu sendiri. Secara langsung perbandingan campuran bahan bakar dan udara mempengaruhi reaksi pembakaran yang terjadi serta hasil keluaran (produk) proses pembakaran.

Rasio udara/bahan bakar (*air-fuel ratio*) merupakan suatu parameter yang sering digunakan dalam mendefinisikan campuran bahan bakar dan udara dan merupakan perbandingan antara massa udara dengan massa bahan bakar atau mol udara dengan mol bahan bakar. Persamaan AFR untuk campuran stoikiometri dapat ditulis sebagai berikut:

$$(AFR)_{\text{stoic}} = \left(\frac{N_{\text{udara}}}{N_{\text{bahan bakar}}} \right)_{\text{stoic}} \quad 2.1 \quad (\text{Wardana, 2008:58})$$

$$(AFR)_{\text{stoic}} = \left(\frac{M_{\text{udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right)_{\text{stoic}} \quad 2.2 \quad (\text{Wardana, 2008:59})$$

Dimana : $(AFR)_{\text{stoic}}$: Rasio udara dan bahan bakar pada kondisi stoikiometri

N_{udara} : Jumlah mol udara

$N_{\text{bahan bakar}}$: Jumlah mol bahan bakar

M_{udara} : Massa molekul udara

$M_{\text{bahan bakar}}$: Massa molekul bahan bakar

Untuk proses pembakaran LPG (50% propane dan 50% butane) stoikiometri diperoleh rasio udara dan bahan bakar sebagai berikut:



Untuk proses pembakaran stoikiometri, perbandingan antara udara dan bahan bakar berdasarkan jumlah mol adalah :

$$AFR = \frac{5.75 (1 + 3.76)}{0.5 + 0.5} = \frac{27.37}{1} \frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}}$$

Perbandingan massa udara dan bahan bakar untuk proses pembakaran stoikiometri adalah:

$$AFR = \frac{5.75 (2 \times 16 + 3.76 \times 14 \times 2)}{0.5(12 \times 3 + 8) + 0.5(4 \times 12 + 10)} = 15.4776 \frac{\text{kg udara}}{\text{kg bahan bakar}}$$

2.2.3 Rasio equivalen (*equivalence ratio*, Φ)

Metode ini termasuk juga metode yang umum digunakan. Rasio equivalen merupakan perbandingan antara rasio udara-bahan bakar (AFR) stoikiometrik dengan rasio udara-bahan bakar (AFR) aktual sebagai berikut :

$$\Phi = \frac{AFR_s}{AFR_a} \quad (2.3) \quad (\text{Wardana, 2008:65})$$

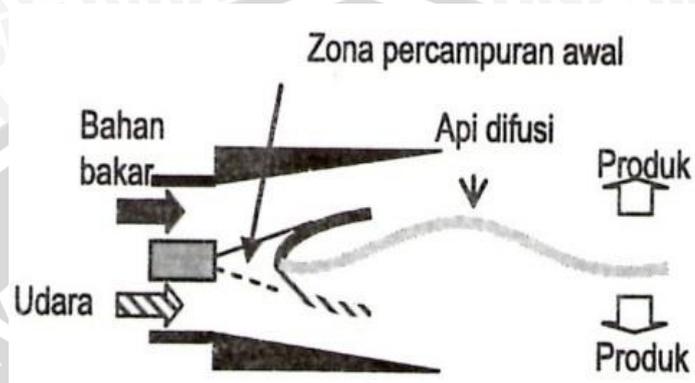
- $\Phi > 1$ terdapat kelebihan bahan bakar dan campurannya disebut sebagai campuran kaya bahan bakar (*fuel-rich mixture*)
- $\Phi < 1$ terdapat kelebihan udara dalam campuran, dan campurannya disebut sebagai campuran miskin bahan bakar (*fuel-lean mixture*)
- $\Phi = 1$ merupakan campuran stoikiometrik

2.3 Klasifikasi Pembakaran

Pembakaran dapat dilakukan secara *premixed* maupun secara difusi. Pembakaran secara *premixed* adalah pembakaran dimana bahan bakar dan udara bercampur terlebih dahulu sebelum memasuki daerah reaksi pembakaran. Sedangkan proses pembakaran secara difusi merupakan proses pembakaran yang terjadi dimana bahan bakar yang dialirkan melalui *burner* belum tercampur dengan udara, pencampuran antara bahan bakar dan udara terjadi di daerah reaksi dan api menyala ditempat yang sama. Dalam *meso-scale combustor* yang diamati dalam penelitian ini pembakaran yang terjadi adalah pembakaran *premixed*.

Pada pembakaran difusi, bahan bakar dan udara masuk ke dalam ruang bakar melalui saluran yang berbeda dan keluar dalam bentuk produk setelah terbakar di zona reaksi seperti terlihat pada Gambar 2.5. Bahan bakar dan udara tersebut bercampur di zona reaksi akibat difusi molekuler dan setelah bercampur secara sempurna kemudian

langsung terbakar. Sebelum api difusi terbentuk terlebih dahulu bahan bakar dan udara bercampur di daerah percampuran awal dan terbakar membentuk api *premixed* sebagian. Api *premixed* pada sisi bahan bakar menjadi api kaya bahan bakar dan yang di sisi udara menjadi api kaya udara atau miskin bahan bakar. Peran api *premixed* sebagian ini adalah sebagai penyetabil api difusi. Api difusi tidak bisa merambat menuju bahan bakar karena kekurangan oksigen demikian juga sebaliknya.



Gambar 2.5 Cara reaktan terbakar pada pembakaran difusi
Sumber: Wardana (2008:149)

2.4 Pembakaran *Premixed*

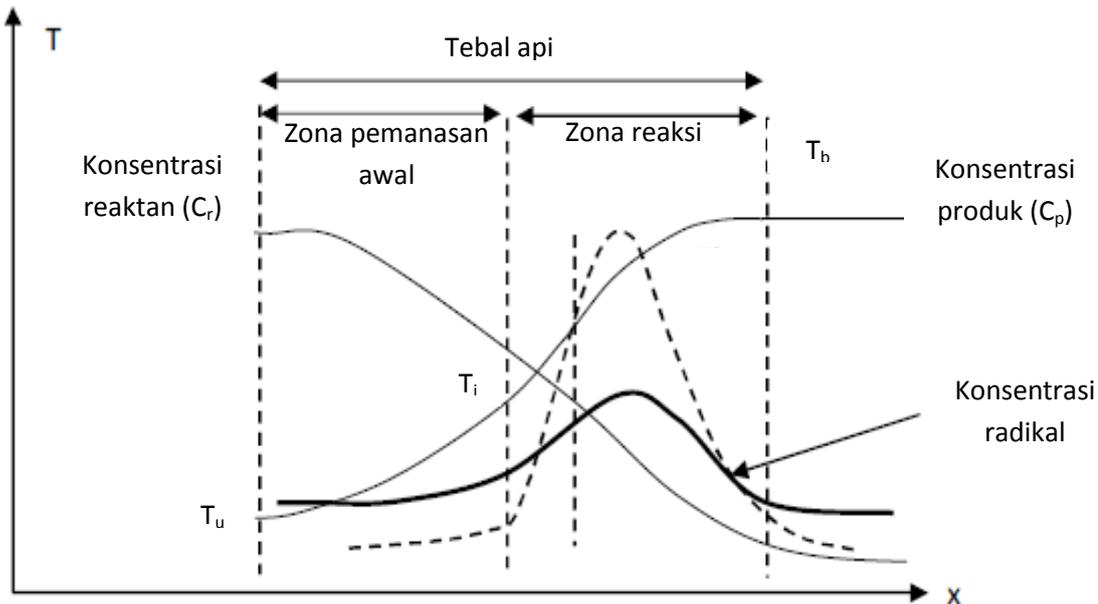
Pada pembakaran *premixed* bahan bakar dan udara (reaktan) dengan perbandingan tertentu (dinyatakan dengan *equivalence ratio* Φ) memasuki ruang bakar dengan kecepatan V_U , dan pembakaran merambat pada arah yang berlawanan dengan kecepatan S_L . Kecepatan rambat api dalam pembakaran *premixed* tergantung pada temperatur reaktan dan temperatur pembakaran, *equivalence ratio* dan tekanan.

Daerah reaksi untuk pembakaran bahan bakar terjadi pada daerah yang sangat sempit ditunjukkan oleh *reaction zone*. Sebelum memasuki daerah reaksi pembakaran, campuran bahan bakar dan udara mengalami pemanasan awal di daerah *preheat zone*, melalui radiasi panas dari nyala api ataupun konduksi melalui dinding *combustor*.

Pembakaran *premixed* mempunyai keuntungan pada efisiensi pembakarannya yang tinggi, karena reaktan telah bercampur sebelum memasuki daerah reaksi pembakaran. Temperatur pembakaran yang memegang peranan penting dalam pembentukan polutan juga dapat dikontrol dengan mudah dengan cara mengatur perbandingan bahan bakar dan udara.

Radikal akan selalu muncul pada zona reaksi sebagai konsekuensi dari reaksi tersebut. Dalam api terjadi gradien temperatur, dimana temperatur produk lebih tinggi dari temperatur reaktan. Oleh karena itu berdasarkan hukum termodinamika maka akan

terjadi *transfer* panas dari produk ke reaktan. *Transfer* panas yang terus menerus tersebut akan meningkatkan temperatur reaktan. Jika temperatur reaktan meningkat maka daerah pemanasan awal akan bergeser ke kiri, sedangkan zona yang terjadi menjadi zona pemanasan awal yang temperaturnya akan lebih tinggi sehingga terjadi pembakaran. Peristiwa ini terjadi secara kontinyu sehingga api merambat ke arah reaktan. Kecepatan rambatan api tersebut disebut kecepatan pembakaran. Kecepatan pembakaran dalam pembakaran *premixed* biasanya di beri notasi S_L .



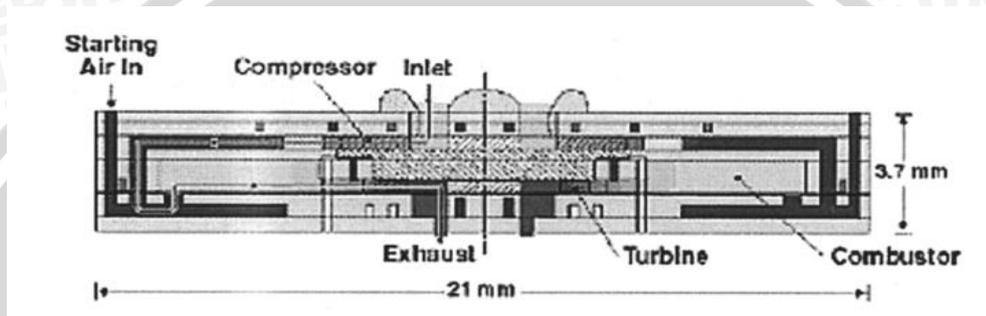
Gambar 2.6 Cara reaktan terbakar pada pembakaran *premixed*
 Sumber: Wardana (2008:155)

2.5 Pembangkit Listrik Tenaga Mikro (*Micro Power Generator*)

Beberapa tahun terakhir ini penggunaan peralatan listrik portabel dalam bidang rekayasa telah mengalami perkembangan yang sangat pesat yang mendorong perkembangan pembangkit tenaga listrik mikro atau *micro-power generator*. Baterai sebagai sumber daya untuk berbagai macam *gadget* (*handphone, laptop, kamera, ipod, mp3 player, notebook*) mempunyai peran yang sangat vital dalam menunjang aktifitas terhadap kebutuhan *gadget* yang ada. Baterai saat ini mempunyai densitas energi yang rendah, waktu penggunaan yang relatif pendek dibandingkan dengan waktu isi ulang yang relatif lama. Kebutuhan akan sumber energi dengan densitas energi yang tinggi dan waktu isi ulang yang cepat tidak dapat dipenuhi oleh baterai yang terdapat di pasar. Hal ini mendorong penelitian mengenai *micro-power generator*.

Micro-power generator adalah suatu alat untuk membangkitkan energi dengan skala pembangkit yang relatif kecil. *Micro-power generator* diklasifikasikan menjadi

dua kategori. Kategori pertama adalah *micro-power generator* yang beroperasi berdasar siklus daya konvensional, contohnya *micro gas turbine* dan mesin rotari mikro. *Micro-gas turbine* pada Gambar 2.7 bekerja dengan cara mengkonversi energi termal menjadi energi mekanik, dan dilanjutkan menjadi energi listrik menggunakan generator listrik. Sistem ini bekerja dengan kecepatan yang sangat tinggi yaitu sebesar 9000 rpm dengan daya keluaran sekitar 3.7 W. Namun efisiensi dari *micro-gas turbine* sangat kecil, yaitu sekitar 0.2 %. Hal ini disebabkan karena rasio kompresi yang rendah akibat masalah pada *balancing* dan *sealing*.



Gambar 2.7 *Micro gas turbine*
Sumber: Fernandez, *et al*, 2002: 10

Kategori yang kedua yaitu sistem dengan pembakaran *steady* yang berfungsi sebagai pembangkit/sumber panas yang dihubungkan dengan modul pengkonversi energi untuk merubah energi panas menjadi energi listrik. Contohnya adalah *thermo electric* dan *thermo photo voltaic*. Gambar 2.8 menunjukkan prototip sebuah *micro-power generator* dengan bahan bakar hidrogen dan modul pengkonversi energi *thermo photo voltaic*.

Micro-power generator direncanakan menggunakan bahan bakar fosil yang mempunyai densitas energi sekitar 45 MJ/kg, yaitu sekitar 100 kali lebih besar dari pada densitas energi baterai litium terbaik yang ada dipasaran saat ini.



Gambar 2.8 Prototip *micro-power generator*
Sumber: Yang, *et al*, 2009: 2

2.6 Micro- dan Meso- scale Combustor

Micro- atau *meso-scale combustor* dengan pembakaran yang stabil merupakan bagian yang sangat penting dalam *micro-power generator*, yang berfungsi untuk merubah energi kimia bahan bakar menjadi energi panas, untuk selanjutnya dikonversikan menjadi energi listrik. Kestabilan api dalam *micro-* atau *meso-scale combustor* sulit diwujudkan karena terbatasnya waktu reaksi (pembakaran) bahan bakar dan tingginya *heat loss* yang mengakibatkan pemadaman api. Banyak penelitian telah dilakukan untuk memperbaiki *flammability limit* dan stabilitas api dalam *micro-* dan *meso-scale combustor* dengan bahan bakar gas. Dinding *combustor* berundak digunakan untuk memperbaiki pencampuran udara-bahan bakar dan memperpanjang waktu bahan bakar berada dalam daerah reaksi pembakaran (Yang, et al, 2002). *Swiss-roll combustor* digunakan untuk mengurangi kehilangan kalor dan pemanasan awal reaktan (Kim, et al, 2007). Pemanasan awal bahan bakar atau dinding ruang bakar dilakukan untuk meningkatkan stabilitas api dan memperluas *flammability limit*.

