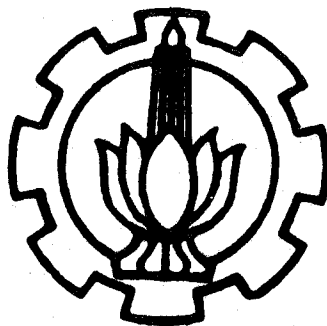


3100096007848

TUGAS AKHIR (TP 1703)

STUDI TENTANG RESPON GETARAN PANEL GELADAK DI GELADAK BANGUNAN ATAS KAPAL PENUMPANG

PERPUSTAKAAN ITS	
Tanggal	26 FEB 1994
Terima Dari	H.
No. Agenda Exp.	1043 /TA.



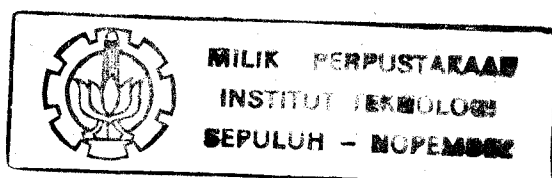
RSKc
623.81
Mar
S-1
1994

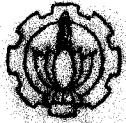
OLEH :

ARIS MARDIWAHONO

NRP. 4884100226

JURUSAN TEKNIK PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1994





FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN ITS

JURUSAN TEKNIK PERKAPALAN

TUGAS - AKHIR

No. : 28/PT12.FTK.2/W/1992

NOMOR/MATA KULIAH : TP.1703 /TUGAS AKHIR.
NAMA MAHASISWA : ARIS MARDIWAHONO
NOMOR POKOK : 4884100226
TANGGAL DIBERIKAN TUGAS : 2 Nopember 1992
TANGGAL SELESAI TUGAS : 29 Mei 1993
DOSEN PEMBIMBING : Ir. Asjhar Imron, M.Sc, M.SE, PED

TEMA/URAIAN/DATA-DATA YANG DIBERIKAN :

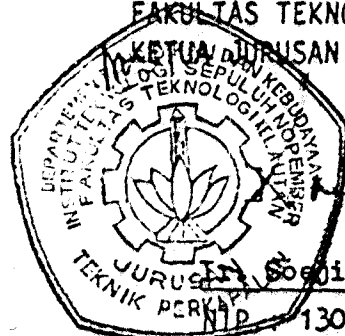
Judul : STUDI TENTANG RESPON GETARAN PANEL GELADAK DI GELADAK BANGUNAN ATAS KAPAL PENUMPANG.-

—sbj—

Surabaya, . 25 . . . Nopember 1992.

FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN I.T.S.

KETUA JURUSAN TEKNIK PERKAPALAN.



130532029

Dibuat rangkap 4 :

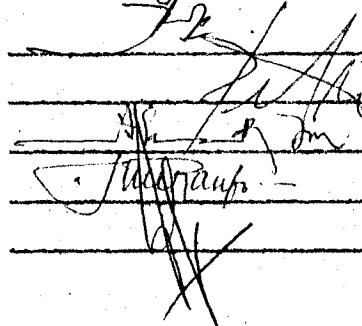
1. Mahasiswa Ybs.
2. Dekan (mohon dibuatkan SK).
3. Dosen Pembimbing (Merah).
4. Arsip Kajar (Kuning).

PROSES VERBAL UJIAN TUGAS AKHIR.

1. No.Mata Kuliah : TP. 1703
2. Mata kuliah : Tugas Akhir
3. Nama Mahasiswa : Aris Nardi W.
4. Nrp.Mahasiswa : 4884100226
5. Tahap : Sarjana
6. Tahun Kuliah : 1992/1993
7. Hari & Tanggal Ujian : Senin, 07 Februari 1994
8. Waktu yang disediakan : 1,5 jam
9. Ujian dimulai jam : 09.00
10. Ujian diakhiri jam : 10.30

11. Team Penguji : Nama
Ketua : Ir. P. Andrianto
Anggota : 1. Ir. P. Eko Pamunggal, Ph.D
2. Ir. Asjhar Imron, M.Sc, MSEE, PED
3. Digul Siswanto, M.Sc
4. Ir. Mahardjo Wartono

Tanda tangan



12. Kejadian-kejadian penting selama ujian berlangsung.

13. Perbaikan yang harus dilakukan.

*Revisi gambar yang masih kurang sudah
di lampirkan.*

Surabaya, 07 Februari 1994

Ketua,



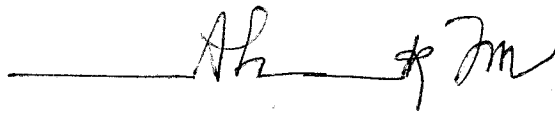
(Ir. P. Andrianto.)

**TELAH DIREVISI
SESUAI DENGAN PROSES VERBAL**

Surabaya, Pebruari 1994

Mengetahui dan menyetujui

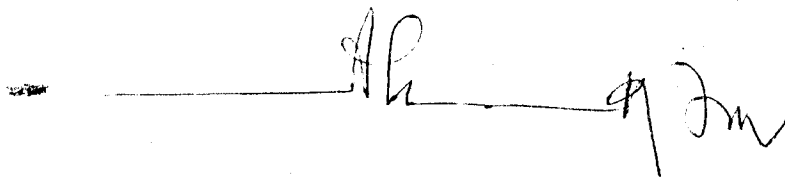
Dosen Pembimbing

A handwritten signature in black ink, consisting of a horizontal line followed by the letters 'Ah' and a stylized 'Im'.

(Ir Asjhar Imron, M.Sc, MSE, PED)

LEMBAR PENGESAHAN

Surabaya, Pebruari 1994
Mengetahui dan menyetujui
Dosen Pembimbing

A handwritten signature in black ink, consisting of a horizontal line followed by stylized initials and a surname, likely 'Asjhar Imron'.

(Ir. Asjhar Imron, M.Sc, MSE, PED)

4/2/94

ABSTRAK

• Getaran yang berlebihan pada geladak akomodasi di kapal penumpang akan dapat menimbulkan ketidaknyamanan bagi penumpang selama berlayar. Kontruksi geladak akomodasi yang memiliki span yang panjang diantara penumpunya pada umumnya memiliki frekuensi natural yang kecil, sehingga sulit untuk menghindarkan terjadinya resonansi pada frekuensi natural yang lebih tinggi.

Untuk analisa getaran, Panel Geladak dimodelkan dengan menggunakan metode elemen hingga dimana elemen yang digunakan untuk pelat berpenegar adalah elemen MZC Rectangle yang memiliki 3 derajat kebebasan untuk setiap simpulnya. Kemudian perhitungan untuk mendapatkan frekuensi natural dengan menyelesaikan permasalahan eigenvalue yang muncul dan respon model diperoleh dengan menggunakan paket program SAP90. Getaran dari Mesin Induk sebagai sumber eksitasi diaplikasikan ke batas panel geladak melalui tranmisi dari Hull Girder dimana hull girder akan diasumsikan sebagai pegas dalam perhitungan respon panel.

Karakteristik dari frekuensi natural maupun respon yang dihasilkan, digunakan untuk menentukan daerah operasi mesin saat berlayar sehingga penumpang mendapatkan kenyamanan selama berlayar.

BAB I

PENDAHULUAN

I.1 Latar Belakang

Dalam suatu desain struktur kapal, selalu diharapkan tercapainya suatu struktur yang cukup kuat untuk menahan beban yang diterimanya pada saat struktur tersebut dioperasikan. Namun pada kenyataannya masih banyak terjadi kegagalan-kegagalan baik berupa kerusakan struktur maupun ketidaknyamanan pemakaian dari struktur tersebut.

Kegagalan ini sering disebabkan oleh adanya beban yang bersifat kontinu seperti getaran mesin induk, getaran propeller ataupun getaran lambung akibat adanya beban gelombang. Jika suatu struktur yang bergetar akibat eksitasi gaya luar, maka struktur tersebut akan dipaksa untuk bergetar pada frekuensi eksitasinya. Dan jika frekuensi eksitasi sama dengan salah satu dari frekuensi natural dari struktur tadi maka akan terjadi suatu kondisi yang disebut resonansi, osilasi besar yang berbahaya akan mungkin terjadi. Kerusakan pada struktur maupun ketidaknyamanan dalam penggunaan struktur dapat terjadi saat kondisi resonansi, dimana hal ini merupakan kejadian yang tidak diinginkan sehingga selalu berusaha dihindari oleh para perencana struktur.

Untuk sebuah kapal penumpang yang salah satu tujuannya adalah kenyamanan maka dalam perencanaannya diusahakan untuk dapat meminimumkan terjadinya getaran yang berlebihan pada geladak akomodasi dimana penumpang berada selama kapal berlayar. Hal ini dapat terjadi jika geladak bekerja pada frekuensi natural yang tidak sama dengan frekuensi eksitasinya atau dengan kata lain kapal beroperasi bukan dalam kondisi resonansi.

II. Deskripsi Permasalahan

Pada jenis kapal penumpang biasanya memerlukan lantai yang cukup lebar untuk bangunan atas sebagai ruang akomodasi. Sehingga untuk ini diperlukan perencanaan suatu geladak yang terdiri dari panel-panel geladak yang memiliki span panjang diantara penumpunya.

Konstruksi jenis ini akan cenderung memiliki frekuensi yang rendah karena dengan semakin panjang jarak penumpu suatu struktur maka kekakuan struktur semakin rendah. Dan jika frekuensi natural suatu sistem adalah berbanding lurus dengan akar kekakuan per massa sistem, untuk massa yang tetap dengan kekakuan yang kecil akan mengakibatkan frekuensi naturalnya akan kecil.

Sementara kapal beroperasi, panel geladak akan mendapatkan beban dinamis seperti getaran dan bila frekuensi eksitasi yang bekerja juga rendah maka pada struktur akan mudah terjadi suatu kondisi resonansi yang menimbulkan suatu respon yang dapat menyebabkan getaran yang berlebihan. Sehingga hal ini dapat menyebabkan ketidaknyamanan penumpang.

I.3 Tujuan Penulisan

Tujuan penulisan adalah :

- a. Mengetahui karakteristik getaran dari panel geladak akibat beban yang diterimanya.
- b. Dapat menentukan daerah operasi mesin yang aman dan nyaman selama pelayaran berlangsung.
- c. Dapat memberikan suatu rekomendasi untuk suatu perencanaan anti getaran dari geladak akomodasi suatu kapal penumpang.

I.4 Pembatasan Masalah

Permasalahan yang akan dianalisa dalam penulisan ini dibatasi oleh beberapa hal, yaitu :

- a. Panel yang ditinjau merupakan panel geladak yang terdiri dari pelat, penegar, girder dan strong beam yang ujung-ujungnya dibatasi oleh sekat melintang dan lambung kapal.
- b. Gaya eksitasi yang bekerja pada panel adalah gaya akibat getaran mesin utama yang menjalar melalui Hull girder.
- c. Gaya geser yang terjadi antara lambung kapal dan geladak bangunan atas diabaikan dengan alasan agar dapat mengetahui karakteristik getaran secara umum.

I.5 Metode Penyelesaian

Agar permasalahan dari getaran dapat dikembangkan melalui teori yang ada serta tersedianya suatu paket program yang dapat membantu dalam komputasi maka penyelesaian dari permasalahan yang ada menggunakan metodologi kerja sebagai berikut :

1. Identifikasi Permasalahan.

- a. Penentuan model dari tipe panel geladak yang ditinjau.
- b. Penentuan jenis pembebanan yang mempengaruhi terjadinya getaran panel geladak.
- c. Penentuan kondisi batas dari panel yang ditinjau.

2. Perhitungan Frekuensi Natural

Untuk mendapatkan frekuensi natural sistem digunakan metode Rayleigh-Ritz yang diformulasikan dalam paket program SAP90.

3. Perhitungan Gaya Rangsangan

Perhitungan gaya eksitasi berasal dari gaya tak seimbang yang muncul dari putaran poros pada silinder di mesin Induk, yang kemudian gaya ini ditransmisikan melalui hull girder ke batas dari panel geladak.

4. Perhitungan respon panel geladak

Gaya pada batas panel akan menyebabkan panel tersebut bergetar dan hal ini mengakibatkan munculnya respon dari panel baik berupa displasemen maupun percepatan.

5. Penentuan karakteristik panel

Penentuan sifat-sifat dari panel setelah mendapat pembebanan serta validasi model yang akan dibandingkan dengan suatu peraturan klasifikasi.

6. Kesimpulan

BAB II

METODE ELEMEN HINGGA DAN ANALISA GETARAN

II.1 Metode Elemen Hingga

II.1.1 Konsep Dasar

Konsep dasar dari metode elemen hingga adalah dengan menyatakan suatu sistem sebagai gabungan dari elemen-elemen tertentu yang dihubungkan pada suatu titik diskret yang disebut sebagai titik simpul (nodal point).

Penggunaan metoda matrik untuk penyelesaian permasalahan, memerlukan sejumlah variabel diskret berhingga yang dalam hal ini biasanya merupakan displasemen simpul (juga turunannya). Penentuan displasemen nodal akan mempengaruhi jumlah derajat kebebasan yang akan diberlakukan pada titik simpul tersebut. Dan akhirnya hal ini akan mempengaruhi besarnya matrik yang terbentuk.

Berkaitan dengan displasemen simpul, maka setiap displasemen internal dari elemen dinyatakan pada titik simpul sebagai suatu fungsi yang dapat mewakili perilaku dan karakteristik dari setiap elemen, sehingga untuk semua interaksi yang terjadi pada elemen harus dinyatakan pula pada simpul-simpulnya. Dengan begitu variabel yang belum diketahui akan terwakili di simpul dan informasi yang dicari seperti displasemen atau turunannya dapat diperoleh dari simpul tersebut.

Untuk dapat memperoleh hasil yang eksak, permodelan dari elemen hingga harus memenuhi sifat kompatibilitas geometris dan persamaan yang tepat dari model, dan juga sesuai di setiap elemen maupun diantara elemen.

Dalam hal pemodelan sistem, analisa elemen hingga menggunakan dua prinsip dasar yaitu :

1. Analisa Struktur (analisa global)

Menggunakan elemen dasar untuk membuat suatu model matematis dari struktur secara global dan menyelesaikannya untuk displasemen struktur. Jika matrik kekakuan diketahui, dengan menggunakan teknik matematika standard maka akan diperoleh persamaan dari hubungan Gaya-Displasemen untuk struktur tersebut. Persamaan ini diselesaikan untuk memperoleh displasemen struktur.

2. Analisa Bagian Struktur (analisa lokal)

Untuk setiap elemen, displasemen struktur pada titik simpul elemen ditransformasikan ke koordinat elemen dan penyelesaiannya untuk gaya internal elemen. Displasemen struktur pada batas dari setiap elemen akan memberikan kondisi batas yang diperlukan untuk analisa struktur secara terpisah pada setiap elemen sehingga semua gaya internal dan tegangan dapat dihitung.

Penggunaan atau penentuan jumlah elemen yang berukuran kecil dan banyak serta pendefinisian properti elemen yang sesuai dapat mengurangi terjadinya kesalahan hasil.

II.1.2 Prosedur Umum Metoda Elemen Hingga

Untuk memperoleh hasil akhir dari penyelesaian permasalahan baik berupa displasemen dan turunannya maupun tegangan dari sistem yang dianalisa, maka harus dilakukan langkah yang terstruktur. Langkah-langkah secara umum untuk penyelesaian permasalahan dengan menggunakan metode elemen hingga adalah sebagai berikut :

1. Pendiskretan dari body atau sistem yang dianalisa.

Langkah ini merupakan suatu proses dimana struktur atau sistem dibagi menjadi bagian-bagian kecil yang disebut elemen hingga (finite element). Banyaknya elemen penyusun tergantung dari besar dan jenis elemen. Ada bermacam-macam pilihan elemen, seperti pada gambar 2.1. Pemilihan tipe, ukuran dan jumlah elemen tergantung dari kecakapan individu yang melakukan analisa dan seberapa kompleks struktur yang dianalisa.

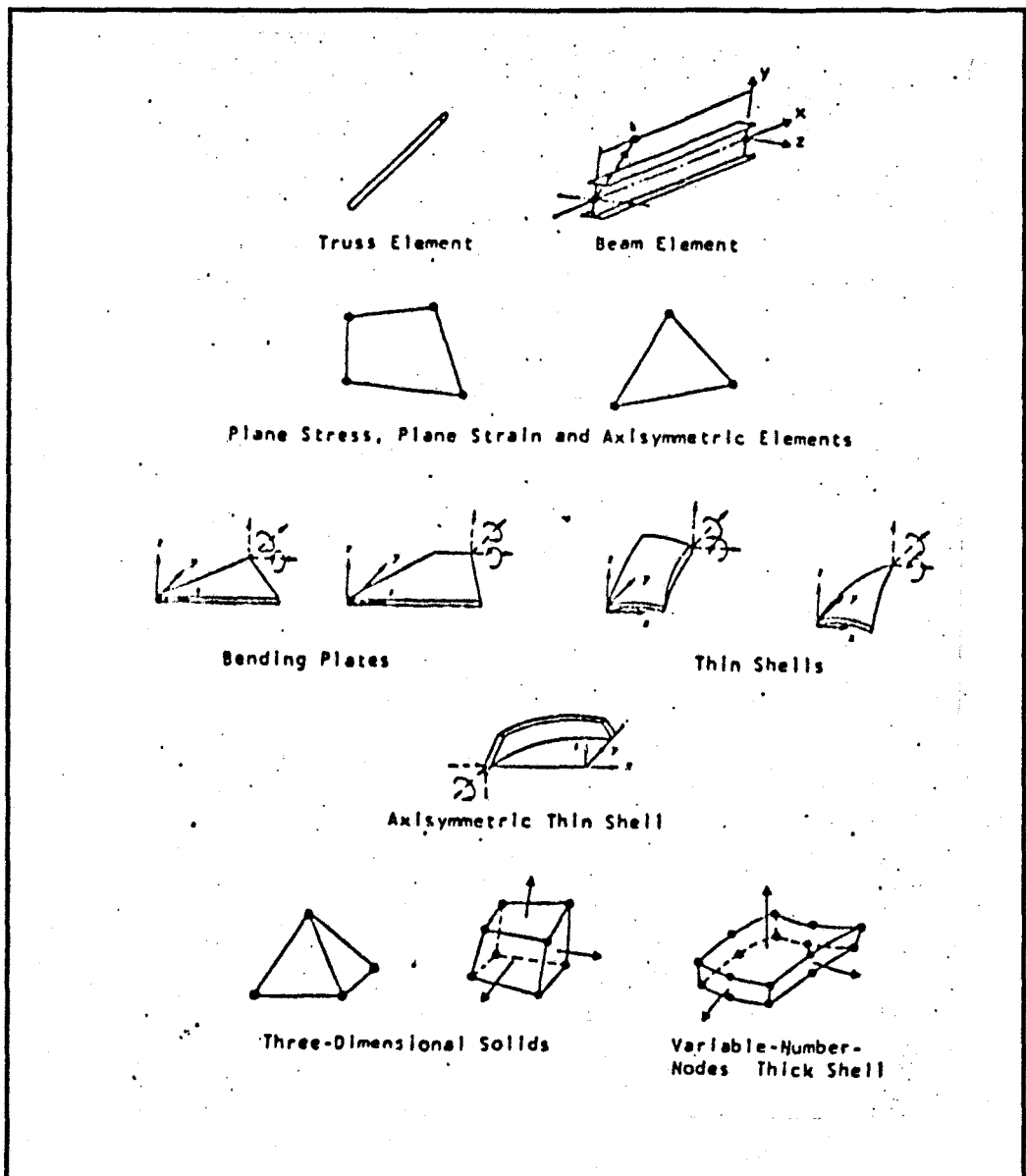
2. Pemilihan Model Displasemen

Model displasemen yang dipilih hanya merupakan perkiraan tetapi harus memenuhi persyaratan pokok tertentu. Berikut tiga pertimbangan yang dapat membantu dalam pemilihan model untuk displasemen :

- a. Tipe dan derajat dari model displasemen harus ditentukan. Dimana pada umumnya polinomial yang dipilih, maka hanya derajat dari polinomial ini yang harus ditentukan.
- b. Besaran-besaran displasemen tertentu yang menggambarkan keadaan model harus ditentukan. Biasanya hal ini adalah besaran displasemen pada titik simpul (nodal point), termasuk juga turunannya.
- c. Model yang dipilih harus memenuhi persyaratan-persyaratan khusus yang memungkinkan penyelesaian numeriknya menghasilkan suatu hasil yang mendekati kebenaran (eksak).

3. Penurunan Matrik Kekakuan Elemen dan Matrik Massa

Penurunan matrik kekakuan maupun matrik massa biasanya menggunakan metode energi (energy method) dengan menggunakan prinsip kerja virtual (virtual work).



Gambar 2-1 : Tipe-tipe elemen

Pada dasarnya kekakuan menghubungkan displasemen pada titik simpul dengan gaya-gaya luar yang bekerja pada titik simpul tersebut. Gaya-gaya luar ini harus dirubah dari bentuknya yang uniform (distributed forces) ke bentuk diskret pada titik simpul dan gaya ini disebut sebagai "*equivalent nodal force*". Penentuan matrik kekakuan biasanya tergantung pada tiga hal, yaitu :

- a. Model dari displasemen yang dipakai.
- b. Geometri dari elemen-elemen yang dipilih.
- c. Sifat material lokal (local property of material).

4. Penggabungan Elemen (Assembly of elements)

Proses ini berdasar pada anggapan pada kontinuitas di titik simpul yang menghubungkan antara elemen. Sehingga matrik kekakuan struktur merupakan penggabungan matrik kekakuan elemen. Penggabungan ini harus memenuhi suatu hukum yang disebut "*Hukum Gabungan*" yaitu yang berbunyi : " Karena displasemen harus sama pada simpul yang sama, maka pada lokasi-lokasi tersebut beban dan matrik kekakuan harus ditambahkan". Dan secara matematis dapat dituliskan :

$$[K] = \Sigma [k_e] \quad (2.1)$$

5. Formulasi Metode Elemen Hingga pada Permasalahan Dinamis

Persamaan gerak dalam formulasi metode elemen hingga identik dengan persamaan gerak dengan satu derajat kebebasan. Untuk gerakan bebas dengan satu derajat kebebasan, persamaannya adalah :

$$m \ddot{x} + kx = 0 \quad (2.2)$$

Sedangkan untuk persamaan gerak global struktur dalam formulasi elemen hingga sebagai berikut :

$$[M] \{\ddot{x}\} + [K] \{x\} = 0 \quad (2.3)$$

dimana :

$[M]$ = Matrik Massa Global

$[K]$ = Matrik Kekakuan Global

$\{\ddot{x}\}$ = Vektor Kecepatan

$\{x\}$ = Vektor Displasemen

6. Perhitungan Displasemen dari Persamaan Aljabar Simultan

Setelah persamaan global diperoleh dan harga batasnya ditentukan, maka persamaan tersebut (pers.2.3) dapat diselesaikan. Dan didapatkan harga displasemennya.

II.2 Persamaan Gerakan dari Elemen Hingga

Dengan prinsip Virtual Work akan diturunkan persamaan gerakan dari sebuah elemen hingga, yaitu persamaan yang meliputi kekakuan, massa dan beban simpul untuk elemen tersebut. Diasumsikan sebuah elemen hingga tiga dimensi (three-dimensional finite element) yang terletak pada suatu sistem koordinat kartesian (x, y dan z) seperti terlihat dalam gambar 2.2.

Untuk displasemen umum $u(t)$ pada elemen yang dinyatakan secara vektor kolom:

$$x(t) = \{u, v, w\} \quad (2.4)$$

dimana u, v, w adalah translasi ke arah x, y dan z .

