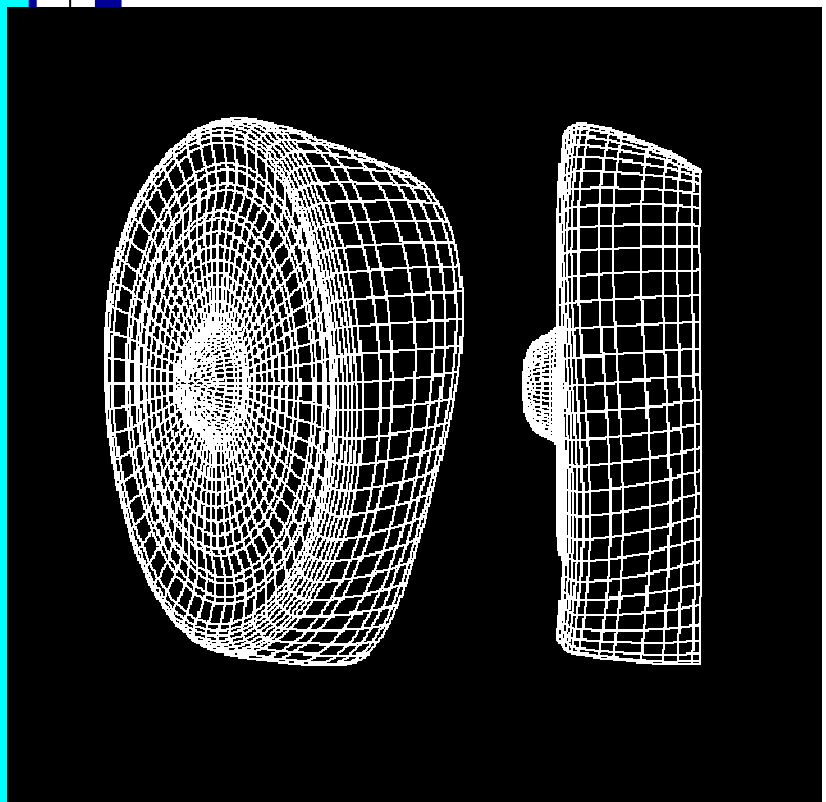


Jurnal Teknik Mesin
Volume 21, No.2, Oktober



EDITOR

B. Sutjiatmo (Ketua)
A. Suwono
D. Suharto
K. Bagiasna
S. D. Jenie
S. S. Brodjonegoro
Abdurrachim
I. Nurhadi
R. Suratman
P. S. Darmanto

MITRA BESTARI

Ign P. Nurprasetio (ITB)
I. S. Putra (ITB)
A. I. Mahyuddin (ITB)
Y. Yuwana M (ITB)
Z. Abidin (ITB)
P. Sutikno (ITB)
T. Hardianto (ITB)
T. A. F. Soelaiman (ITB)
N. P. Tandian (ITB)
S. Wiryolukito (ITB)
A. Basuki (ITB)

REDAKSI PELAKSANA

A. D. Pasek (Ketua)
I M. Astina
I. G. N. W Puja
Indrawanto
W. Adriansyah
A. Wibowo
I N. Diasta

ALAMAT REDAKSI

Program Studi Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Bandung
Jln. Ganesa 10, Bandung 40132
Tel. :(022)-2504243
Fax: (022)-2534099
E-mail: ari@termo.pauir.itb.ac.id
yadi@tu.ms.itb.ac.id

Terbit 2 (dua) kali dalam satu tahun
Bulan April dan Oktober.

EDITORIAL

Jurnal Mesin Vol. 21 No. 2 merupakan edisi terakhir tahun 2006. Lima makalah diterbitkan dalam Jurnal ini yang mencakup berbagai disiplin ilmu dalam bidang Teknik Mesin. Makalah pertama, ditulis oleh I Wayan Suweca dan Eko Cahyono dari Laboratorium Perancangan Mesin ITB. Makalah ini membahas pengaruh frekuensi pribadi gong terhadap kualitas bunyi yang dihasilkan. Usulan metode optimasi perancangan gong yang berdasar pada metode *Sequential Unconstrained Minimization Techniques* (SUMT) dan pemodelan elemen hingga dibahas dalam makalah. Hasil analisis yang diperoleh menunjukkan bahwa metode yang dikembangkan dapat menunjukkan bahwa daerah ujung bibir gong merupakan daerah yang paling berpengaruh terhadap kualitas suara yang dihasilkan.

Makalah kedua ditulis oleh Bagus Budiwantoro dkk. dari laboratorium Perancangan Mesin ITB. Makalah ini membahas metode analisis yang digunakan untuk memprediksi performansi bantalan luncur lokomotif yang mengalami beban impact. Beban impact dicurigai menjadi penyebab kegagalan pelumasan yang berakibat terjadinya kerusakan pada bantalan luncur. Untuk mengurangi frekuensi kegagalan, metode prediksi yang cukup akurat diperlukan metode yang diusulkan melibatkan parameter-parameter seperti ketebalan film minimum, eksentrisitas bantalan, koefisien gesek bantalan, laju aliran pelumas, peningkatan temperatur dan beban impact yang terjadi. Dari hasil analisis yang dilakukan pada bantalan luncur impor dan buatan lokal dapat diketahui beban impact kritik yang dapat diterima oleh bantalan tersebut.

Makalah yang ditulis oleh Prihadi Setyo Darmanto dari Laboratorium Teknik Pendingin ITB membahas mengenai masalah belum bakunya prosedur perancangan Kalsiner di beberapa pabrik semen. Hal ini menyebabkan besarnya variasi parameter serta ukuran kinerja antara satu desain dengan lainnya. Untuk mengatasi hal tersebut makalah ini mengusulkan beberapa parameter yang harus ditetapkan antara lain derajat kalsinasi. Derajat kalsinasi ini nantinya akan menentukan waktu tinggal, besarnya panas yang diperlukan, volume kalsiner, dan kecepatan aliran aerosol.

Makalah keempat ditulis oleh Bambang Kismono Hadi dkk. dari Kelompok Keahlian Struktur Ringan FTI ITB. Makalah ini membahas kaji eksperimental penyerapan energi oleh tabung aluminium yang mengalami beban tekan arah aksial. Kajian ini menyatakan tabung silinder yang terdeformasi plastis akibat beban aksial dapat digunakan sebagai komponen penyerap energi yang efisien. Pengujian pada silinder aluminium berdiameter 60 mm dan 100 mm, dan ketebalan 2 mm yang mendapat beban aksial mengalami kolaps berbentuk lipatan plastis teratur yang menunjukkan penyerapan energi yang cukup besar. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa penyerapan energi yang sebenarnya terjadi lebih besar dari prediksi teoritik.

Makalah kelima ditulis oleh Rachman Setiawan dkk. dari Kelompok Keahlian Perancangan Mesin FTI ITB. Makalah ini membahas hasil pengujian dan simulasi penyerapan energi pada modul penyerap energi impact. Modul yang dimaksud merupakan salah satu penerapan teknologi *crashworthiness* yang didefinisikan sebagai kemampuan suatu struktur untuk melindungi kargo atau penumpang ketika terjadi tabrakan (impact). Makalah ini membahas hasil-hasil simulasi dan kaji eksperimen kasus-kasus impact untuk memberi gambaran pengaruh beberapa parameter utama. Mekanisme penyerapan impact yang dicoba adalah *internal inversion* dan *controlled axial splitting*.