Ukuran *micro-* dan *meso-scale combustor* dan komponen-komponennya yang sangat kecil dibandingkan ruang bakar konvensional mengakibatkan terjadinya karakteristik yang khusus sehubungan dengan aliran fluida, perpindahan panas, dan proses pembakaran yang ada di dalamnya. Panjang karakteristik dalam ruang bakar konvensional biasanya besar, demikian juga dengan *Reynold* dan *Peclet Number* juga mempunyai nilai yang besar. Aliran dalam ruang bakar konvensional bersifat turbulen dan efek viskos serta difusi energi dapat diabaikan bila dibandingkan dengan efek konvektif. Sebaliknya, panjang karakteristik, *Reynold* dan *Peclet Number* bernilai kecil dalam ruang bakar yang berukuran kecil. Aliran fluidanya bersifat lebih laminar, sehingga efek viskos serta perpindahan massa dan panas secara difusi menjadi dominan. Selain itu, dengan berkurangnya ukuran ruang bakar perbandingan antara luas permukaan terhadap volume ruang bakar menjadi lebih besar. Hal-hal tersebut mengakibatkan perbandingan antara kehilangan kalor (*heat loss*) terhadap kalor yang dihasilkan dari proses pembakaran (*heat generation*) menjadi lebih besar, menghasilkan penurunan energi dan penurunan kecepatan pembakaran yang pada akhirnya bisa mengakibatkan pemadaman api (*flame quenching*).

Pemadaman api juga disebabkan oleh *radical quenching* yang terjadi pada dinding ruang bakar. *Radical quenching* adalah bereaksinya radikal bebas menghasilkan unsur yang stabil ketika berada pada dinding ruang bakar. Berkurangnya jumlah radikal

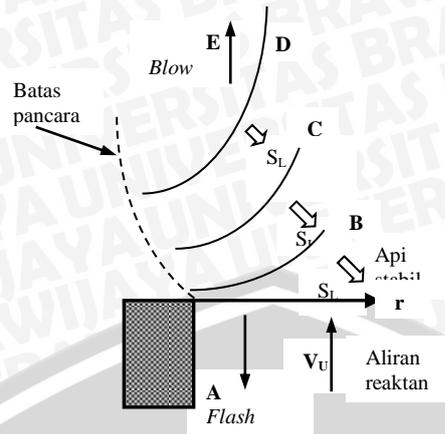
bebas akan menurunkan kecepatan pembakaran. Pada tingkat yang cukup signifikan, hal ini akan menyebabkan pemadaman api.

Agar pembakaran terjadi secara sempurna, waktu bahan bakar berada dalam ruang bakar (*fuel residence time*), τ_f , harus lebih besar dari pada waktu yang diperlukan untuk reaksi pembakaran (*chemical reaction time*) τ_c . Perbandingan antara τ_f dan τ_c dikenal sebagai *Damkohler Number* (Da), $Da \gg 1$ agar dapat tercapai pembakaran sempurna. Tetapi dalam ruang bakar berukuran kecil nilai Da sering kali menjadi sangat kecil karena *fuel residence time* menjadi kecil sementara *chemical reaction time* menjadi lebih besar. Karena itu pembakaran dalam ruang bakar berukuran kecil sering kali tidak sempurna, bahkan sering kali terjadi pemadaman api.

Dari uraian diatas, kita mengetahui bahwa tidak mudah untuk mendapatkan pembakaran dan nyala api yang stabil dalam *micro-* dan *meso-scale combustor*. Selain itu pembakaran hanya dapat terjadi untuk debit bahan bakar yang relatif kecil, dimana *fuel residence time* masih relatif besar. Hal ini berarti laju pembangkitan energi pada *micro-* dan *meso-scale combustor* dan densitas energi pada *micro-power generator* juga rendah. Beberapa penelitian dilakukan untuk mendapatkan pembakaran dan nyala api yang stabil serta untuk mendapatkan laju pembangkitan energi lebih besar.

2.7 Stabilitas Api dan *Flammability Limit*

Sangatlah sulit mendapatkan api yang stabil pada ruang bakar yang berukuran kecil karena pada pembakaran *premixed*, api dikatakan stabil apabila kecepatan reaktan $V_U =$ kecepatan pembakaran S_L . Bila $V_U < S_L$ akan mengakibatkan terjadinya *flash back*. Tetapi sebaliknya, bila $V_U > S_L$ akan mengakibatkan terjadinya *lift-off* atau *blow-off*. Pada ruang bakar yang berukuran kecil kehilangan panas yang terjadi pada ruang bakar sangatlah besar sehingga mengakibatkan terjadinya penurunan temperatur dan kecepatan pembakaran, sedangkan untuk mendapatkan laju pembangkitan energi yang tinggi dalam ruang bakar berukuran kecil, kecepatan reaktan harus besar.



Gambar 2.9 Mekanisme kestabilan api *premixed*
 Sumber: Wardana (2008:171)

Banyak penelitian telah dilakukan untuk memperbaiki *flammability limit* dan stabilitas api dalam *micro-* dan *meso-scale combustor*. Dengan menggunakan *external heating* ataupun dengan menggunakan katalis yang bertujuan untuk meningkatkan kecepatan pembakaran. Ditinjau dari segi efektifitas efisiensi, penggunaan *external heating* memerlukan energi tambahan untuk pemanas dalam jumlah yang relatif besar, hal ini sangatlah kurang efektif dan harga katalis sangat mahal. Sehingga diinginkan *meso-scale combustor* dengan api dan pembakaran yang stabil tanpa menggunakan energi tambahan.

Swiss roll combustor atau *U-tube combustor* merupakan metode berikutnya yang digunakan untuk meminimalisir *heat loss*, yaitu dengan meningkatkan resirkulasi panas (*heat recirculation*) dari gas hasil pembakaran ke reaktan. Dalam kedua jenis *combustor* ini, kalor dalam gas hasil pembakaran digunakan sebagai pemanas awal reaktan.

Besarnya perpindahan panas dari *flame* ke dinding *combustor* sangat dipengaruhi oleh konduktivitas termal material yang digunakan. Perpindahan kalor dari *flame* ke dinding *combustor* ini mempunyai dua efek yang berlawanan terhadap kestabilan api. Sebagian panas dari dinding *combustor* dikonveksikan ke lingkungan yang mengakibatkan *heat loss* dari *flame* yang cenderung memadamkan api. Sebagian panas diresirkulasikan ke arah *upstream* secara konduksi untuk pemanasan awal (*preheating*) reaktan yang cenderung menstabilkan api. Terdapat suatu nilai optimum dari konduktivitas termal untuk material *combustor* sehingga diperoleh kestabilan api yang maksimal.

Api dapat stabil dalam *micro-* dan *meso-scale combustor* terbatas pada kecepatan reaktan yang rendah, hal ini berhubungan dengan batas mampu nyala api atau

flammability limit yang sempit pada kecepatan reaktan yang rendah. Rendahnya kecepatan reaktan dan sempitnya daerah reaksi pembakaran menghasilkan *micro-* dan *meso-scale combustor* dengan laju pembangkitan energi yang rendah. Untuk mendapatkan *combustor* dengan densitas energi yang tinggi harus bisa mendapatkan kecepatan pembakaran yang lebih tinggi sehingga api tetap stabil pada kecepatan reaktan yang tinggi dan memperluas daerah reaksi dalam *combustor*.

2.8 Perpindahan Panas dalam *Micro-* atau *Meso- Scale*

Perpindahan panas (*heat transfer*) merupakan energi yang bergerak atau berjalan dari suatu sistem ke sistem yang lainnya, karena adanya perbedaan temperatur antara kedua sistem tersebut. Mekanisme perpindahan panas tersebut dapat berupa konduksi, konveksi dan radiasi.

Perpindahan panas secara konduksi (hantaran) adalah bila pada suatu benda terdapat perbedaan temperatur akan terjadi perpindahan energi dari bagian yang bersuhu tinggi ke bagian yang bersuhu rendah. Perpindahan panas konduksi dapat ditulis dengan persamaan di bawah ini :

$$q = -KA \frac{dT}{dx} \quad (2.4) \quad (\text{Holman, 1981:2})$$

Dimana :

q = Laju perpindahan kalor (W)

K = Konduktivitas termal (W/m.K)

A = Luas penampang perpindahan kalor (m^2)

$\frac{dT}{dx}$ = Gradien atau landaian suhu (*Temperature gradient*) dalam arah perpindahan kalor (K/m)

Dalam *micro* dan *meso-scale combustor* perpindahan panas secara konduksi terjadi pada dinding *combustor*. Panas dikonduksikan kebagian *upstream* dinding *combustor* yang selanjutnya digunakan sebagai pemanasan awal reaktan (*heat recirculation*).

Perpindahan panas secara konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi antara suatu permukaan dengan fluida yang mengalir di atasnya ketika berada pada temperatur yang berbeda. Perpindahan panas dilakukan oleh molekul-molekul fluida tersebut. Persamaan laju perpindahan panas konveksi dapat ditulis sebagai berikut ini :

$$q_{konv} = hA (T_s - T_\infty) \quad (2.5) \quad (\text{Holman, 1981:12})$$

Dimana :

- q = Laju perpindahan panas konveksi (W)
- h = Koefisien perpindahan panas konveksi ($W/m^2.K$)
- A = Luas penampang perpindahan kalor (m^2)
- T_s = Temperatur Permukaan (K)
- T_∞ = Temperatur fluida (K)

Contoh perpindahan panas pada *micro* dan *meso-scale combustor* secara konveksi terjadi pada *heat loss* dari api ke dinding *combustor* dan *heat loss* dari dinding *combustor* ke lingkungan.

Perpindahan panas radiasi berlangsung melalui perambatan gelombang elektromagnetik, yang dapat berlangsung baik dalam medium maupun dalam ruang hampa. Lain halnya dengan konduksi dan konveksi, bahwa perpindahan panas radiasi lebih efisien dalam ruang hampa. Persamaanya dapat dituliskan sebagai berikut :

$$q_x = e\sigma A (T_1^4 - T_2^4) \quad 2.6) \quad (\text{Holman, 1981:14})$$

Dimana :

- q_x = Laju perpindahan panas radiasi (W)
- σ = Konstanta *Stefan – Boltzman* ($5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2.K^4$)
- e = Emisivitas
- A = Luas penampang (m^2)
- T_1 = Temperatur permukaan (K)
- T_2 = Temperatur sekitar (K)

2.9 LPG (*Liquified Petroleum Gas*)

LPG (*liquified petroleum gas*) adalah bahan bakar gas yang dicairkan, dihasilkan dari pengolahan minyak bumi. Dengan menambah tekanan dan menurunkan suhunya, gas berubah menjadi cair. Komponen LPG di Indonesia terdiri dari propana (C_3H_8) dan butana (C_4H_{10}) dengan perbandingan 50 : 50. LPG juga mengandung senyawa ringan lain, misalnya etana (C_2H_6) dan pentana (C_5H_{12}), dalam jumlah yang sangat kecil.

Dalam kondisi atmosfer, LPG akan berbentuk gas. Volume LPG dalam bentuk cair lebih kecil dibandingkan dalam bentuk gas untuk berat yang sama. Karena itu LPG dipasarkan dalam bentuk cair dalam tabung-tabung logam bertekanan. Untuk memungkinkan terjadinya ekspansi panas (*thermal expansion*) dari cairan yang dikandungnya, tabung LPG tidak diisi secara penuh, hanya sekitar 80-85% dari

kapasitasnya. Rasio antara volume gas bila menguap dengan gas dalam keadaan cair bervariasi tergantung komposisi, tekanan dan temperatur, tetapi biasanya sekitar 250 : 1.

Tekanan uap LPG cair, juga bervariasi tergantung komposisi dan temperatur; sebagai contoh, dibutuhkan tekanan sekitar 220 kPa (2.2 bar) bagi butana murni pada 20 °C (68 °F) agar mencair, dan sekitar 2.2 MPa (22 bar) bagi propana murni pada 55 °C (131 °F). Menurut spesifikasinya, LPG dibagi menjadi tiga jenis yaitu LPG campuran, LPG propana dan LPG butana.

Gas LPG bersifat *flammable* (mudah terbakar). Sebagai bahan bakar, gas LPG mudah terbakar apabila terjadi persenyawaan di udara. Untuk mencegah hal-hal yang tidak diinginkan perlu diketahui beberapa sifat LPG.

- Cairan dan gasnya sangat mudah terbakar.
- Gas tidak beracun.
- Gas berupa cairan yang bertekanan di dalam tangki atau silinder, sehingga bila terjadi kebocoran LPG akan membentuk gas secara cepat.
- Cairan dapat menguap jika dilepas dan menyebar dengan cepat.
- Gas ini lebih berat dibanding udara sehingga akan banyak menempati daerah yang rendah.
- Daya pemanasannya cukup tinggi, namun tidak meninggalkan debu dan abu (sisa pembakaran).
- Nilai kalor LPG sebesar 11.220 kkal/kg.

2.10 Hipotesis

Semakin tinggi konduktivitas termal dinding *combustor* maka besarnya *heat recirculation* dan *heat loss* juga akan semakin meningkat, akan terdapat nilai konduktivitas termal yang optimum dimana *heat recirculation* akan lebih besar dari *heat loss* ke lingkungan. Apabila *heat recirculation* lebih besar dari *heat loss* maka akan didapatkan pembakaran yang stabil, nilai temperatur api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding yang tinggi dan emisi gas hasil pembakaran yang rendah CO.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode eksperimental nyata (*true experimental research*) yang langsung digunakan ke objek yang diteliti. Dari data-data hasil penelitian, nantinya dapat dibandingkan dan diambil suatu kesimpulan.

3.2 Tempat dan Waktu Pelaksanaan

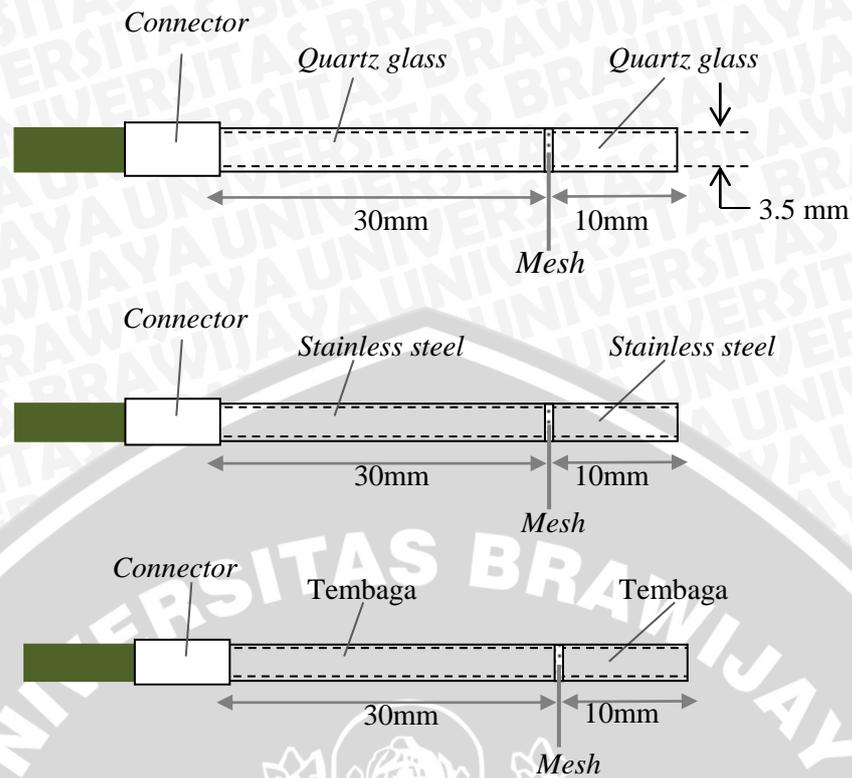
Penelitian ini dilakukan pada bulan September 2013 sampai Januari 2014, bertempat di Laboratorium Mesin-mesin Fluida Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.