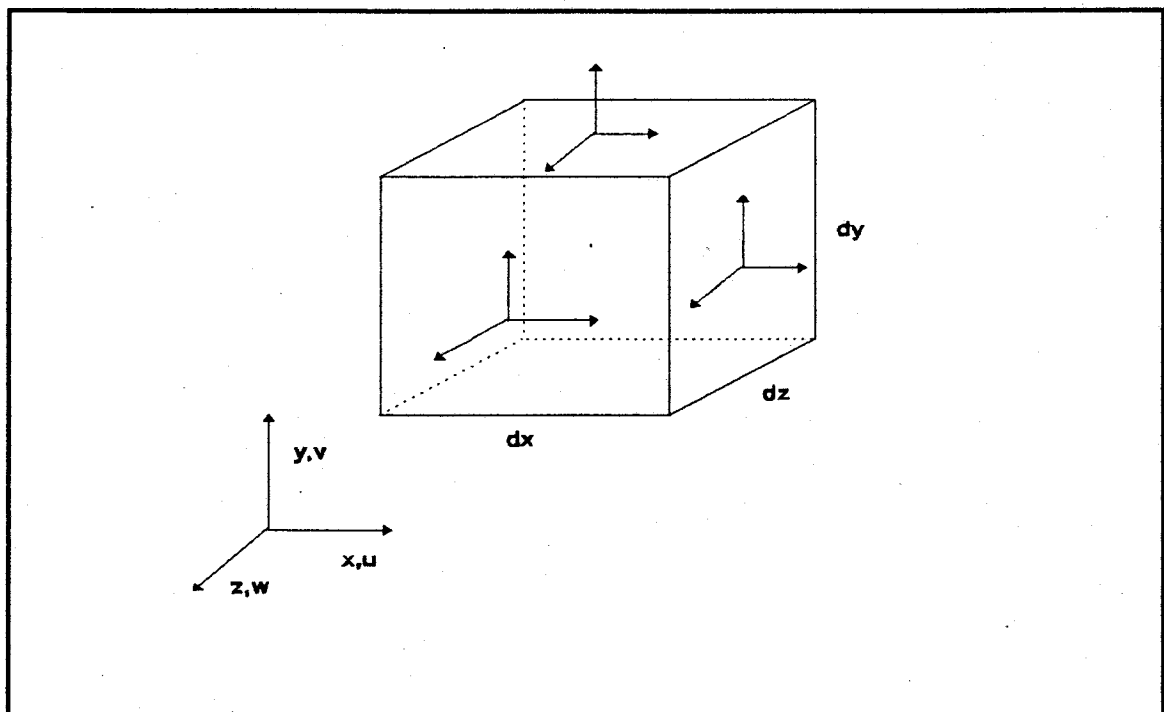
Jika elemen dikenai gaya body (body force) dimana secara vektor gaya itu dapat ditulis :

$$b(t) = \{b_x, b_y, b_z\} \quad (2.5)$$

dan b_x, b_y, b_z adalah komponen gaya (perunit panjang atau perunit luas atau perunit volume) yang beraksi pada arah x, y dan z , maka untuk displasemen simpul $q(t)$ pada arah acuan yang sama dapat dinyatakan :

$$q(t) = \{q_i(t)\} \quad ; \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n_n) \quad (2.6)$$

dimana $n_n =$ jumlah simpul dan



Gambar 2-2 : Sistem Koordinat Elemen Hingga

$$\begin{aligned}
 q_i(t) &= \{q_{xi}, q_{yi}, q_{zi}\} \\
 &= \{u_i, v_i, w_i\}
 \end{aligned}
 \tag{2.7}$$

Serupa dengan itu, aksi simpul $p(t)$ yang merupakan gaya yang bekerja ke arah x, y, z pada simpul dapat diberikan ;

$$p(t) = \{p_i(t)\} \quad ; \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n_n) \tag{2.8}$$

dengan :

$$p_i(t) = \{p_{xi}, p_{yi}, p_{zi}\} \tag{2.9}$$

Sehingga hubungan antara displasemen umum dengan displasemen simpul adalah :

$$x(t) = [f] q(t) \tag{2.10}$$

dimana :

[f] = merupakan suatu matrik fungsi yang membuat saling ketergantungan antara $x(t)$ dengan $q(t)$, dan biasanya ini disebut "shape functions"

Hubungan Strain-Displacement diperoleh dengan menurunkan displasemen umum, yang dinyatakan dengan adanya matrik "linear differential operator" sebagai berikut :

$$\varepsilon(t) = [d] x(t) \tag{2.11}$$

Dan dari pers. (2.10) dan (2.11) akan diperoleh suatu hubungan

$$\varepsilon(t) = [B] q(t) \tag{2.12}$$

jadi

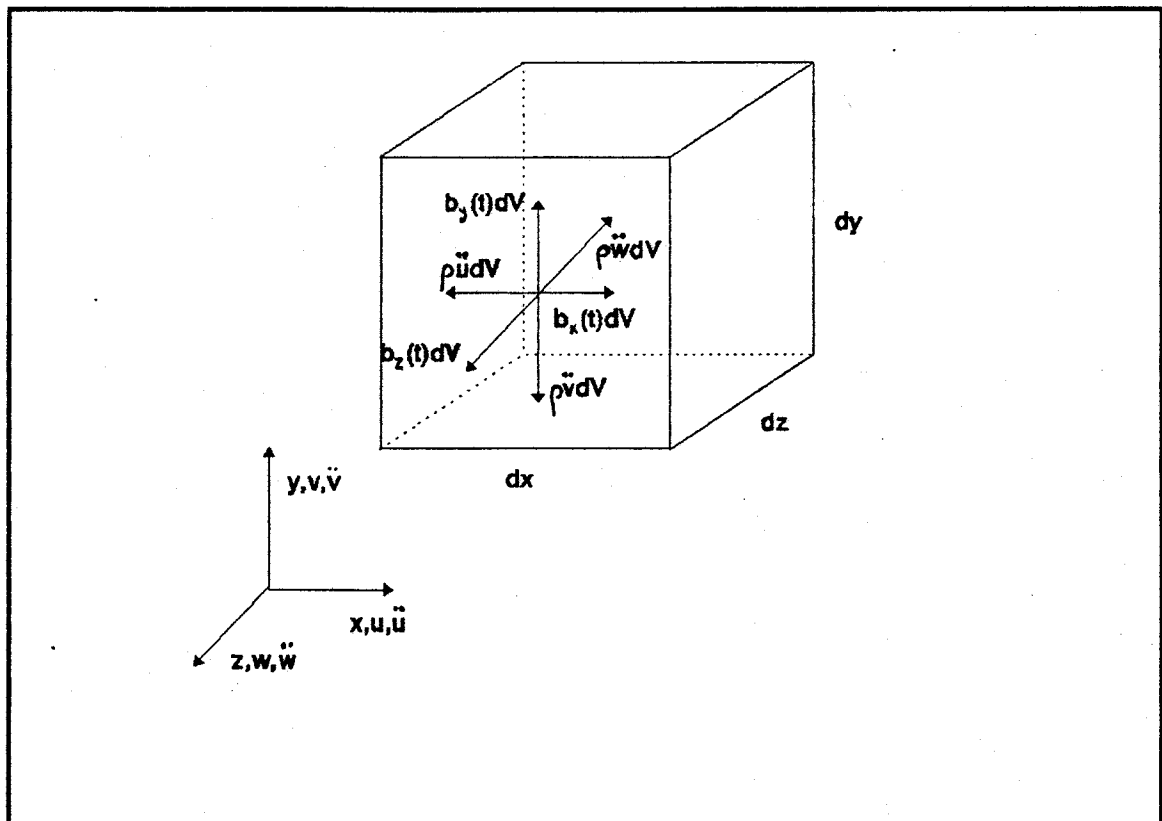
$$\delta U = [f] \delta q$$

$$\delta \epsilon = [B] \delta q \quad (2.17)$$

dan energi regangan virtual internal dapat ditulis sebagai berikut

$$\delta U_e = \int_v \delta \epsilon^t \sigma(t) dv \quad (2.18)$$

untuk :v = volume elemen



Gambar 2-3 : Eksternal dan internal Body Force

Untuk kerja virtual eksternal seperti pada gambar 2.3 menunjukkan suatu elemen hingga dengan komponen-komponen dari Body Force $[b_x(t)dV, b_y(t)dV, b_z(t)dV]$ dan Inertia Body Force $[\rho \ddot{u} dV, \rho \ddot{v} dV, \rho \ddot{w} dV]$ akibat percepatan u, v, w . Yang perlu diperhatikan bahwa gaya inersia bekerja dengan arah yang berlawanan dengan percepatan. Jadi kerja virtual eksternal adalah :

$$\delta W_e = \delta q^T p(t) + \int_V \delta u^T b(t) dV - \int_V \delta u^T \rho \ddot{u} dV \quad (2.19)$$

dan jika persamaan (2.18),(2.19) disubstitusikan ke (2.15) akan diperoleh :

$$\int_V \delta \varepsilon^T \sigma(t) dV = \delta q^T p(t) + \int_V \delta u^T b(t) dV - \int_V \delta u^T \rho \ddot{u} dV$$

$$\text{serta : } \ddot{u} = [f] \ddot{q} \quad (2.20)$$

Kemudian dari persamaan (2.14) disubstitusikan ke (2.20) serta menggunakan tranpose dari pers.(2.16) dan (2.17) diperoleh persamaan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} \delta q^T \int_V [B]^T [E] [B] dV q &= \delta q^T p(t) + \delta q^T \int_V [f]^T b(t) dV \\ &\quad - \delta q^T \int_V \rho [f]^T [f] dV \ddot{q} \end{aligned} \quad (2.21)$$

dan akan menghasilkan persamaan gerakan elemen

$$[M] \ddot{q} + [K] q = p(t) + p_b(t) \quad (2.22)$$

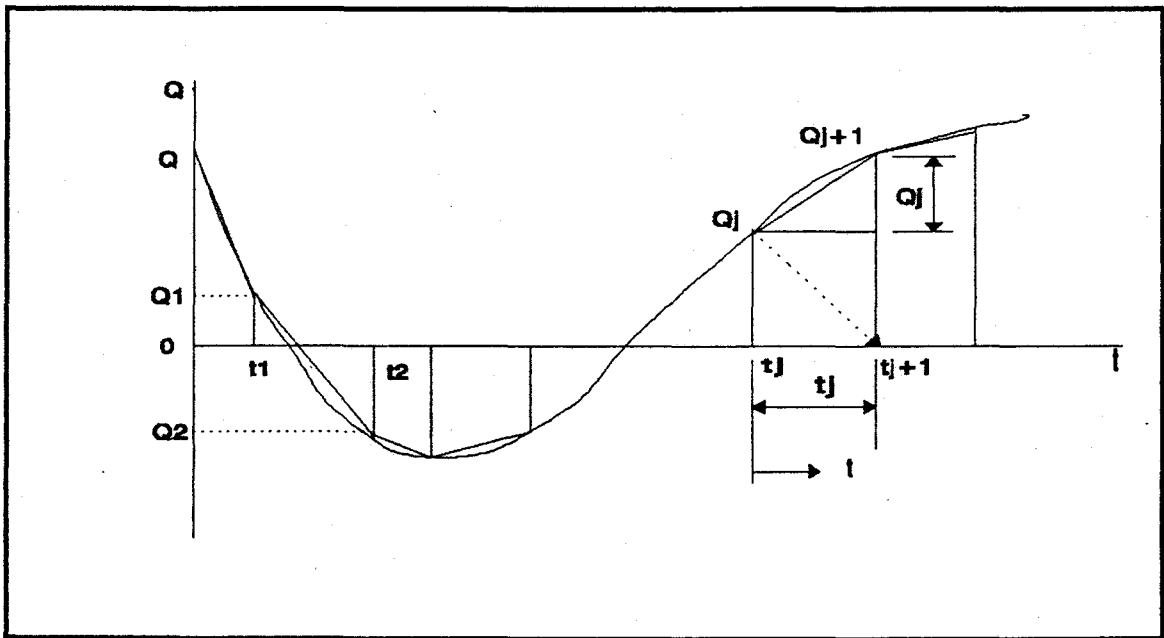
dimana : $K = \int_V [B]^T [E] [B] dV$; yang menyatakan matrik kekakuan

$M = \int_V \rho [f]^T [f] dV$, yang menyatakan matrik massa konsisten (consistent mass)

$p_b(t) = \int_V [f]^T b(t) dV$, yang menyatakan gaya simpul ekuivalen

II.3 Langkah Perhitungan Respon Getaran

Untuk mendapatkan nilai respon dari eksitasi yang berupa gaya dinamis, maka digunakan pendekatan dengan interpolasi linier dari beban secara sepotong-sepotong (piecewise). Metode Mode normal dipakai untuk penyelesaian perhitungan respons dari sistem yang berderajat banyak.



Gambar 2-4 : Interpolasi Linier Fungsi Gaya - Waktu

Untuk sebuah Fungsi gaya pada saat t (gambar 2.4), maka vektor aksi linier Q_{lj} dapat dinyatakan :

$$Q_{lj} = P f_e (\Delta T_j) \quad , (j+1 = 1, 2, 3, \dots, n_1) \quad (2.23)$$

dimana : Δt_j = perbedaan waktu

dimana : Δt_j = perbedaan waktu

n_1 = banyaknya langkah

P = faktor skala fungsi gaya $f_e(\Delta t_j)$

Jika lebih dari satu fungsi yang dikenakan pada sistem secara simultan, respon sistem didapat dari gabungan respon yang diperoleh dari perhitungan secara terpisah. Transformasi persamaan aksi dari gerakan ke koordinat normal akan menghasilkan persamaan modal yang tipikal, yaitu:

$$\ddot{x}_{Ni} + 2n_i \dot{x}_{Ni} + \omega_i^2 x_{Ni} = q_{Ni,j} + \Delta q_{Ni,j} \frac{t'}{\Delta t_j} \quad (2.24)$$

dimana : $i = 1, 2, 3, \dots, n$

$j + 1 = 1, 2, 3, \dots, n_1$

$t' = t - t_j$

$q_{Ni,j}$ = beban mode normal ke-i pada waktu t_j

Jadi,

$$q_{Ni,j} = [\Phi_{Ni}]^T Q_j = [\Phi_{Ni}]^T P f_e(\Delta t_j) \quad (2.25)$$

Sementara perubahan beban modal ke-i pada selang waktu Δt_j dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$\Delta q_{Ni,j} = q_{Ni,j+1} - q_{Ni,j} \quad (2.26)$$

Dengan demikian dapat dinyatakan respon dari mode ke-i pada akhir selang waktu ke-j sebagai penjumlahan dari tiga bagian, yaitu

$$x_{Ni,j+1} = (x_{N1} + x_{N2} + x_{N3})_{i,j+1} \quad (2.27)$$

Bagian pertama dari respon pada persamaan (2.27) merupakan gerakan getaran bebas ke-i yang disebabkan kondisi perpindahan dan kecepatan saat waktu t_j (awal interval), sehingga dapat ditulis

$$(x_{N1})_{1,j+1} = e^{-n_i \Delta t_j} \left(x_{Ni,j} \cos \omega_{di} \Delta t_j + \frac{\dot{x}_{Ni,j} + n_i x_{Ni,j}}{\omega_{di}} \sin \omega_{di} \Delta t_j \right) \quad (2.28)$$

Dua bagian berikutnya dari respon adalah akibat fungsi gaya terhadap selang waktu, dimana untuk bagian persegi panjang adalah

$$(x_{N2})_{1,j+1} = \frac{q_{Ni,j}}{\omega_i^2} \left[1 - e^{-n_i \Delta t_j} \left(\cos \omega_{di} \Delta t_j + \frac{n_i}{\omega_{di}} \sin \omega_{di} \Delta t_j \right) \right] \quad (2.29)$$

sedang untuk bagian segitiga didapatkan

$$(x_{N3})_{ij+1} = \quad (2.30)$$

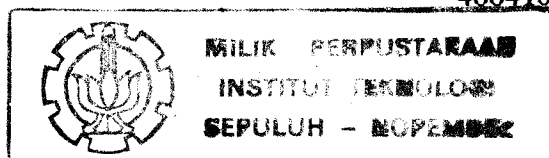
$$= \frac{\Delta q_{Ni,j}}{\omega_i^4 \Delta t_j} \left[\omega_i^2 \Delta t_j - 2n_i + e^{-n_i \Delta t_j} \left(2n_i \cos \omega_{di} \Delta t_j - \frac{\omega_{di}^2 - n_i}{\omega_{di}} \sin \omega_{di} \Delta t_j \right) \right]$$

Persamaan (2.27) sampai (2.30) merupakan formula untuk menghitung respon teredam dari setiap mode normal pada akhir selang waktu ke-j. Hal ini dapat diaplikasikan secara berulang sehingga akan diperoleh suatu time history dari respon setiap mode normal. Kemudian hasil dari setiap waktu ditransformasikan kembali ke koordinat aslinya.

II.4 Metode Komputasi

Untuk dapat menyelesaikan permasalahan Eigen Value yang muncul dalam perhitungan frekuensi natural, time history dari respon dinamis dan dengan pemodelan sistem yang menggunakan pendekatan elemen hingga (finite element) maka dipilih metode komputasi yang dianggap dapat membantu penyelesaian dalam hal waktu dan akurasi hasil.

Berdasarkan metode-metode yang digunakan dalam penulisan ini, maka dipilih suatu paket program yang sudah tersedia dengan fungsi-fungsinya yaitu suatu paket program untuk analisa struktur yang dikenal dengan nama SAP90 dimana paket ini mampu menangani permasalahan baik statis maupun dinamis. Hasil yang diperoleh dari running program adalah frekuensi natural dan mode frekuensi yang lebih tinggi serta displasemen panel yang merupakan nilai defleksi panel baik sebelum mendapat eksitasi maupun setelahnya.



BAB III

PEMODELAN PANEL

Tahapan terpenting dalam analisa suatu struktur adalah tahap pemodelan. Dimana pada tahap ini model yang dipakai harus mampu mewakili sifat-sifat umum daripada struktur yang sedang dianalisa. Penentuan jenis elemen, jumlah simpul, properti elemen, kondisi batas, letak penomoran dan sebagainya tidak dapat dilakukan cukup hanya satu dua kali tapi merupakan suatu pekerjaan yang berulang-ulang sampai didapat suatu model yang cukup valid dan dapat mewakili struktur sebenarnya.

III.1 Aspek-Aspek Pemodelan

Hal-hal yang mempengaruhi dalam proses penentuan suatu model dengan menggunakan metode elemen hingga adalah sebagai berikut :

1. Titik Simpul

Titik simpul adalah penggambaran tempat adanya perubahan bentuk (deformasi) dan aliran gaya pada struktur sesuai dengan derajat kebebasannya baik untuk translasi maupun rotasi, sehingga pada titik ini berlaku kesetimbangan gaya dan kompatibilitas perpindahan. Dan penentuan titik koordinat dalam suatu titik referensi yang tepat harus diperhatikan pada tahap awal pemodelan.

2. Jenis Elemen

Jenis elemen yang dipilih akan menggambarkan model fisis ke dalam bentuk model matematis. Pemilihan model yang tepat akan mengurangi jumlah persamaan matematis yang terbentuk dan akibatnya penyelesaian masalah

akan menjadi lebih cepat dalam hal komputasi. Untuk mampu memilih model yang tepat, pemodel perlu mengenal kelakuan tiap elemen dan sifat fisik struktur.

3. Jumlah dan Ukuran Elemen

Jumlah dan ukuran elemen yang digunakan akan menentukan banyaknya derajat kebebasan dan kemudian hal ini akan mengakibatkan besarnya matrik yang terbentuk dalam analisa model tersebut. Penentuan jumlah dan ukuran elemen tergantung dari tahap pengkajian (efisiensi dan ketelitian) dan geometri struktur

4. Tahapan elemen (grading of element)

Tahapan elemen adalah penyusunan elemen berdasarkan ukuran dari elemen-elemen penyusun model struktur. Hal ini mempengaruhi dalam penyelesaian matrik kekakuan secara menyeluruh (global stiffness matrix), sehingga harus dihindari adanya tahapan yang besar antar elemen.

5. Sistem Penomoran

Sistem penomoran simpul dan elemen sangat mempermudah dalam pembuatan data masukan, pengecekan dan pengkajian akhir disamping juga dapat mengurangi run time akibat bandwidth yang terbentuk. Sehingga diperlukan untuk menentukan sistem penomoran yang baik dan sistematis guna mengantisipasi jika ada perubahan-perubahan pada model.

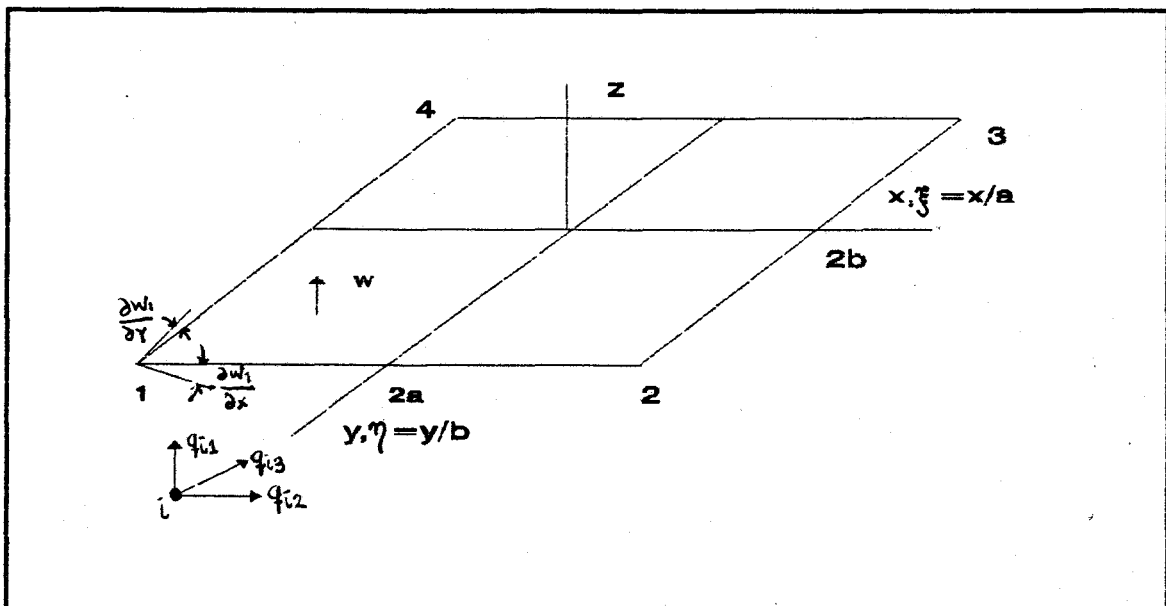
6. Kondisi Batas (Model Constraint)

Kondisi batas diberikan pada titik simpul baik berupa kendala permanen maupun tumpuan. Pada umumnya titik simpul memiliki enam derajat kebebasan. Bila salah satu dari derajat kebebasan tidak didefinisikan maka nilai pada arah gerakan tersebut dapat dibatasi.

III.2 Pemodelan Pelat Berpenegar

Lenturan dari pelat yang berpenegar didasarkan pada teori pelat tipis Kirchoff dan teori beam (balok) tipis Euler-Bernoulli, dimana pada kedua teori tersebut deformasi akibat adanya geser diabaikan.

Pelat bending yang digunakan dalam analisa ini apa yang disebut MZC Rectangle (gambar 3.1) yang pertama kali dikenalkan oleh Melosh dan Zienkiewicz-Cheung, tiap elemen ini mempunyai empat simpul sedang elemen beam mempunyai dua simpul dan masing-masing simpul memiliki tiga derajat kebebasan.



Gambar 3-1 : Elemen MZC Rectangle

III.2.1 Perumusan Matrik Kekakuan

Untuk perhitungan matrik kekakuan akan dilakukan secara terpisah antara elemen beam dan elemen pelat, yang kemudian berdasarkan hukum gabungan kedua elemen akan digabung sehingga menghasilkan matrik kekakuan global.

1. Elemen Beam

Displasemen lateral w dapat ditulis sebagai berikut :

$$w(\xi) = N_1(\xi) w_1 + N_2(\xi) w_{1,\xi} + N_3(\xi) w_2 + N_4(\xi) w_{2,\xi} \quad (3.1)$$

dimana

$$\begin{aligned} N_1(\xi) &= (2 - 3\xi + \xi^3)/4 & N_3(\xi) &= (2 + 3\xi - \xi^3)/4 \\ N_2(\xi) &= (1 - \xi - \xi^2 - \xi^3)/4 & N_4(\xi) &= (-1 - \xi + \xi^2 + \xi^3)/4 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Dengan melihat hubungan berikut :

$$w_{,\xi} = L/2 w_{,x} \quad (3.3)$$

Displasemen lateral w dapat ditulis kembali sebagai berikut:

$$w(\xi) = N_1(\xi) w_1 + N_2(\xi) L/2 w_{1,x} + N_3(\xi) w_2 + N_4(\xi) L/2 w_{2,x} \quad (3.4)$$

sedang kurvatur dapat ditulis :

$$w_{,xx} = [N_{1,xx} \quad N_{2,xx} \quad N_{3,xx} \quad N_{4,xx}] \begin{Bmatrix} w_1 \\ w_{1,x} \\ w_2 \\ w_{2,x} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 &= [B_1 \ B_2 \ B_3 \ B_4] \begin{Bmatrix} w_1 \\ w_{1,x} \\ w_2 \\ w_{2,x} \end{Bmatrix} \\
 &= [B] \{q\}
 \end{aligned} \tag{3.5}$$

untuk mendapatkan koordinat pada titik ξ digunakan hubungan berikut:

$$w_{,xx} = 4/L^2 w_{,\xi\xi} \tag{3.6}$$

Sehingga matrik kekakuan dapat ditulis sebagai berikut:

$$[Kb] = \int_{-1}^1 [B]^T [E] [B] d\xi \tag{3.7}$$

Akibat adanya momen torsi, maka pada matrik kekakuan ditambah pengaruh torsi ini :

$$[K_\theta] = \frac{GJ}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.8}$$

Setelah mengintegrasikan matrik kekakuan serta ditambah kekakuan akibat torsi, maka dapat ditulis matrik kekakuan sebagai berikut pada sumbu lokal :

$$K = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & - & - & - & - & - \\ 0 & r_2 L^2 & - & - & \text{simetri} & - \\ 6L & 0 & 4L^2 & - & - & - \\ -12 & 0 & -6L & 12 & - & - \\ 0 & -r_2 L^2 & 0 & 0 & r_2 L^2 & - \\ 6L & 0 & 2L^2 & -6L^2 & 0 & 4L^2 \end{bmatrix} \tag{3.9}$$

r_2 adalah GJ/EI dan J adalah konstan torsi serta I adalah momen inersia.

Untuk mendapatkan matrik kekakuan dalam sumbu global dapat dilakukan dengan transformasi matrik kekakuan sumbu lokal dengan matrik transformasi berikut:

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\alpha & \sin\alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cos\alpha & \sin\alpha \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Transformasi dilakukan sebagai berikut:

$$K = T^T K T \quad (3.11)$$

Setelah melakukan transformasi akan didapatkan matrik kekakuan untuk sumbu global sebagai berikut:

$$K_{jj} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & - & \text{simetri} \\ -6Lcy & (r_2 cx^2 + 4cy^2) & - \\ 6Lcx & (r_2 - 4)L^2 cxcy & (r_2 cy^2 + 4cx^2)L^2 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

$$K_{kj} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} -12 & 6Lcy & -6Lcx \\ -6Lcy & (-r_2 cx^2 + 2cy^2)L^2 & -(r_2 + 2)L^2 cxcy \\ 6Lcx & -(r_2 + 2)L^2 cxcy & (-r_2 cy^2 + 2cx^2)L^2 \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

$$K_{kk} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & - & \text{simetri} \\ 6Lcy & (r_2 cx^2 + 4cy^2)L^2 & - \\ -6Lcx & (r_2 - 4)L^2 cxcy & (r_2 cy^2 + 4cx^2)L^2 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{jj} & K_{jk} \\ K_{kj} & K_{kk} \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

dimana : $cx = \cos \alpha$

$cy = \sin \alpha$

2. Elemen Pelat

Displasemen lateral w dapat ditulis sebagai berikut:

$$w(\xi, \eta) = [N_1(\xi, \eta) \ N_2(\xi, \eta) \ N_3(\xi, \eta) \ N_4(\xi, \eta)] \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix}$$

$$= [N_i(\xi, \eta)] \{q_i\} \quad (3.16)$$

dimana :

$$N_i(\xi, \eta) = [N_{i1} \ N_{i2} \ N_{i3}]$$

$$N_{i1} = \sqrt{8} [(1 + \xi_o)(1 + \eta_o)(2 + \xi_o + \eta_o - \xi^2 - \eta^2)]$$

$$N_{i2} = -\sqrt{8} b \eta_i [(1 + \xi_o)(1 - \eta_o)(1 + \eta_o^2)]$$

$$N_{i3} = \sqrt{8} a \xi_i [(1 - \xi_o)(1 + \eta_o)(1 + \eta_o^2)]$$

$$\text{dan } \xi_o = \xi \xi_i \quad ; \quad \eta_o = \eta \eta_i \quad (3.17)$$

harga ξ_i dan η_i dapat dilihat dalam tabel berikut:

i	1	2	3	4
ξ_i	-1	1	1	-1
η_i	-1	-1	1	1

sementara ,

$$\{q_i\}^T = \{w_i \theta_{xi} \theta_{yi}\}$$

Kurvatur (generalize strain) dapat ditulis sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} w_{xx} \\ w_{yy} \\ w_{xy} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} N_{i1,xx} & N_{i2,xx} & N_{i3,xx} \\ N_{i1,yy} & N_{i2,yy} & N_{i3,yy} \\ 2N_{i1,xy} & 2N_{i2,xy} & 2N_{i3,xy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} w_i \\ \theta_{xi} \\ \theta_{yi} \end{Bmatrix} \\ &= [B_i] \{q_i\} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Untuk mendapatkan koordinat pada titik (ξ, η) digunakan hubungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} w_{xy} &= 1/ab \ w_{\xi\eta} \\ w_{xx} &= 1/a^2 \ w_{\xi\xi} \\ w_{yy} &= 1/b^2 \ w_{\eta\eta} \end{aligned} \quad (3.19)$$

Sehingga matrik kekakuan dapat ditulis sebagai berikut:

$$[K] = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B_i]^T [E] [B_i] d\xi d\eta \quad (3.20)$$

$$\text{dimana : } E = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu/2) \end{bmatrix}$$

III.3 Perumusan Beban Simpul Ekuivalen

Dalam metode elemen hingga segala informasi diperlukan pada simpul-simpulnya, beban yang bekerja harus dirubah menjadi beban-beban simpul, yang dikenal dengan Beban Simpul Ekuivalen.