Akhir kata Redaksi mengucapkan selamat membaca semoga makalah-makalah dalam Jurnal Mesin memberi informasi dan pengetahuan yang bermanfaat.

MESIN

Jurnal Teknik Mesin

Vol. 21, No. 2, Oktober 2006

ISSN 0852-6095

Diterbitkan oleh : Program Studi Teknik Mesin,

Fakultas Teknologi Industri - ITB

Surat ijin

: STT No. 964/DIT-JEN/PPG/STT/1982.

DAFTAR ISI

- Optimasi numerik struktur gong untuk memperoleh rasio frekuensi pribadi tertentu.*
I Wayan Suweca dan Eko Cahyono 34-43
- Aplikasi metode rainmondi dan boyd pada perbandingan analisis performansi journal bearing lokomotif yang mengalami beban impak.*
Bagus Budiwanto, Ridha Firmansyah dan IGN Wiratmaja Puja 44-52
- Perbandingan parameter desain dan parameter operasi beberapa kalsiner pabrik semen di Indonesia.*
Prihadi Setyo Darmanto 53-58
- Kaji eksperimental penyerapan energi tabung aluminium yang mengalami beban tekan arah aksial.*
Bambang K. Hadi, Ichsan S. Putra dan Yanyan Tedy S. 59-64
- Karakteristik modul penyerap energi impak mekanisme internal inversion dan axial splitting.*
Rachman Setiawan, M. Hisyam Amir, Bambang Sugiharto dan Sigit Fajrianto 65-72

M E S I N

Jurnal Teknik Mesin

Vol. 21, No. 2, Oktober 2006

ISSN 0856-6095

OPTIMASI NUMERIK STRUKTUR GONG UNTUK MEMPEROLEH RASIO FREKUENSI PRIBADI TERTENTU

I Wayan Suweca dan Eko Cahyono
Laboratorium Perancangan Mesin FTI ITB

Ringkasan

Kualitas bunyi sebuah gong dipengaruhi oleh karakteristik dinamik (*structural eigenmode*) dari struktur gong tersebut. Pengaturan rasio frekuensi pribadi gong pada nilai tertentu dapat memberikan rancangan gong dengan kualitas bunyi yang diinginkan. Tujuan penelitian ini adalah untuk melakukan analisis aplikasi metode optimasi perancangan dalam membantu proses perancangan gong yang optimum. Struktur gong yang optimum didefinisikan sebagai struktur gong yang memiliki rasio frekuensi pribadi tertentu. Rasio frekuensi yang digunakan adalah rasio frekuensi yang berlaku untuk lonceng (*English bell*) di Eropa [1]. Dalam penelitian ini, metode optimasi yang dipakai adalah *Sequential Unconstrained Minimization Techniques (SUMT)*. Pemodelan elemen hingga struktur gong dibuat dengan bantuan perangkat lunak Ansys 5.4. Berdasarkan hasil yang diperoleh dapat disimpulkan bahwa metode optimasi perancangan ternyata mampu dan telah berhasil diaplikasikan dalam proses perancangan gong. Hasil studi kasus yang diperoleh menunjukkan bahwa daerah ujung bibir gong merupakan daerah yang paling sensitif. Hal ini memberikan petunjuk bahwa dalam proses pembuatan gong, distribusi ketebalan pada daerah ujung bibir patut mendapat perhatian ekstra.

Abstract

The sound quality of a gong is influenced by its dynamic characteristics (*its structural eigenmode*). By controlling natural frequency ratio of the gong to a certain value, we can expect to obtain the optimum gong design. The subject of the present research is to establish an analysis of the application of design optimization in obtaining an optimum gong design. The optimum gong is defined as a gong that has a certain natural frequency ratio. The natural frequency ratio adopted in this reseach is based on those of English bell [1]. The *Sequential Unconstrained Minimization Techniques* from Ansys 5.4 is used to perform the optimization process. The design optimization method has been successfully applied on the optimization of the gong. The results obtained from the three case studies show that the most sensitive part of the gong is at its around free end. This indicates that in manufacturing gong, this part must be carefully treated.

Keywords : *design optimization, optimum gong design, natural frequency ratio, SUMT*

1. PENDAHULUAN

Gong merupakan salah satu instrumen utama dalam perangkat musik tradisional gamelan, khususnya gamelan Jawa dan Bali. Karena perannya yang sangat penting, maka kualitas bunyi gong perlu diperhatikan. Selama ini, proses perancangan dan pembuatan gong masih didasarkan pada cara-cara tradisional. Kebanyakan dari cara-cara tersebut diwarisi secara turun-menurun dari satu generasi ke generasi berikutnya. Hal tersebut menjadi salah satu faktor penyebab masih rendahnya tingkat keberhasilan dalam proses pembuatan gong yang baik secara konsisten.

Spektrum bunyi sebuah alat musik adalah bunyi pada ambang-batas-dengar (*audible sound*) yang dipancarkan oleh alat musik tersebut yang merupakan superposisi dari sejumlah nada asli (*pure tone*) yang dinamakan "*partial*". *Partial* adalah medan bunyi yang dipancarkan

oleh *eigenmode* struktur (*structural eigenmode*) dari alat musik tersebut, [1]. Fakta tersebut mengindikasikan bahwa kualitas bunyi sebuah alat musik bergantung pada karakteristik dinamik struktur dari alat musik tersebut. Jadi, seandainya rasio frekuensi pribadi gong dapat diatur pada suatu nilai tertentu, maka dapat diharapkan untuk memperoleh suatu rancangan gong yang optimum dengan kualitas bunyi yang baik.

Penelitian tentang optimasi perancangan di Pusat Perancangan Teknik (*Engineering Design Center*) ITB diarahkan pada dua aspek penting, yaitu aspek pengembangan algoritma dan aspek diversifikasi aplikasi. Adanya sinergi antara permasalahan yang ada dan peta jalan penelitian optimasi perancangan, menjadi alasan utama dilakukannya penelitian tentang aplikasi proses optimasi perancangan untuk membantu proses perancangan gong yang optimum.

Penelitian yang berkaitan dengan kualitas bunyi alat musik tradisional, khususnya gong masih sangat sedikit. Kualitas bunyi sebuah alat musik dipengaruhi oleh beberapa faktor, diantaranya adalah karakteristik dinamik dari alat musik tersebut [1, 2]. Pengukuran tentang kualitas bunyi gamelan Jawa telah berhasil dilakukan [3]. Satu penelitian awal tentang kualitas bunyi gong yang mendahului penelitian ini dilakukan oleh Budi Priyanto [4].

2. RASIO FREKUENSI PRIBADI

Menurut beberapa penelitian yang telah dilakukan, diantaranya oleh Kroon [1], hanya 5 - 7 frekuensi pribadi pertama saja dari struktur lonceng yang memberikan kontribusi kepada spektrum bunyinya. Oleh karena itu dalam penelitian ini, optimasi struktur gong hanya memperhitungkan 5 frekuensi pribadi pertamanya saja.