3.3 Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini antara lain :

1. Variabel bebas (*independent variable*)

Variabel bebas dalam penelitian ini adalah konduktivitas termal dinding *combustor*, divariasikan dengan merubah jenis material dinding *combustor*, yaitu *quartz glass tube*, *stainless steel* dan tembaga. Konduktivitas termal *quartz glass tube*, *stainless steel* dan tembaga berturut-turut sebesar 1,4, 20 dan 385 W/(mK). Konfigurasi *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal yang berbeda ditunjukkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Meso-scale combustor dengan variasi konduktivitas termal dinding combustor

2. Variabel terikat (*dependent variable*)

Variabel terikat adalah variabel yang besarnya tergantung dari variabel bebas dan besarnya dapat diketahui setelah penelitian dilakukan. Adapun variabel terikat dalam penelitian ini yaitu :

- a. Temperatur nyala api
- b. Temperatur dinding combustor
- c. Temperatur gas hasil pembakaran
- d. Kandungan emisi gas hasil pembakaran

3. Variabel terkontrol

Parameter yang dijaga tetap atau besarnya dapat diubah sesuai keinginan peneliti selama pengujian. Variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah kecepatan total reaktan (V_{tot}) dan rasio ekuivalen (Φ). Pengambilan data dilakukan pada kondisi :

- Rasio ekuivalen (Φ) = 1 dan kecepatan total reaktan sebesar, 23.5, 32.6, 42.6, 53 cm/det.
- Kecepatan total reaktan tetap, $V_{tot} = 32.6$ cm/det dan rasio ekuivalen (Φ) = 0.8, 1, 1.2.

Besarnya kecepatan reaktan dan rasio ekuivalen ditentukan berdasarkan hasil penelitian sebelumnya mengenai *flammability limit* dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal dinding *combustor*.

3.4 Peralatan Penelitian

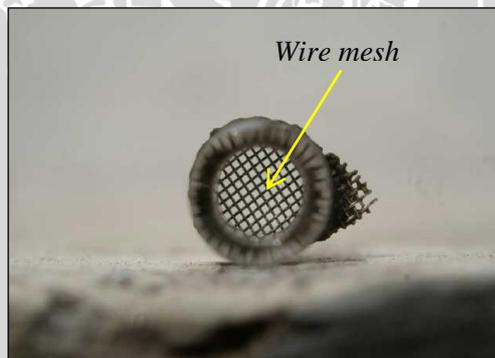
Untuk mengetahui pengaruh variabel bebas terhadap variabel terikat, dilakukan penelitian dengan peralatan sebagai berikut:

1. *Meso-scale combustor*

Meso-scale combustor dibuat dari beberapa jenis material dengan konduktivitas termal yang berbeda, berbentuk silinder dengan diameter dalam 3.5 mm dan panjang 40 mm. *Quartz glass tube* yang tahan temperatur tinggi, *stainless steel* dan tembaga digunakan sebagai bahan *combustor*. Detail *Meso-scale combustor* yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.1.

2. *Wire mesh*

Wire mesh mempunyai fungsi sebagai *flame holder* dan meningkatkan *heat recirculation* ke reaktan yang belum terbakar. *Wire mesh* terbuat dari *stainless steel* dengan spesifikasi 60 *mesh/inch* seperti ditunjukkan pada Gambar 3.2.



Gambar 3.2 *Wire mesh*

3. Kompresor

Alat ini untuk mengkompresi udara (oksidator) dan mengalirkannya menuju *meso-scale combustor*. Sebelum masuk *combustor* udara dan LPG dicampur terlebih dahulu menggunakan *Y connector*.

Spesifikasi alat:

- Model : 10KD
- Daya : 1 HP
- Arus : 7.5 A
- No Seri : 121105802

- Tegangan : 220 V
- Frekuensi : 50 Hz
- Merk : WIPRO
- Putaran : 2850 rpm
- Kapasitas tangki : 24 L
- Tekanan : 0.8 Mpa
- Berat : 22 Kg



Gambar 3.3 Kompresor

4. *Heat resistant adhesive*

Digunakan untuk menyambung/ menghubungkan bagian-bagian *meso-scale combustor*.

5. *Combustor holder*

Digunakan sebagai penyangga *combustor*.



Gambar 3.4 Combustor holder

6. Bahan bakar + tangki bahan bakar

Menggunakan bahan bakar LPG (*Liquified Petroleum Gas*), adalah campuran dari propana (C_3H_8) dan butana (C_4H_{10}) dengan perbandingan 50 : 50

7. Ignitor

Alat ini digunakan menyalakan api dalam *combustor*.

8. *Flow meter* LPG dan udara

Flow meter digunakan untuk mengukur debit aliran bahan bakar dan udara ke ruang bakar.



Gambar 3.5 *Flow meter* udara dan bahan bakar

9. *Star gas*

Alat ini digunakan untuk mengetahui kandungan emisi gas hasil pembakaran.

10. *Thermocouple*

Thermocouple adalah sensor yang digunakan untuk mengukur temperatur api, gas hasil pembakaran dan dinding *combustor*.

11. *Data logger* + komputer

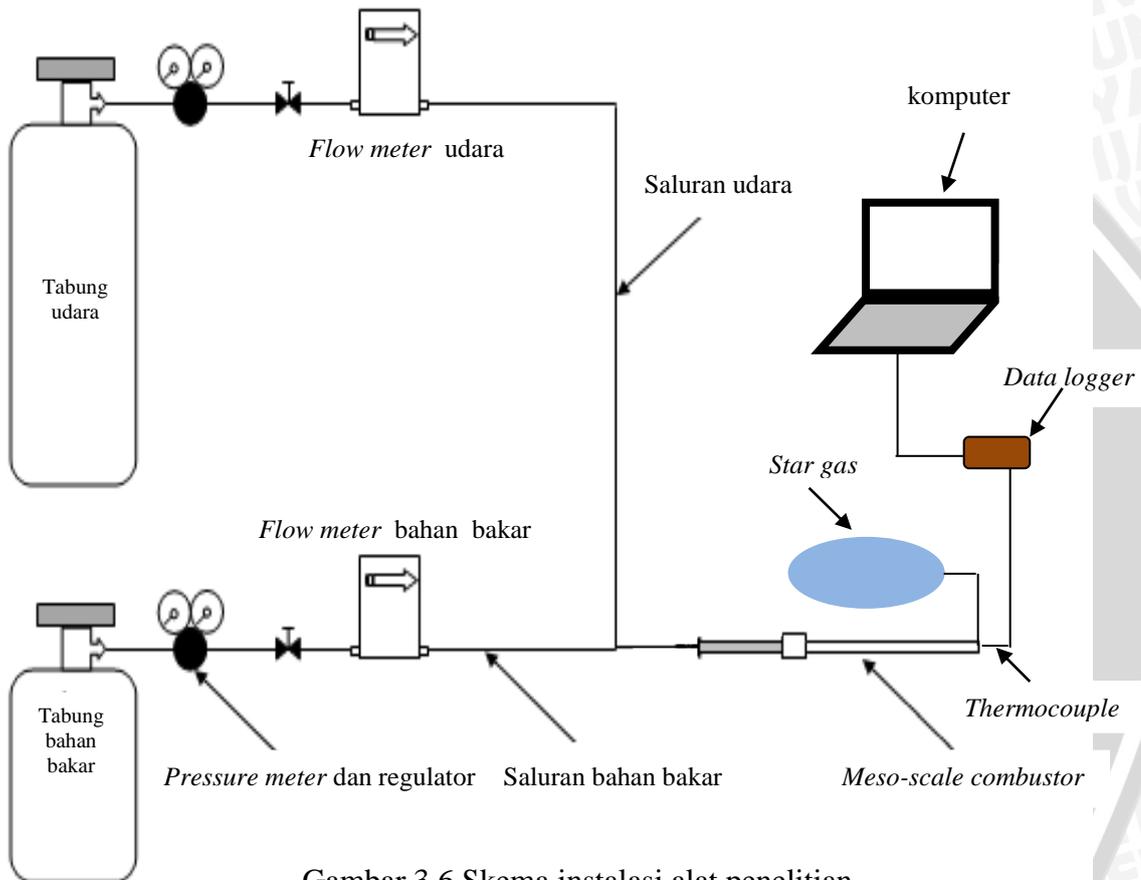
Pengukuran dan pencatatan temperatur dilakukan dengan menghubungkan *thermocouple* dengan *data logger*. *Data logger* adalah suatu alat elektronik yang berfungsi mencatat data dari waktu ke waktu secara *continue*. *Data logger* dihubungkan dengan komputer, yang dilengkapi dengan *software* untuk mengkonversi data analog menjadi digital, sebagai tempat menyimpan data dan menganalisis data.

12. *Flexible hose*, katup dan klem

Digunakan sebagai sistem saluran bahan bakar dan udara dari tangki penyimpanan ke ruang bakar.

3.5 Skema Instalasi Penelitian

Peralatan penelitian dirangkai menjadi sebuah instalasi penelitian seperti ditunjukkan pada Gambar 3.6.



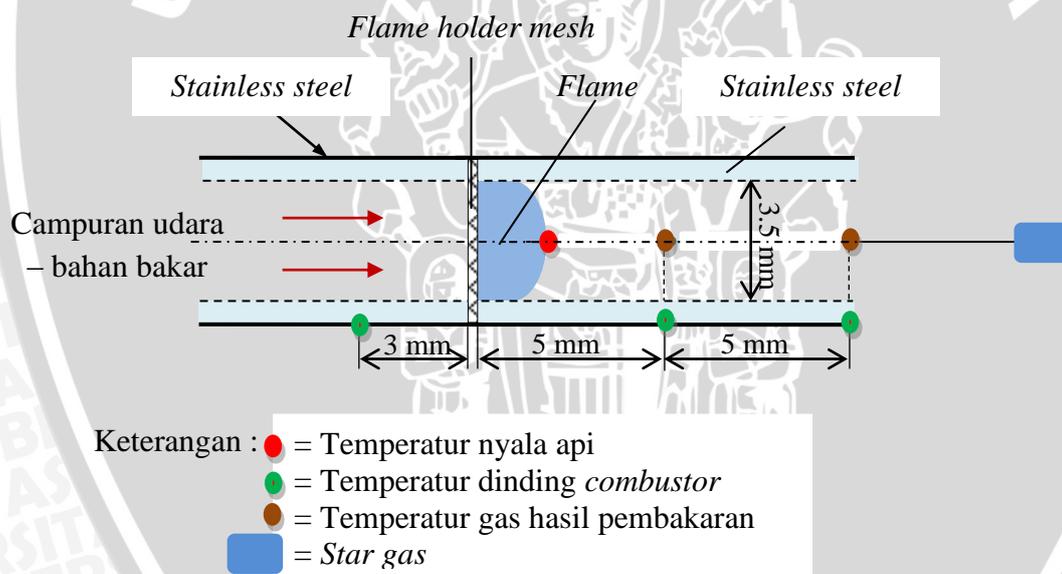
Gambar 3.6 Skema instalasi alat penelitian

Gambar 3.6 merupakan instalasi alat penelitian *meso-scale combustor*, dimana terdapat tabung udara dan tabung bahan bakar yang dihubungkan ke *flow meter* udara untuk tabung udara dan *flow meter* bahan bakar untuk tabung bahan bakar. *Flow meter* digunakan untuk mengatur besarnya debit aliran bahan bakar dan udara. Setelah di atur sesuai dengan yang telah ditentukan kemudian dihubungkan ke ruang bakar, setelah terjadi proses pembakaran, gas hasil pembakaran dari *meso-scale combustor* ditampung dalam *sampling bag* untuk dianalisa dengan *star gas*. Sedangkan untuk mengukur temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding menggunakan *thermocouple* yang dihubungkan ke *data logger* dan disimpan di komputer.

3.6 Metode Pengambilan Data

Langkah-langkah yang dilakukan untuk pengambilan data temperatur api, temperatur gas hasil pembakaran, temperatur dinding dan kandungan emisi gas hasil pembakaran adalah sebagai berikut:

1. Menyiapkan *meso-scale combustor*.
2. Pasang *meso-scale combustor* yang terbuat dari *stainless steel* pada instalasi penelitian seperti pada Gambar 3.6.
3. Aliran udara dan kecepatan bahan bakar di atur sesuai dengan kondisi stoikiometri untuk rasio ekuivalen (Φ) = 1 dan $V_{\text{tot}} = 23.5$ cm/detik, yaitu $Q_{\text{udara}} = 130.8$ mL/menit dan $Q_{\text{bb}} = 4.77$ mL/menit.
4. Nyalakan api, kemudian ukur dan catat temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding, setelah itu tampung kandungan emisi gas hasil pembakaran dalam *sampling bag* untuk dianalisa dengan *star gas*. Titik pengukuran temperatur ditunjukkan pada Gambar 3.7.