Beban simpul ekuivalen pada balok akibat beban merata (persatuan panjang) adalah:

$$Q = \int_{-1}^1 N^T q d\xi \quad (3.21)$$

q adalah vektor beban merata.

Untuk elemen pelat yang mendapat beban merata lateral q dapat ditulis :

$$Q = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 N^T q d\xi d\eta \quad (3.22)$$

q adalah beban merata persatuan luas.

III.4 Penggabungan Elemen

Total potensial energi dari struktur dapat ditentukan dari penjumlahan total energi potensial dari tiap elemen.

$$\Pi = \sum_{i=1}^{n_p} \Pi_{p_i} + \sum_{i=1}^{n_b} \Pi_{b_i} \quad (3.23)$$

dimana : n_p, n_b = jumlah elemen pelat dan beam

Π_{p_i} = total energi potensial balok

Π_{bi} = total energi potensial pelat

Dari teorema energi potensial minimum, bahwa tak ada perubahan total energi potensial bila diberi displasemen virtual kecil, maka :

$$\partial \Pi = \partial U_p [\Sigma K_{ep} U_p - \Sigma Q_{ep}] + \partial U_b [\Sigma K_{eb} U_b - \Sigma Q_{eb}] \quad (3.24)$$

dimana : K_{ep}, K_{eb} = matrik kekakuan elemen pelat dan beam

Q_{ep}, Q_{eb} = beban simpul ekivalen pelat dan beam

Karena ∂U_p dan ∂U_b sesuatu yang ada harganya, maka harga dalam kurung adalah sama dengan nol, dan sesuai hukum gabungan maka pada lokasi tersebut matrik kekakuan dan vektor beban simpul harus dijumlahkan.

Jadi K dan Q untuk struktur dapat ditulis :

$$K = [\Sigma K_{ep} + \Sigma K_{eb}] \quad (3.25)$$

$$Q = [\Sigma Q_{ep} + \Sigma Q_{eb}] \quad (3.26)$$

III.5 Hybrid Beam Elemen

Pada konstruksi pelat berpenegar ada dikenal istilah Hybrid Beam elemen yaitu elemen beam yang melekat pada pelat yang mana kekakuan aksial dan kekakuan bending dihitung dengan cross section yang berbeda. Pada parameter kekakuan aksial EA/L , untuk A adalah luas dari balok itu sendiri, sedang parameter kekakuan bending (EI_e/L^3), posisi neutral axis dan Momen Inersia (I_e) dihitung berdasar penampang gabungan balok dan pelat dengan memperhitungkan lebar efektif pelat ikut. Simpul elemen akan terletak pada neutral axis dari penampang gabungan ini seperti ditunjukkan pada gambar 3.2.

Jadi pada hybrid elemen pengaruh pelat terhadap kekakuan bending telah diperhitungkan dengan memasukkan lebar efektif dalam perhitungan momen inersia efektif (I_e), sedang kekakuan aksial dari balok dapat langsung dijumlahkan dengan kekakuan aksial pelat.

Karena dalam tugas akhir ini beban aksial tidak ada maka cukuplah dikatakan bahwa untuk suatu struktur pelat berpenegar, lebar efektif pelat ikut harus diikutkan dalam perhitungan momen inersia beam. Pada gambar 3.3 dapat dilihat pemodelan balok yang melekat pada pelat.

III.5.1 Sifat Geometris dari elemen Hybrid Beam

Dalam penggunaan elemen Hybrid Beam, maka yang terutama adalah perhitungan untuk mendapatkan lokasi dari neutral axis momen inersia dari bagian yang diperhatikan termasuk juga pelat dengan lebar efektifnya. Untuk mendapatkan nilainya dapat diperoleh melalui perhitungan berikut, meskipun untuk jenis-jenis tertentu (yang sesuai standart) sudah tertera dalam daftar katalog struktur.

Jika potongan struktur dari elemen hybrid beam (gambar 3.4) memiliki kuantitas seperti berikut;

$$A_p = \text{Luas pelat efektif} = b_e t_p$$

$$A_w = \text{Luas Web}$$

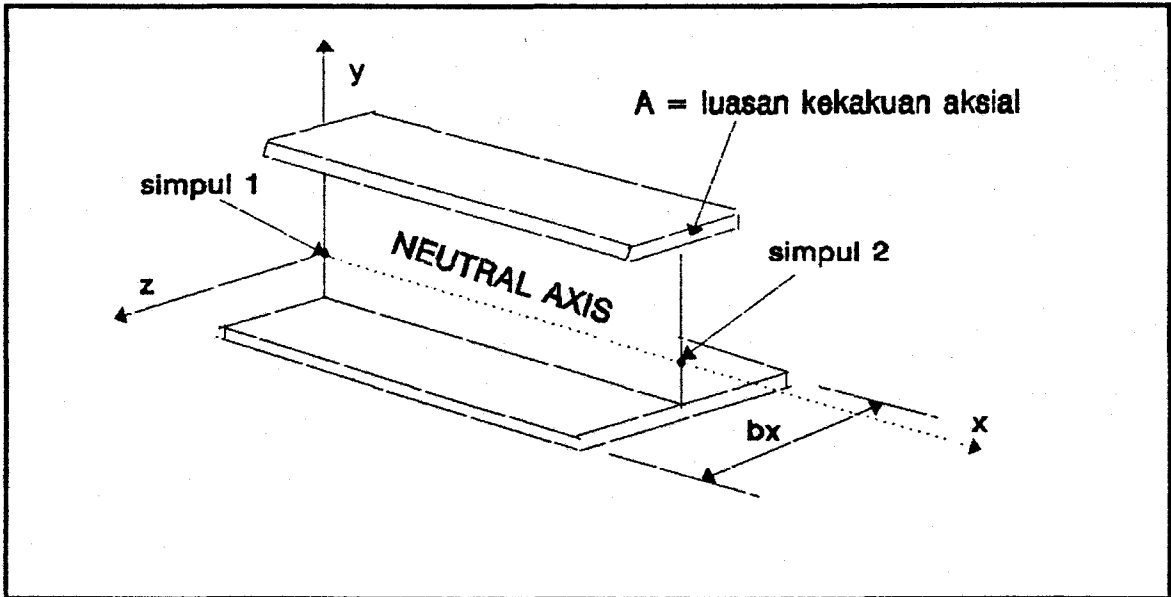
$$A_f = \text{Luas flange}$$

$$\text{maka, } A_T = \text{Luas total} = A_p + A_w + A_f$$

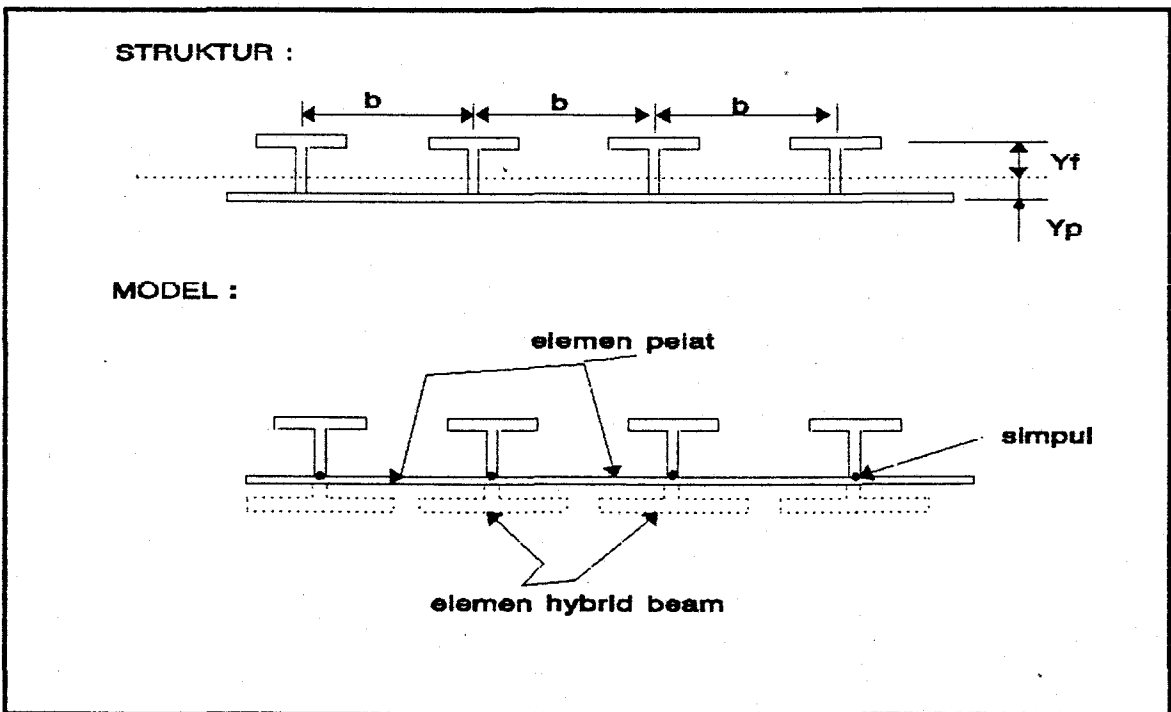
jika

$$t_p = \text{tebal pelat}$$

$$t_f = \text{tebal flange}$$



Gambar 3-2: Hybrid beam elemen



Gambar 3-3 : Model Balok melekat pada pelat

d = jarak dari pusat pelat ke pusat flange

sehingga diperoleh hubungan sebagai berikut:

$$y_f = \frac{1}{2}t_f + dC_2 \quad (3.27)$$

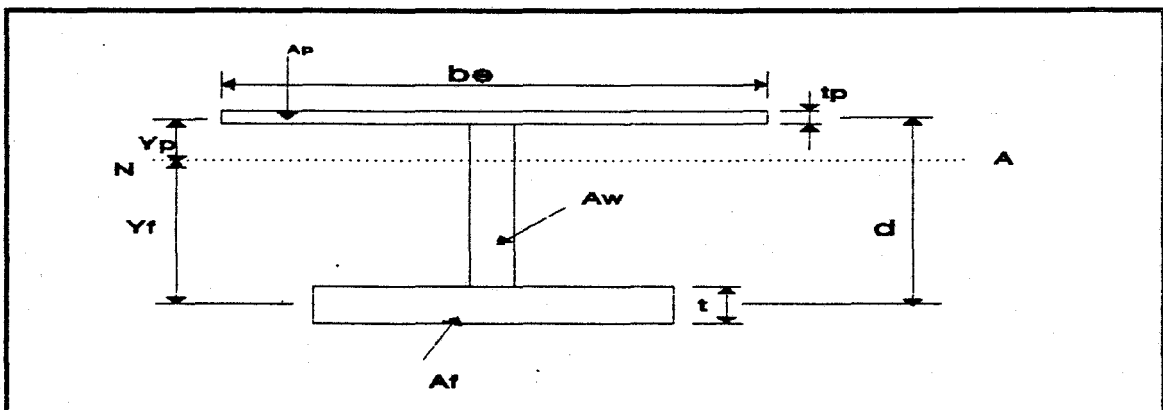
$$y_p = \frac{1}{2}t_p + d(1 - C_2) \quad (3.28)$$

$$I_e = A_T d^2 C_1 \quad (3.29)$$

dimana :

$$C_1 = \frac{A_w \left(\frac{A_T}{3} - \frac{A_w}{4} \right) + A_f A_p}{A_T^2}$$

$$C_2 = \frac{\frac{A_w}{2} + A_p}{A_T}$$



Gambar 3-4 : Sifat Geometri elemen Hybrid Beam

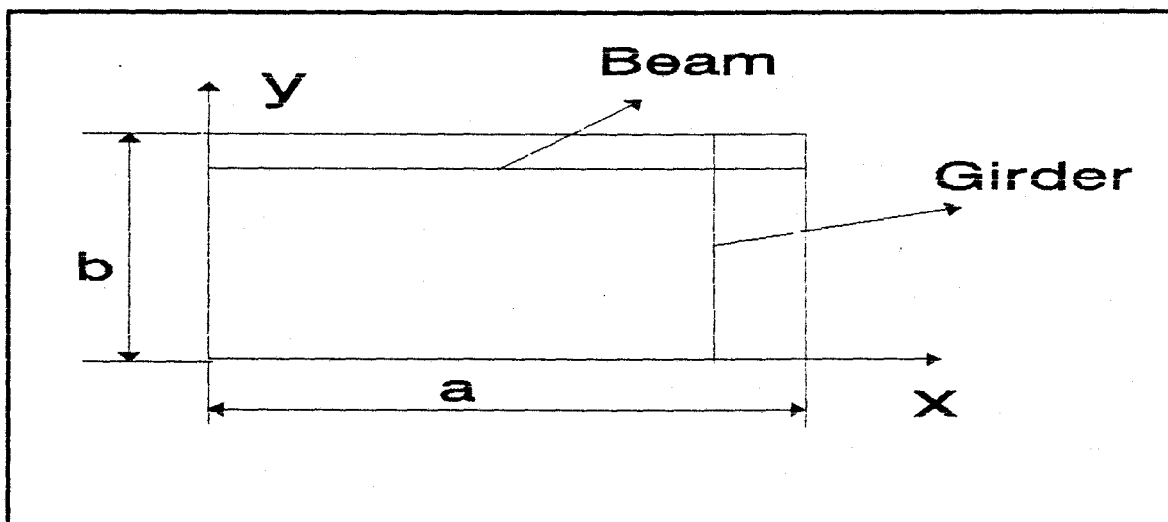
BAB IV

FREKUENSI NATURAL DAN MODE GETARAN

Analisa sistem getaran dengan derajat kebebasan yang banyak secara eksak pada umumnya cukup sulit. Dalam banyak hal semua mode dari sistem tidak dibutuhkan dan perkiraan suatu mode fundamental dan beberapa mode yang rendah sudah cukup.

IV.1 Metode Rayleigh Ritz

Metode ini berdasar pada pemilihan sejumlah fungsi bentuk yang dikalikan dengan koefisien konstan, dimana koefisien-koefisien diatur dengan membuat frekuensi menjadi minimum terhadap masing-masing koefisien, yang kemudian akan menghasilkan n persamaan aljabar dalam ω^2 . Jika fungsi yang dipilih cukup tepat, maka akan diperoleh pendekatan nilai yang cukup eksak baik untuk frekuensi fundamental maupun untuk mode frekuensi yang lebih tinggi.



Gambar 4-1: Koordinat Panel Geladak

Dalam pemilihan fungsi, pada umumnya dipengaruhi oleh syarat batas geometrik dari sistim tersebut. Untuk suatu pelat persegi panjang yang ditumpu sederhana oleh balok (beam) dan girder sesuai gambar (4.1) maka defleksi $w(x, y, t)$ dari sistim yang sesuai kondisi batasnya dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$w(x, y, t) = \sum \sum C_{kl} \sin(k\pi \frac{x}{a}) \sin(l\pi \frac{y}{b}) \sin \omega t \quad (4.1)$$

dimana :

a = panjang pelat

b = lebar pelat

C_{kl} = konstanta ($k = 1, 2, \dots$; $l = 1, 2, \dots$)

ω = frekuensi sirkular

Dan untuk Energi Regangan (Strain Energy) dapat dinyatakan,

$$V = \sum (V_{Bxi} + V_{Byi} + V_{pxi} + V_{pyi}) \quad (4.2)$$

dimana :

V_{bxi}, V_{byi} = energi regangan akibat bending dari penegar yang sejajar sumbu x dan sumbu y.

V_{pxi}, V_{pyi} = energi regangan akibat bending dari pelat dalam arah x atau arah y.

Juga untuk energi kinetik (Kinetic Energy) dapat dituliskan,

$$T = \sum (T_{sxi} + T_{syi} + T_{pi} + T_{mi}) \quad (4.3)$$

dimana :

T_{sxi}, T_{syi} = energi kinetik dari penegar yang sejajar sumbu x dan sumbu y.

T_{pi} = energi kinetik pelat

T_{mi} = energi kinetik massa penggumpalan (Berat sambungan)

Jika V_0 adalah energi regangan maksimum dan T_0 adalah energi kinetik maksimum, maka berdasar persamaan Rayleigh didapat,

$$\omega^2 = \frac{V_0}{T_0^*} \quad \text{dimana: } T_0 = \omega^2 T_0^* \quad (4.4)$$

Sementara untuk membuat ω^2 menjadi minimum, maka dilakukan penurunan terhadap setiap konstantanya yaitu

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega^2}{\partial C_{kl}} &= \frac{\partial}{\partial C_{kl}} \left(\frac{V_0}{T_0^*} \right) \\ &= \frac{T_0^* \frac{\partial V_0}{\partial C_{kl}} - V_0 \frac{\partial T_0^*}{\partial C_{kl}}}{(T_0^*)^2} = 0 \end{aligned} \quad (4.5)$$

yang dipenuhi oleh

$$\frac{\partial V_0}{\partial C_{kl}} - \frac{V_0}{T_0^*} \frac{\partial T_0^*}{\partial C_{kl}} = 0 \quad (4.6)$$

jika persamaan (4.4) disubstitusikan ke persamaan (4.6) didapatkan

$$\frac{\partial V_0}{\partial C_{kl}} - \omega^2 \frac{\partial T_0^*}{\partial C_{kl}} = 0 \quad (4.7)$$

dan melalui perhitungan matematis maka akan diperoleh persamaan sebagai berikut

$$(A_{kl} - \omega^2 B_{kl}) \{C_{kl}\} = 0 \quad (4.8)$$

dimana :

$$A_{kl} = \int_0^b \int_0^a EI \sin(k\pi \frac{x}{a}) \sin(l\pi \frac{y}{b}) dx dy$$

$$B_{kl} = \int_0^b \int_0^a m \sin(k\pi \frac{x}{a}) \sin(l\pi \frac{y}{b}) dx dy$$

Jika (C_{kl}) tidak sama dengan nol maka determinan pada persamaan (4.8) merupakan permasalahan eigenvalue

$$\det [A_{kl} - \omega^2 B_{kl}] = 0 \quad (4.9)$$

dimana penyelesaian determinan akan menghasilkan frekuensi natural dan akhirnya nilai konstanta dapat diperoleh, sehingga defleksi panel dapat ditentukan.

IV.2 Metode Iterasi

Untuk menghitung eigenvalue dan eigenvektor dari permasalahan yang muncul pada suatu sistim yang bergetar dengan banyak derajat kebebasan, maka dapat digunakan metode iterasi (yang diterapkan oleh paket SAP90). Metode ini cenderung akan konvergen pada eigenvalue yang cukup besar dan pendekatannya dengan menggunakan

pendekatan persamaan displasemen (displacement equation approach) dimana eigenvalue terbesar adalah sama dengan perbandingan terbalik dari akar frekuensi angular terendah, atau

$$A_1 \Phi_{M1} = FM \Phi_{M1} = \lambda_1 \Phi_{M1} \quad (4.10)$$

dimana,

$$\lambda_1 = \frac{1}{\omega_1^2} \quad (4.11)$$

dan persamaan (4.10) merupakan bentuk standar dari masalah eigenvalue, sementara $FM = A_1$ disebut sebagai Matrik Dinamis.

Pendekatan pertama untuk satu eigenvalue (λ_i) dapat diperoleh dengan mensubstitusi suatu trial eigenvektor $(X)_1$ ke persamaan standar eigenvalue, jika :

$$(Y)_1 \approx \lambda_i (X)_1 \quad (4.12)$$

dan untuk iterasi pertama eigenvalue $(\lambda_i)_1$ bisa diperoleh dengan membagi setiap elemen dari $(Y)_1$ dengan elemen dari vektor $(X)_1$, sehingga

$$(\lambda_i)_1 = (y_j)_1 / (x_j)_1 \quad (4.13)$$

dimana : $1 \leq j \leq n$

Langkah iterasi kedua, vektor $(Y)_1$ dinormalkan dengan membaginya dengan suatu konstanta dari elemen terakhir sehingga menghasilkan trial vektor kedua,

$$(X)_2 = (Y)_1 / b_1 \quad (4.14)$$

kemudian vektor ini dikalikan dengan matrik A untuk mendapatkan vektor baru (Y)₂:

$$(Y)_2 = A (X)_2 \quad (4.15)$$

berikut pendekatan kedua dari eigenvalue (λ_i)₂ dihitung dengan :

$$(\lambda_i)_2 = (y_j)_2 / (x_j)_2 \quad (4.16)$$

Proses ini diulang terus sampai eigenvalue dan eigenvektor dapat dihitung hingga mendekati nilai pendekatan yang cukup sesuai (akurat).

Jadi untuk iterasi ke k, langkah iterasi dapat ditulis sebagai berikut :

$$(Y)_k = A (X)_k \quad (4.17)$$

$$(\lambda_i)_k = (Y_j)_k / (X_j)_k \quad (4.18)$$

$$(X)_{k+1} = (Y)_k / b_k \quad (4.19)$$

dimana b_k adalah pembagi yang berubah-ubah sesuai nilai elemen terakhir. Agar proses iterasi dapat konvergen, maka pemilihan dari vektor trial yang pertama (..) seharusnya mendekati nilai eigenvalue yang terbesar, yaitu dengan pendekatan :

$$(X)_1 = \sum_{i=1}^n a_i \Phi_{Mi} \quad (4.20)$$

dimana $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ adalah faktor skala yang tergantung sejumlah n eigenvektor. Jika persamaan (4.20) disubstitusikan ke persamaan(4.13) dan akan diperoleh suatu eigenvektor

$$(Y)_1 = \sum_{i=1}^n a_i A \Phi_{Mi} = \sum_{i=1}^n a_i \lambda_i \Phi_{Mi} \quad (4.21)$$

Untuk langkah iterasi kedua didapat

$$(Y)_2 = A(X)_2 = A(Y)_1 / b_1 \quad (4.22)$$

Persamaan (4.21) disubstitusi ke persamaan (4.22), maka diperoleh

$$(Y)_2 = \sum_{i=1}^n a_i \lambda_i A \Phi_{Mi} / b_1 = \sum_{i=1}^n a_i \lambda_i^2 \Phi_{Mi} / b_i \quad (4.23)$$

Dan untuk iterasi ke-k, maka $(Y)_k$ akan menjadi

$$(Y)_k = \sum_{i=1}^n a_i \lambda_i^k \Phi_{Mi} / b_1 b_2 \dots b_{k-1} \quad (4.24)$$

Jika persamaan (4.24) dikalikan dengan λ_1^k dan Φ_{M1} diletakkan secara terpisah maka persamaan (4.24) menjadi

$$(Y)_k = \lambda_1^k \left[a_1 \Phi_{M1} + \sum_{i=2}^n a_i (\lambda_i / \lambda_1)^k \Phi_{Mi} \right] / b_1 b_2 \dots b_{k-1} \quad (4.25)$$

Karena faktor (λ_i / λ_1) mendekati nol dengan bertambahnya k, maka dapat disimpulkan

$$(Y)_k \approx \lambda_1^k a_1 \Phi_{M1} / b_1 b_2 \dots b_{k-1} \quad (4.26)$$

Jika kemudian untuk ruas kanan persamaan (4.26) dikalikan λ_1 maka akan diperoleh persamaan baru yaitu,

$$(Y)_k \approx \lambda_1 \left(\lambda_1^{k-1} a_1 \Phi_{M1} / b_1 b_2 \dots b_{k-1} \right) = \lambda_1 (X)_k \quad (4.27)$$

Jadi pendekatan ke-k dari λ_i akan mendekati nilai dari λ_1 . Karena kondisi ini akan konvergen nilai eigenvalue terbesar disebut sebagai eigenvalue dominan.

BAB V

RESPON DINAMIS SISTEM AKIBAT BEBAN MESIN

V.1 Gaya Dinamis akibat Getaran Mesin

Mesin Piston dengan generatornya, mesin turbin dengan generatornya, rotary compressor, motor listrik dan sebagainya, saat beroperasi dapat menimbulkan gaya dinamis. Hal ini terjadi karena pada saat mesin beroperasi terjadi perputaran massa engkol dalam mesin yang eksentris terhadap sumbu putarnya dan massa piston yang bergerak bolak balik pada sumbunya. Pembebanan mesin yang sedang beroperasi ini besarnya berubah-ubah menurut perubahan waktu yang dapat dinotasikan ke dalam bentuk periodik sinus maupun cosinus.

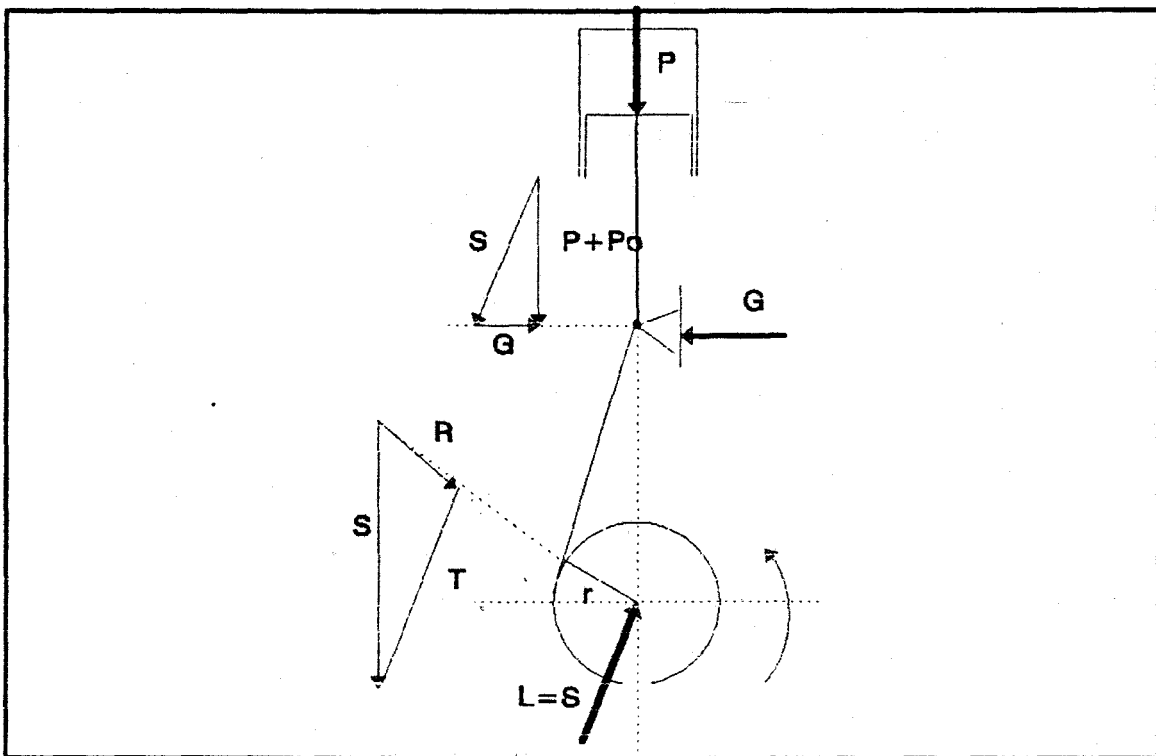
Secara garis besar gaya-gaya dinamis yang ditimbulkan oleh mesin dapat dibedakan menjadi dua bagian :

1. Gaya dinamis pada mesin tipe rotary
2. Gaya dinamis pada mesin tipe piston

Selanjutnya akan dibahas gaya-gaya dinamis yang ditimbulkan oleh mesin tipe piston, karena mesin tipe ini yang nantinya akan dipergunakan sebagai sumber eksitasi untuk analisa panel geladak.