Rasio frekuensi pribadi suatu struktur didefinisikan sebagai perbandingan antara nilai frekuensi pribadi struktur tersebut dengan suatu nilai frekuensi tertentu. Untuk kasus suatu alat musik, frekuensi perbandingannya pada umumnya dikaitkan dengan nada dasar alat musik tersebut. Jadi, untuk memperoleh kualitas bunyi gong yang baik, maka rasio frekuensinya haruslah memenuhi suatu nilai perbandingan tertentu.

Di Eropa telah ada ketentuan rasio frekuensi untuk *bell major* dan *bell minor* seperti ditunjukkan pada tabel 1 [1] Rasio ini dipilih karena dianggap menghasilkan timber bunyi bell yang paling baik. Dengan adanya ketentuan ini maka timber bell yang ada di Eropa sudah dapat distandarkan.

Tabel 1. Rasio Frekuensi Bell di Eropa [1]

No	Nama parsial	Rasio frekuensi	
		<i>Bell Minor</i>	<i>Bell Major</i>
1	Hum	1	1
2	Fundamental	2	2
3	Third	2,4	2,5
4	Fifth	3	3
5	Nominal (octave)	4	4
6	Twelfth	6	6
7	Double octave	8	8

Untuk spektrum bunyi gong, berdasarkan informasi yang berhasil dikumpulkan [5], saat ini belum ada ketentuan berkaitan dengan rasio frekuensi gong. Oleh karena itu, dalam penelitian ini rasio frekuensi gong diasumsikan menuruti rasio frekuensi bell di Eropa. Hal ini dilakukan sebagai suatu hipotesa saja, dan tidak menutup kemungkinan dikemudian hari, dapat dilakukan penelitian untuk menentukan rasio frekuensi gong yang lebih tepat.

3. FORMULASI PERSOALAN OPTIMASI

3.1. Formulasi Umum

Secara umum, ada tiga tahapan dalam proses formulasi suatu persoalan optimasi [5], yaitu: (1) menentukan variabel perancangan, (2) menentukan fungsi objektif yang akan dioptimumkan, dan (3) menentukan persamaan kendala. Variabel perancangan (*design variable*) adalah variabel yang akan diubah-ubah selama proses optimasi, sehingga pada akhir proses diperoleh suatu kombinasi dari variabel tersebut yang memberikan suatu nilai optimum pada fungsi objektif. Fungsi objektif adalah suatu fungsi (implisit atau eksplisit) dari variabel perancangan. Dalam bidang optimasi, mengoptimumkan fungsi umumnya berarti meminimumkan fungsi tersebut. Secara matematik, memaksimumkan suatu fungsi sama dengan meminimumkan negatif atau kebalikan dari fungsi tersebut. Fungsi kendala adalah fungsi dari variabel perancangan yang harus dipenuhi agar persoalan optimasi dapat memiliki arti secara praktis.

Secara matematik ketiga tahapan formulasi optimasi tersebut dapat dinyatakan sebagai berikut.

Minimumkan:

$$F(\mathbf{X}), \quad \mathbf{X} = [X_1, X_2, \dots, X_n]^T \quad (1)$$

dengan kendala:

$$g_j(\mathbf{X}) \leq 0 \quad j = 1, \dots, m \quad (2)$$

$$h_k(\mathbf{X}) = 0 \quad k = 1, \dots, l \quad (3)$$

$$X_i^L \leq X_i \leq X_i^U \quad (4)$$

yang mana:

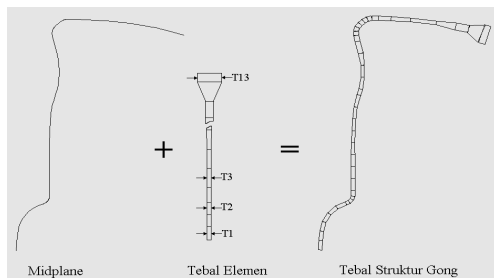
- \mathbf{X} : vektor variabel perancangan
- $F(\mathbf{X})$: fungsi objektif
- $g_j(\mathbf{X})$: fungsi kendala ketaksamaan
- $h_k(\mathbf{X})$: fungsi kendala kesamaan
- i : jumlah variabel perancangan
- m : jumlah fungsi kendala ketaksamaan
- l : jumlah fungsi kendala kesamaan
- X_i^L : batas bawah variabel perancangan ke i
- X_i^U : batas atas variabel perancangan ke i

Persamaan (4) dikenal dengan nama persamaan kendala tepi (*side constraint*).

3.2. Formulasi Optimasi Struktur Gong

Dalam formulasi optimasi struktur gong, terdapat banyak kemungkinan variabel perancangan yang dapat dipilih diantaranya adalah parameter dimensi bentuk gong, ketebalan gong, material gong, dan sebagainya. Optimasi yang mengambil parameter dimensi bentuk sebagai variabel perancangan dikenal sebagai optimasi bentuk (*shape optimization*). Dalam penelitian ini variabel perancangan yang diambil adalah ketebalan gong tanpa mengubah bentuk gong. Untuk pertimbangan proses pembuatan gong, ketebalan gong pada setiap segmen tertentu dibuat seragam untuk sekeliling gong.

Secara grafis, ilustrasi proses penentuan variabel perancangan gong diberikan pada Gambar 1. Berdasarkan Gambar 1 tersebut, dalam penelitian ini, secara keseluruhan terdapat sejumlah 13 buah variabel perancangan, yaitu T_1 sampai dengan T_{13} .



Gambar 1. Variabel perancangan optimasi struktur gong

Fungsi objektif yang dipilih adalah jumlah dari selisih pada masing-masing lima frekuensi pribadi pertama terhadap frekuensi targetnya. Secara matematis, fungsi objektif tersebut dapat dituliskan sebagai berikut.

Minimumkan:

$$F(\mathbf{T}) = \sqrt{\sum_i^5 (f_i - \bar{f}_i)^2} \quad (5)$$

dengan

f_i : frekuensi pribadi ke i

\bar{f}_i : frekuensi target ke i

$\mathbf{T} = [T_1, T_2, \dots, T_{13}]^T$: vektor variabel perancangan

Formulasi fungsi objektif seperti pada persamaan (5) mempunyai makna bahwa untuk memperoleh struktur gong dengan kualitas bunyi yang baik, maka lima frekuensi pribadi pertamanya diharuskan memiliki nilai tertentu yang disebut frekuensi target. Kelima frekuensi target untuk optimasi struktur gong Bali diperoleh dari penelitian yang dilakukan oleh Budi Priyatno dan Eko Cahyono [4,5] seperti diberikan pada Tabel 2.

Tabel 2. Frekuensi Target Optimasi Gong Bali [5]

No.	Frek. ke	Nilai (Hz)	Rasio f/f_i	Nama Partial
1.	Pertama	37,125	1	Hum
2.	Kedua	74,250	2	Fundamental
3.	Ketiga	92,812	2,5	Third
4.	Empat	111,375	3	Fifth
5.	Kelima	148,500	4	Nominal

Optimasi struktur gong dalam penelitian ini menetapkan dua jenis kendala, yaitu kendala jenis ketaksamaan dan kendala tepi. Kendala ketaksamaan bertujuan untuk membatasi berat total gong agar tidak melebihi suatu nilai tertentu. Kendala berat ini dimaksudkan untuk membatasi pemakaian material gong dan untuk keperluan praktis agar lebih ringan saat dibawa oleh nayaga yang bermain dalam suatu parade.