Gambar 3.7 Titik-titik pengukuran temperatur pada *meso-scale combustor*

5. Ulangi langkah no. 3-4 untuk rasio ekuivalen (Φ) = 1 pada kecepatan total reaktan yang lain. Kondisi ini diperoleh dengan mengatur kecepatan udara dan bahan bakar seperti pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Tabel nilai Q_{bb} dan Q_{udara} dengan rasio ekuivalen (Φ) = 1

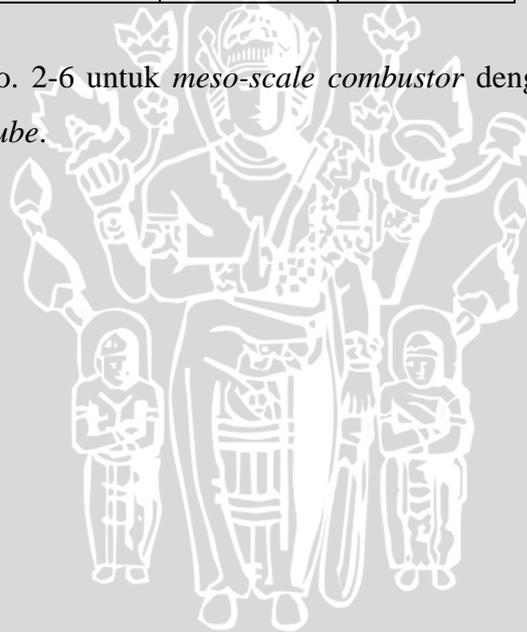
No	V_{tot} (cm/detik)	Q_{bb} (mL/menit)	Q_{udara} (mL/menit)
1	23.5	4.779	130.8
2	32.6	6.63	181.4
3	42.6	8.664	237.1
4	53	10.78	295

6. Ulangi langkah no. 3-4 untuk $V_{tot} = 32.6$ cm/det dan rasio ekuivalen (Φ) = 0.8, 1, 1.2. Kondisi ini diperoleh dengan mengatur kecepatan udara dan bahan bakar seperti pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Tabel nilai Q_{bb} dan Q_{udara} dengan $V_{Total} = 32.6$ cm/det

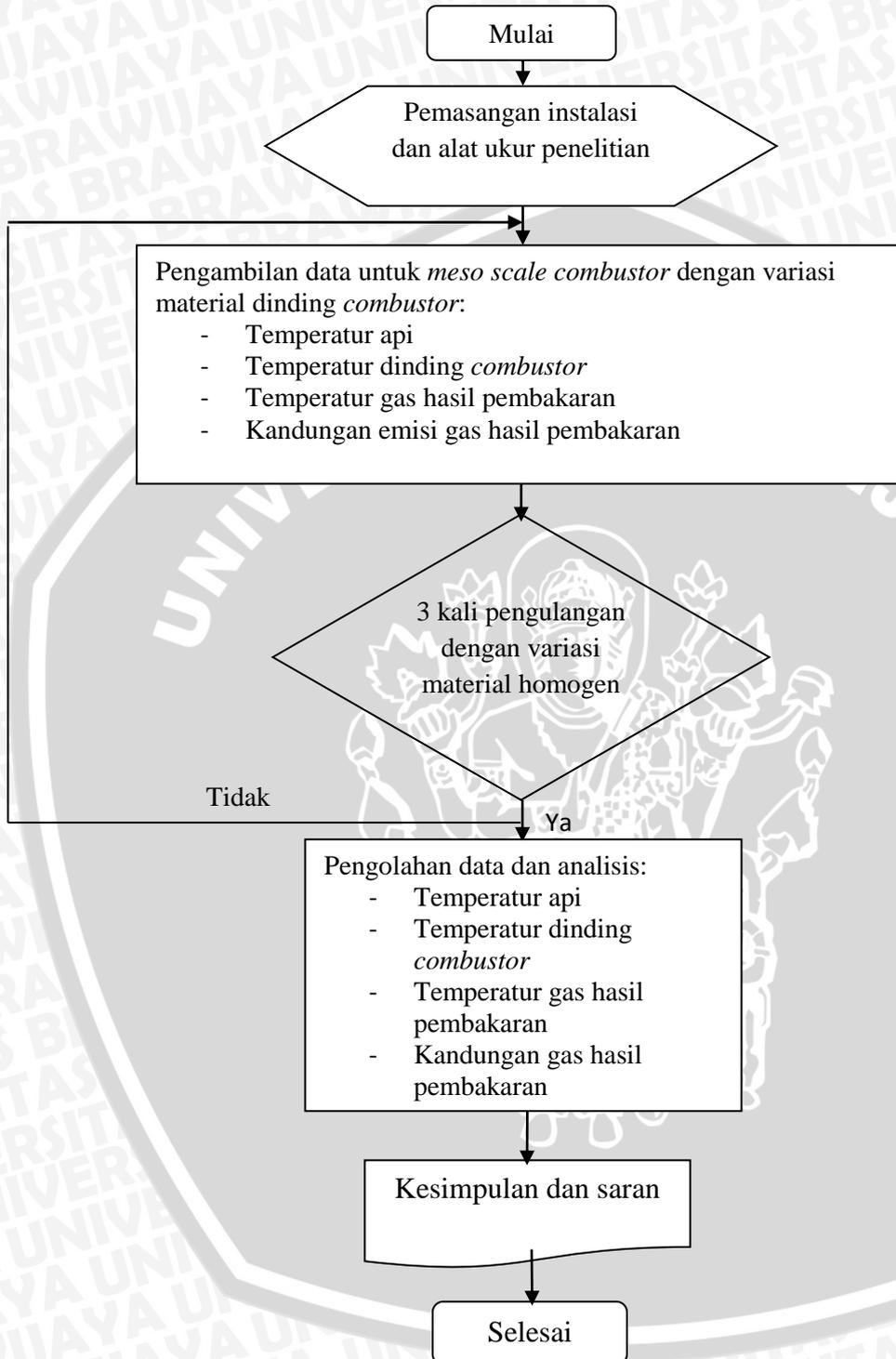
No	Rasio ekuivalen (Φ)	Q_{bb} (mL/menit)	Q_{udara} (mL/menit)
1	0.8	5.342	182.7
2	1	6.63	181.4
3	1.2	7.9	180.1

7. Ulangi langkah no. 2-6 untuk *meso-scale combustor* dengan material tembaga dan *quartz glass tube*.



3.7 Diagram Alir Penelitian

Alur penelitian kali ini dapat dilihat pada Gambar 3.8 berikut.



Gambar 3.8 Diagram alir penelitian

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan

4.1.1 Pembakaran stoikiometri

Pembakaran stoikiometri adalah pembakaran yang semua atom dari bahan bakar dan pengoksidasi bereaksi seluruhnya (sempurna), seluruh unsur C yang bereaksi dengan oksigen hanya akan menghasilkan CO₂, seluruh unsur H menghasilkan H₂O. Pengoksidasi yang paling lazim adalah udara yang terdiri dari campuran 21% oksigen dan 79 % nitrogen (fraksi mol atau volume). Perbandingan campuran bahan bakar dan udara memiliki peranan penting untuk secara langsung mempengaruhi reaksi pembakaran serta hasil (produk) proses pembakaran. Dalam penelitian ini bahan bakar yang digunakan ialah LPG, maka untuk LPG yang terdiri dari 50% propane dan 50% butane, reaksi stoikiometrik pembakaran dapat dituliskan sebagai berikut:



Untuk proses pembakaran stoikiometri antara, perbandingan udara dan bahan bakar berdasarkan jumlah mol adalah :

$$AFR = \frac{5.75 (1 + 3.76)}{0.5 + 0.5} = \frac{27.37}{1} \frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}}$$

Untuk campuran gas pada tekanan dan temperatur yang sama, perbandingan mol sama dengan perbandingan volume. Perbandingan volume udara dan LPG untuk campuran stoikiometri adalah = Udara : LPG = 27.37 : 1

Perbandingan massa udara dan bahan bakar untuk proses pembakaran stoikiometri adalah:

$$\begin{aligned} AFR &= \frac{27.37}{1} \times \frac{(0.21 \times 16 \times 2) + (0.79 \times 14 \times 2)}{0.5(12 \times 3 + 8) + 0.5(4 \times 12 + 10)} = \frac{27.37}{1} \times \frac{28.84}{51} \\ &= 15.4776 \frac{\text{kg udara}}{\text{kg bahan bakar}} \end{aligned}$$

4.1.2 Penentuan debit bahan bakar dan udara untuk kecepatan reaktan bervariasi dengan rasio ekuivalen (Φ) = 1

Contoh : Perhitungan untuk menentukan debit udara Q_{udara} dan bahan bakar Q_{bb} pada kecepatan total reaktan $V_{\text{total}} = 32.6 \text{ cm/detik}$ dan rasio ekuivalen $\Phi = 1$

$$V_{\text{total}} = \frac{(Q_{\text{bb}} + Q_{\text{udara}})_{\text{act}}}{60 \left(\pi \cdot \frac{r^2}{100} \right)}$$

$$32,6 = \frac{(Q_{\text{bb}} + Q_{\text{udara}})_{\text{act}}}{60 \left(3,14 \cdot \frac{1,75^2}{100} \right)}$$

$$188,1 = (Q_{\text{bb}} + Q_{\text{udara}})_{\text{act}} \dots \dots \dots (1)$$

Untuk bahan bakar gas, perbandingan mol juga menyatakan perbandingan volume, sehingga didapatkan :

$$\Phi = \frac{AFR_s}{AFR_a}$$

$$\Phi = \frac{(Q_{\text{udara}}/Q_{\text{bb}})_s}{(Q_{\text{udara}}/Q_{\text{bb}})_{\text{act}}}$$

$$\Phi = \frac{27,37}{(Q_{\text{udara}}/Q_{\text{bb}})_{\text{act}}}$$

$$\Phi = \frac{Q_{\text{bbact}} \cdot 27,37}{Q_{\text{udaraact}}}$$

Untuk rasio ekuivalen $\Phi = 1$, maka :

$$Q_{\text{udaraact}} = Q_{\text{bbact}} \cdot 27,37 \dots \dots \dots (2)$$

Dari persamaan (2) disubstitusikan ke persamaan (1), didapatkan :

$$188,1 = Q_{\text{bbact}} + 27,37 Q_{\text{bbact}}$$

$$Q_{\text{bbact}} = \frac{188,1}{28,37}$$

$$Q_{\text{bbact}} = 6,63 \text{ (mL/menit)}$$

$$Q_{\text{udaraact}} = 6,63 \cdot 27,37$$

$$Q_{\text{udaraact}} = 181,47 \text{ (mL/menit)}$$

Selanjutnya cara yang sama digunakan untuk menentukan Q_{udara} dan Q_{bb} pada kecepatan total reaktan $V_{total} = 23.5, 42.6, 53$ cm/detik dengan rasio ekuivalen $\Phi = 1$. Sehingga didapatkan nilai pengambilan data debit udara Q_{udara} dan bahan bakar Q_{bb} seperti pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Nilai Q_{bb} dan Q_{udara} dengan rasio ekuivalen (Φ) = 1

No	V_{tot} (cm/detik)	Q_{bb} (mL/menit)	Q_{udara} (mL/menit)
1	23.5	4.779	130.8
2	32.6	6.63	181.4
3	42.6	8.664	237.1
4	53	10.78	295

4.1.3 Penentuan debit bahan bakar dan udara untuk kecepatan reaktan tetap dengan rasio ekuivalen (Φ) = 0.8, 1 dan 1.2

Contoh : Perhitungan untuk menentukan debit udara Q_{udara} dan bahan bakar Q_{bb} pada kecepatan total reaktan $V_{total} = 32.6$ cm/detik dan rasio ekuivalen $\Phi = 0.8$

$$V_{total} = \frac{(Q_{bb} + Q_{udara})_{act}}{60 \left(\pi \cdot \frac{r^2}{100} \right)}$$

$$32,6 = \frac{(Q_{bb} + Q_{udara})_{act}}{60 \left(3,14 \cdot \frac{1,75^2}{100} \right)}$$

$$188,1 = (Q_{bb} + Q_{udara})_{act} \dots \dots \dots (1)$$

Untuk bahan bakar gas , perbandingan mol juga menyatakan perbandingan volume, sehingga didapatkan :

$$\Phi = \frac{AFR_s}{AFR_a}$$

$$\Phi = \frac{(Q_{udara}/Q_{bb})_s}{(Q_{udara}/Q_{bb})_{act}}$$

$$\Phi = \frac{27,37}{(Q_{udara}/Q_{bb})_{act}}$$

$$\Phi = \frac{Q_{bb_{act}} \cdot 27,37}{Q_{udara_{act}}}$$

Untuk rasio ekuivalen $\Phi = 0.8$, maka :

$$Q_{udara_{act}} = Q_{bb_{act}} \cdot 34,21 \dots \dots \dots (2)$$



Dari persamaan (2) disubsitusikan ke persamaan (1), didapatkan :

$$188,1 = 34,21Q_{bb_{act}} + Q_{bb_{act}}$$

$$Q_{bb_{act}} = \frac{188,1}{35,21}$$

$$Q_{bb_{act}} = 5,34(\text{mL/menit})$$

$$Q_{udara_{act}} = 5,34 \cdot 27,37$$

$$Q_{udara_{act}} = 182,76 (\text{mL/menit})$$

Selanjutnya cara yang sama digunakan untuk menentukan Q_{udara} dan Q_{bb} pada rasio ekuivalen $\Phi = 1$ dan 1.2 dengan kecepatan total reaktan $V_{total} = 23.5$ cm/detik. Sehingga didapatkan nilai pengambilan data debit udara Q_{udara} dan bahan bakar Q_{bb} seperti pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Nilai Q_{bb} dan Q_{udara} dengan $V_{Total} = 32.6$ cm/det

No	Rasio ekuivalen (Φ)	Q_{bb} (mL/menit)	Q_{udara} (mL/menit)
1	0.8	5.342	182.7
2	1	6.63	181.4
3	1.2	7.9	180.1

4.2 Data Hasil Pengujian

Dari hasil penelitian yang dilakukan pada pembakaran dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal dinding *combustor* diperoleh data nilai temperatur api, temperatur gas hasil pembakaran, temperatur dinding dan komposisi gas hasil pembakaran. Untuk setiap jenis material dinding *combustor*, pengambilan data dilakukan pada kondisi rasio ekuivalen (Φ) = 1 dan kecepatan total reaktan $V_{total} = 23.5, 32.6, 42.6, 53$ (cm/detik). Data yang diperoleh ditunjukkan pada Tabel 4.3 - 4.5. Selain itu pengambilan data juga dilakukan pada kecepatan total reaktan tetap sebesar 32.6 cm/detik dengan variasi rasio ekuivalen $\Phi = 0.8, 1$ dan 1.2 data yang diperoleh ditunjukkan pada tabel 4.6 - 4.8.