V.1.1 Gaya-Gaya Dinamis Mesin Tipe Piston

Gaya dinamis yang ditimbulkan oleh mesin tipe piston ini akan berbentuk fungsi periodik yang tak harmonik, akibat gaya aksi dari piston yang bergerak naik turun dan engkol yang berputar di dalam silinder pembakaran.



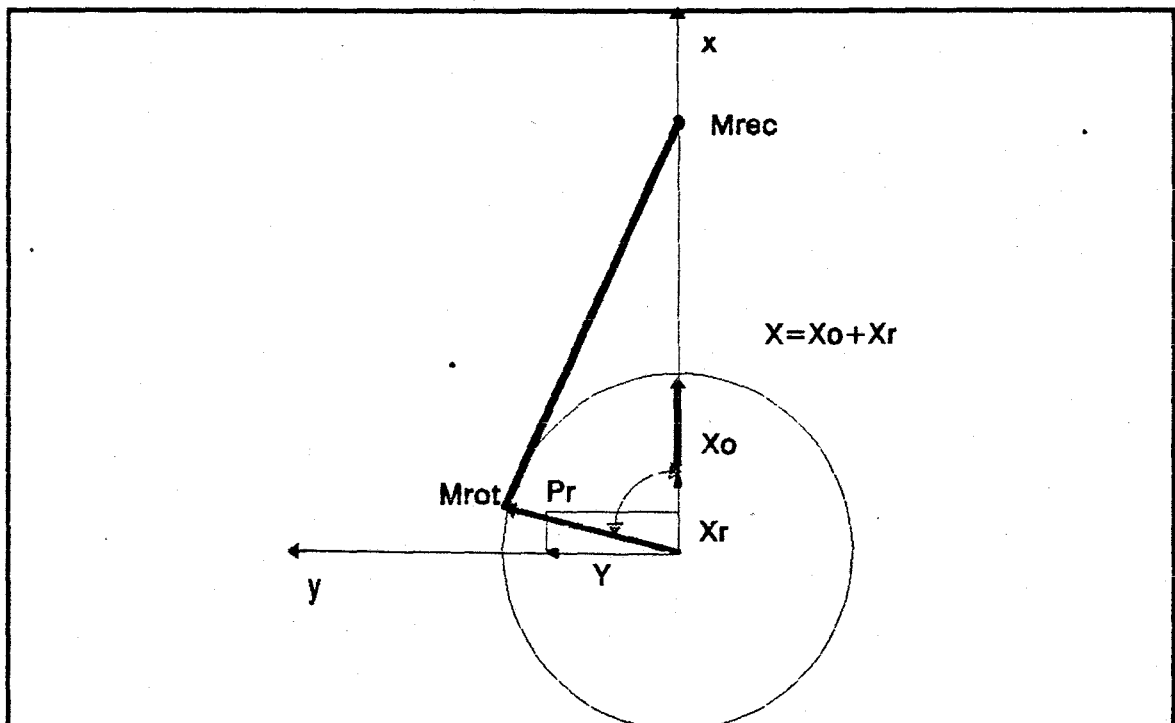
Gambar 5-1 : Gerakan Crank pada silinder

Pada gambar 5.1 tampak gaya-gaya yang muncul saat engkol bergerak untuk setiap silinder. Gaya P didekomposisi ke arah horisontal sebagai Guide Force (G) dan suatu Connecting Rod Force (S) pada crosshead. Sementara Gaya S yang beraksi pada crank dapat didekomposisi ke arah Tangensial (T) dan arah Radial (R). Komponen Radial akan mengarah ke pusat poros dan akan menyebabkan terjadinya bending dari crankshaft. Komponen ini juga akan dapat menyebabkan timbulnya gaya aksial yang mana merupakan sumber dari getaran longitudinal poros. Sedangkan Komponen Tangensial merupakan sumber utama dari getaran torsional poros.

Berikut pada gambar 5.2 dapat dilihat sebuah engkol yang panjangnya r bergerak berputar mengelilingi titik pusat O (sumbu putar crankshaft), dengan kecepatan w . Stang piston yang panjangnya l , menghubungkan piston pada titik P (wristpin) dengan engkol

pada titik C (crankpin). Massa pada titik P melakukan gerak vertikal naik turun, sedangkan massa pada titik C melakukan gerakan lintasan melingkar dengan jari-jari r yang berpusat O. Massa total yang melakukan gerakan vertikal naik turun (reciprocating) mengikuti gerakan piston disebut massa reciprocating (reciprocating mass) yang terletak pada crosshead (M) dan besarnya adalah:

$$M_{rec} = M_2 + M_3 \left(\frac{L_1}{L} \right) \quad (5.1)$$



Gambar 5 -2 : Mekanisme pergerakan Engkol dan Piston

Disisi lain, massa total yang melakukan gerakan melingkar (rotation) yang mengikuti gerakan engkol disebut massa rotasi (rotating mass) yang terletak di crankpin (C) dan besarnya adalah:

$$M_{rot} = M_1 \frac{r_1}{r} + M_3 \left(1 - \frac{L_1}{L} \right) \quad (5.2)$$

dimana :

M_1 = massa engkol

M_2 = massa yang bergerak naik turun (seperti : piston, wristpin, kepala engkol)

M_3 = massa stang piston

L = panjang stang piston

L_1 = jarak antara pusat berat stang piston dengan crankpin (C)

r_1 = jarak antara pusat berat poros engkol dengan titik pusat crankshaft (O)

r = jari-jari crank

Maka besarnya gaya dinamis mesinyang arahnya vertikal dapt dituliskan sebagai berikut:

$$P_v = (M_{rec} + M_{rot}) \omega^2 r \cos \omega t \quad (5.3)$$

Dan gaya dinamis yang arahnya horisontal :

$$P_h = M_{rot} \omega^2 r \sin \omega t \quad (5.4)$$

Persamaan (5.3) dan (5.4) hanya menyatakan gaya untuk satu silinder, maka untuk mesin piston bersilinder banyak dengan mengasumsikan bahwa mesin adalah rigid sehingga tidak akan muncul getaran lokal, besarnya gaya dinamis dari mesin yang berarah vertikal dapat dirumuskan sebagai:

$$P_v = \sum_{i=1}^n (M_{rec} + M_{rot}) \omega^2 r_i \cos(\omega t + \alpha_i) \quad (5.5)$$

sedangkan gaya dinamis yang berarah horisontal menjadi :

$$P_h = \sum_{i=1}^n M_{rot} \omega^2 r_i \sin(\omega t + \alpha_i) \quad (5.6)$$

dimana :

n = banyaknya silinder

ω = frekuensi angular mesin (rpm)

r_i = jari-jari crank pada silinder ke- n

α_i = Wedging angle, yaitu sudut antara kedudukan engkol pada silinder ke- n dengan kedudukan engkol pada silinder pertama.

Untuk besarnya Wedging angle ini dibedakan untuk mesin piston 2 langkah dengan mesin 4 langkah, seperti pada tabel 5.1 dan 5.2 yang bervariasi menurut jumlah silinder.

V.2 Respon Sistem Terhadap Pembebanan Harmonis

Jika gaya dinamis $P(t)$ bekerja pada suatu massa dalam suatu sistem dinamis maka resultan geraknya akan dipengaruhi oleh gaya eksitasi ini. Pada sistem struktur dimana sistem dinamisnya memiliki peredam maka bagian gerakan yang tidak dihasilkan oleh eksitasi harmonis tersebut akan berhenti dan sistem akan mengikuti frekuensi eksitasinya. Getaran yang masih tetap berlangsung tersebut disebut getaran keadaan tetap (steady state respons) dan getaran yang tidak dapat berlangsung terus disebut getaran sementara (transient state respons).

Pada keadaan steady state, struktur bergetar dengan frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasinya sementara untuk kondisi transien sistim bergetar dengan frekuensi sama dengan frekuensi natural teredam.

V.2.1 Pengaruh Harmonis Tak Teredam

Untuk mendapatkan respon dinamis dari sistim dengan banyak derajat kebebasan, yang pertama dilakukan adalah dengan melakukan transformasi ke koordinat normal. Jika diberikan persamaan dalam bentuk matrik

$$M\ddot{X} + KX = Q \quad (5.7)$$

dimana Q menyatakan suatu matrik kolom dari suatu aksi yang bekerja pada sistim, sebagai berikut:

$$Q = \begin{bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \\ Q_3 \\ \dots \\ Q_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \\ \dots \\ F_n(t) \end{bmatrix} \quad (5.8)$$

Dan jika diketahui bahwa hubungan antara koordinat asal dengan koordinat prinsipal dinyatakan oleh,

$$X = \Phi_M X_P \quad (5.9a)$$

$$\dot{X} = \Phi_M \dot{X}_P \quad (5.9b)$$

maka untuk mentransformasi persamaan (5.7) ke koordinat prinsipil, persamaan tersebut dikalikan dengan Φ_M^T dan persamaan (5.9) disubstitusikan ke persamaan (5.7) untuk X dan \dot{X} akan diperoleh:

$$\Phi_M^T M \Phi_M \ddot{X}_p + \Phi_M^T K \Phi_M X_p = \Phi_M^T Q \quad (5.10)$$

atau dapat ditulis

$$M_p \ddot{X}_p + K_p X_p = Q_p \quad (5.11)$$

dimana:

$$M_p = \Phi_M^T M \Phi_M$$

$$K_p = \Phi_M^T K \Phi_M$$

$$Q_p = \Phi_M^T Q$$

yang dalam bentuk matriknya

$$\begin{bmatrix} Q_{p1} \\ Q_{p2} \\ Q_{p3} \\ \dots \\ Q_{pn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{M11} Q_1 + \Phi_{M21} Q_2 + \Phi_{M31} Q_3 + \dots + \Phi_{Mn1} Q_n \\ \Phi_{M12} Q_1 + \Phi_{M22} Q_2 + \Phi_{M32} Q_3 + \dots + \Phi_{Mn2} Q_n \\ \Phi_{M13} Q_1 + \Phi_{M23} Q_2 + \Phi_{M33} Q_3 + \dots + \Phi_{Mn3} Q_n \\ \dots \\ \Phi_{M1n} Q_1 + \Phi_{M2n} Q_2 + \Phi_{M3n} Q_3 + \dots + \Phi_{Mnn} Q_n \end{bmatrix}$$

Jika matrik Modal dinormalisasi terhadap matrik massa maka Q_p menjadi

$$Q_N = \Phi_N^T Q \quad (5.12)$$

dan persamaan gerakan ke-i pada koordinat normal diberikan,

$$\ddot{x}_N + \omega_i^2 x_N = q_N \quad ; (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (5.13)$$

dengan beban mode normal adalah sebagai berikut

$$q_{Ni} = \Phi_{N1i} Q_1 + \Phi_{N2i} Q_2 + \Phi_{N3i} Q_3 + \dots + \Phi_{Nni} Q_n \quad (5.14)$$

Untuk menghitung respon yang ditimbulkan oleh gaya yang bekerja dapat digunakan integral Duhamel's, yaitu :

$$x_{ni} = \frac{1}{\omega_i} \int_0^t q_{Ni} \sin \omega_i (t - t') dt' \quad (5.15)$$

dimana persamaan ini akan diaplikasikan secara berulang untuk menghitung displasemen mode normalnya $X_N = \{x_N\}$ dan kemudian hasilnya ditransformasikan kembali kekoordinat asli dengan menggunakan persamaan

$$X = \Phi_N X_N \quad (5.16)$$

V.2.2 Pengaruh Harmonis Tereadam

Damping akan menjadi penting saat frekuensi eksitasi periodik sama dengan salah satu dari frekuensi natural sistem yang berderajat banyak. Jika eigenvalue dan eigenvektor dari sistem akan dihitung, dalam hal ini dapat digunakan dengan pendekatan fungsi transfer pada metode mode normal. Dan bila frekuensi eksitasi dan frekuensi natural telah diketahui, maka dapat dihitung respon untuk steady state dan faktor pembesaran (Magnification Factor) serta sudut phase dari respon yang muncul.

Jika sebuah sistem dengan peredam dikenai suatu gaya harmonis sederhana yang merupakan fungsi $\cos \omega t$, maka vektor aksi ω dapat dituliskan

$$Q = P \cos \omega t \quad (5.17)$$

dimana :

$P = \{P_1, P_2, P_3, \dots, P_n\}$, yang mana merupakan faktor skala dari fungsi $\cos \omega t$.

Transformasi persamaan gerakan ke koordinat normal menghasilkan suatu persamaan tipikal yaitu,

$$\ddot{x}_{Ni} + 2n_i \dot{x}_{Ni} + \omega_i^2 x_{Ni} = q_{Ni} \cos \omega t \quad ; (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (5.18)$$

dimana: $q_{Ni} = \text{kontanta}$

Sehingga dari persamaan diatas dapat diperoleh persamaan untuk respon steady-state dari mode ke-i sebagai berikut :

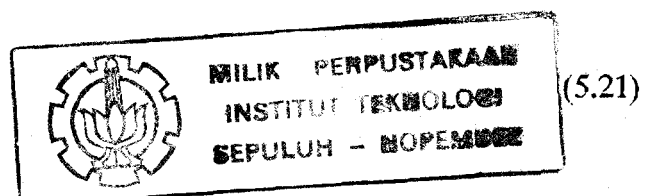
$$x_{Ni} = \frac{q_{Ni}}{\omega_i^2} \beta_i \cos(\omega t - \theta_i) \quad (5.19)$$

dengan Magnification Factor β_i adalah

$$\beta_i = \frac{1}{\sqrt{(1 - \omega^2 / \omega_i^2)^2 + (2\zeta_i \omega / \omega_i)^2}} \quad (5.20)$$

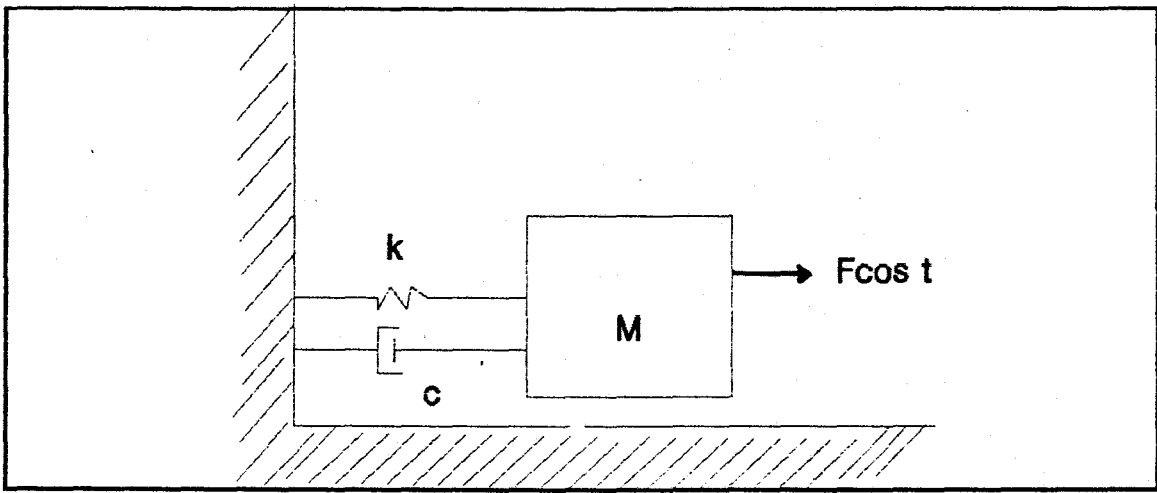
dan sudut phase θ_i

$$\theta_i = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta_i \omega / \omega_i}{1 - \omega^2 / \omega_i^2} \right)$$



V.3 Penyaluran Gaya ke Tumpuan (Transmisibilitas)

Untuk mengetahui besarnya gaya yang disalurkan ke tumpuan, ditinjau suatu osilasi dengan gaya harmonis sederhana $F(t) = F_0 \cos(\omega t)$ yang bekerja pada massa seperti tampak pada gambar (5.3)



Gambar 5-3 : Osilasi teredam dgn gaya harmonis sederhana

Persamaan differensial dari gerak ini adalah :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_0 \cos \omega t \quad (5.22)$$

dengan penyelesaian steady-state adalah :

$$x = X \cos (\omega t - \theta) \quad (5.23)$$

dimana jika $r = \frac{\omega}{\omega_n}$ maka ;

$$X = \frac{F_0/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (5.24)$$

Gaya tersalur ke tumpuan melalui elemen pegas dan elemen redaman, sehingga gaya total F_T yang tersalur adalah :

$$F_T = Kx + C\dot{x} \quad (5.25)$$

Differensiasi persamaan (5.23) dan substitusi ke persamaan (5.25), akan diperoleh :

$$F_T = X [K \cos(\omega t - \theta) - C\omega \sin(\omega t - \beta)]$$

$$F_T = X \sqrt{K^2 + C^2 \omega^2} \cos(\omega t - \Phi) \quad (5.26)$$

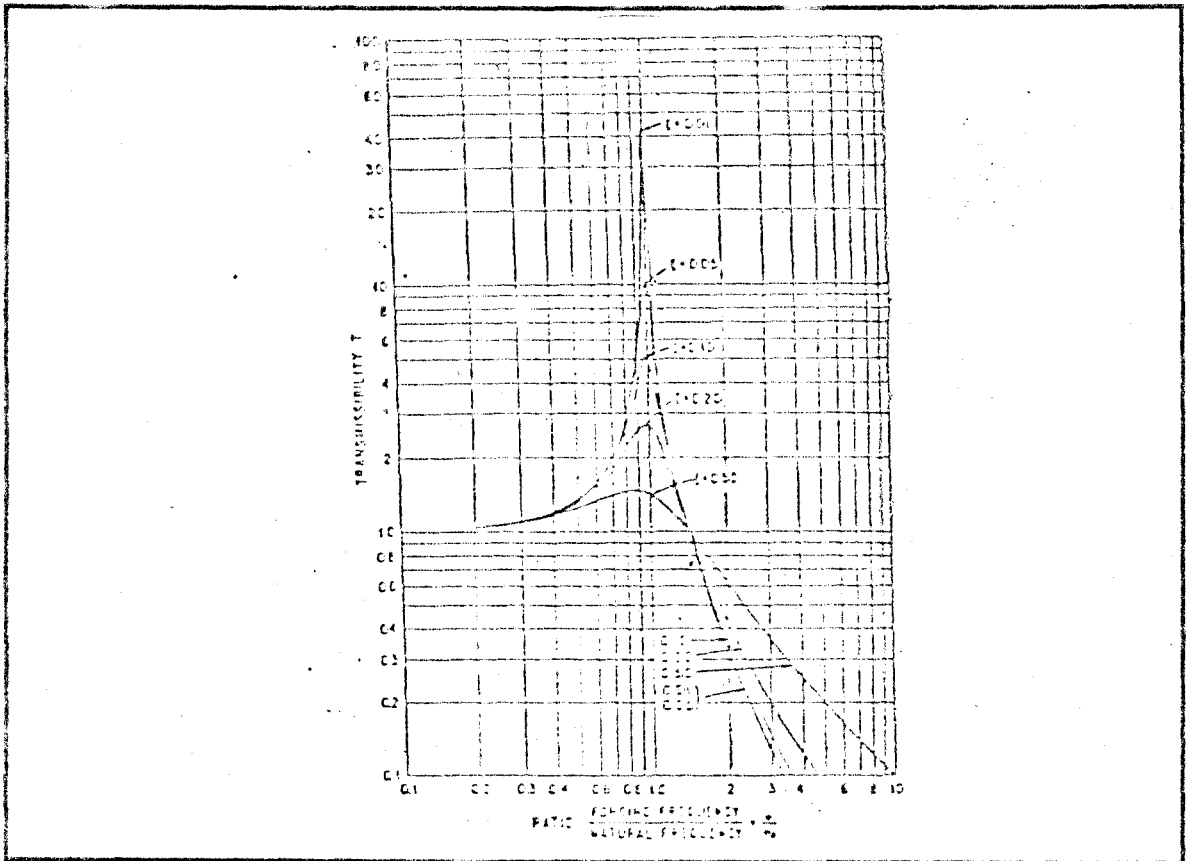
dimana : $\Phi = 2\theta + \pi$

Substitusi persamaan (5.24) ke persamaan (5.26) akan memberikan gaya maksimum A_T yang tersalur ke tumpuan yaitu sebesar :

$$A_T = F_0 \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (5.27)$$

Dan Transmisibilitas didefinisikan sebagai rasio dari gaya maksimum yang ditransmisikan ke tumpuan dengan gaya dinamis maksimum yang bekerja, yaitu :

$$T_R = \frac{A_T}{F_0} = \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{1/2} \quad (5.28)$$



Gambar 5-4 : Grafik Transmisibilitas

JUMLAH SILINDER		α_n (dalam Radian)			
DUA		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = \pi$		
TIGA		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 2\pi/3$	$\alpha_3 = 4\pi/3$	
EMPAT	TYPE (A)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = \pi/2$	$\alpha_3 = \pi$	$\alpha_4 = 3\pi/2$
	TYPE (B)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 3\pi/2$	$\alpha_3 = \pi/2$	$\alpha_4 = \pi$
LIMA		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 6\pi/5$	$\alpha_3 = 4\pi/5$	$\alpha_4 = 2\pi/5$
		$\alpha_5 = 8\pi/5$			
ENAM	TYPE (A)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 4\pi/3$	$\alpha_3 = 2\pi/3$	$\alpha_4 = \pi$
		$\alpha_5 = \pi/3$	$\alpha_6 = 5\pi/6$		
	TYPE (B)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 2\pi/3$	$\alpha_3 = 4\pi/3$	$\alpha_4 = 4\pi/3$
		$\alpha_5 = 2\pi/3$	$\alpha_6 = 2\pi$		
DELAPAN	TYPE (C)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 7\pi/6$	$\alpha_3 = \pi/3$	$\alpha_4 = 5\pi/6$
		$\alpha_5 = 2\pi$	$\alpha_6 = 8\pi/6$		
	TYPE (A)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = \pi/4$	$\alpha_3 = \pi$	$\alpha_4 = 3\pi/2$
		$\alpha_5 = 3\pi/2$	$\alpha_6 = \pi$	$\alpha_7 = \pi/4$	$\alpha_8 = 2\pi$
SEMILAN	TYPE (B)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 3\pi/4$	$\alpha_3 = 3\pi/2$	$\alpha_4 = 5\pi/4$
		$\alpha_5 = \pi/4$	$\alpha_6 = \pi$	$\alpha_7 = \pi/2$	$\alpha_8 = 7\pi/4$
		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 14\pi/9$	$\alpha_3 = 4\pi/9$	$\alpha_4 = 10\pi/9$
		$\alpha_5 = 8\pi/9$	$\alpha_6 = 2\pi/3$	$\alpha_7 = 4\pi/3$	$\alpha_8 = 2\pi/9$
SEPULUH		$\alpha_9 = 16\pi/9$			
		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 7\pi/5$	$\alpha_3 = 4\pi/5$	$\alpha_4 = 6\pi/5$
		$\alpha_5 = 3\pi/5$	$\alpha_6 = 2\pi/5$	$\alpha_7 = 9\pi/5$	$\alpha_8 = \pi/5$
DUABELAS		$\alpha_9 = 8\pi/5$	$\alpha_{10} = \pi$		
		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 5\pi/2$	$\alpha_3 = \pi/2$	$\alpha_4 = 7\pi/6$
		$\alpha_5 = \pi/2$	$\alpha_6 = 5\pi/6$	$\alpha_7 = 2\pi/3$	$\alpha_8 = \pi$
		$\alpha_9 = 5\pi/3$	$\alpha_{10} = 2\pi/3$	$\alpha_{11} = \pi/3$	$\alpha_{12} = 4\pi/3$

TABEL 5 - 1: WEDGING ANGLE untuk Mesin Piston 2 Langkah

JUMLAH SILINDER		α_n (dalam Radian)				
DUA		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = \pi / 2$			
TIGA		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 4\pi / 3$	$\alpha_3 = 2\pi / 3$		
EMPAT	TYPE (A)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 2\pi$	$\alpha_3 = \pi$	$\alpha_4 = \pi$	
	TYPE (B)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = \pi$	$\alpha_3 = \pi$	$\alpha_4 = 2\pi$	
LIMA		$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 2\pi / 5$	$\alpha_3 = 8\pi / 5$	$\alpha_4 = 6\pi / 5$	
		$\alpha_5 = 6\pi / 5$				
ENAM	TYPE (A)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 2\pi / 3$	$\alpha_3 = 4\pi / 3$	$\alpha_4 = 2\pi$	
		$\alpha_5 = 2\pi / 3$	$\alpha_6 = 4\pi / 3$			
	TYPE (B)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 4\pi / 3$	$\alpha_3 = 2\pi / 3$	$\alpha_4 = 2\pi / 3$	
		$\alpha_5 = 4\pi / 3$	$\alpha_6 = 2\pi$			
	TYPE (C)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 2\pi / 3$	$\alpha_3 = 4\pi / 3$	$\alpha_4 = \pi / 3$	
		$\alpha_5 = \pi$	$\alpha_6 = 5\pi / 6$			
	DELAPAN	TYPE (A)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = \pi$	$\alpha_3 = 2\pi$	$\alpha_4 = \pi$
		$\alpha_5 = \pi$	$\alpha_6 = 2\pi$	$\alpha_7 = \pi$	$\alpha_8 = 2\pi$	
	TYPE (B)	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 3\pi / 2$	$\alpha_3 = \pi$	$\alpha_4 = \pi / 2$	
		$\alpha_5 = \pi / 2$	$\alpha_6 = 2\pi$	$\alpha_7 = \pi$	$\alpha_8 = 3\pi / 2$	
	SEMBILAN	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 10\pi / 9$	$\alpha_3 = 8\pi / 9$	$\alpha_4 = 2\pi / 9$	
		$\alpha_5 = 16\pi / 9$	$\alpha_6 = 4\pi / 3$	$\alpha_7 = 2\pi / 3$	$\alpha_8 = 4\pi / 9$	
		$\alpha_9 = 14\pi / 9$				
	SEPULUH	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 4\pi / 5$	$\alpha_3 = 8\pi / 5$	$\alpha_4 = 2\pi / 5$	
		$\alpha_5 = 6\pi / 5$	$\alpha_6 = 4\pi / 5$	$\alpha_7 = 8\pi / 5$	$\alpha_8 = 2\pi / 5$	
		$\alpha_9 = 6\pi / 5$	$\alpha_{10} = 2\pi$			
	DUABELAS	$\alpha_1 = 0$	$\alpha_2 = 4\pi / 3$	$\alpha_3 = 2\pi / 3$	$\alpha_4 = 4\pi / 3$	
		$\alpha_5 = 4\pi / 3$	$\alpha_6 = 2\pi$	$\alpha_7 = 5\pi / 6$	$\alpha_8 = \pi / 3$	
		$\alpha_9 = \pi$	$\alpha_{10} = \pi$	$\alpha_{11} = \pi / 3$	$\alpha_{12} = 5\pi / 6$	

TABEL 5 - 1: WEDGING ANGLE untuk Mesin Piston 4 Langkah

BAB VI

APLIKASI DAN ANALISA HASIL

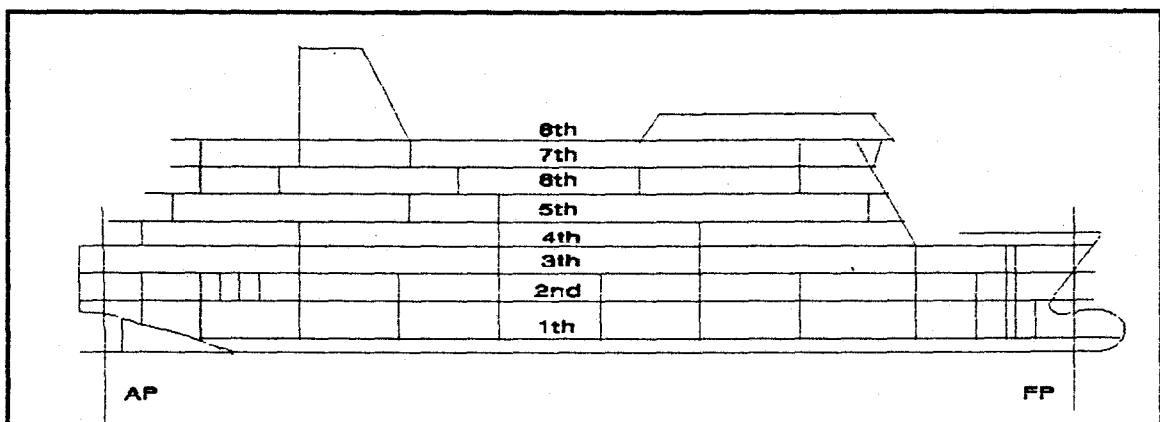
Pada bab-bab terdahulu telah diterangkan dasar-dasar teori yang membahas masalah yang berhubungan dengan respon dinamis struktur akibat getaran mesin. Pada bab ini akan dicoba mengaplikasikan pada kondisi lapangan yang sebenarnya.