Kendala tepi yang diambil untuk masing-masing ketebalan gong diberikan pada Tabel 3. Kendala ini dimaksudkan agar bentuk gong masih dapat dibuat dengan proses tempa sederhana.

Tabel 3. Kendala Tepi untuk Variabel Perancangan [5]

Variabel perancangan	Nilai kendala tepi	
	Min (mm)	Max (mm)
T_1	1	10
T_2	1	10
T_3	1	10
T_4	1	10
T_5	1	10
T_6	1	10
T_7	1	10
T_8	1	10
T_9	1	10
T_{10}	2	20
T_{11}	2	20
T_{12}	2	20
T_{13}	2	20

4. METODOLOGI PENYELESAIAN

Metode numerik yang umum digunakan dalam penyelesaian suatu persoalan optimasi didasarkan pada prosedur iteratif sebagai berikut.

$$\mathbf{X}^q = \mathbf{X}^{q-1} + \alpha^* \mathbf{S}^q \quad (6)$$

yang mana:

q : nomor iterasi,

\mathbf{S}^q : vektor arah pencarian titik optimum,

α^* : besaran skalar yang menyatakan panjang langkah optimum pada arah vektor \mathbf{S}^q .

Tiga hal penting dalam mengaplikasikan prosedur iteratif di atas adalah (1) menentukan vektor variabel perancangan awal, (2) menentukan arah pencarian dan panjang langkah optimum pada arah pencarian dan (3) menentukan kriteria penghentian iterasi.

Metode yang digunakan dalam penyelesaian persoalan optimasi struktur gong adalah metode SUMT (*Sequential Unconstrained Minimization Techniques*). Metode SUMT ini telah diimplementasi dalam perangkat lunak elemen hingga Ansys. Dalam metode SUMT, pertama kali dilakukan transformasi persoalan berkendala menjadi persoalan tak berkendala. Transformasi ini dilakukan dengan bantuan fungsi penalti [6] dengan persamaan sebagai berikut.

$$\Phi(\mathbf{X}, r) = F(\mathbf{X}) + rP(\mathbf{X}) \quad (7)$$

yang mana:

$\Phi(\mathbf{X}, r)$: fungsi pseudo-objektif,

$P(\mathbf{X})$: fungsi penalti,

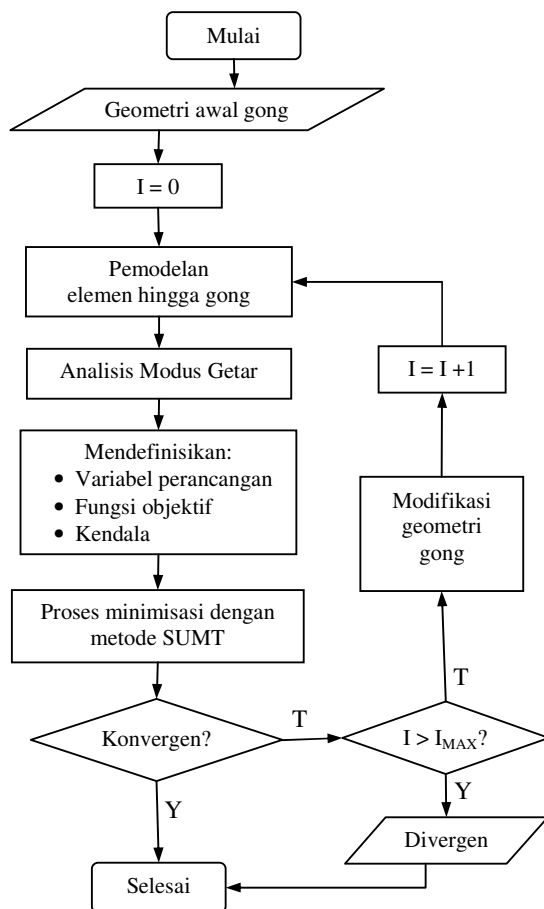
r : parameter penalti.

Kemudian mulai dengan suatu nilai parameter penalti tertentu dilakukan proses minimisasi secara sekuensial dengan memperbaharui parameter tersebut secara bertahap. Tergantung dari jenis penalti yang digunakan, parameter penalti dapat diubah secara menaik atau menurun selama proses iterasi. Arah pencarian yang digunakan dalam SUMT pada perangkat lunak Ansys 5.4 adalah variasi antara *steepest descent* dan *conjugate direction*. Sedangkan jenis penalti yang dipakai adalah *extended-interior penalty*.

Beberapa kriteria konvergensi yang umum digunakan untuk mengakhiri proses iterasi adalah:

- Pembatasan jumlah iterasi maksimum.
Hal ini untuk menghindari terjadinya iterasi yang berlebihan bila terjadi kesalahan formulasi optimasi.
- Perubahan absolut/relatif fungsi objektif.
Jika antara dua iterasi konsekutif, sudah terjadi beda absolut atau relatif dari fungsi objektif yang kecil, maka iterasi dapat dihentikan.

Kedua kriteria konvergensi di atas digunakan secara bersama dalam penyelesaian optimasi struktur gong. Diagram alir dari metodologi penyelesaian persoalan optimasi struktur gong, diberikan pada Gambar 2.

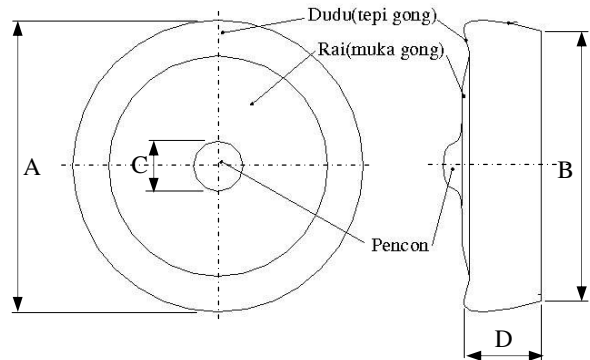


Gambar 2. Diagram alir proses optimasi struktur gong

5. STUDI KASUS

5.1 Geometri dan Material Gong

Dalam penelitian ini, studi kasus yang dilakukan menggunakan struktur gong Bali milik Unit Kesenian Mahasiswa Mahagotra Ganesha ITB. Bentuk dan dimensi utama struktur gong Bali yang diambil sebagai studi kasus disajikan pada Gambar 3 dan Tabel 4.



Gambar 3. Bentuk geometri gong Bali [4,5]

Tabel 4. Dimensi Utama Struktur Gong Bali [4,5]

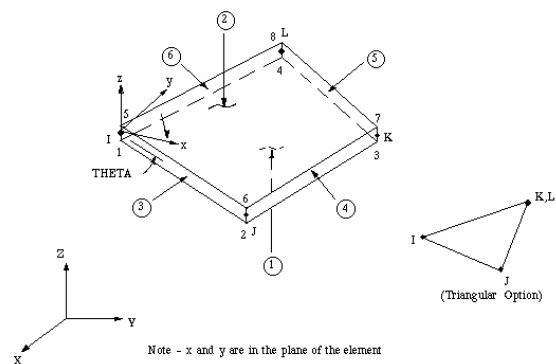
No.	Parameter	Nilai
1.	Diameter luar, A (cm)	71,5
2.	Diameter dalam, B (cm)	58,3
3.	Diameter pencan, C (cm)	17,9
4.	Lebar bibir, D (cm)	11,7

Material gong Bali diasumsikan dibuat dari perunggu dengan sifat-sifat material sebagai berikut.