Tabel 4.3 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor stainless steel* pada $(\Phi) = 1$

No	V_{total} (cm/det)	(Q_{bb}) mL/menit	(Q_{udara}) mL/menit	Temperatur api ($^{\circ}C$)	Temperatur dinding ($^{\circ}C$)			Temperatur gas hasil pembakaran ($^{\circ}C$)		Emisi gas buang (%)	
					Sebelum <i>mesh</i>	Sesudah <i>mesh</i>		5 mm	10 mm	CO ₂	CO
						5 mm	10 mm				
1	23.5	4.779	130.8	1070.3	200.48	335.3	261.2	713	464.4	10.81	0.35
2	32.6	6.63	181.4	1171.8	235.56	353.7	295.5	767.9	552.1	10.74	0.38
3	42.6	8.664	237.1	1216.2	255.57	420.4	349.3	873.4	646.9	10.54	0.39
4	53	10.78	295	1313.9	275.75	439.2	372.7	980	775	10.53	0.55

Tabel 4.4 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor tembaga* pada $(\Phi) = 1$

No	V_{total} (cm/det)	(Q_{bb}) mL/menit	(Q_{udara}) mL/menit	Temperatur api ($^{\circ}C$)	Temperatur dinding ($^{\circ}C$)			Temperatur gas hasil pembakaran ($^{\circ}C$)		Emisi gas buang (%)	
					Sebelum <i>mesh</i>	Sesudah <i>mesh</i>		5 mm	10 mm	CO ₂	CO
						5 mm	10 mm				
1	23.5	4.779	130.8	893.7	193.87	300.5	249.6	698.7	448.6	10.1	0.91
2	32.6	6.63	181.4	1056.6	222.45	342.3	283.9	744.2	475.6	10.09	1.1
3	42.6	8.664	237.1	1091.7	244.83	387.8	336.7	862	597.9	9.95	1.12
4	53	10.78	295	1164.5	262.39	400.2	354.4	936.2	713.8	9.94	1.15

Tabel 4.5 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor quartz glass tube* pada $(\Phi) = 1$

No	V_{total} (cm/det)	(Q_{bb}) mL/menit	(Q_{udara}) mL/menit	Temperatur api ($^{\circ}C$)	Temperatur dinding ($^{\circ}C$)			Temperatur gas hasil pembakaran ($^{\circ}C$)		Emisi gas buang (%)	
					Sebelum <i>mesh</i>	Sesudah <i>mesh</i>		5 mm	10 mm	CO ₂	CO
						5 mm	10 mm				
1	23.5	4.779	130.8	965.16	187.35	276.6	199.5	566.6	337.6	10.45	0.66
2	32.6	6.63	181.4	1077	215.85	331.4	264.7	686.4	401.3	10.3	0.85
3	42.6	8.664	237.1	1123.5	231.33	358.7	279.3	783.8	505.3	10.29	0.87

Tabel 4.6 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor stainless steel* pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik

No	Φ	(Q_{bb}) mL/menit	(Q_{udara}) mL/menit	Temperatur api ($^{\circ}C$)	Temperatur dinding ($^{\circ}C$)			Temperatur gas hasil pembakaran ($^{\circ}C$)		Emisi gas buang (%)	
					Sebelum <i>mesh</i>	Sesudah <i>mesh</i>		5 mm	10 mm	CO ₂	CO
						5 mm	10 mm				
1	0.8	5.342	182.7	1095.9	220.58	331.3	273.1	739.7	520.1	9.42	0.01
2	1	6.63	181.4	1171.8	235.56	353.7	295.5	767.9	552.2	10.78	0.38
3	1.2	7.9	180.1	1121.5	225.39	350.2	290.5	764.2	533.7	6.31	7.01

Tabel 4.7 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor tembaga* pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik

No	Φ	(Q_{bb}) mL/menit	(Q_{udara}) mL/menit	Temperatur api ($^{\circ}C$)	Temperatur dinding ($^{\circ}C$)			Temperatur gas hasil pembakaran ($^{\circ}C$)		Emisi gas buang (%)	
					Sebelum <i>mesh</i>	Sesudah <i>mesh</i>		5 mm	10 mm	CO ₂	CO
						5 mm	10 mm				
1	0.8	5.342	182.7	968.02	210.29	325.4	268.3	707.7	460.6	9.01	0.3
2	1	6.63	181.4	1056.6	222.45	342.3	283.9	744.1	475.9	10.09	1.1
3	1.2	7.9	180.1	1033.1	215.19	337.6	281.7	723.8	470.6	5.79	7.67

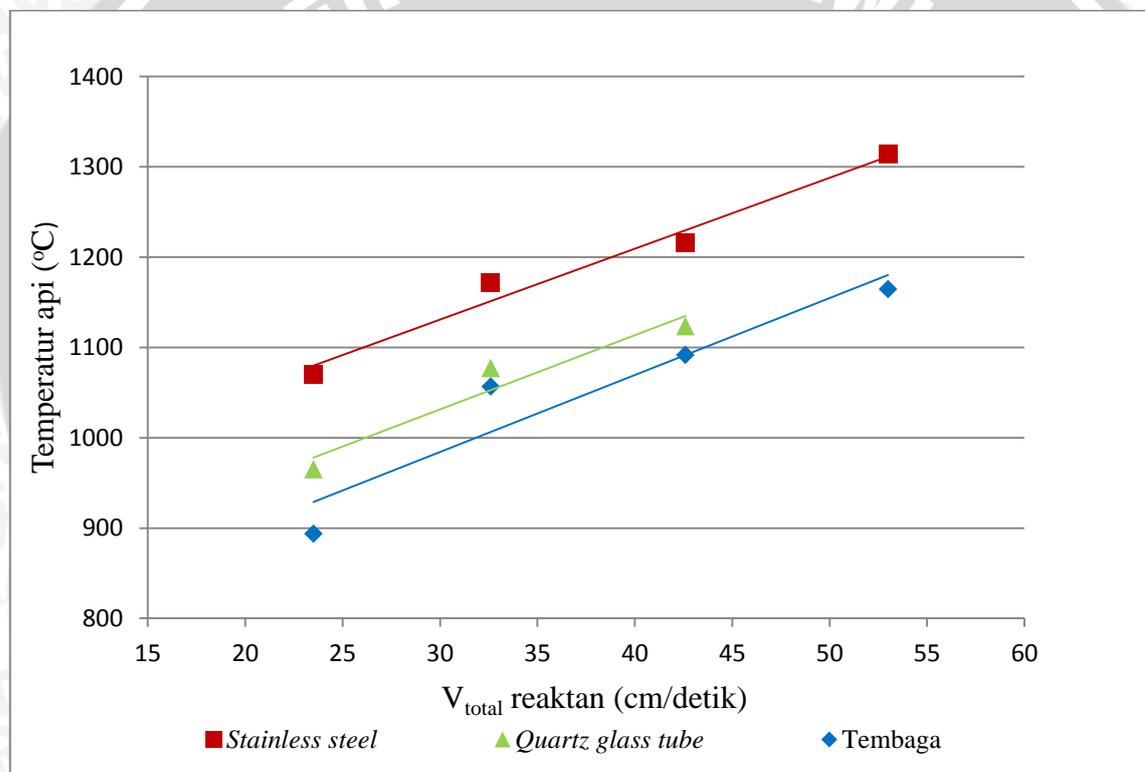
Tabel 4.8 Data temperatur api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan komposisi gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor quartz glass tube* pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik

No	Φ	(Q_{bb}) mL/menit	(Q_{udara}) mL/menit	Temperatur api ($^{\circ}C$)	Temperatur dinding ($^{\circ}C$)			Temperatur gas hasil pembakaran ($^{\circ}C$)		Emisi gas buang (%)	
					Sebelum <i>mesh</i>	Sesudah <i>mesh</i>		5 mm	10 mm	CO ₂	CO
						5 mm	10 mm				
1	0.8	5.342	182.7	989.26	205.42	306.2	242.6	639.9	380.3	9.16	0.2
2	1	6.63	181.4	1077	215.85	331.4	264.7	686.4	401.3	10.3	0.85
3	1.2	7.9	180.1	1062.8	210.53	320.1	255.2	666.8	392	5.98	7.3

4.3 Pembahasan

4.3.1 Hubungan temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding dengan kecepatan reaktan dan rasio ekuivalen pada *combustor* dengan konduktivitas termal dinding berbeda

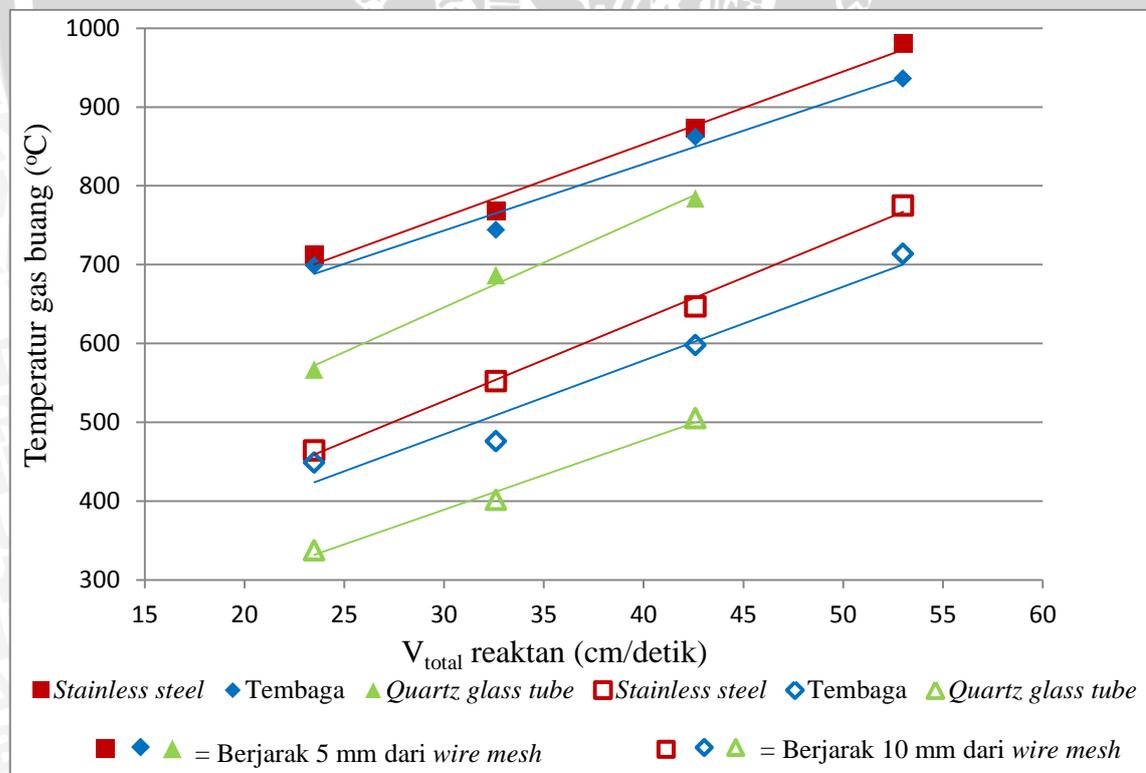
Gambar 4.1 menunjukkan temperatur nyala api dan Gambar 4.2 menunjukkan temperatur gas hasil pembakaran pada *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal dinding *combustor*, dengan cara merubah jenis material dinding *combustor* yaitu tembaga, *stainless steel* dan *quartz glass tube*. Temperatur nyala api dan temperatur gas hasil pembakaran dalam *meso-scale combustor* tersebut diambil pada rasio ekuivalen $\Phi=1$ atau pada keadaan stoikiometri dengan variasi kecepatan reaktan sebesar 23.5, 32.6, 42.6 dan 53 cm/detik.



Gambar 4.1 Hubungan temperatur nyala api terhadap V_{total} reaktan pada $\Phi = 1$ dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal

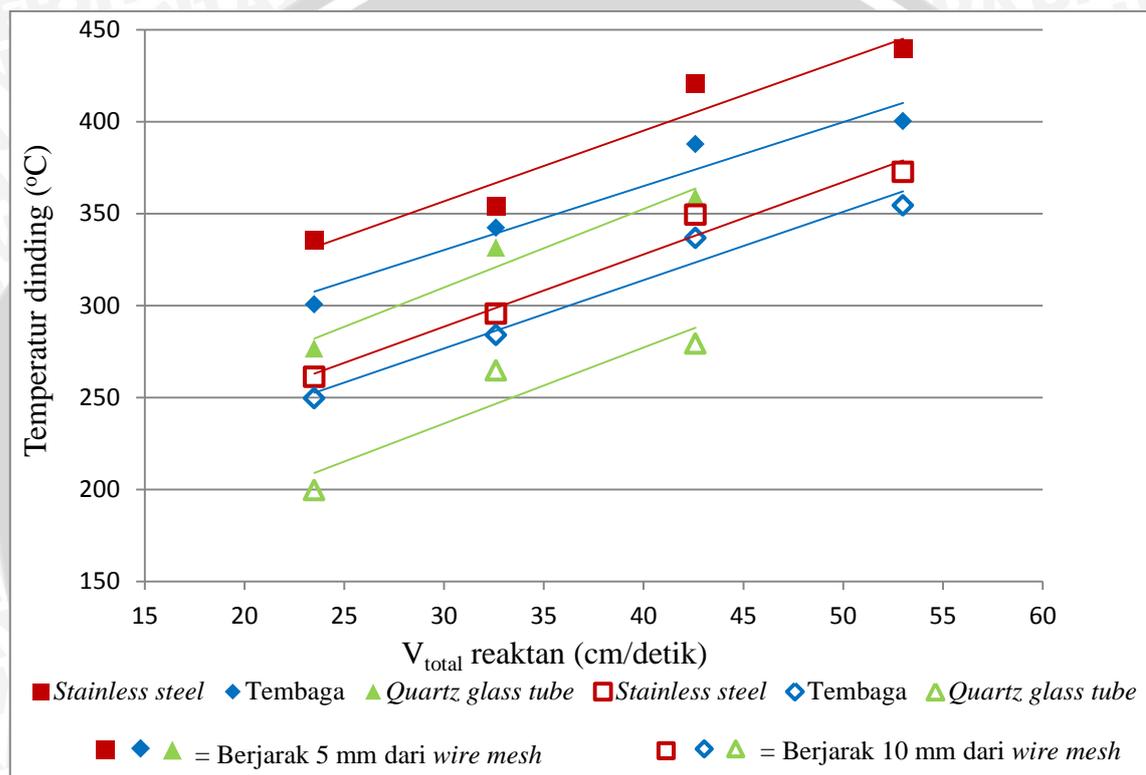
Gambar 4.1 menunjukkan hubungan temperatur nyala api terhadap kecepatan total, dimana *combustor stainless steel* memiliki temperatur nyala api yang tertinggi, kemudian berturut-turut *combustor quartz glass tube* dan tembaga. Besarnya temperatur nyala api sangat dipengaruhi oleh kecepatan pembakaran. Untuk mendapatkan kecepatan pembakaran yang tinggi, *heat recirculation* harus lebih besar dari pada *heat loss*. *Combustor stainless steel* mempunyai konduktivitas termal 20 W/(mK) sedangkan *quartz glass tube* 1.4 W/(mK) dan tembaga 385 W/(mK). Sehingga dengan

konduktivitas termal sebesar 20 W/(mK) panas nyala api yang dikonveksikan ke dinding sebagian besar dikonduksikan ke *upstream* sebagai pemanas awal reaktan (*heat recirculation*), sebagian yang lain dikonveksikan oleh dinding *combustor* ke lingkungan (*heat loss*). Temperatur nyala api *combustor* tembaga mempunyai nilai yang paling rendah karena tembaga mempunyai nilai konduktivitas termal yang paling tinggi sehingga perpindahan panas dari nyala api ke dinding *combustor*, untuk selanjutnya dikonveksikan ke lingkungan lebih mudah terjadi. Hal itu menyebabkan *heat transfer* dari nyala api ke dinding terjadi dalam jumlah yang relatif besar, sehingga temperatur api menjadi lebih rendah. Sebagian dari kalor tersebut hilang ke lingkungan (*heat loss*) secara konveksi, sisanya dikonduksikan ke arah *upstream*, kemudian dikonveksikan ke reaktan untuk pemanas awal reaktan. Karena bagian kalor yang menjadi *heat loss* ke lingkungan cukup besar, maka temperatur api menjadi lebih rendah. Sedangkan untuk temperatur nyala api *combustor quartz glass tube* tidak lebih besar dari *combustor stainless steel* dikarenakan konduktivitas termal *quartz glass tube* lebih kecil dari pada *stainless steel* sehingga perpindahan kalor dari dinding ke *upstream* lebih sulit terjadi, sehingga memiliki *heat recirculation* yang lebih kecil dan reaktan masuk daerah reaksi pembakaran pada temperatur yang rendah.