Adapun pembahasan yang akan dilakukan disini lebih bersifat studi dengan tujuan mempelajari perilaku struktur, yang dalam hal ini adalah panel geladak dari bangunan atas akibat pembebanan dinamis dari mesin induk. Data-data yang diperoleh berasal dari kapal Penumpang milik PT.PELNI yaitu KM."AWU" dan KM."KELIMUTU", yang mana kedua kapal tersebut memiliki dimensi yang sama.

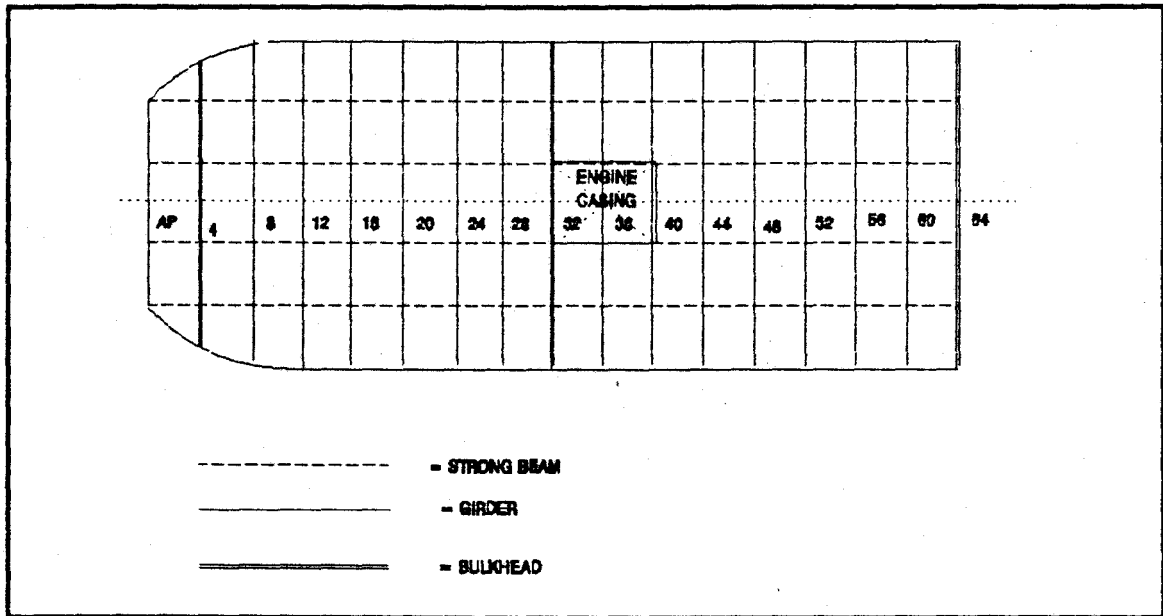
VI.1 Data-data

Untuk dapat menentukan perhitungan dalam analisa digunakan data-data sebagai berikut :

1. Dimensi Utama (Main Dimension)



Gambar 6-1: Penempatan Sekat pada Kapal



Gambar 6-2: Geladak kelima FS.0-64

NAMA BAGIAN		UKURAN
BADANKAPAL	LOA	99.80 m
	LPP	90.50 m
	BMLD	18.00 m
	T	4.20 m
	Gross Tonnage	6400 grt
	DWT	1450 mton
	Vs	15 knot
MESIN UTAMA	TYPE	6MU453C
	JUMLAH	2 buah
	ENGINE OUTPUT	1600 KW (600 rpm)

PROPELLER	JUMLAH	2 buah
	JUMLAH DAUN PROP.	4 buah
	DIAMETER	2800 mm
	MATERIAL	CuNiAl Bronze
	BERAT	1481 kg
TABEL 6.1 : DATA UMUM KAPAL MESIN "AWU"		

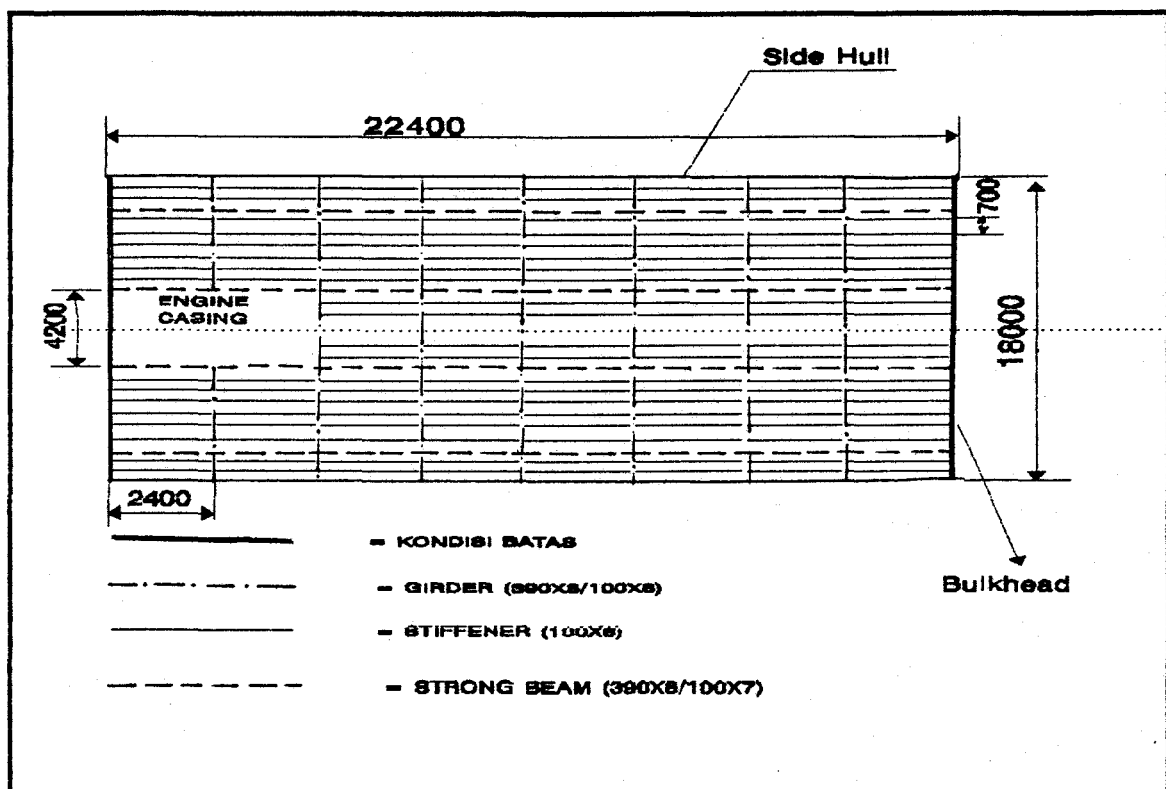
2. Mesin Induk (Main Engine)

Untuk mesin Induk yang digunakan adalah Mesin Diesel Type Piston dengan model 6MU453C yang memiliki data teknis sebagai berikut:

NAMA BAGIAN	UKURAN
Jumlah Silinder	6 buah
Berat Piston	5.84 kg
Berat Crank	5.11 kg
Berat Piston Rod	9.03 kg
Panjang Piston Rod	630 mm
Bore	320 mm
Stroke	420 mm
Jari-jari Crank	151 mm
Con. Rod Ratio	0.24
Tabel 6-2 : data Mesin Induk	

3. Panel Geladak

Panel Geladak yang dianalisa diambil pada ruang akomodasi di geladak ke-5 mulai dari frame 32-64 dengan dibatasi oleh sekat melintang pada bagian depan dan belakang serta oleh lambung pada bagian kiri dan kanan seperti pada gambar (6.3).

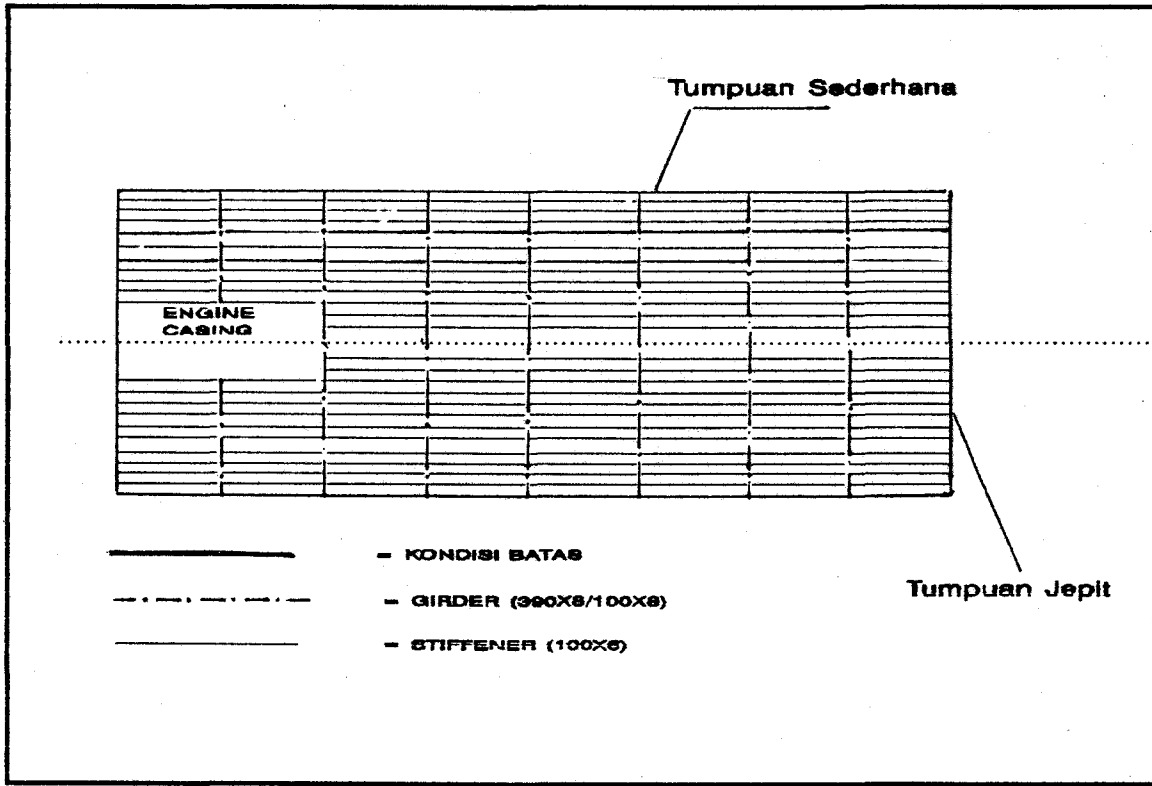


Gambar 6-3 : Dimensi Panel Geladak

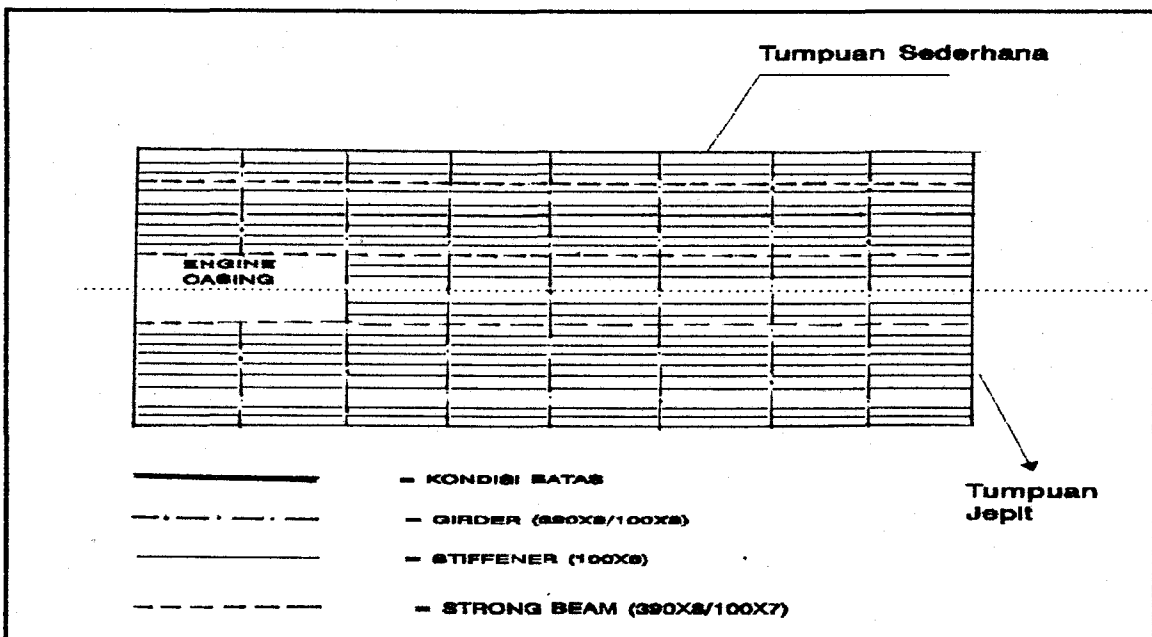
Beberapa panel Geladak di ruang akomodasi yang akan dianalisa dapat diklasifikasikan ke dalam tipe berikut :

a. Tipe I

Panel yang terdiri dari pelat dengan sejumlah penegar dan sejumlah girder yang terletak saling tegak lurus seperti gambar (6.4)



Gambar 6-4: Panel Geladak Tipe I



Gambar 6-5: Panel Geladak Tipe II

b. Tipe II

Panel yang terdiri dari pelat dengan sejumlah penegar, strong beam yang terletak sejajar dengan penegar dan girder yang terletak tegak lurus terhadap penegar maupun strong beam seperti gambar (6.5)

Untuk panel tersebut diatas memiliki dimensi sebagai berikut:

a. Pelat

- Panjang (L) = 22.4 m
- Lebar (B) = 18.0 m
- Tebal (t) = 6.0 mm
- Berat persatuan volume = $77.07E+3$ N/m³
- Massa persatuan volume = $7.85E+3$ kg/m³

b. Penegar

- Dimensi penampang = 100 X 6 mm
- Berat persatuan panjang = 46.21 N/m
- Massa persatuan panjang = 4.71 N/m
- Luas Penampang (A₀) = $6E-4$ m²

c. Girder (Profil T)

- Dimensi penampang : Facc = 100 X 8 mm
Web = 390 X 8 mm
- Berat persatuan panjang = 309 N/m
- Massa persatuan panjang = 30.77 kg/m

- Luas penampang (A_0) = $3.92E-3 \text{ m}^2$

d. Strong Beam (profil T)

- Dimensi penampang : Face = $100 \times 8 \text{ mm}$
Web = $390 \times 7 \text{ mm}$
- Berat persatuan panjang = 272 N/m
- Massa persatuan panjang = 27.71 kg/m
- Luas penampang (A_0) = $3.53E-3 \text{ m}^2$

VI.2 Pemodelan Panel Geladak

Untuk tahap pemodelan, panel dimodelkan dengan elemen MZC rectangle dengan jumlah elemen sebagai berikut :

a. Model untuk perhitungan frekuensi natural

- elemen pelat = 196
- elemen beam = 419
- jumlah nodal = 238
- kondisi batas : Sekat melintang diasumsikan tumpuan jepit.

lambung diasumsikan tumpuan sederhana.

b. Model untuk perhitungan respon akibat eksitasi mesin.

- elemen pelat = 196
- elemen beam = 507
- jumlah nodal = 310

- kondisi batas : Sekat melintang diasumsikan tumpuan jepit.

Hull Girder diasumsikan tumpuan spring.

VI.2.1 Validasi Model

1. Validasi Geometris

Sebelum dilakukan proses perhitungan maka program akan melakukan pemeriksaan terhadap model struktur yang datanya dimasukkan sebagai input. Pada tahap ini dilakukan pemeriksaan terhadap :

- lokasi koordinat titik nodal.
- jenis dan properti elemen.
- orientasi koordinat (lokal dan global)
- kompatibilitas elemen

hasil pemeriksaan ini dapat dilihat pada hasil SAPLOT dengan kondisi undeformed dan pada file *****.SAP**.

2. Validasi Perhitungan

Untuk tahap ini maka hasil running program dibandingkan dengan nilai perhitungan suatu formulasi yang diambil dari klasifikasi (dalam hal ini diambil dari NV). Berdasarkan perhitungan (lihat lampiran A) maka dapat diperoleh bahwa frekuensi natural yang pertama (frekuensi fundamental) adalah sebesar 3.23 Hz, sementara frekuensi fundamental hasil running program sebesar 2.930 Hz untuk Panel tipe I dan sebesar 3.097 Hz untuk panel tipe II. Dalam hal ini hasil running dibanding perhitungan memiliki selisih antara 0.133 - 0.3 Hz .

A. Panel tipe I

MODE (i)	FREKUENSI NATURAL		DISPLASEMEN MAKS. Z(mm)
	(Hz)	RPM	
1	2930	175.803	13.39
2	3.128	187.644	5.12
3	3.539	212.281	12.40
4	4.238	254.298	6.33
5	5.293	317.610	5.40
6	5.339	320.379	7.05
7	6.280	376.815	2.44
8	6.998	419.883	10.80
9	7.960	477.560	8.53
10	8.054	483.194	6.05
11	8.330	499.810	9.24
12	8.867	532.087	11.87
13	9.587	575.250	11.56
14	10.217	613.065	12.47
15	15.490	929.433	tak diukur
16	15.555	933.348	tak diukur

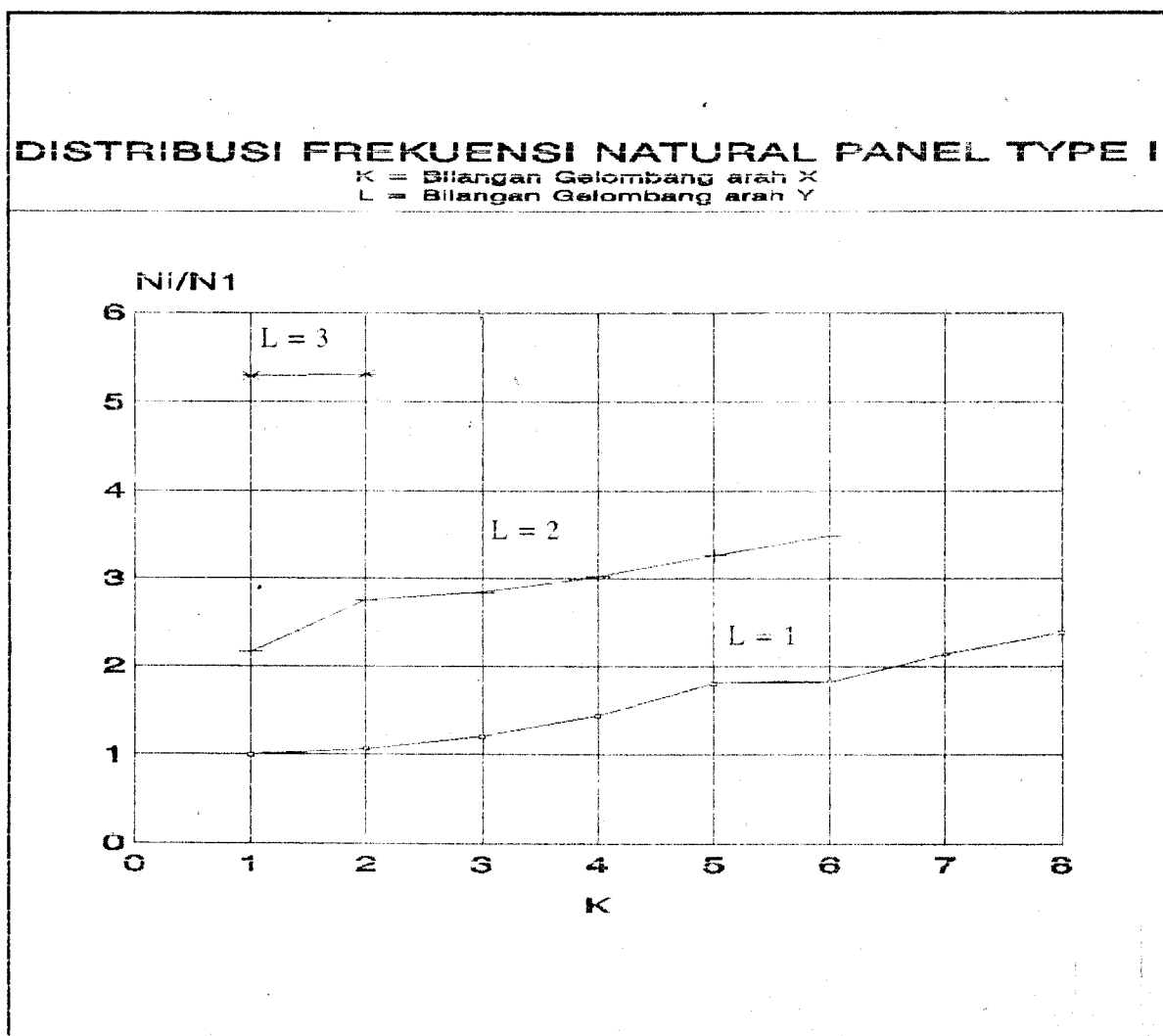
TABEL 6.3: FREKUENSI NATURAL PANEL TIPE I

Berdasarkan nilai-nilai yang ditunjukkan pada tabel (6.3) dan grafik distribusi frekuensi natural pada gambar (6.6) maka dapat disimpulkan :

1. Pada Panel type I, struktur memiliki kekakuan ke arah Y lebih besar daripada ke arah X, dimana bilangan gelombang (yaitu bilangan yang menunjukkan banyaknya lendutan yang terjadi pada arah acuan jika struktur bergetar dengan frekuensinya) ke arah Y bernilai satu ($L=1$) terjadi pada mode 1

sampai mode 7. Sementara untuk ke arah X jumlah lendutan yang terjadi akan bertambah dengan bertambahnya mode getaran (mode 1-7). Hal ini disebabkan karena adanya pemasangan girder yang memiliki struktur yang lebih besar, sehingga kekakuannya lebih besar.

2. Distribusi frekuensi natural adalah merata dan cukup rapat, sehingga jika ada gaya eksitasi yang bekerja pada sistem dengan frekuensi eksitasi diatas frekuensi fundamental maka akan cukup sulit untuk menghindari terjadinya resonansi.