- Modulus elastisitas, $E = 93,2 \text{ GPa}$
- Massa jenis, $\rho = 8770 \text{ kg/m}^3$
- Rasio Poisson, $\nu = 0,3$

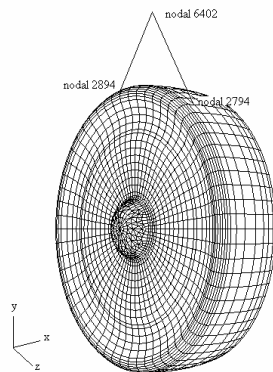
5.2 Pemodelan Elemen Hingga Struktur Gong

Pemodelan elemen hingga struktur gong Bali dilakukan dengan bantuan perangkat lunak Ansys 5.4. Jenis elemen yang digunakan adalah elemen *shell* [8]. Elemen ini mempunyai empat nodal, seperti ditunjukkan pada Gambar 4. Tiap nodal mempunyai enam derajat kebebasan, yaitu translasi dan rotasi pada masing-masing arah sumbu x, y, dan z.



Gambar 4. Elemen *shell* untuk pemodelan struktur gong

Elemen tali penggantung gong (tali *gayoran*) dimodelkan dengan menggunakan elemen *link* (*linear actuator*). Elemen ini mempunyai dua titik nodal. Tiap nodal mempunyai tiga derajat kebebasan, yaitu translasi pada arah x, y, dan z. Alasan pemilihan elemen ini untuk tali *gayoran* adalah karena elemen *link* merupakan elemen pegas yang kekakuannya dapat diatur dengan mudah. Hal ini akan memberikan kebebasan bergerak dari tiap nodal pada struktur gong sehingga kekakuan struktur gong tidak banyak terpengaruh oleh model tali *gayoran* dan memudahkan pemisahan modus getar benda kaku gong dari modus getar elastisnya. Keseluruhan model elemen hingga dari struktur gong Bali diberikan pada Gambar 5.



Gambar 5. Model elemen hingga struktur gong

5.3 Frekuensi dan Modus Getar Gong

Hasil analisis dinamik model elemen hingga struktur awal gong Bali menghasilkan 7 (tujuh) frekuensi pribadi pertama seperti diberikan pada Tabel 5. Bentuk modus getar masing-masing frekuensi gong bali diberikan pada Tabel 6.

Tabel 5. Frekuensi Struktur Awal Gong [4,5]

Mode	Frekuensi (Hz)	Modus Getar
1	55,26	B02
2	74,32	M01
3	116,70	M11
4	144,29	B03
5	153,97	M02
6	197,53	M12
7	204,56	B04

Pengkodean modus getar gong dilakukan dengan memperhatikan bentuk modus getar tersebut. Modus getar dengan perubahan bentuk yang sensitif pada daerah bibir diberi kode B. Sedangkan modus getar dengan perubahan bentuk yang sensitif pada daerah muka (rai) diberi kode M. Jika bentuk modus simetris terhadap sumbu gong, maka pada digit kedua diberi angka 0 dan angka 1 untuk kasus tidak simetris. Jumlah perut pada bentuk modus getar dicantumkan pada digit ketiga. Jadi modus getar dengan kode B02 berarti bahwa bentuk modus getar tersebut sensitif pada daerah bibir secara simetris dengan jumlah perut sebanyak 2 buah.

Tabel 6. Bentuk Modus Getar Struktur Gong [4,5]

No	Kode	Bentuk modus getar
1.	B02	
2.	B03	
3.	B04	
4.	M01	
5.	M02	
6.	M11	
7.	M12	

5.4 Studi Kasus Optimasi Struktur Gong

Seperti telah dijelaskan pada bagian awal tulisan ini bahwa tujuan penelitian adalah untuk memperoleh suatu struktur gong yang optimum. Struktur gong optimum adalah struktur gong yang memiliki rasio frekuensi, pada lima frekuensi pribadi pertamanya. Artinya, berawal dari struktur gong dengan karakteristik dinamik seperti pada Tabel 5 akan dilakukan proses optimasi dengan mengubah-ubah ketebalan struktur gong sampai diperoleh rasio frekuensi seperti pada Tabel 2. Proses optimasi dilakukan dengan mendefinisikan suatu fungsi objektif seperti diberikan pada Persamaan (5). Dengan menggunakan frekuensi target pada Tabel 2, Persamaan (5) dapat dituliskan kembali sebagai berikut.

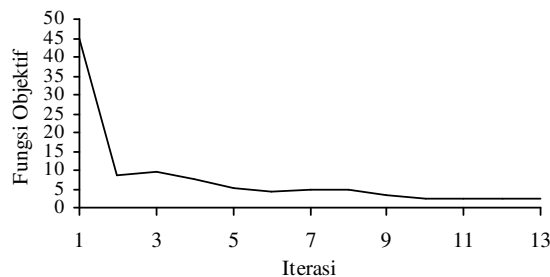
$$F(\mathbf{T}) = \sqrt{\left\{ \begin{array}{l} (f_1 - 37,125)^2 \\ + (f_2 - 74,25)^2 \\ + (f_3 - 92,8125)^2 \\ + (f_4 - 111,375)^2 \\ + (f_5 - 148,5)^2 \end{array} \right\}} \quad (8)$$

Kendala tepi yang diterapkan pada ketebalan struktur gong diberikan pada Tabel 3. Sedangkan kendala pembatasan berat gong diambil untuk tiga kasus, yaitu masing-masing dengan berat maksimum sebesar 32,7 kg, 28 kg dan 25 kg. Kendala berat maksimum dimaksudkan untuk membatasi berat total gong. Berat 32,7 kg adalah berat struktur gong Bali yang ada sekarang.