Gambar 4.2 Hubungan temperatur gas buang terhadap V_{total} reaktan pada $\Phi = 1$ dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal

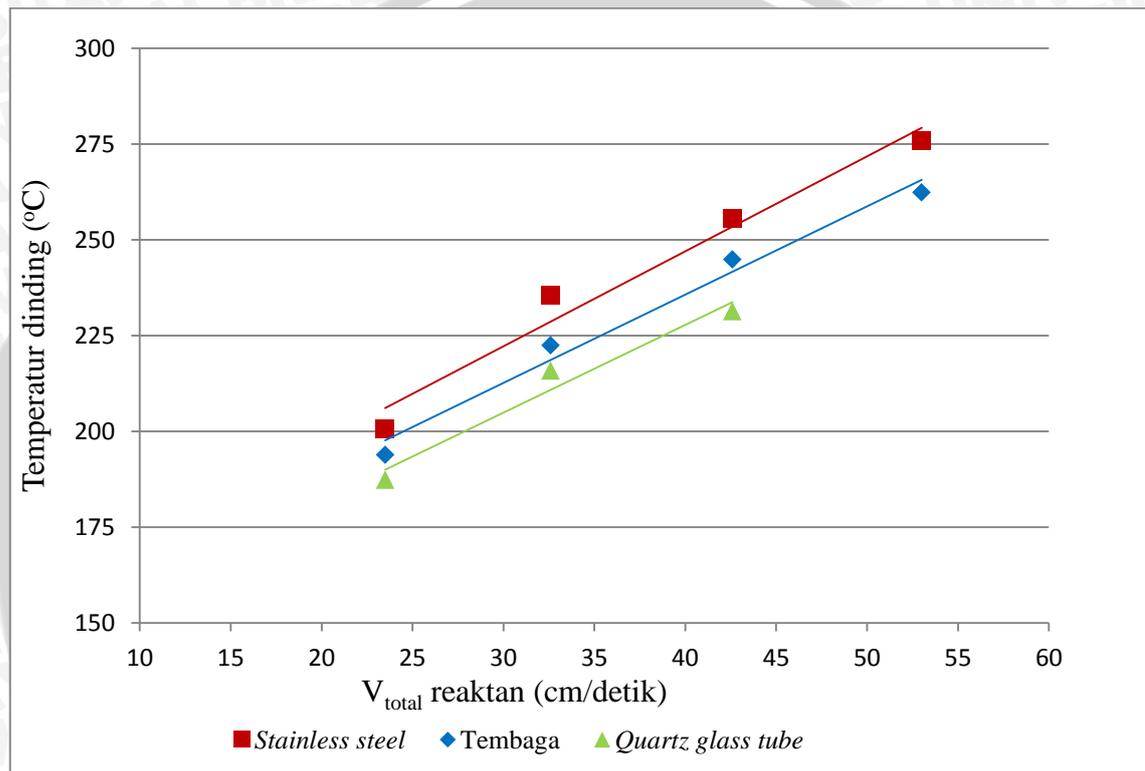
Gambar 4.2 menunjukkan grafik hubungan temperatur gas hasil pembakaran pada jarak 5 mm dan 10 mm dari *wire mesh*. Dari grafik tersebut terlihat bahwa temperatur gas hasil pembakaran pada *combustor stainless steel* masih memiliki nilai tertinggi. Perbedaan yang paling terlihat dari Gambar 4.2 terletak pada *combustor tembaga* dan *quartz glass tube*. Meskipun temperatur nyala api *combustor quartz glass tube* lebih tinggi dari pada *combustor tembaga* akan tetapi *combustor tembaga* memiliki nilai temperatur gas hasil pembakaran yang lebih tinggi dibandingkan *combustor quartz glass tube*.



Gambar 4.3 Hubungan temperatur dinding setelah *wire mesh* terhadap V_{total} reaktan pada $\Phi = 1$ dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal

Gambar 4.3 menunjukkan bahwa *combustor stainless steel* memiliki nilai temperatur dinding setelah *mesh* yang tertinggi. Dikarenakan *combustor stainless steel* memiliki temperatur nyala api yang paling tinggi. Dari gambar 4.3 dapat menjelaskan mengapa *combustor tembaga* memiliki nilai temperatur gas hasil pembakaran yang lebih tinggi dibandingkan *combustor quartz glass tube*. Hal ini dikarenakan tembaga mempunyai nilai konduktivitas termal yang lebih tinggi dibandingkan *quartz glass tube*. Dengan konduktivitas termal yang lebih tinggi maka perpindahan panas nyala api ke dinding *combustor* juga semakin besar. Hal tersebut menyebabkan temperatur dinding *combustor* tembaga setelah *wire mesh* juga besar. Sehingga kalor gas hasil pembakaran pada *combustor* tembaga lebih sulit dikonveksikan ke dinding karena temperatur

dinding *combustor* tembaga setelah *wire mesh* juga besar. Temperatur gas hasil pembakaran yang berjarak 5 mm dan 10 mm dari *wire mesh* tidak hanya dipengaruhi oleh nilai temperatur nyala api pada *quartz glass tube* yang lebih tinggi tetapi juga dipengaruhi temperatur dinding *combustor*. Bila temperatur dinding *combustor* tinggi, perbedaan temperatur antara gas buang dengan dinding *combustor* menjadi lebih kecil sehingga perpindahan panas yang terjadi juga lebih kecil dan temperatur gas buang kearah *downstream* relatif tetap tinggi.



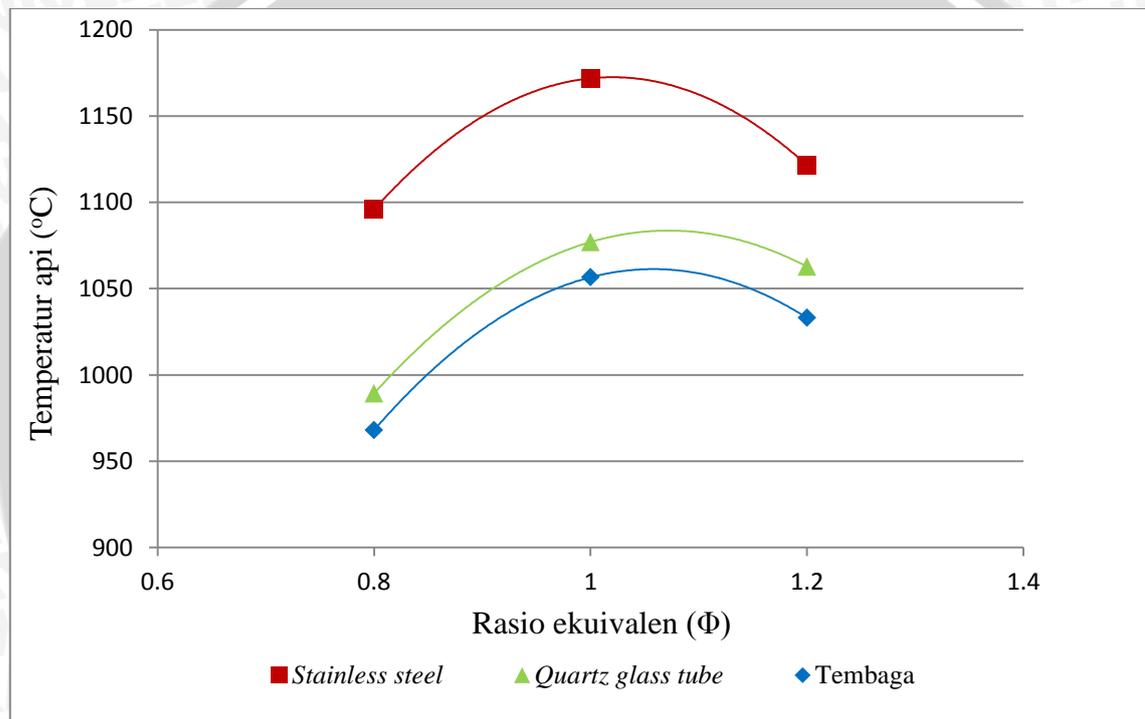
Gambar 4.4 Hubungan temperatur dinding *combustor* sebelum *mesh* terhadap V_{total} reaktan pada $\Phi = 1$ dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal

Gambar 4.4 menunjukkan bahwa nilai temperatur dinding *combustor* sebelum *mesh* pada *combustor stainless steel* memiliki nilai tertinggi. Pengambilan data dilakukan pada jarak 3 mm sebelum *mesh*. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa kalor nyala api pada *combustor stainless steel* yang dikonveksikan ke dinding *combustor* sebagian besar dikonduksikan ke *upstream* sebagai pemanas awal reaktan sehingga meningkatkan kecepatan pembakaran dengan meningkatnya kecepatan pembakaran maka didapatkan nilai temperatur nyala api dan temperatur gas hasil pembakaran yang tinggi karena pembakaran yang terjadi lebih stabil.

Temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding *combustor* untuk kecepatan reaktan yang semakin besar pada masing-masing *combustor* juga memiliki kecenderungan yang sama. Dengan bertambahnya kecepatan reaktan maka

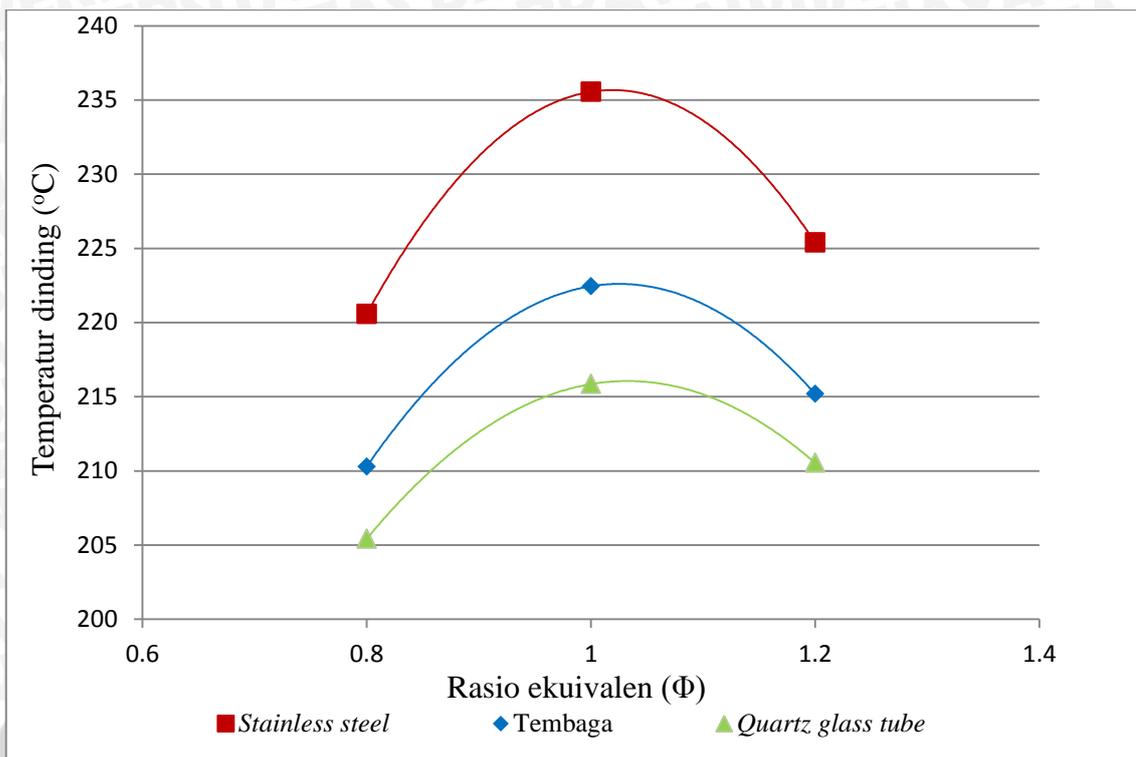
temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding *combustor* dalam *meso-scale combustor* cenderung meningkat. Semakin tinggi kecepatan reaktan maka jumlah bahan bakar yang terbakar semakin banyak sehingga kalor yang dihasilkan dari proses pembakaran semakin besar. Dengan meningkatnya kalor yang dihasilkan pada proses pembakaran menyebabkan temperatur ruang bakar juga meningkat.

Gambar 4.5 – 4.7 menunjukkan temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding *combustor* dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal dinding *combustor* pada rasio ekuivalen $\Phi = 0.8$, $\Phi = 1$ dan $\Phi = 1.2$ dengan kecepatan total reaktan $V_{total} = 32.6$ cm/detik.

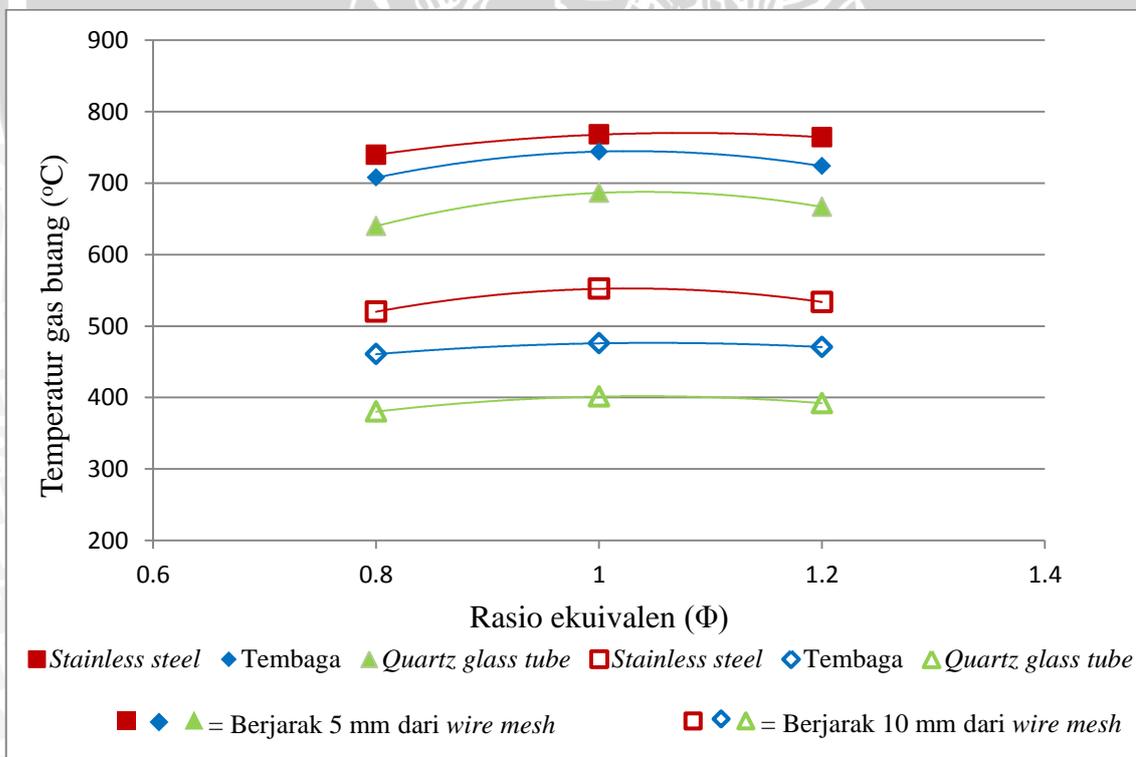


Gambar 4.5 Hubungan temperatur nyala api terhadap rasio ekuivalen (Φ) pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal

Temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding *combustor stainless steel* memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan *combustor quartz glass tube* dan tembaga pada rasio ekuivalen $\Phi = 0.8$, $\Phi = 1$ maupun $\Phi = 1.2$. Hal tersebut menunjukkan *heat recirculation* pada *combustor stainless steel* lebih besar. Meskipun temperatur nyala api pada *combustor quartz glass tube* lebih tinggi dari pada *combustor tembaga* akan tetapi pada *combustor tembaga* memiliki nilai temperatur dinding sebelum *wire mesh* yang lebih besar dari pada *combustor quartz glass tube* karena perpindahan panas nyala api ke dinding *combustor tembaga* lebih mudah. Hal ini terlihat pada Gambar 4.6 yang menunjukkan temperatur dinding *combustor* sebelum *wire mesh*, dimana pengambilan data dilakukan pada jarak 3 mm sebelum *mesh*.