Gambar 6-6: Distribusi Frekuensi Natural Panel I

B. Panel Type II

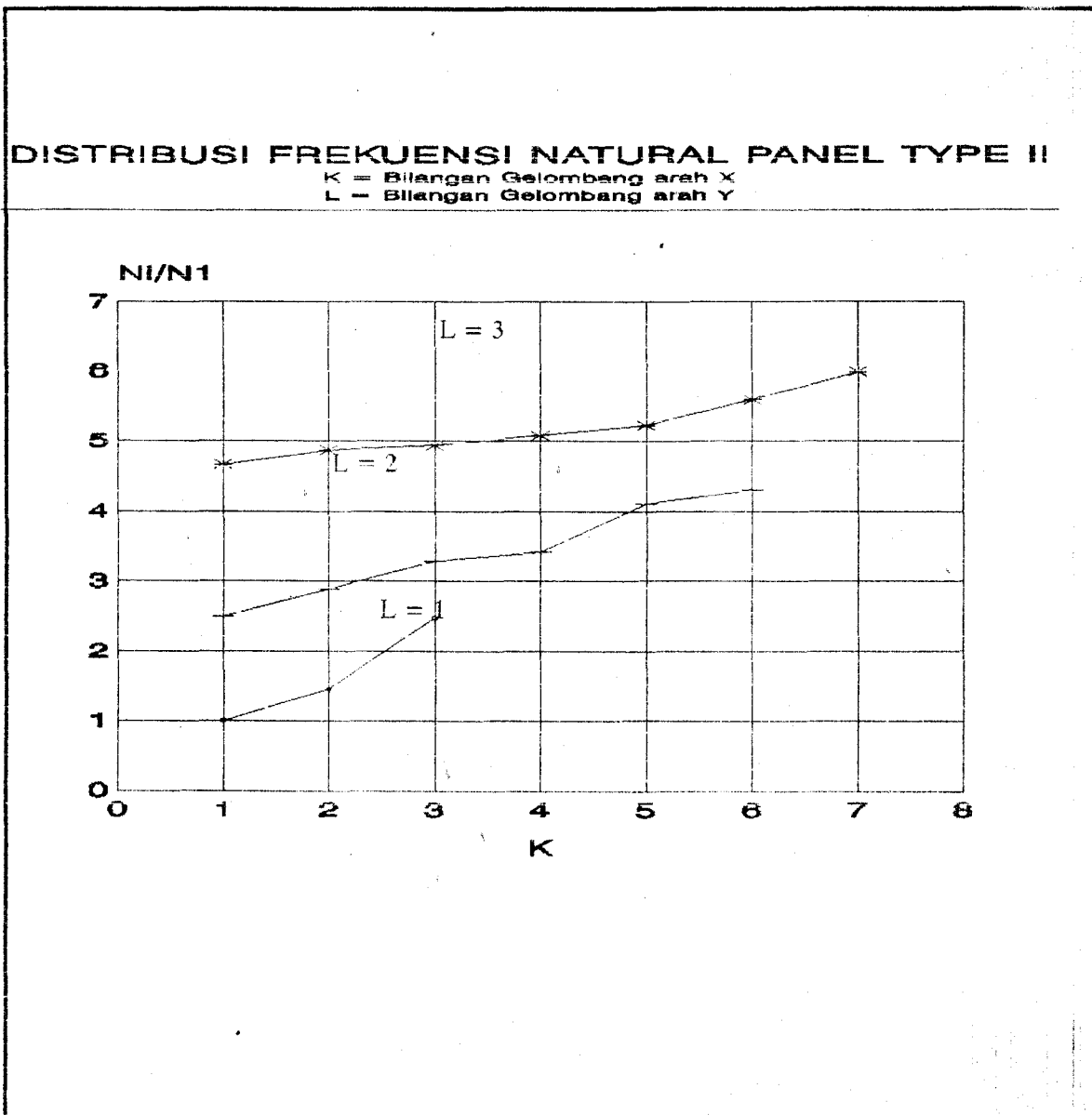
MODE (i)	FREKUENSI NATURAL		DISPLASEMEN MAKS. Z(mm)
	(HZ)	RPM	
1	3.097	185.829	8.079
2	4.513	270.818	6.15
3	7.276	436.594	2.97
4	7.751	465.051	5.25
5	8.549	507.545	6.0
6	10.185	611.060	5.70
7	10.573	634.360	7.77
8	12.721	763.275	tak diukur
9	13.314	798.799	tak diukur
10	14.433	866.026	tak diukur
11	15.080	904.796	tak diukur
12	15.284	917.019	tak diukur
13	15.744	944.712	tak diukur
14	16.171	970.304	tak diukur
15	17.338	1040.300	tak diukur
16	18.554	1113.257	tak diukur

TABEL 6.4: FREKUENSI NATURAL PANEL TIPE II

Berdasarkan nilai-nilai yang ditunjukkan pada tabel (6.4) dan grafik distribusi frekuensi natural pada gambar (6.7) dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Pada Panel tipe II, kekakuan ke arah X bertambah dengan adanya penambahan strong beam. Hal ini ditunjukkan dengan berkurangnya jumlah lendutan yang terjadi pada arah X, dimana untuk satu bilangan gelombang ke arah Y terjadi hanya pada mode 1 sampai mode 3 (bandingkan dengan tipe I).

2. Distribusi frekuensi natural memiliki jarak (space) yang cukup berarti (tidak terlalu rapat) dibandingkan tipe I, sehingga jika ada gaya eksitasi yang bekerja pada panel dengan frekuensi eksitasi di atas frekuensi fundamental akan lebih mudah untuk menghindari agar tidak terjadi resonansi.



Gambar 6-7: Distribusi Frekuensi Natural Panel II

VI.4 Perhitungan Gaya Eksitasi

Seperti yang telah dijelaskan dalam bab terdahulu bahwa gaya yang digunakan sebagai sumber eksitasi adalah gaya yang ditimbulkan oleh putaran silinder Mesin tipe piston yang kemudian ditransmisikan melalui hull girder ke batas panel geladak yang dianalisa. Berikut perhitungan gaya eksitasi dari putaran silinder mesin dalam lima kondisi operasi mesin :

1. Kondisi tanpa beban

Kecepatan minimum = 195 rpm

Kecepatan maksimum = 626 rpm

2. Kondisi dengan beban

Kecepatan minimum = 190 rpm

Kecepatan maksimum = 600 rpm

3. Kondisi pelayaran

Kecepatan service = 540 rpm

a. Perhitungan Massa Reciprocating dan Massa Rotasi

Sesuai dengan persamaan (5.1) dan (5.2) maka besarnya massa reciprocating adalah :

$$M_{rec} = M_2 + M_3 \left(\frac{L_1}{L} \right)$$

$$M_{rot} = M_1 \left(\frac{r_1}{r} \right) + M_3 \left(1 - \frac{L_1}{L} \right)$$

dimana :

$$M_1 = 5.11 \text{ kg}$$

$$M_2 = 5.84 \text{ kg}$$

$$M_3 = 9.03 \text{ kg}$$

$$L = 630 \text{ mm}$$

$$L_1 = 315 \text{ mm}$$

$$r = 151 \text{ mm}$$

sehingga,

$$M_{\text{rec}} = 5.84 + 9.03 \left(\frac{315}{630} \right)$$

$$= 10.355 \text{ kg}$$

$$M_{\text{rot}} = 5.84 (0.5) + 9.03 (1 - 0.5)$$

$$= 7.435 \text{ kg}$$

b. Perhitungan Gaya Dinamis

Gaya eksitasi yang timbul dari Mesin adalah akibat terjadinya unbalance forces yaitu suatu gaya resultan dari suatu orde yang tidak menghasilkan lintasan tertutup. Hal ini terjadi karena kondisi dari firing ordersilinder. Resultan gaya yang tidak sama dengan nol inilah yang menghasilkan gaya bebas yang kemudian menjadi sumber getaran yang sifatnya periodik. Gaya yang terjadi didekomposisi ke arah horisontal dan vertikal. Sementara untuk gaya ke arah horisontal biasanya besarnya adalah konstan dan gaya ini berpengaruh dari pusat poros sepanjang radius crank, sehingga komponen gaya horisontal memiliki segment yang tertutup (balance).

Oleh karena itu komponen gaya yang berpengaruh terhadap gaya eksitasi pada Hull girder adalah komponen vertikal (F_z), dimana sesuai persamaan (5.5) besarnya gaya vertikal adalah :

$$P_v = \sum_{j=1}^n (M_{rec} + M_{rot}) \omega^2 r_j \cos(\omega t + \alpha_j)$$

dimana :

$$M_{rec} = 10.355 \text{ kg}$$

$$M_{rot} = 7.435 \text{ kg}$$

ω = sesuai kondisi kecepatan

α_i = sesuai firing order, untuk kasus ini adalah type C (tabel 5.2)

$$n = 6$$

maka untuk :

a. Kondisi tanpa beban

- Putaran minimum (195 rpm)

$$P_v = 1120.120 \{ \cos(\omega t) + \cos(\omega t + 2.094) + \cos(\omega t + 4.189) + \cos(\omega t + 1.047) + \cos(\omega t + 3.142) + \cos(\omega t + 2.618) \}$$

- Putaran maksimum (626 rpm)

$$P_v = 11544.219 \{ \cos(\omega t) + \cos(\omega t + 2.094) + \cos(\omega t + 4.189) + \cos(\omega t + 1.047) + \cos(\omega t + 3.142) + \cos(\omega t + 2.618) \}$$

b. Kondisi dengan beban

- Putaran minimum (190 rpm)

$$P_v = 1063.477 \{ \cos(\omega t) + \cos(\omega t + 2.094) + \cos(\omega t + 4.189) + \cos(\omega t + 1.047) + \cos(\omega t + 3.142) + \cos(\omega t + 2.618) \}$$

- Putaran maksimum (600 rpm)

$$P_v = 10604.422 \{ \cos(\omega t) + \cos(\omega t + 2.094) + \cos(\omega t + 4.189) + \cos(\omega t + 1.047) + \cos(\omega t + 3.142) + \cos(\omega t + 2.618) \}$$

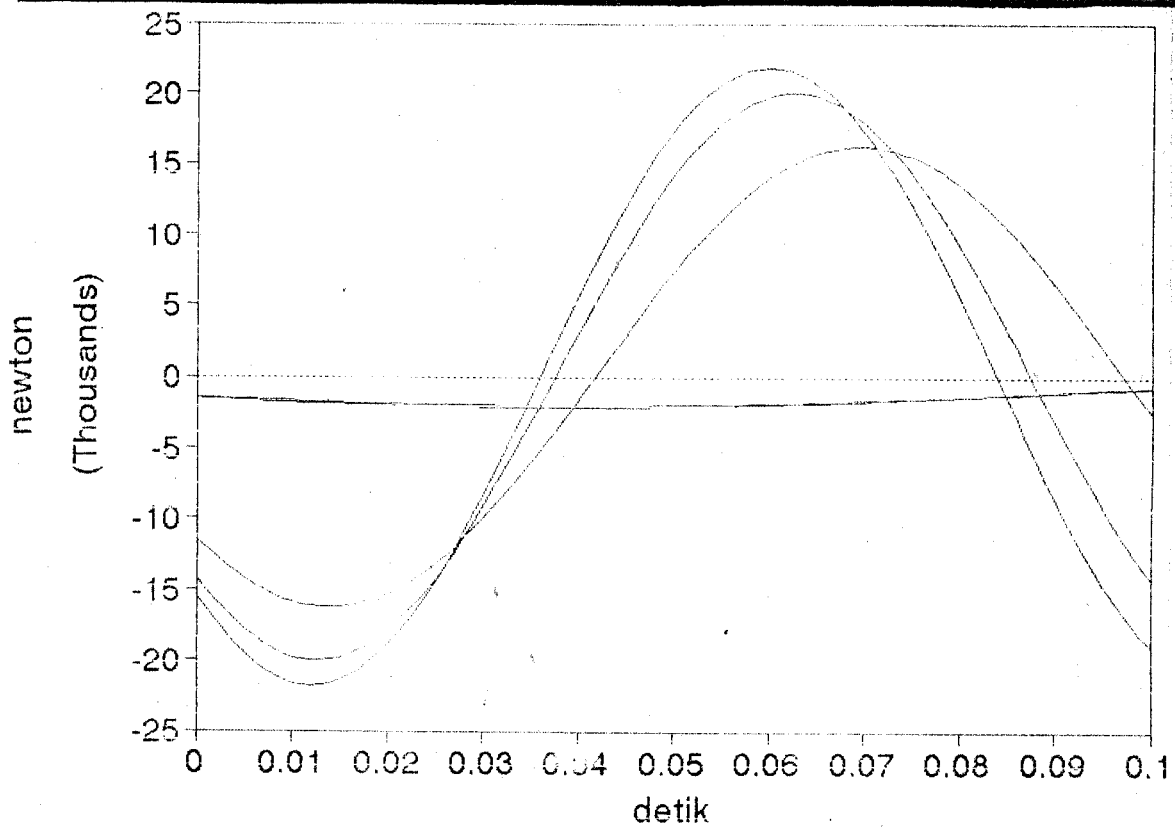
c. Kondisi Pelayaran

- Putaran service (540 rpm)

$$P_v = 10604.422 \{ \cos(\omega t) + \cos(\omega t + 2.094) + \cos(\omega t + 4.189) + \cos(\omega t + 1.047) + \cos(\omega t + 3.142) + \cos(\omega t + 2.618) \}$$

VI.5 Perhitungan Respon Panel

Untuk memperoleh nilai respon panel akibat beban geladak maupun beban dinamis dari mesin, maka panel geladak yang berinteraksi dengan hull girder dimodelkan sebagai berikut seperti pada gambar (6.9), dimana $P_j(t)$ adalah fungsi yang bekerja pada setiap girder dengan sudut phase yang berbeda-beda. Oleh karena terbatasnya kemampuan komputer dan program yang digunakan maka model tersebut disederhanakan menjadi seperti gambar (6.10).



Gambar 6-8: Grafik Gaya Eksitasi terhadap waktu

dimana $P(t)$ merupakan gaya dinamis yang diasumsikan sebagai eksitasi yang berupa pergeseran (base excitation) dimana amplitudo dan frekuensinya yang digunakan adalah seperti yang dihasilkan berdasar perhitungan pada sub.VI.4.b.

Dari gambar (6.10) tampak bahwa girder diasumsikan sebagai suatu pegas, sehingga pada girder berlaku hubungan antara tegangan dan regangan adalah linier. Untuk itu maka perlu ditentukan besarnya kekakuan pegas, dimana kekakuan pegas dapat diturunkan sesuai hukum Hooke, yaitu

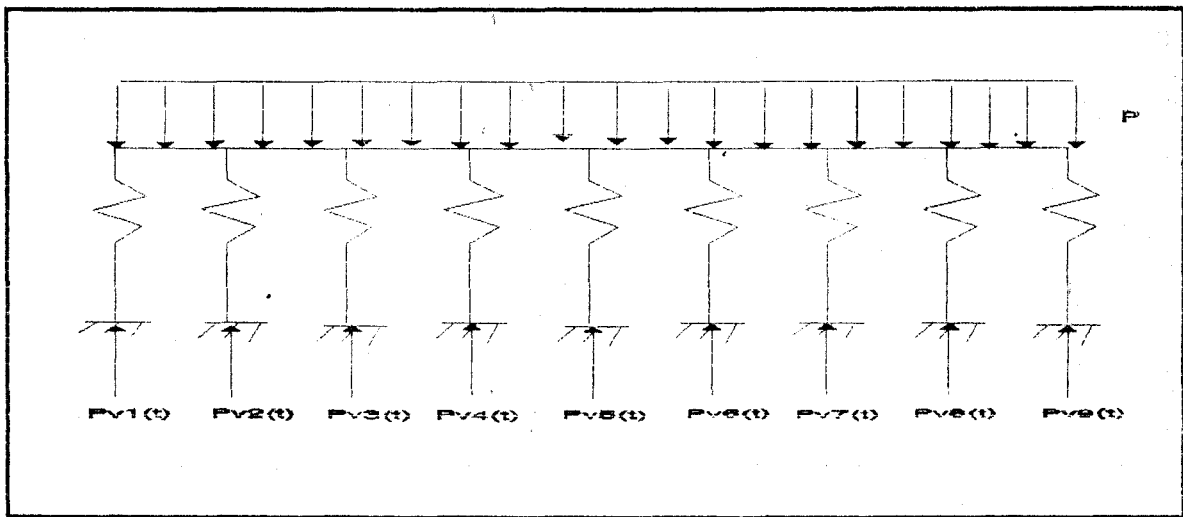
$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad \text{dimana } \sigma = \frac{F}{A_0} \quad \text{dan } \epsilon = \frac{\Delta}{l_0}$$

sehingga jika Δ adalah besarnya perpanjangan maka

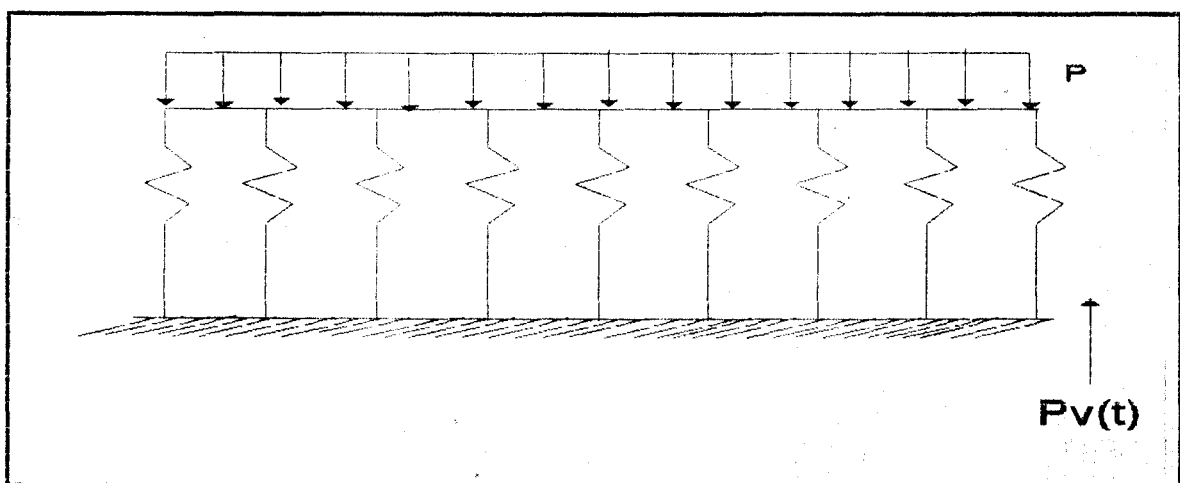
$$E = \frac{F}{A_0} * \frac{l_c}{\Delta}$$

$$\Delta = \frac{Fl_c}{A_0 E}$$

dan berdasarkan hukum Newton diperoleh hubungan,



Gambar 6-9 : Model Eksitasi Panel Geladak



Gambar 6-10 : Penyederhanaan Model Eksitasi Panel Geladak

$$F = \Delta k_e$$

maka

$$k_e = \frac{A_0 E}{l_e}$$

dimana

k_e = kekakuan pegas

A_0 = luas penampang

E = modulus elastisitas

l_e = panjang elemen

untuk elemen pertama ($A_0 = 1.44E-3 \text{ m}^2$ dan $l = 2.5 \text{ m}$) besarnya kekakuan pegas (k_1) adalah ✓

$$k_1 = \left(\frac{1.44E-3 * 2.07E+11}{2.5} \right)$$

$$= 1.192 E+ 8 \text{ N/m}$$

elemen kedua ($A_0 = 2.0E-3 \text{ m}^2$ dan $l = 2.5 \text{ m}$) besarnya k_2 adalah;

$$k_2 = \left(\frac{2.0E-3 * 2.07E+11}{2.5} \right)$$

$$= 1.656E+ 8 \text{ N/m}$$

dan untuk elemen ketiga ($A_0 = 2.0E-3 \text{ m}^2$ dan $l = 3.1 \text{ m}$) besarnya k_3 adalah;

$$k_3 = \left(\frac{2.0E-3 * 2.07E+11}{3.1} \right)$$

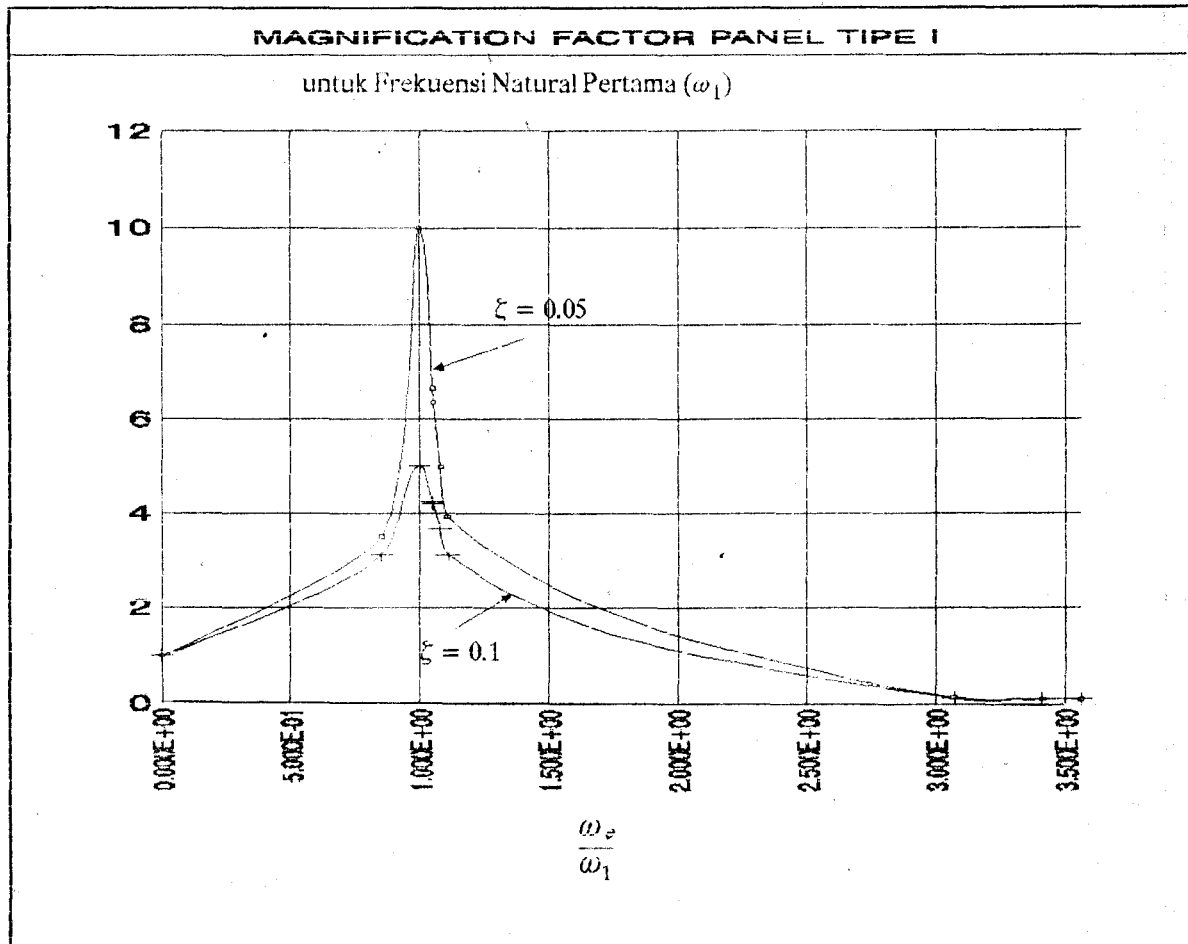
$$= 1.336E+ 8 \text{ N/m}$$

Berdasar hasil perhitungan respon dengan kelima kondisi pembebanan maka dapat ditentukan grafik faktor pembesaran (magnification factor) untuk kedua tipe panel geladak seperti pada gambar (6.11) dan (6.12). Dari kedua grafik magnification factor diatas secara umum tampak bahwa respon akan mencapai suatu nilai yang besar jika rasio frekuensinya adalah satu atau jika frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi naturalnya, hal ini berlaku untuk frekuensi fundamental dan mode frekuensi yang lebih tinggi.

Kemudian dalam kaitan dengan nilai frekuensi eksitasi yang sama dengan frekuensi naturalnya atau disebut kondisi resonansi, berikut akan dianalisa respon panel yang berupa displasemen yang dihasilkan oleh program dengan 5 kondisi eksitasi seperti telah disebutkan terdahulu. Dari Tabel 6.5 didapatkan bahwa pada saat putaran tertentu dari mesin maka akan diperoleh suatu displasemen maksimum dari panel tersebut. Maksudnya adalah bahwa saat mesin berputar dengan x rpm maka panel akan bergetar sesuai dengan frekuensi eksitasinya yang kemudian menghasilkan suatu respon displasemen sebesar z yang diperoleh pada range frekuensi natural ke-n.

PUTARAN (RPM)	Displasemen Panel I (mm)		Displasemen Panel II (mm)	
	MAKSIMUM	MINIMUM	MAKSIMUM	MINIMUM
190	11.05	0.02090	5.720	0.0211
195	11.05	0.02205	5.719	0.0222
540	10.87	0.1843	5.648	0.1834
600	10.82	0.2281	5.628	0.2269
626	10.80	0.2488	5.619	0.2475

Tabel 6.5: Displasemen Panel I dan Panel II

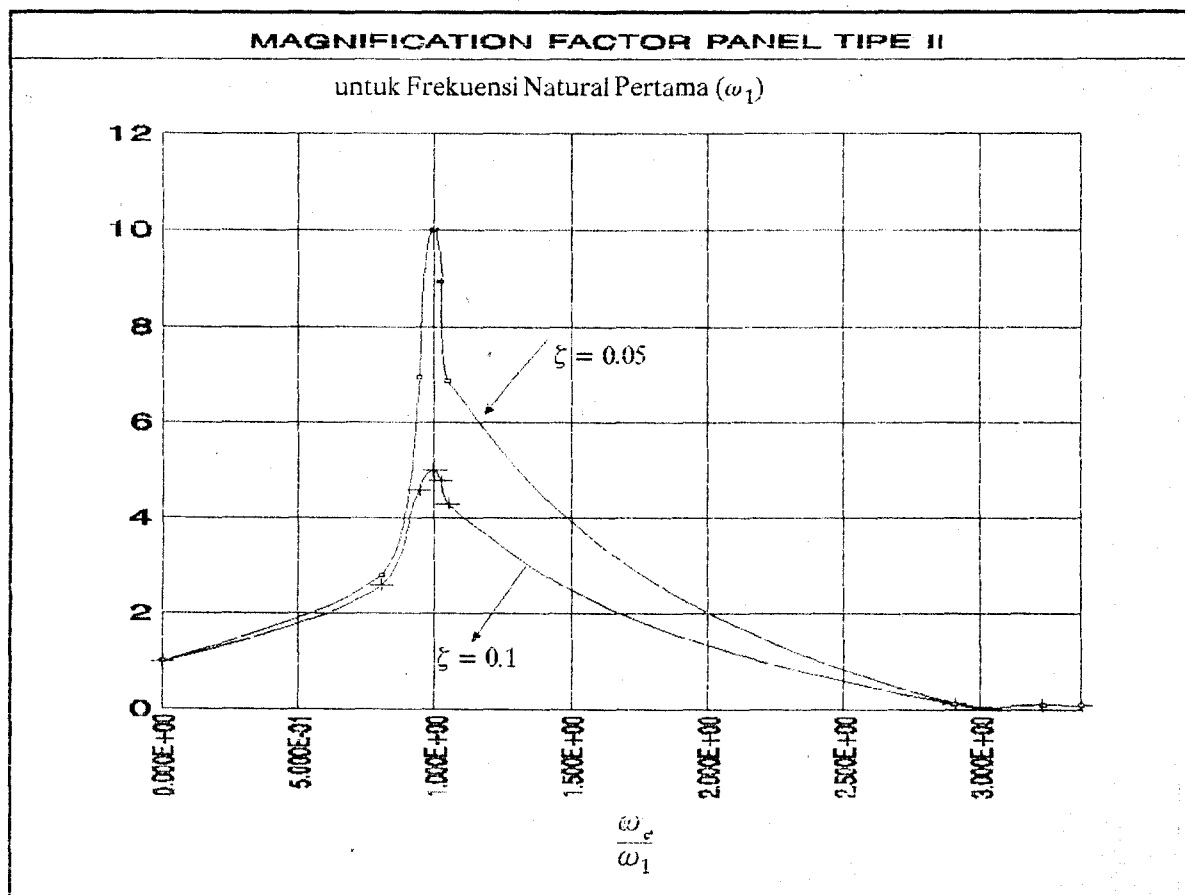


Dari tabel 6.5 terlihat juga bahwa displasemen yang terjadi pada panel tipe I relatif lebih besar dari displasemen pada panel tipe II. Hal ini cukup sesuai karena struktur pada tipe II lebih kaku dibanding tipe I. Dan berdasar dari beberapa kali running program maka dapat digambarkan hubungan antara putaran mesin dengan kecenderungan dari displasemen pada frekuensi natural yang dekat dengan frekuensi eksitasinya. Dari gambar (6-13 dan 6-14) tersebut dapat diamati bahwa:

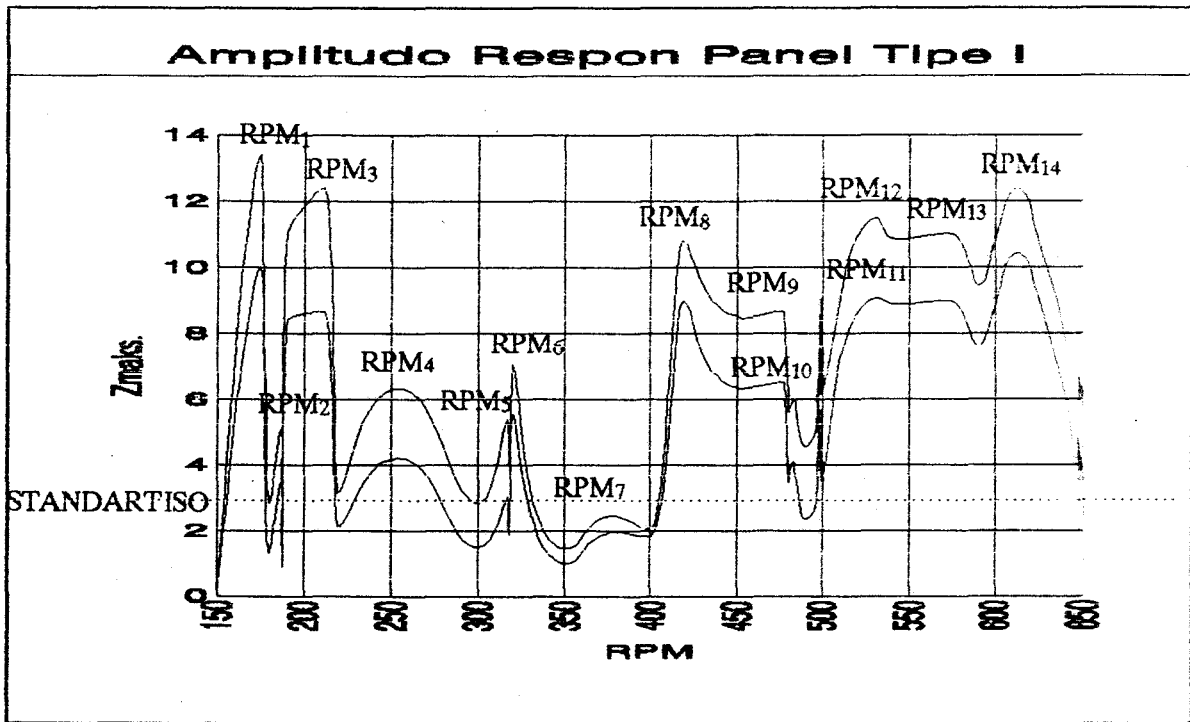
1. Untuk putaran mesin pada beberapa rpm dapat dilihat bahwa displasemen terbesar terjadi pada saat mesin berputar pada rpm yang sama dengan frekuensi natural pertama, yang kemudian kembali turun dan mencapai nilai

maksimum lagi pada frekuensi natural kedua (dimana nilai displasemennya lebih kecil dibanding displasemen pada frekuensi natural pertama), dan hal ini akan berlangsung pada mode frekuensi natural yang lebih tinggi.