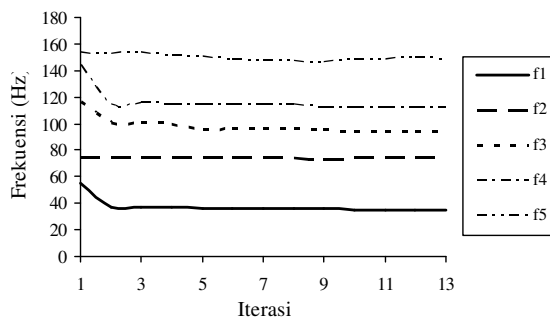
6. HASIL OPTIMASI DAN DISKUSI

6.1. Optimasi dengan Berat Maksimum 32,7 kg

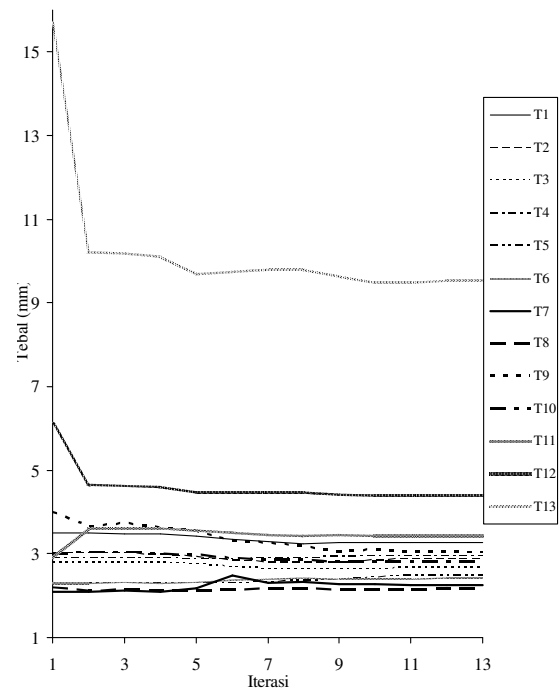
Proses optimasi untuk kasus dengan berat maksimum 32,7 kg diperoleh dalam 13 kali iterasi. Evolusi fungsi objektif selama proses iterasi dapat dilihat pada Gambar 6. Sedangkan evolusi dari lima frekuensi pribadi gong Bali disajikan pada Gambar 7. Sedangkan pada Gambar 8 ditunjukkan evolusi dari masing-masing ketebalan gong selama proses iterasi. Memperhatikan grafik evolusi parameter optimasi dari Gambar 6 sampai dengan 8, dapat dilihat bahwa karakteristik konvergensi proses optimasi adalah cukup stabil.



Gambar 6. Evolusi fungsi objektif (kasus berat maks. 32,7 kg)



Gambar 7. Evolusi frekuensi pribadi gong (kasus berat maks. 32,7 kg)



Gambar 8. Evolusi masing-masing ketebalan gong (kasus berat maks. 32,7 kg)

Perbandingan fungsi objektif dan berat gong pada awal dan akhir iterasi diberikan pada Tabel 7. Sedangkan pada Tabel 8 diberikan perbandingan lima frekuensi pribadi struktur gong untuk kasus optimasi dengan berat maksimum 32,7 kg.

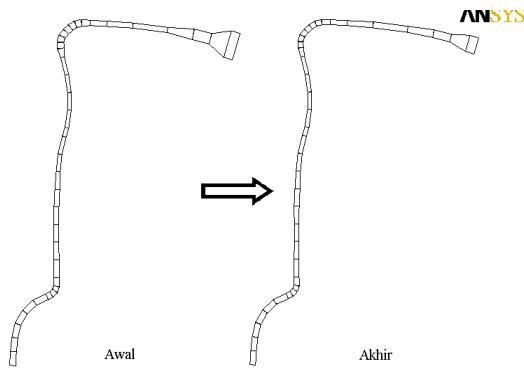
Tabel 7. Perbandingan Fungsi Objektif (kasus berat maks. 32,7 kg)

Parameter	Awal	Akhir
Fungsi Objektif $F(\mathbf{X})$	44,87	2,32
Berat (kg)	32,7	28,2

Tabel 8. Perbandingan Frekuensi Pribadi Gong (kasus berat maks. 32,7 kg)

Mode	Awal		Akhir	
	Frek. (Hz)	Mode Shape	Frek. (Hz)	Mode Shape
1	55,26	B02	35,24	B02
2	74,32	M01	73,76	M01
3	116,70	M11	94,016	M11
4	144,29	B03	111,75	B03
5	153,97	M02	148,56	M02

Pada Gambar 9 ditunjukkan perbandingan distribusi ketebalan gong struktur awal dan struktur akhir (optimum) untuk kasus berat maksimum 32,7 kg.



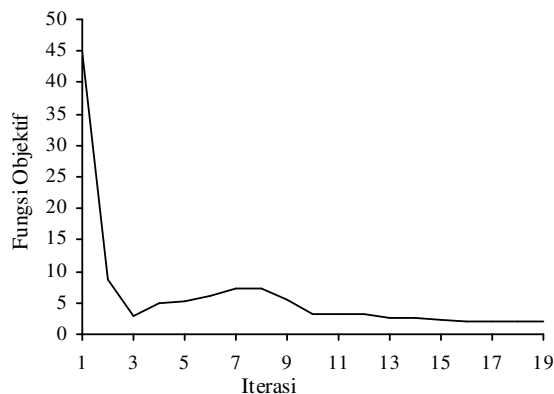
Gambar 9. Perbandingan distribusi ketebalan gong (kasus berat maks. 32,7 kg)

Memperhatikan distribusi ketebalan gong pada Gambar 9, dapat dilihat bahwa bagian yang paling banyak mengalami perubahan adalah pada daerah ujung bibir gong. Hal ini memberikan indikasi bahwa untuk mengatur rasio lima frekuensi pribadi pertama gong, bagian ketebalan di sekitar ujung bibir gong memiliki sensitivitas yang paling besar.

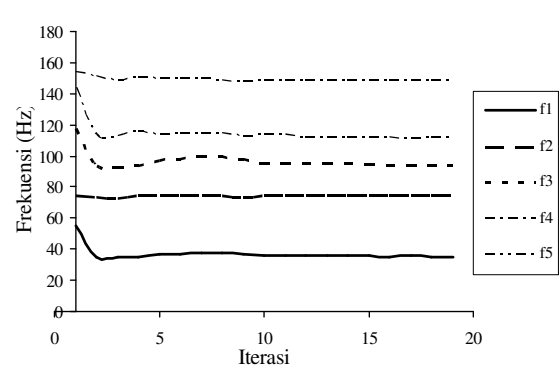
6.2. Optimasi dengan Berat Maksimum 28 kg

Sebagai kasus kedua, proses optimasi dilakukan dengan mengambil kendala berat maksimum sebesar 28 kg. Hal ini dimaksudkan untuk melakukan konfirmasi apakah berat yang diperoleh dari kasus pertama sudah optimum atau masih bisa diturunkan lagi. Jumlah iterasi yang dibutuhkan pada kasus kedua ini adalah 19 kali. Jumlah iterasi yang lebih banyak mengindikasikan adanya proses penghalusan hasil (*refinement process*) terhadap proses iterasi kasus pertama.

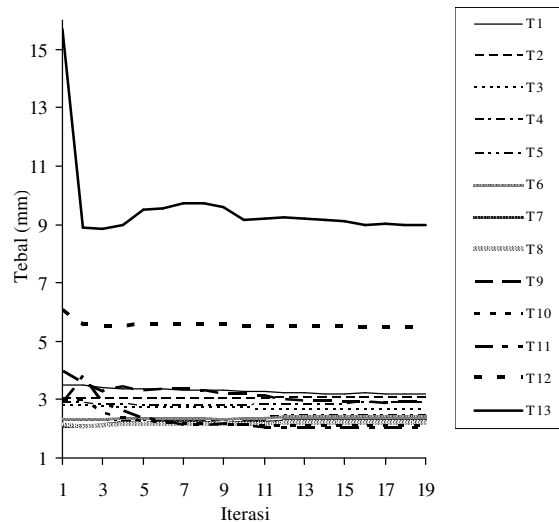
Evolusi berbagai parameter optimasi untuk kasus kedua diberikan mulai dari Gambar 10 sampai dengan Gambar 12. Tidak banyak hal yang berbeda yang dapat dilihat dari evolusi parameter yang sama pada kasus pertama, kecuali adanya laju konvergensi yang lebih lambat sebagai akibat terjadinya proses penghalusan hasil.