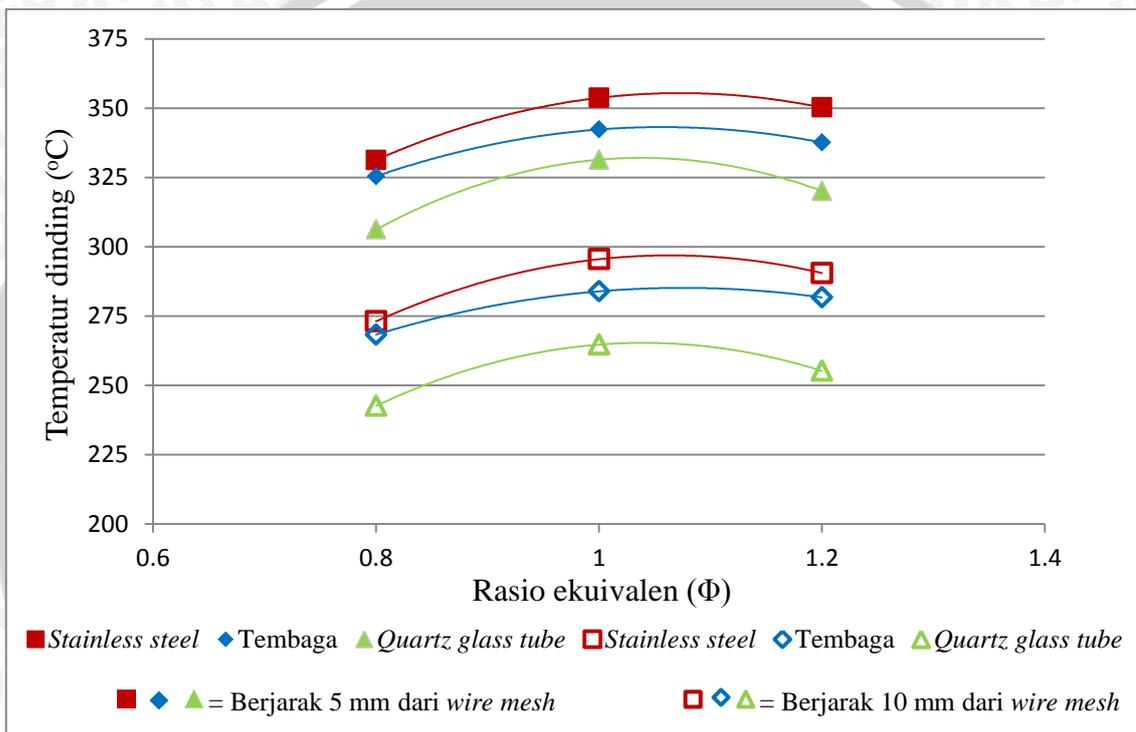


Gambar 4.6 Hubungan temperatur dinding *combustor* sebelum *mesh* terhadap rasio ekuivalen (Φ) pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal



Gambar 4.7 Hubungan temperatur gas buang terhadap rasio ekuivalen (Φ) pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal

Meskipun temperatur nyala api *combustor quartz glass tube* lebih tinggi dari pada *combustor tembaga* akan tetapi *combustor tembaga* memiliki nilai temperatur gas hasil pembakaran yang lebih tinggi dibandingkan *combustor quartz glass tube*. Terlihat dari Gambar 4.7 *combustor tembaga* memiliki nilai temperatur gas buang yang lebih tinggi dari *quartz glass tube*. Hal ini mungkin dikarenakan kalor pada gas hasil pembakarannya lebih sulit dikonveksikan ke dinding karena temperatur dinding setelah *mesh* pada *combustor tembaga* lebih tinggi dari *combustor quartz glass tube*. Seperti terlihat pada Gambar 4.8.



Gambar 4.8 Hubungan temperatur dinding setelah *wire mesh* terhadap rasio ekuivalen (Φ) pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik dalam *meso-scale combustor* dengan variasi konduktivitas termal

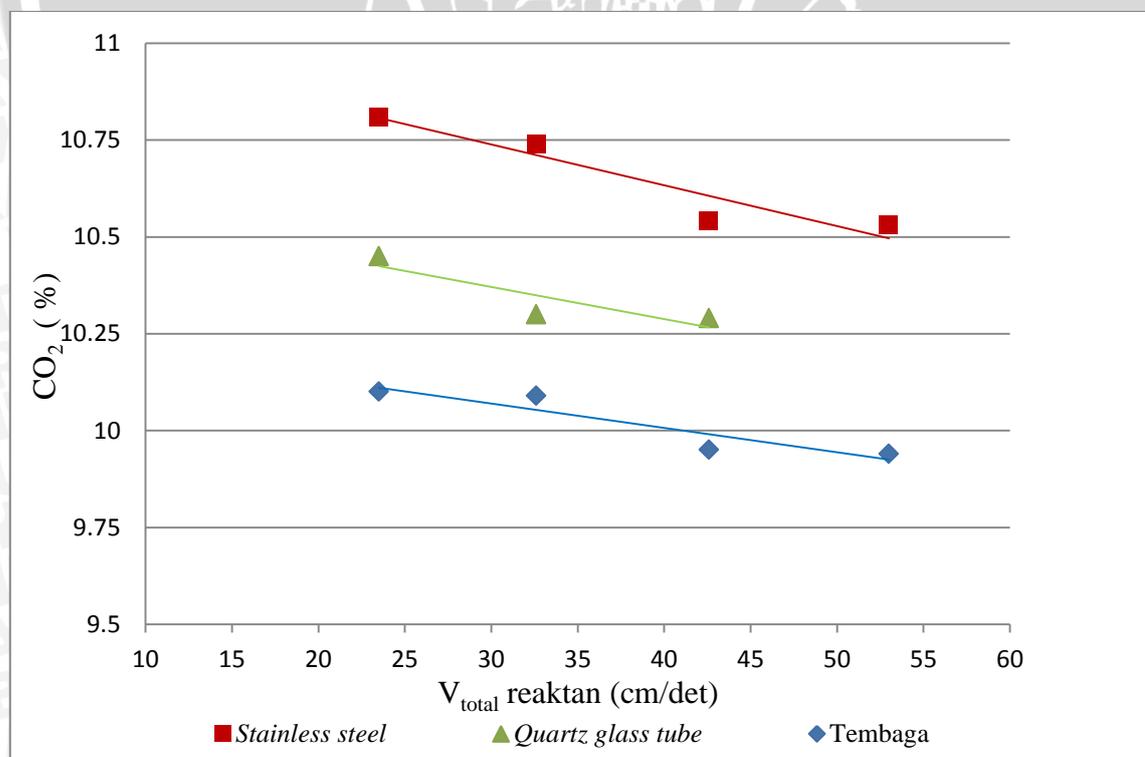
Pada Gambar 4.5 - 4.8 terlihat temperatur nyala api gas hasil pembakaran dan temperatur dinding untuk rasio ekuivalen $\Phi = 1$ lebih tinggi dibanding rasio ekuivalen $\Phi = 0.8$ dan $\Phi = 1.2$. Karena pada rasio ekuivalen $\Phi = 1$ atau pada keadaan stoikiometri bahan bakar dapat terbakar sempurna. Apabila semua bahan bakar dapat terbakar sempurna maka akan meningkatkan temperatur nyala api. Dengan semakin meningkatnya temperatur nyala api maka besarnya *heat recirculation* juga akan meningkat. Besarnya temperatur nyala api tidak hanya dipengaruhi oleh konduktivitas termal dinding *combustor* tetapi juga proses pembakaran yang terjadi.

Pada debit udara yang sama dan campuran kaya bahan bakar pada rasio ekuivalen $\Phi = 1.2$ temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding

terlihat lebih rendah dibanding pada rasio ekuivalen $\Phi = 1$, karena pada keadaan rasio ekuivalen $\Phi = 1.2$ merupakan campuran kaya akan bahan bakar sehingga tidak semua bahan bakar dapat terbakar sempurna akibat kurangnya udara sebagai oksidator. Hal tersebut mengakibatkan temperatur menurun. Sedangkan pada campuran miskin atau pada rasio ekuivalen $\Phi = 0.8$ memiliki temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dinding yang paling rendah. Meskipun pada $\Phi = 0.8$ bahan bakar terbakar seluruhnya akan tetapi pada rasio ekuivalen $\Phi = 0.8$ jumlah bahan bakar dalam campuran reaktan adalah paling kecil, sebagaimana terlihat pada Tabel 4.2. Sehingga energi yang dihasilkan lebih kecil sehingga mengakibatkan temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan temperatur dindingnya paling rendah.

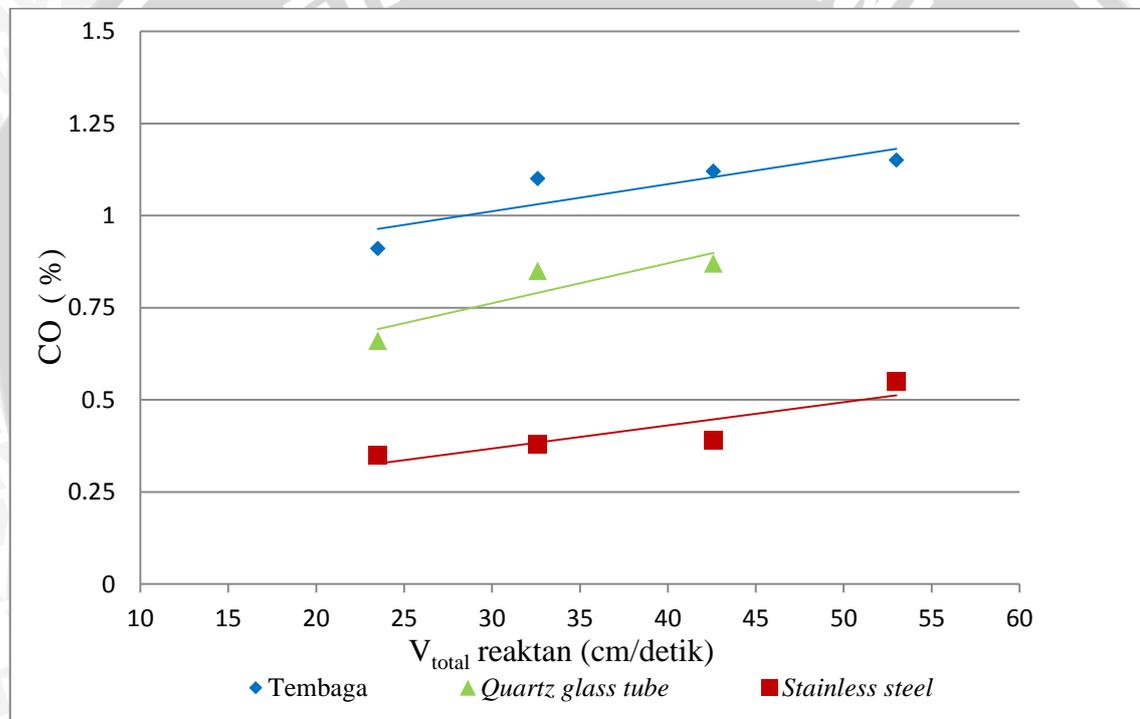
4.3.2 Hubungan komposisi gas hasil pembakaran dengan kecepatan reaktan dan rasio ekuivalen pada *meso-scale combustor* dengan konduktivitas termal dinding berbeda

Gambar 4.9 dan 4.10 menunjukkan komposisi gas hasil pembakaran pada pembakaran dalam *meso-scale combustor* dengan konduktivitas termal dinding *combustor* yang berbeda dengan variasi kecepatan reaktan sebesar 23.5, 32.6, 42.6 dan 53 cm/detik pada rasio ekuivalen $\Phi = 1$ atau pada keadaan stoikiometri.



Gambar 4.9 Hubungan komposisi CO_2 terhadap V_{total} reaktan dalam *meso-scale combustor* pada $\Phi = 1$

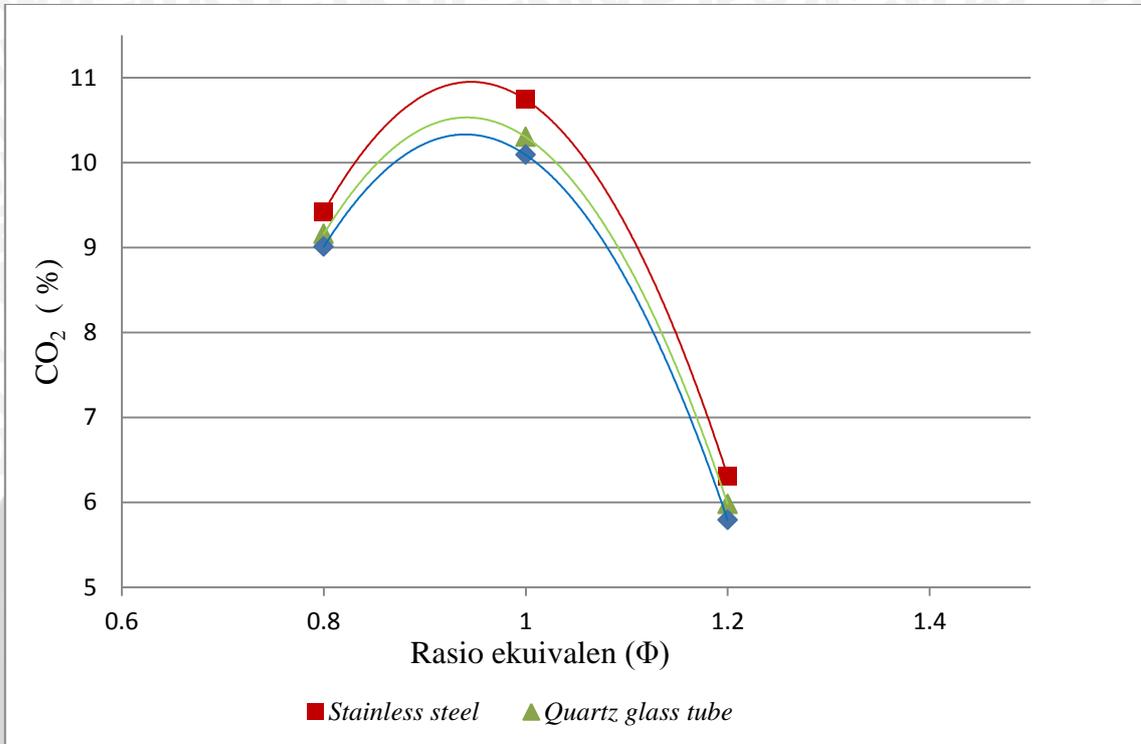
Gambar 4.9 menunjukkan kandungan CO_2 pada *combustor stainless steel* mempunyai nilai yang lebih tinggi dibandingkan *combustor* dengan material *quartz glass tube* dan tembaga. Hal ini dikarenakan *combustor stainless steel* mempunyai nilai temperatur nyala api yang paling tinggi sehingga pembakaran yang terjadi lebih stabil. Sedangkan untuk kecepatan reaktan yang semakin besar pada masing-masing *combustor* mengakibatkan kandungan CO_2 *meso-scale combustor* semakin menurun dan CO yang dihasilkan meningkat. Agar pembakaran terjadi secara sempurna, waktu bahan bakar berada dalam ruang bakar harus lebih besar dari pada waktu yang diperlukan untuk reaksi pembakaran. Dengan semakin tinggi kecepatan reaktan maka kemampuan bahan bakar berada diruang bakar semakin rendah, sehingga pembakaran yang terjadi menjadi kurang sempurna dan menghasilkan CO lebih banyak.