2. Untuk tipe panel I terlihat bahwa nilai-nilai amplitudo frekuensi naturalnya dicapai dalam range yang cukup rapat. Sehingga hal ini akan memudahkan terjadinya suatu kondisi resonansi pada panel I bila ada gaya eksitasi.
3. Sementara kebalikan dari tipe I, displasemen pada tipe kedua memiliki range yang melebar sehingga hal ini dapat memudahkan untuk menghindari terjadinya resonansi dengan menempatkan putaran mesin diantara range frekuensi naturalnya.



Gambar 6-12: Magnification Factor Panel Tipe II

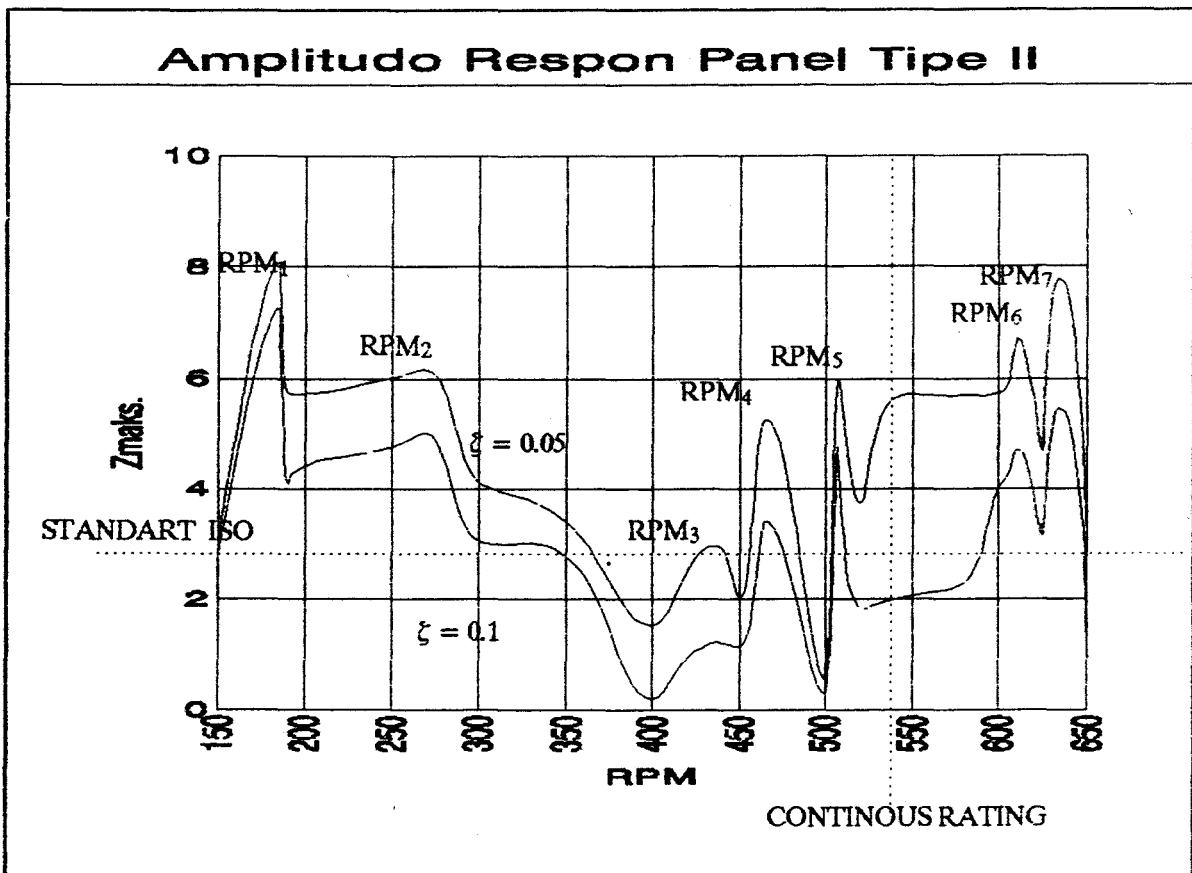


Gambar 6-13: Respon Displasemen Panel Tipe I

4. Untuk kondisi resonansi akibat putaran mesin dapat disimpulkan sebagai berikut:

RPM	FREKUENSI NATURAL PANEL I	FREKUENSI NATURAL PANEL II
190	diantara $\omega_1 - \omega_2$	diantara $\omega_1 - \omega_2$
195	diantara $\omega_2 - \omega_3$	diantara $\omega_1 - \omega_2$
540	diantara $\omega_{12} - \omega_{13}$	diantara $\omega_5 - \omega_6$
600	diantara $\omega_{13} - \omega_{15}$	diantara $\omega_5 - \omega_6$
626	diantara $\omega_{14} - \omega_{15}$	diantara $\omega_6 - \omega_7$

5. Berikut ditinjau jika kapal berlayar pada kondisi service yaitu pada putaran mesin 540 rpm. Dari tabel diatas serta gambar (6.13) dan (6.14) maka resonansi akan terjadi diantara mode 12 dan mode 13 (untuk panel I) dan



Gambar 6-14: Respon displasemen Panel II

displasemen maksimum yang dihasilkan adalah sekitar 11 mm. Sementara untuk panel II terjadi diantara mode 5 dan mode 6 dengan displasemen maksimum ke arah z sebesar 5.7 mm. Hal ini belum bisa menentukan apakah nilai ini memenuhi persyaratan atau tidak.

Karena yang dianalisa adalah panel geladak di ruang akomodasi dimana penumpang berada selama pelayaran maka untuk meninjau kelayakan didasarkan pada kemampuan seseorang bertahan berada di suatu tempat yang bergetar dalam hubungannya dengan faktor kelelahan. Untuk itu digunakan standart ISO (International Standart Organization) yang telah menerbitkan standart kelelahan tersebut. Berdasarkan grafik ISO pada frekuensi 9 Hz nilai

RMS untuk getaran vertikal adalah sebesar 0.12 inchi atau 3.04 mm, untuk eksposure selama 8 jam. Sementara dari perhitungan diperoleh amplitudo sebesar 5.7 mm, maka dapat disimpulkan bahwa getaran pada rpm 540 adalah berlebihan, sehingga penumpang akan mengalami kelelahan jika mereka berlayar lebih dari 8 jam.

Namun pada kenyataannya bahwa amplitudo ini masih diperkecil dengan adanya efek komposisi geladak yang berpengaruh memperbesar faktor damping [13]. Yang dimaksud dengan efek komposisi geladak adalah bagian struktur yang melekat di atas geladak seperti balok untuk lantai geladak. Jika dianggap efek komposisi menaikkan 100% damping maka displasemen maksimum yang dihasilkan pada putaran 540 rpm adalah sebesar 2.2 mm untuk panel I dan sebesar 2.01 mm untuk panel II.

VI.6 Ulasan dan Rekomendasi

Berdasarkan kondisi lapangan yang sebenarnya, struktur yang dipakai adalah panel tipe II. Untuk itu akan sedikit diulas dalam kaitannya dengan kondisi pembebanan dari kapal yang dikenakan pada panel tadi. Dengan mengacu pada gambar (6-14) maka :

1. Untuk kondisi putaran mesin tanpa pembebanan, yaitu kondisi pelayaran tanpa adanya penumpang atau muatan. Dimana mesin diputar pada rpm 195 (min.) akan menghasilkan displasemen sebesar 6.8 mm dan untuk 626 (maks) akan menghasilkan displasemen sebesar 4.6 mm. Jika putaran mesin diperbesar sedikit untuk kondisi putaran maksimumnya maka panel akan bergetar dengan frekuensi natural ke-tujuh.

2. Sementara jika kapal berlayar dengan putaran mesin 540 rpm yaitu merupakan continuous rating dari mesin maka untuk panel II akan mengalami displasemen sebesar 5.6 mm, dalam kasus kenyamanan ternyata masih cukup jauh diatas dari syarat yang ditentukan oleh ISO.
3. Untuk kondisi putaran mesin dengan pembebanan atau ada penumpang, mesin mampu bekerja hingga rpm 600 dan jika mesin bekerja pada putaran ini maka displasemen dari respon panel sebesar 3.7 mm, namun kondisi ini cukup riskan karena jika rpm bergeser maka panel akan memiliki displasemen yang cukup besar dengan lonjakan grafik pada frekuensi natural ke-enam
4. Sebenarnya dalam suatu sistem yang bergetar, frekuensi natural pertama dan kedua adalah merupakan frekuensi yang dominan dimana biasanya pada frekuensi ini dihasilkan displasemen yang cukup besar. Oleh karena itu dalam perencanaan anti getaran disarankan untuk berusaha menempatkan jarak antara frekuensi pertama dan kedua sebesar mungkin.

Dari hasil yang dianalisa ternyata dengan menambah kekakuan (dalam hal ini mengubah stiffener dengan strong beam) akan dapat memisahkan antara frekuensi pertama dengan kedua cukup besar.

BAB VII

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa hasil seperti yang telah dibahas pada bab-bab sebelumnya maka dapatlah diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Model yang dibuat dalam analisa menggunakan metode elemen hingga sangat dipengaruhi oleh penentuan dari :
 - a. Kondisi batas dari struktur serta pendefinisian restraint pada simpul, dimana kedua hal ini akan menimbulkan fenomena lokal pada elemen tersebut.
 - b. Ketidaksesuaian (incompatibility) antara nodal point dengan elemen akan mengakibatkan kegagalan dari simpul tersebut dalam mendefinisikan kekakuan pada arah tertentu.
2. Dalam tahap perencanaan dimana timbulnya resonansi harus dihindarkan, yaitu dengan cara menempatkan frekuensi eksitasi pada frekuensi natural yang memiliki range yang lebar antara frekuensi-frekuensi naturalnya.
3. Dalam hubungannya dengan kenyamanan penumpang selama pelayaran, maka dengan displasemen yang dihasilkan yaitu sebesar 5.6 mm (pengukuran pada $\zeta = 0.05$) kapal tidak dapat dan tidak layak untuk berlayar pada kecepatan servicenya (pada putaran 540 rpm).
4. Diperlukan redesign untuk panel geladak pada kondisi $\zeta = 0.05$ dengan memberikan tambahan struktur yaitu centre girder.

5. Hasil yang diperoleh dalam analisa ini akan lebih akurat dan seperti kondisi yang benar jika dalam perhitungan dimasukkan komposisi dari geladak, karena komposisi geladak memberikan kontribusi yang cukup besar pada koefisien damping dan juga untuk pembebanan digunakan gaya eksitasi yang berbeda untuk setiap girder.

DAFTAR PUSTAKA

1. A.S. VERITEC, **Vibration Control in Ships**, A.S. VERITEC, Oslo, 1985
2. William Weaver, Jr., **Vibration Problems in Engineering**, John Wiley & Sons, Inc., 1989
3. Hughes, Owen K., **Ship Structural Design**, John Wiley & Sons, Inc., 1989
4. Imron, A., **Diktat Kuliah Getaran Kapal**, F.T. Kelautan ITS
5. Imron, A., **Diktat Kuliah Metode Elemen Hingga**, F.T. Kelautan ITS
6. William Weaver, Jr., **Structural Dynamics by Finite Element**, Prentice Hall Inc., 1987
7. Thompson, William T., **Theory of Vibration with Application**, Prentice Hall Inc., 1981
8. Leonard Meirovitch, **Analytical methods in vibrations**, The Macmillan Co., 1967
9. Petrovsky, N., **Marine Internal Combustion Engines**, MIR Publisher, Moscow
10. G.C. Voley, **Interaction and Compatibility between Machinery and Hull from Static and Vibration Point of View**, Ship Vibration Symposium, SNAME, 1978
11. O.C. Zienkiewicz, FRS and R.L Taylor, **The Finite Element Methods**, Mc.Graw Hill Book Co., 1984
12. A. Ergin, et al, **Dynamic characteristic of a Submerged, flexible Cylinder Vibration in finite Water Depths**, Journal Ship Research, Vol.36 June 1992
13. K. Ohtaka, et al, **Study on Vibratory Response of Deck in Superstructure**, J.S.N.A Japan, Vol.160 Dec 1986
14. H. Johannessen, et al, **Guidelines for Prevention of Excessive Ship Vibration**, SNAME Transactions, Vol.88 1980
15. Wittenberg, L. and Fricke W., **Strength and Vibration Aspects for Multipurpose and Passenger Vessels**, International Maritime Conference, Jakarta 1991

16. SAP90, Instalation Guide, Computer and Structure Inc.

17. Volcy, Guy c., Hidroelasticity and Vibration of Internal Steelwork of Tank, SNAME Transactions, Vol.88 1980

Kata Pengantar

Dengan mengucapkan syukur kepada Allah Yang Maha Kuasa atas bimbingan yang dikaruniakan kepada penulis, sehingga Tugas Akhir yang merupakan salah satu persyaratan untuk meraih gelar kesarjanaan pada Jurusan Teknik Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS, telah dapat terselesaikan.

Penulis menyadari bahwa apa yang dihasilkan dalam tulisan ini masih membutuhkan penyempurnaan lebih lanjut. Untuk itu penulis akan selalu membuka kesempatan bagi upaya perbaikan demi tercapainya kesempurnaan penulisan ini sehingga dapat memberikan sumbangan yang berarti dalam dunia pengetahuan pada umumnya dan ilmu Perkapalan pada khususnya.

Pada kesempatan ini pula penulis ingin menyampaikan rasa terima kasih serta penghargaan yang sebesar-besarnya kepada :

- Bapak Ir.Asjhar Imron, MSc.MSE.PED. selaku dosen pembimbing yang telah membantu pemikiran dan penyediaan fasilitas dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
- Bapak Jafri Alwi, selaku Kepala Divisi Teknik PT.PELNI yang telah membantu dalam penyediaan data-data yang diperlukan.
- Bapak Ir.P.Andrianto, selaku Dosen Wali yang selalu memberi dorongan moril selama masa studi penulis.
- Seluruh Crew kapal KM "AWU" dan KM "KELIMUTU".

- Rekan - rekan P-27 dan P-28 yang bersama-sama telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
- Dan juga tak lupa bagi Bapak, Ibu dan Kakak-kakak serta Trudy yang telah memberi semangat dan dorongan moril selama ini.

Pada akhirnya penulis berharap semoga tulisan ini akan dapat memberi manfaat bagi pengetahuan di bidang Perkapalan khususnya dan bagi seluruh pembaca.

Surabaya Januari 1994

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI	v
DAFTAR NOTASI	viii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	x

BAB I PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang	I-1
I.2. Deskripsi Permasalahan	I-2
I.3. Tujuan Penulisan	I-2
I.4. Pembatasan Masalah	I-3
I.5. Metode Penyelesaian	I-3

BAB II METODE ELEMEN HINGGA DAN ANALISA GETARAN

II.1. Metode Elemen Hingga	II-1
II.1.1. Konsep Dasar	II-1
II.1.2. Prosedur Umum Metode Elemen Hingga	II-2
II.2. Persamaan Gerakan Dari Elemen Hingga	II-6
II.3. Langkah Perhitungan Respon Getaran	II-12
II.4. Metode Komputasi	II-15

BAB III PEMODELAN PANEL

III.1. Aspek-aspek Pemodelan	III-1
III.2. Pemodelan Pelat Berpenegar	III-3
III.2.1. Perumusan Matrik Kekakuan	III-4
III.3. Perumusan Beban Simpul Ekuivalen	III-9
III.4. Penggabungan Elemen	III-9
III.5. Hybrid Beam Elemen	III-10
III.5.1. Sifat Geometris Dari Elemen Hybrid Beam	III-11

BAB IV FREKUENSI NATURAL DAN MODE GETARAN

IV.1. Metode Rayleigh - Ritz	IV-1
IV.2. Metode Iterasi	IV-4

BAB V RESPON DINAMIS SISTEM AKIBAT BEBAN MESIN

V.1. Gaya Dinamis Akibat Getaran Mesin	V-1
V.1.1. Gaya-gaya dinamis Mesin Tipe Piston	V-1
V.2. Respon Sistem Terhadap Pembebanan Harmonis	V-5
V.2.1. Pengaruh Harmonis Tak Tereadam	V-6
V.2.2. Pengaruh Harmonis Tereadam	V-8
V.3. Penyaluran Gaya Ke Tumpuan (Transmisibilitas)	V-10

BAB VI APLIKASI DAN ANALISA HASIL

VI.1. Data-data	V1-1
VI.2. Pemodelan Panel Geladak	VI-7

VI.2.1. Validasi Model	VI-8
VI.3. Frekuensi Natural Panel Geladak	VI-8
VI.4. Perhitungan Gaya Eksitasi.....	VI-13
VI.5. Perhitungan Respon Panel	VI-16
VI.6. Ulasan dan Rekomendasi	VI-25

BAB VII KESIMPULAN VII-1

DAFTAR PUSTAKA.....	xi
----------------------------	-----------

LAMPIRAN A

A.1. Perhitungan Momen Inersia	A-1
A.2. Perhitungan Frekuensi Natural berdasar NV	A-2

LAMPIRAN B

B.1. Input Data Panel	B-1
B.2 Hasil Saplot Frekuensi Natural.....	B-2

LAMPIRAN C

C.1. Input Data Respon Panel	C-1
C.2. Hasil Saplot Respon Panel.....	C-2

DAFTAR GAMBAR

2.1. Tipe-tipe Elemen	II.4
2.2. Sistem Koordinat Elemen Hingga	II.7
2.3. Eksternal dan Internal Body Force	II.10
2.4. Interpolasi Linear Fungsi Gaya-Waktu	II.12
3.1. Elemen MZC Rectangle	III.3
3.2. Hybrid Beam Elemen	III.12
3.3. Model Balok Melekat pada Pelat	111.12
3.4. Sifat Geometri Elemen Hybrid Beam	III.13
4.1. Koordinat dari Panel Geladak	IV.1
5.1. Gerakan Crank pada Silinder	V.2
5.2. Mekanisme Pergerakan Engkol dan Piston	V.3
5.3. Osilasi Teredam dengan Gaya Harmonis Sederhana	V.10
5.4. Grafik Transmisibilitas	V.12
6.1. Penempatan Sekat pada Kapal	VI.1
6.2. Geladak Kelima pada FS.0-64	VI.2
6.3. Dimensi Panel Geladak	VI.4
6.4. Panel Geladak Tipe I	VI.5
6.5. Panel Geladak Tipe II	VI.5
6.6. Distribusi Frekuensi Natural Panel I	VI.10
6.7. Distribusi Frekuensi Natural Panel II	VI.13
6.8. Grafik Gaya Eksitasi terhadap Waktu	VI.17

6.9. Model Eksitasi Panel Geladak	VI.18
6.10. Penyederhanaan Model Eksitasi Panel Geladak	VI.18
6..11. Magnification Factor Panel Tipe I	VI.21
6.12. Magnification Factor Panel Tipe II	VI.22
6.13. Respon Displasemen Panel Tipe I	VI.24
6.14. Respon Displasemen Panel Tipe II	VI.25

Daftar Notasi

[B]	: matrik regangan - displasemen
b(t)	: gaya body
[d]	: matriks linier differensial operator
E	: modulus elastisitas
ϵ	: Regangan
[f]	: shape function
[K]	: matrik kekakuan global
[M]	: matrik massa global
x	: vektor displasemen
u	: displasemen arah x
v	: displasemen arah y
w	: displasemen arah z
\ddot{x}	: vektor percepatan
q	: displasemen simpul
p	: gaya simpul
t	: waktu
ω	: frekuensi angular
fn	: frekuensi natural
σ	: tegangan
Ue	: virtual Strain Energy

We	: virtual Work
ρ	: massa persatuan volume
Q	: gaya linier
Φ	: matrik mode normal
Pv	: Gaya eksitasi mesin arah vertikal
Ph	: Gaya eksitasi mesin arah horisontal
β_i	: Magnification factor
ζ	: faktor damping
θ	: sudut phase

DAFTAR TABEL

5.1. Wedging Angle untuk Mesin Piston 2 Langkah	V.13
5.2. Wedging Angle untuk Mesin Piston 4 Langkah	V.14
6.1. Data Umum Kapal Mesin "AWU"	VI.3
6.2. Data Mesin Induk	VI.3
6.3. Frekuensi Natural Panel Tipe I	VI.9
6.4. Frekuensi Natural Panel Tipe II	VI.11
6.5. Displasemen Panel I dan Panel II	VI.23

Perhitungan Momen Inersia Efektif

a. Girder

b	h	A	d	Ad ²	Y	AY	1/12 (bh ³)
28	6E-3	16.8E-3	0.045	3.402E-5	3E-3	5.04E-5	5.04E-8
8E-3	0.39	3.12E-3	0.153	7.304E-5	0.201	6.27E-4	3.95E-5
0.1	8E-3	8E-4	0.352	9.912E-5	0.400	3.2E-4	4.27E-9
		20.72E-3		2.062E-4		9.974E-4	3.955E-5

$$y = \frac{\sum AY}{\sum A} = 0.048$$

$$I = \sum (I_0 + A d^2)$$

$$= 2.458E-4 \text{ m}^4$$

2. Stiffener

b	h	A	d	Ad ²	Y	AY	1/12 (bh ³)
0.7	6E-3	4.2E-3	6.625E-3	1.84E-7	3E-3	1.26E-5	1.26E-8
6E-3	0.1	6E-4	46.375E-3	1.29E-6	56E-3	336E-5	5E-7
		4.8E-3		1.47E-6		4.62E-5	5.126E-7

$$y = \frac{\sum AY}{\sum A} = 9.625E-3$$

$$I = \sum (I_0 + A d^2)$$

$$= 1.987E-6 \text{ m}^4$$

Perhitungan frekuensi natural berdasarkan North Veritas (NV).