Gambar 10. Evolusi fungsi objektif (kasus berat maks. 28 kg)



Gambar 11. Evolusi frekuensi pribadi gong (kasus berat maks. 28 kg)



Gambar 12. Evolusi masing-masing ketebalan gong (kasus berat maks. 28 kg)

Pada Tabel 9 dan Tabel 10 diberikan perbandingan fungsi objektif dan frekuensi pribadi pada awal dan akhir iterasi untuk kasus berat maksimum 28 kg.

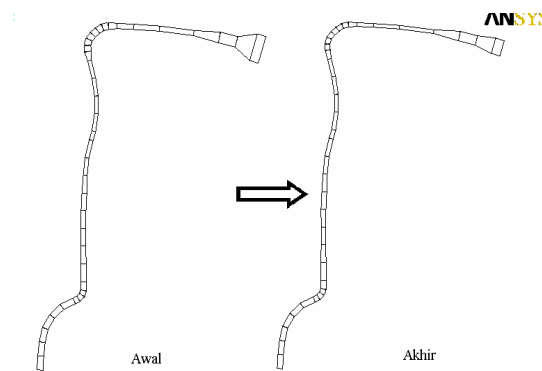
Tabel 9. Perbandingan Fungsi Objektif (kasus berat maks. 28 kg)

Parameter	Awal	Akhir
Fungsi Objektif $F(\mathbf{X})$	44,86	1,92
Massa (kg)	32,7	26,2

Tabel 10. Perbandingan Frekuensi Pribadi Gong (kasus berat maks. 28 kg)

Mode	Awal		Akhir	
	Frek. (Hz)	Mode Shape	Frek. (Hz)	Mode Shape
1	55,26	B02	35,36	B02
2	74,32	M01	74,14	M01
3	116,70	M11	93,55	M11
4	144,29	B03	111,45	B03
5	153,97	M02	148,41	M02

Pada Gambar 13 ditunjukkan perbandingan distribusi ketebalan gong struktur awal dan struktur optimum pada kasus berat maksimum 28 kg.



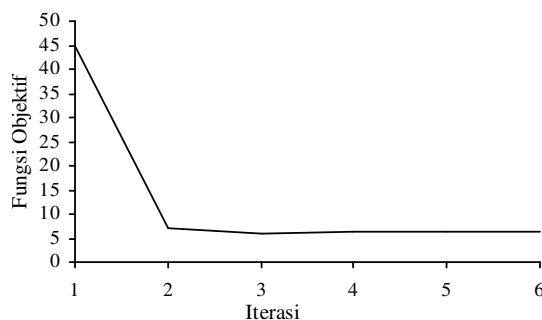
Gambar 13. Perbandingan distribusi ketebalan gong (kasus berat maks. 28 kg)

Distribusi ketebalan struktur gong yang ditunjukkan pada Gambar 13 menguatkan hasil yang diperoleh pada kasus pertama, yaitu bahwa daerah ujung bibir gong memiliki sensitivitas yang paling besar dalam optimasi gong untuk lima frekuensi pribadinya yang pertama.

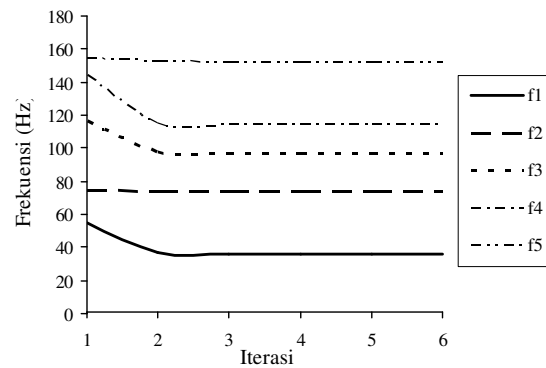
6.3. Optimasi dengan Berat Maksimum 25 kg

Sebagai kasus terakhir dalam penelitian ini dilakukan optimasi gong dengan memberikan kendala pada berat maksimum sebesar 25 kg. Kasus ini sebenarnya dimaksudkan untuk memeriksa apakah masih ada perancangan optimum dengan berat gong yang lebih kecil dari 26 kg seperti yang telah dihasilkan dari kasus kedua.

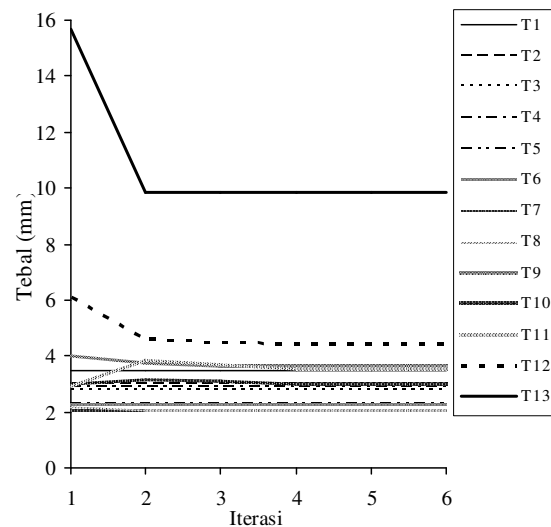
Proses optimasi untuk kasus ketiga diperoleh dalam jumlah iterasi yang relatif sangat cepat, yaitu hanya dalam 6 kali iterasi. Tetapi hasil yang diperoleh tidak *feasible*, di mana kendala berat maksimum dilanggar. Hal ini mengindikasikan bahwa kasus optimasi dengan berat maksimum 25 kg, tidak ditemukan adanya rancangan optimum yang *feasible*. Evolusi parameter optimasi untuk kasus ketiga diberikan pada Gambar 14, 15 dan 16.



Gambar 14. Evolusi fungsi objektif (kasus berat maks. 25 kg)



Gambar 15. Evolusi frekuensi pribadi gong (kasus berat maks. 25 kg)



Gambar 16. Evolusi masing-masing ketebalan gong (kasus berat maks. 25 kg)

Pada Tabel 11 dan Tabel 12 diberikan perbandingan fungsi objektif dan frekuensi pribadi pada awal dan akhir iterasi untuk kasus berat maksimum 25 kg.

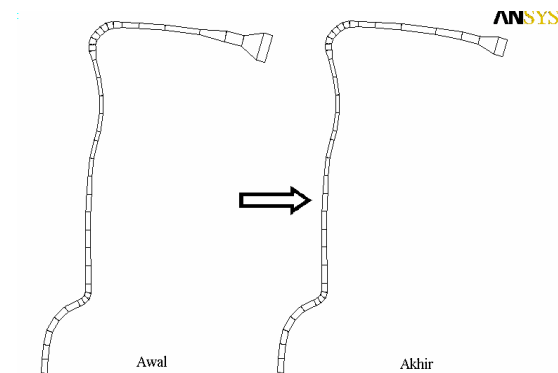
Tabel 11. Perbandingan Fungsi Objektif (kasus berat maks. 25 kg)

Parameter	Awal	Akhir
Fungsi Objektif $F(\mathbf{X})$	44,86	6,12
Massa (kg)	32,7	29,12

Tabel 12. Perbandingan Frekuensi Pribadi Gong (kasus berat maks. 25 kg)