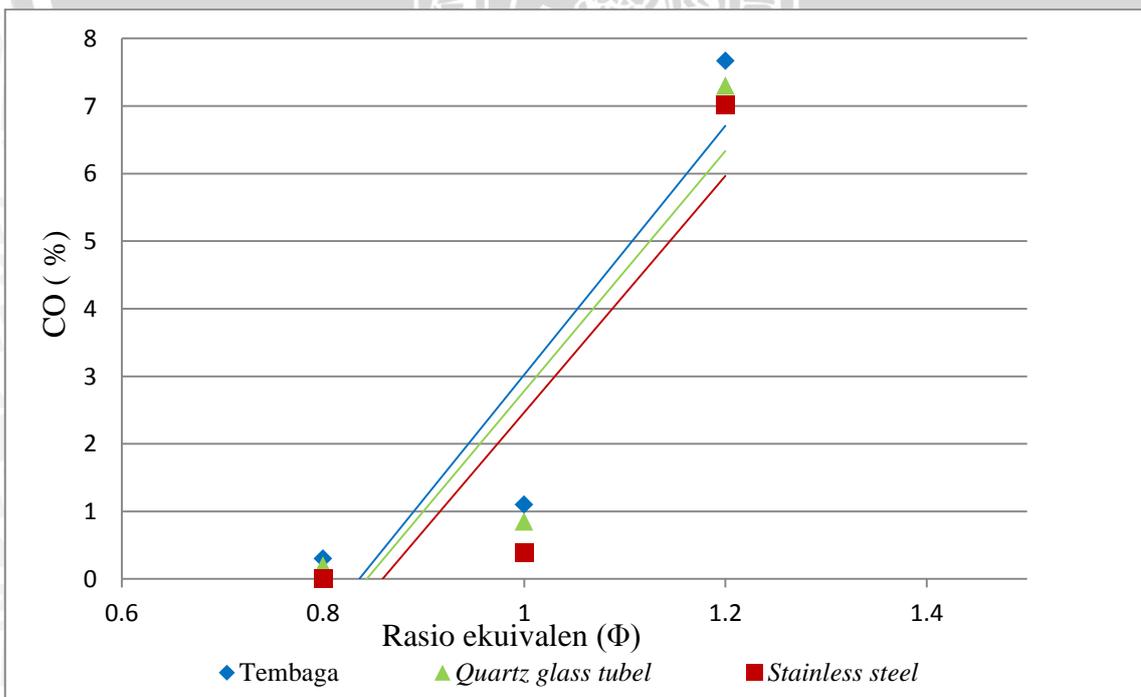
Gambar 4.10 Hubungan komposisi CO terhadap V_{total} reaktan dalam *meso-scale combustor* pada $\Phi = 1$

Pada gambar 4.10 yang menunjukkan grafik hubungan kandungan CO terhadap V_{total} reaktan dalam *meso-scale combustor* pada rasio ekuivalen (Φ) = 1. Kandungan CO pada *combustor stainless steel* memiliki nilai yang paling rendah dibandingkan dengan *combustor* tembaga dan *quartz glass tube*. Hal ini menunjukkan bahwa pembakaran yang terjadi pada *meso-scale combustor* dengan material *stainless steel* lebih stabil dari *combustor* tembaga dan *quartz glass tube*. Dari gambar 4.9 dan 4.10 menunjukkan bahwa pembakaran pada *combustor stainless steel* terjadi lebih sempurna, karena memiliki nilai kandungan CO_2 yang tertinggi dan CO terendah.

Gambar 4.11 dan 4.12 menunjukkan komposisi gas hasil pembakaran pada pembakaran dalam *meso-scale combustor* dengan konduktivitas termal dinding *combustor* yang berbeda pada rasio ekuivalen $\Phi = 0.8$, $\Phi = 1$ dan $\Phi = 1.2$ dengan kecepatan reaktan 32.6 cm/detik.



Gambar 4.11 Hubungan komposisi CO₂ terhadap rasio ekuivalen (Φ) dalam *meso-scale combustor* pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik



Gambar 4.12 Hubungan komposisi CO terhadap rasio ekuivalen (Φ) dalam *meso scale combustor* pada $V_{total} = 32.6$ cm/detik

Gambar 4.11 menunjukkan hubungan komposisi CO₂ dan gambar 4.12 menunjukkan CO terhadap variasi rasio ekuivalen (Φ) pada kecepatan total reaktan $V_{\text{total}} = 32.6$ cm/detik. Pada kondisi rasio ekuivalen (Φ) = 0.8 kandungan CO terlihat paling rendah. Hal ini disebabkan karena pada kondisi rasio ekuivalen (Φ) = 0.8 debit bahan bakar lebih sedikit dari pada jumlah debit bahan bakar pada rasio ekuivalen (Φ) = 1 dan 1.2 atau bisa disebut miskin bahan bakar sehingga terlalu banyak oksigen pada saat proses pembakaran. Meskipun secara teoritis pada kondisi rasio ekuivalen (Φ) = 0.8 dan 1 bahan bakar dapat terbakar sempurna. Hanya saja pada rasio ekuivalen (Φ) = 1 jumlah energi yang dihasilkan lebih besar. Sedangkan dengan debit udara yang sama dan pada campuran kaya yakni pada rasio ekuivalen (Φ) = 1.2 kandungan CO₂ rendah dan kandungan CO yang lebih besar dibandingkan pada kondisi yang lain. Hal tersebut disebabkan oleh kurangnya udara sebagai oksidator pada saat proses pembakaran sehingga banyak CO yang terbentuk.

Pada gambar diatas terlihat bahwa kandungan CO₂ pada *combustor stainless steel* memiliki nilai yang paling tinggi dan kandungan CO paling rendah dibanding *combustor tembaga* dan *quartz glass tube*. Hal tersebut menunjukkan kecepatan pembakaran *combustor stainless steel* lebih besar. Dengan semakin bertambahnya kecepatan pembakaran maka panas dan temperatur yang dihasilkan pada proses pembakaran juga meningkat. Peningkatan temperatur serta panas yang dihasilkan pada proses pembakaran menyebabkan temperatur nyala api dan ruang bakar juga meningkat sehingga pembakarannya lebih stabil dan komposisi gas hasil pembakarannya akan rendah CO dan CO₂ yang dihasilkan lebih besar.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan bahwa nilai konduktivitas termal material dinding *combustor* berpengaruh pada temperatur nyala api, gas hasil pembakaran, dinding *combustor* dan kandungan gas hasil pembakaran dalam *meso-scale combustor*, dimana :

- ❖ Temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan dinding pada masing – masing *combustor* terlihat semakin meningkat seiring dengan bertambahnya kecepatan reaktan.
- ❖ Pada kondisi stoikiometri ($\Phi=1$) temperatur nyala api, gas hasil pembakaran dan dinding mempunyai nilai paling tinggi. Sedangkan komposisi gas hasil pembakaran yang paling rendah CO pada kondisi ($\Phi=0.8$).
- ❖ *Combustor stainless steel* memiliki temperatur nyala api, temperatur gas hasil pembakaran dan temperatur dinding paling tinggi dari pada dua *combustor* lainnya.
- ❖ *Combustor stainless steel* memiliki kandungan gas hasil pembakaran yang paling rendah CO dan kandungan CO₂ paling tinggi.

5.2 Saran

1. Untuk penelitian selanjutnya menggunakan bahan bakar selain LPG, karena pada penelitian yang dilakukan ini adalah *meso-scale combustor* menggunakan bahan bakar LPG.
2. Penelitian ini menggunakan *meso-scale combustor* dengan *single fuel inlet* dan *single wire mesh*, untuk penelitian selanjutnya disarankan menggunakan *double fuel inlet* dan *triple wire mesh*.

DAFTAR PUSTAKA

- Chou, S.K., Yang, W.M., Li, J. & Li, Z.W. 2010. *Porous Media Combustion for Micro Thermophotovoltaic System Applications*. *Applied Energy*. Volume 87. Pages 2862-2867.
- D.G. Norton, D.G. Vlachos, *Combustion characteristics and flame stability at the microscale: a cfd study of premixed methane/air mixtures*, *J. Chemical Engineering Science*, 58 (2003) 4871 – 4882.
- Holman, J.P. 1981. *Perpindahan Kalor*; Edisi Kelima. Jakarta : Erlangga
- Ju, Y., Maruta, K. 2011. *Micro and Meso-Scale Combustor*. *Proceedings of The Combustion Institute*. Volume 33. Issue 1. Pages 125-150.
- Mikami, M., Maeda, Y., Matsui, K., Seo, T. & Yuliati, L. 2013. *Combustion of Gaseous and Liquid Fuels In Meso-Scale Tubes With Wire Mesh*. *Proceedings of The Combustion Institute*. Volume 34. Issue 2. Pages 3387-3394.
- Pello, C.F. *Micropower Generation Using Combustion: Issues and Approaches*. *Proceedings of The Combustion Institute*. Volume 29. Issue 1. Pages 883-899.
- Syafiudin J.S. 2013, *Pengaruh Konduktivitas Termal Dinding Combustor Terhadap Karakteristik Pembakaran Dalam Meso-Scale Combustor*. Universitas Brawijaya.
- Wardana, I.N.G. 2008. *Bahan Bakar dan Teknologi Pembakaran*. PT. Danar Wijaya. Malang: Brawijaya University Press.
- Yuliati, L., Seo, T. & Mikami, M. 2012. *Liquid-Fuel Combustion In a Narrow Tube Using an Electrospray Technique*. *Combustion and Flame*. Volume 159. Issue 1. Pages 240-250.

Table A.1 Properties of metallic solids

Metal	Properties at 20°C				Thermal Conductivity, k (W/m·K)									
	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg·K)	k (W/m·K)	α (10 ⁻⁵ m ² /s)	-170°C	-100°C	0°C	100°C	200°C	300°C	400°C	600°C	800°C	1000°C
Aluminums														
Pure	2,707	905	237	9.61	302	242	236	240	238	234	228	215	≈95 (liq.)	
99% pure			211		220	206	209							
Duralumin (≈4% Cu, 0.5% Mg)	2,787	883	164	6.66		126	164	182	194					
Alloy 6061-T6	2,700	896	167	6.90			166	172	177	180				
Alloy 7075-T6	2,800	841	130	5.52	76	100	121	137	172	177				
Chromium	7,190	453	90	2.77	158	120	95	88	85	82	77	69	64	62
Cupreous metals														
Pure Copper	8,954	384	398	11.57	483	420	401	391	389	384	378	366	352	336
DS-C15715*	8,900	≈384	365	≈10.7			367	355	345	335	320			
Beryllium copper (2.2% Be)	8,250	420	103	2.97				117						
Brass (30% Zn)	8,522	385	109	3.32	73	89	106	133	143	146	147			
Bronze (25% Sn) [§]	8,666	343	26	0.86										
Constantan (40% Ni)	8,922	410	22	0.61	17	19	22	26	35					
German silver (15% Ni, 22% Zn)	8,618	394	25	0.73	18	19	24	31	40	45	48			
Gold	19,320	129	318	12.76	327	324	319	313	306	299	293	279	264	249
Ferrous metals														
Pure iron	7,897	447	80	2.26	132	98	84	72	63	56	50	39	30	29.5
Cast iron (4% C)	7,272	420	52	1.70										
Steels (C ≤ 1.5%)														
AISI 1010 [†]	7,830	434	64	1.88		70	65	61	55	50	45	36	29	
0.5% carbon	7,833	465	54	1.47			55	52	48	45	42	35	31	29
1.0% carbon	7,801	473	43	1.17			43	43	42	40	36	33	29	28
1.5% carbon	7,753	486	36	0.97			36	36	36	35	33	31	28	28

* Dispersion-strengthened copper (0.3% Al₂O₃ by weight); strength comparable to stainless steel.

§ Conductivity data for this and other bronzes vary by a factor of about two.

|| k and α for carbon steels can vary greatly, owing to trace elements.

||† 0.1% C, 0.42% Mn, 0.28% Si; hot-rolled.

Table A.2...continued.

Material	Temperature Range (°C)	Density ρ (kg/m ³)	Specific Heat c_p (J/kg·K)	Thermal Conductivity k (W/m·K)	Thermal Diffusivity α (m ² /s)
Pyrolytic graphite (<i>cont</i>)					
to layer planes	0			2230	
	27	2200	710	2000	
	227			1130	
	1027			400	
Cardboard	0-20	790		0.14	
Clay					
Fireclay	500-750			1.0	
Sandy clay	20	1780		0.9	
Coal					
Anthracite	900	≈1500		≈0.2	
Brown coal	900			≈0.1	
Bituminous in situ		≈1300		0.5-0.7	3 to 4 × 10 ⁻⁷
Concrete					
Limestone gravel	20	1850		0.6	
Portland cement	90	2300		1.7	
Sand : cement (3 : 1)	230			0.1	
Sand and gravel	20			1.8	
Slag cement	20			0.14	
Corkboard (medium ρ)	30	170		0.04	
Egg white	20				1.37 × 10 ⁻⁷
Glass					
Lead	36	3040		1.2	
Plate	20	2500		1.3	
Pyrex (borosilicate)	60-100	2210	753	1.3	7.8 × 10 ⁻⁷
Soda	20	2590		0.7	
Window	46	2490		1.3	
Glass wool	20	64-160		0.04	
Ice	0	917	2100	2.215	1.15 × 10 ⁻⁶
Ivory	80			0.5	
Kapok	30			0.035	
Lunar surface dust (high vacuum)	250	1500±300	≈600	≈0.0006	≈7 × 10 ⁻¹⁰
Magnesia (85%)	38			0.067	
	93			0.071	
	150			0.074	
	204			0.08	
Magnesium oxide					
polycrystalline (98% dense)	27	3500	900	48	1.5 × 10 ⁻⁵
single crystal	27	3580	900	60	1.9 × 10 ⁻⁵

H. Lienhard, John. 2000 A Heat Transfer Text book. Department of Mechanical Engineering Houston University, Houstonhal 640 dan 642