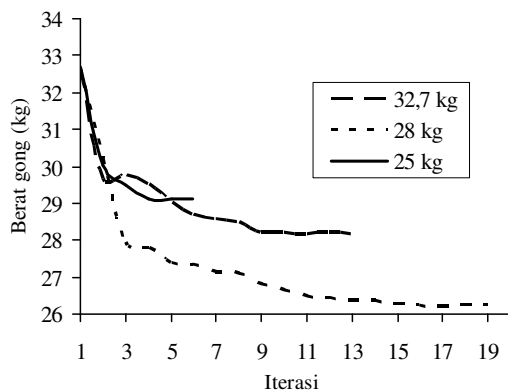
Mode	Awal		Akhir	
	Frek. (Hz)	Mode Shape	Frek. (Hz)	Mode Shape
1	55,26	B02	35,36	B02
2	74,32	M01	74,14	M01
3	116,70	M11	93,55	M11
4	144,29	B03	111,45	B03
5	153,97	M02	148,41	M02

Pada Gambar 17 ditunjukkan perbandingan distribusi variabel perancangan (ketebalan gong) untuk struktur awal dan struktur optimum pada kasus berat maksimum 25 kg. Kembali dapat dilihat sensitivitas yang tinggi pada daerah ujung bibir gong.



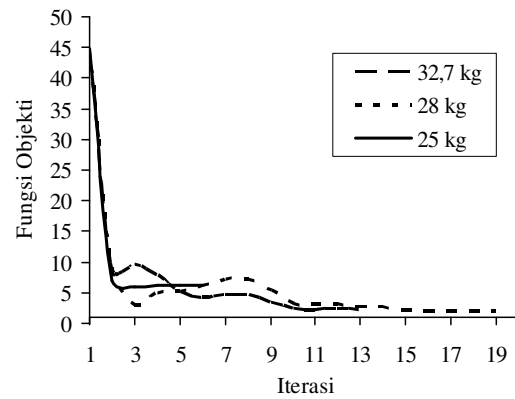
Gambar 17. Perbandingan distribusi ketebalan gong (kasus berat maks. 25 kg)

Sebagai perbandingan karakteristik konvergensi antara kasus pertama, kedua dan ketiga, pada Gambar 18 dan 19. Memperhatikan Gambar 18 dan 19 dapat dikatakan bahwa ketiga studi kasus memiliki pola konvergensi yang mirip, yaitu monoton menurun tetapi dengan laju konvergensi yang berbeda. Kasus ketiga memiliki laju konvergensi yang paling besar, sedangkan kasus kedua mempunyai laju konvergensi yang paling lambat. Seperti telah dijelaskan sebelumnya, bahwa kasus ketiga tidak memberikan hasil optimum yang *feasible*.



Gambar 18. Perbandingan evolusi berat gong selama proses iterasi untuk ketiga kasus

Perbandingan hasil akhir rasio lima frekuensi pribadi pertama gong Bali untuk ketiga kasus disajikan pada Tabel 13. Angka-angka dalam Tabel 13 menunjukkan bahwa hasil optimasi dengan berat maksimum 28 kg memberikan kesalahan rata-rata pada rasio frekuensi yang paling kecil, yaitu sebesar 1,2%. Sedangkan perbandingan hasil distribusi ketebalan gong untuk ketiga kasus diberikan pada Tabel 14.



Gambar 19. Perbandingan evolusi fungsi objektif selama proses iterasi untuk ketiga kasus

Tabel 13. Perbandingan Rasio Frekuensi Pribadi untuk Ketiga Kasus

No	Target (Hz)	Kasus					
		32,7 kg		28 kg		25 kg	
		Frek (Hz)	Δ (%)	Frek (Hz)	Δ (%)	Frek. (Hz)	Δ (%)
1	37,13	35,24	5,1	35,36	4,8	36,37	2,0
2	74,25	73,76	0,7	74,14	0,1	73,65	0,8
3	92,81	94,02	1,3	93,55	0,8	97,15	4,7
4	111,38	111,75	0,3	111,45	0,1	114,35	2,7
5	148,5	148,56	0,0	148,41	0,1	151,60	2,1
Kesalahan rata-rata			1,5		1,2		2,5

Tabel 14. Perbandingan Distribusi Ketebalan dan Berat Akhir Gong untuk Ketiga Kasus

Ketebalan (mm)	Kasus		
	32,7 kg	28 kg	25 kg
T ₁	3,26	3,21	3,47
T ₂	2,88	3,06	3,00
T ₃	2,66	2,66	2,78
T ₄	2,97	2,87	2,88
T ₅	2,50	2,46	2,29
T ₆	2,42	2,42	2,30
T ₇	2,26	2,28	2,09
T ₈	2,17	2,24	2,11
T ₉	3,04	2,91	3,63
T ₁₀	2,82	2,08	3,00
T ₁₁	3,41	2,07	3,55
T ₁₂	4,4	5,49	4,43
T ₁₃	9,52	9,00	9,87
Berat akhir (kg)	28,18	26,23	29,12

7. KESIMPULAN

Berdasarkan atas hasil-hasil yang diperoleh dari penelitian yang telah dilakukan dapat ditarik beberapa butir penting sebagai kesimpulan dari penelitian ini, yaitu:

1. Metode optimasi perancangan ternyata mampu dan telah berhasil diaplikasikan untuk memperoleh suatu rancangan gong yang optimum.
2. Berdasarkan hasil dari tiga buah studi kasus yang dilakukan, kasus kedua yaitu dengan kendala berat maksimum sebesar 28 kg menghasilkan rancangan yang paling optimum dengan berat akhir gong sekitar 26 kg dan dengan kesalahan rata-rata pada rasio frekuensi sebesar 1,2%.
3. Hasil penelitian menunjukkan bahwa dalam optimasi gong yang dilakukan ternyata daerah ujung bibir gong memiliki sensitivitas yang paling tinggi.

8. UCAPAN TERIMAKASIH

Penelitian ini dilakukan atas dukungan dana dari Program Penelitian Hibah Bersaing Perguruan Tinggi ke IX, Ditbinlitabmas, Direktorat Pendidikan Tinggi, Departemen Pendidikan Nasional. Atas dukungan dan bantuan tersebut, peneliti mengucapkan terima kasih.

9. DAFTAR PUSTAKA

1. P.J.M. Roozen Kroon, *Structural Optimization of Bells*, Technische Universiteit Eindhoven, Den Haag, Ph.D Theses, 1992.
2. Made Dharma Harthana, *Pengaruh Struktur Mikro Terhadap Frekuensi Fribadi Bilah Gamelan*, Tugas Akhir, Teknik Mesin, ITB, 1982.
3. Wasisto Suryodiningrat, *Tone measurement of Outstanding Javanese Gamelans in Yogyakarta and Surakarta*, Gajah Mada University Press, 1993.
4. Budi Priyanto, *Kaji Numerik dan Eksperimental Parameter Dinamik Gong Bali*, Tugas Akhir, Departemen Teknik Mesin, ITB, 2001.
5. Eko Cahyono, *Optimasi Struktur Gong untuk Mendapatkan Karakteristik Spektrum Frekuensi yang Optimum*, Tugas Akhir, Departemen Teknik Mesin, ITB, 2002.
6. Garret N Vanderplaats, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*, McGraw-Hill, New York, 1984.
7. Ansys Analysis Guides, Ansys 5.4
8. Ansys Elements Reference, Ansys 5.4