Untuk perhitungan frekuensi natural dari suatu pelat berpenegar dapat digunakan formula sebagai berikut:

$$f_{11} = 8.1 \left[K I_y n_y / a + (t^3/11) (2l/a)^2 + (l/a)^4 \right]^{1/2} (10^2/l^2) \sqrt{t_e}$$

dimana :

$$K = 1.0$$

$$a = 22.4$$

$$n_y = 7$$

$$l = 18$$

$$n_x = 25$$

$$t_e = t + \frac{A_x n_x}{l} + \frac{A_y n_y}{a}$$

$$A_x = 6E-4$$

$$A_y = 3.92E-3$$

$$t = 6E-3$$

sehingga :

$$f_{11} = 8.1 * 100 *$$

$$\frac{1}{(8.08E3 * 324)^{0.5}} * (7.681E-5 + 2 * 0.804^2 * 1.456E-5 + 0.804^4 * 2.760E-6)^{0.5}$$

$$= 3.23 \text{ Hz.}$$

```

*****
C*      PERHITUNGAN  FREKUENSI NATURAL PANEL GELADAK      *
C*
C*      OLEH : ARIS MARDIWAHONO      *
C*      NRP  : 4884100226            *
C*      JUR. : T.PERKAPALAN FTK - ITS *
*****

```

```

SYSTEM
L=0 V=16 T=0.0001

```

```

JOINTS
1 X=0.0 Y=0.0 Z=10.6
9 X=22.4 Y=0.0 Z=10.6 G=1,9,1
10 X=0.0 Y=0.6 Z=10.6
18 X=22.4 Y=0.6 Z=10.6
91 X=0.0 Y=6.9 Z=10.6
99 X=22.4 Y=6.9 Z=10.6 Q=10,18,91,99,1,9
100 X=5.6 Y=7.6 Z=10.6
106 X=22.4 Y=7.6 Z=10.6
128 X=5.6 Y=10.4 Z=10.6
134 X=22.4 Y=10.4 Z=10.6 Q=100,106,128,134,1,7
135 X=0.0 Y=11.1 Z=10.6
143 X=22.4 Y=11.1 Z=10.6
216 X=0.0 Y=17.4 Z=10.6
224 X=22.4 Y=17.4 Z=10.6 Q=135,143,216,224,1,9
225 X=0.0 Y=18.0 Z=10.6
233 X=22.4 Y=18.0 Z=10.6 G=225,233,1
234 X=0.0 Y=7.6 Z=10.6
238 X=0.0 Y=10.4 Z=10.6 G=234,238,1

```

```

RESTRAINTS
238 1 R=1,1,0,0,0,1
R=0,1,0,0,0,1
10 91 9 R=1,1,1,1,1,1
234 238 1 R=1,1,1,1,1,1
235 216 9 R=1,1,1,1,1,1
225 R=0,1,0,0,0,1
226 232 1 R=0,0,1,1,1,0
2 8 1 R=0,0,1,1,1,0
9 R=0,1,0,0,0,1
18 99 9 R=1,1,1,1,1,1
106 134 7 R=1,1,1,1,1,1
143 224 9 R=1,1,1,1,1,1
233 R=0,1,0,0,0,1
92 R=0,0,0,0,0,0
93 128 7 R=0,1,0,0,0,1
137 R=0,1,0,0,0,1
136 R=0,0,0,0,0,0

```

```

SHELL
NM=1
E=2.07E+11 U=0.3 W=77.01E+3 M=7.85E+3
JQ=1,2,10,11 ETYPE=0 M=1 TH=6E-3 G=8,10
31 JQ=93,94,100,101 G=6,5
11 JQ=128,129,137,138 G=6,1
17 JQ=135,136,144,145 G=8,10

```

FRAMES

NM=2

1 SH=R T=0.1,6E-3 E=2.07E+11 G=0.796E+11 W=46.21 M=4.71
 2 SH=T T=0.390,0.1,8E-3,8E-3 E=2.07E+11 G=0.796E+11 W=309 M=30.77

1	10	11	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
9	19	20	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
17	28	29	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
25	37	38	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
33	46	47	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
41	55	56	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
49	64	65	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
57	73	74	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
65	82	83	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
73	91	92	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
81	100	101	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1
87	107	108	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1
93	114	115	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1
99	121	122	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1
105	128	129	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1
111	135	136	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
119	144	145	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
127	153	154	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
135	162	163	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
143	171	172	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
151	180	181	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
159	189	190	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
167	198	199	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
175	207	208	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
183	216	217	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1
191	2	11	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
201	3	12	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
211	4	13	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
221	5	14	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
231	6	15	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
241	7	16	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
251	8	17	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
261	93	100	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
267	94	101	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
273	95	102	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
279	96	103	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
285	97	104	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
291	98	105	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
266	128	137	M=2,2	LP=3,0	G=5,6,1,1
297	136	145	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
307	137	146	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
317	138	147	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
327	139	148	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
337	140	149	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
347	141	150	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
357	142	151	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
367	1	10	G=9,1,9,9		
377	91	234			
378	234	235	G=3,1,1,1		
382	238	135			
383	135	144	G=9,1,9,9		
394	9	18	G=9,1,9,9		
404	99	106	G=4,1,7,7		

E I G E N S Y S T E M P A R A M E T E R S

NUMBER OF EQUATIONS = 522
 NUMBER OF MASSES = 174
 NUMBER OF VALUES TO BE EVALUATED = 16
 SIZE OF SUBSPACE = 20

E I G E N V A L U E S A N D F R E Q U E N C I E S

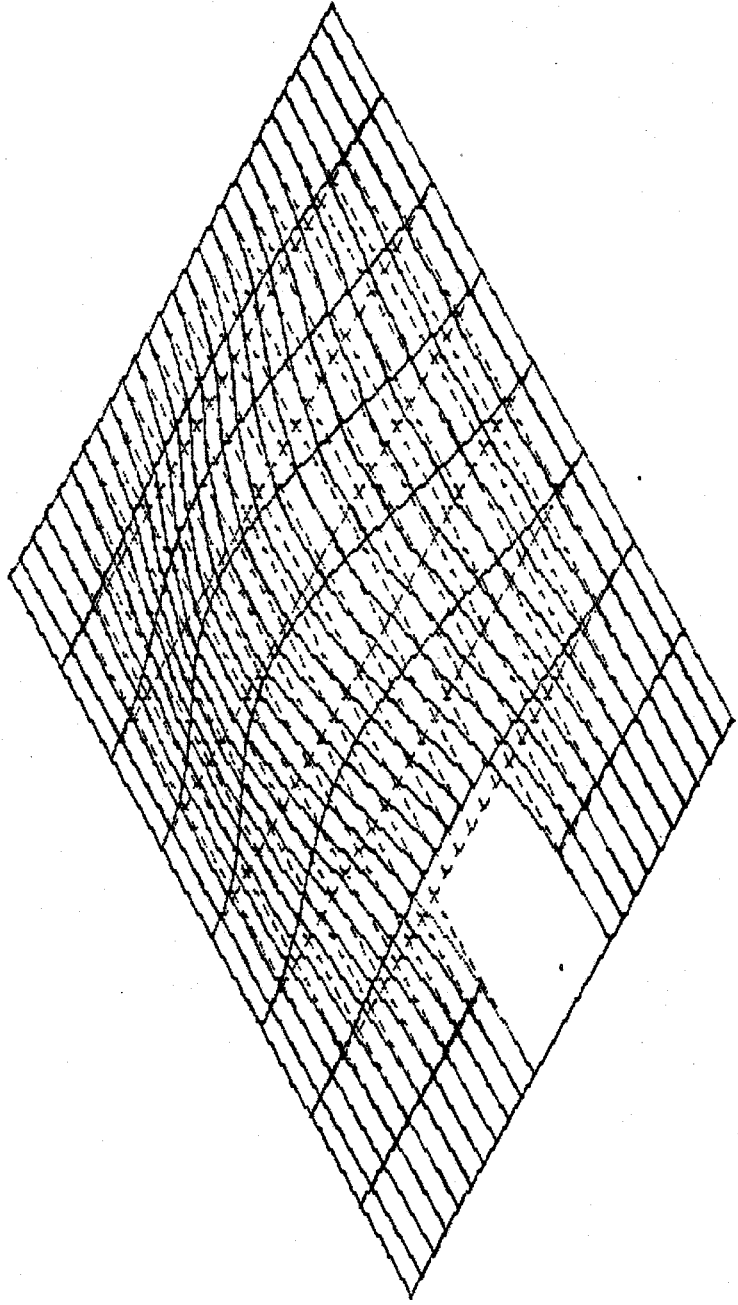
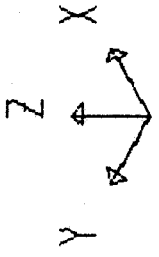
MODE NUMBER	EIGENVALUE (RAD/SEC)**2	CIRCULAR FREQ (RAD/SEC)	FREQUENCY (CYCLES/SEC)	PERIOD (SEC)
1	.338929E+03	.184100E+02	2.930047	.341291
2	.386229E+03	.196527E+02	3.127828	.319711
3	.494329E+03	.222335E+02	3.538575	.282600
4	.708954E+03	.266262E+02	4.237690	.235978
5	.110607E+04	.332576E+02	5.293117	.188925
6	.112550E+04	.335485E+02	5.339405	.187287
7	.155675E+04	.394556E+02	6.279561	.159247
8	.193318E+04	.439680E+02	6.997725	.142904
9	.250141E+04	.500141E+02	7.959994	.125628
10	.256053E+04	.506017E+02	8.053503	.124170
11	.273938E+04	.523391E+02	8.330020	.120048
12	.310429E+04	.557161E+02	8.867499	.112771
13	.362881E+04	.602396E+02	9.587435	.104303
14	.412135E+04	.641977E+02	10.217388	.097872
15	.947270E+04	.973278E+02	15.490200	.064557
16	.955241E+04	.977364E+02	15.555236	.064287

B A S E F O R C E R E A C T I O N F A C T O R S

MODE #	PERIOD (sec)	X DIRECTION	Y DIRECTION	Z DIRECTION	X MOMENT	Y MOMENT	Z MOMENT
1	.341	.000E+00	.000E+00	.104E+03	.938E+03	-.131E+04	.000E+00
2	.320	.000E+00	.000E+00	.827E+01	.744E+02	.409E+03	.000E+00
3	.283	.000E+00	.000E+00	.545E+02	.491E+03	-.558E+03	.000E+00
4	.236	.000E+00	.000E+00	.150E+01	.135E+02	.322E+03	.000E+00
5	.189	.000E+00	.000E+00	.261E-03	-.183E+03	-.514E-02	.000E+00
6	.187	.000E+00	.000E+00	.280E+02	.252E+03	-.324E+03	.000E+00
7	.159	.000E+00	.000E+00	.328E+01	.295E+02	.179E+03	.000E+00
8	.143	.000E+00	.000E+00	-.116E+02	-.105E+03	.153E+03	.000E+00
9	.126	.000E+00	.000E+00	.708E-03	.426E+03	.327E-02	.000E+00
10	.124	.000E+00	.000E+00	.253E-03	-.470E+01	-.678E-04	.000E+00
11	.120	.000E+00	.000E+00	.814E-03	-.181E+03	.619E-02	.000E+00
12	.113	.000E+00	.000E+00	-.104E-02	-.746E+01	-.484E-02	.000E+00
13	.104	.000E+00	.000E+00	-.573E-02	.857E+02	-.518E-02	.000E+00
14	.098	.000E+00	.000E+00	.286E-02	.121E+02	-.114E-02	.000E+00
15	.065	.000E+00	.000E+00	-.434E+02	-.391E+03	.588E+03	.000E+00
16	.064	.000E+00	.000E+00	-.731E+00	-.662E+01	.183E+03	.000E+00

PARTICIPATING MASSES - (percent)

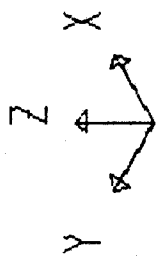
MODE	X-DIR	Y-DIR	Z-DIR	X-SUM	Y-SUM	Z-SUM
1	00.000	00.000	51.300	00.000	00.000	51.300
2	00.000	00.000	.323	00.000	00.000	51.623
3	00.000	00.000	14.032	00.000	00.000	65.655
4	00.000	00.000	.011	00.000	00.000	65.665
5	00.000	00.000	.000	00.000	00.000	65.665
6	00.000	00.000	3.705	00.000	00.000	69.370
7	00.000	00.000	.051	00.000	00.000	69.421
8	00.000	00.000	.638	00.000	00.000	70.059
9	00.000	00.000	.000	00.000	00.000	70.059
10	00.000	00.000	.000	00.000	00.000	70.059
11	00.000	00.000	.000	00.000	00.000	70.059
12	00.000	00.000	.000	00.000	00.000	70.059
13	00.000	00.000	.000	00.000	00.000	70.059
14	00.000	00.000	.000	00.000	00.000	70.059
15	00.000	00.000	8.913	00.000	00.000	78.972
16	00.000	00.000	.003	00.000	00.000	78.974



panel 1
 MODE
 SHAPE
 MODE 1

MINIMA
 X .0000E+00
 Y .0000E+00
 Z -.8554E-08
 MAXIMA
 X .0000E+00
 Y .0000E+00
 Z .1599E-01

SAP90

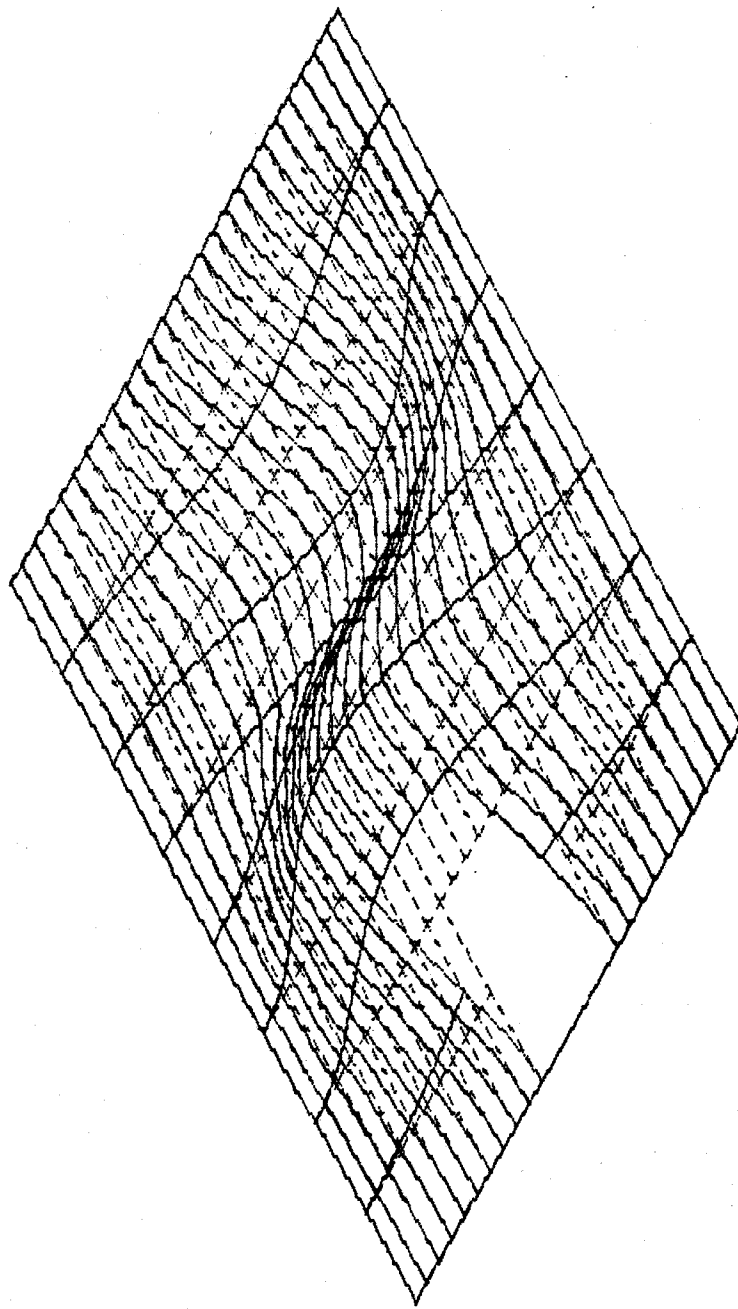


panel 1

MODE

SHAPE

MODE 2



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1469E-01

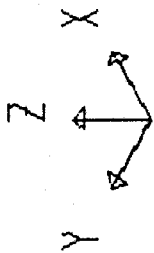
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1580E-01

SAP90

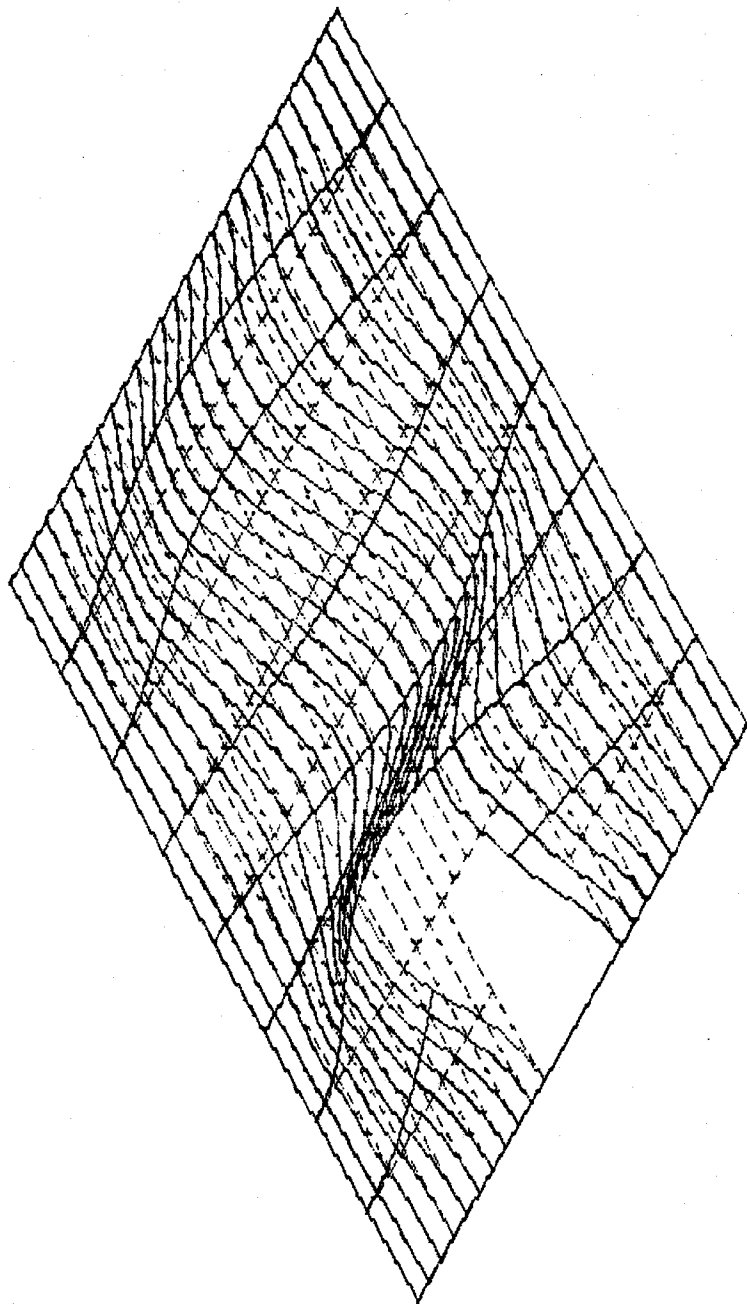


panel

MODE

SHAPE

MODE 3



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1156E-01

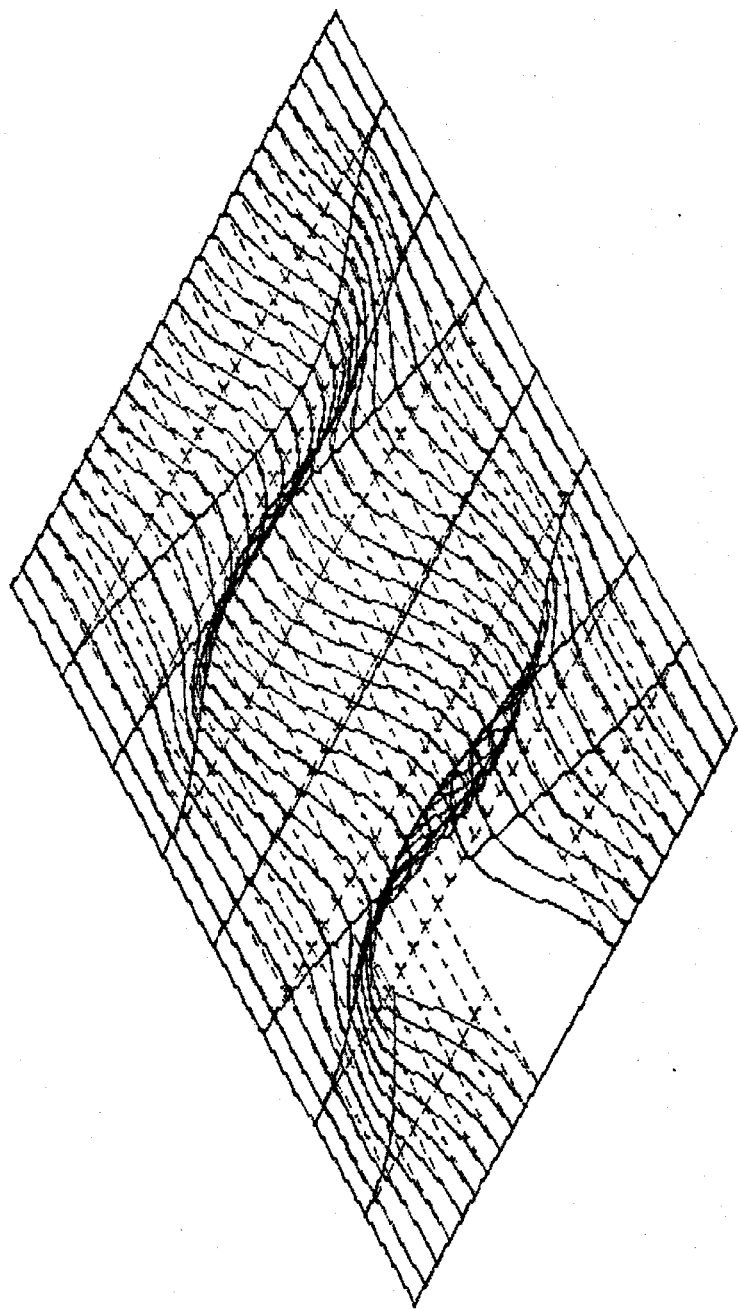
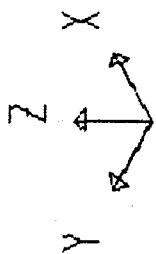
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1976E-01

SAP90



panell

MODE

SHAPE

MODE 4

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1334E-01

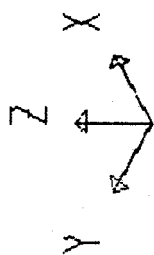
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1603E-01

SAP90



panel 1

MODE

SHAPE

MODE 5

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

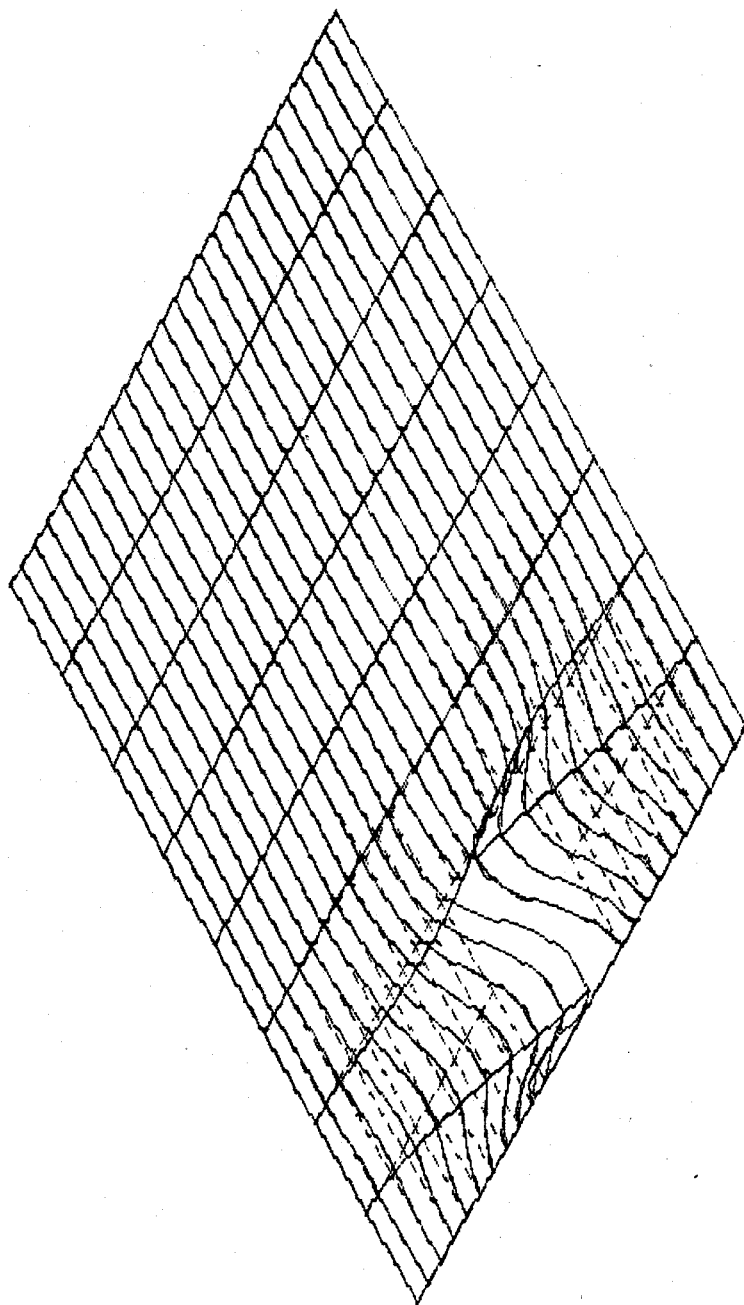
Z -.3804E-01

MAXIMA

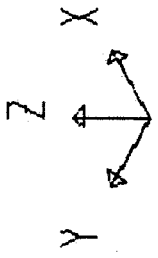
X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .3803E-01



SAP90

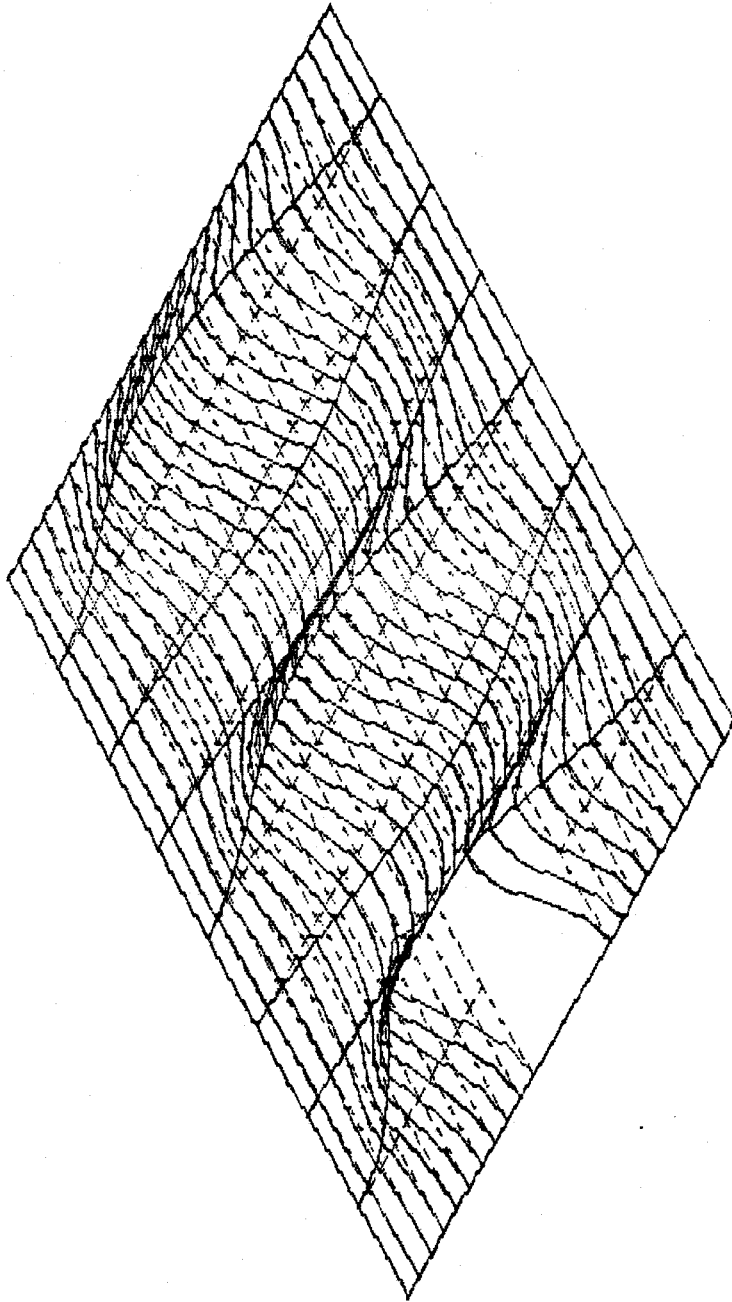


panell

MODE

SHAPE

MODE 6



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.9389E-02

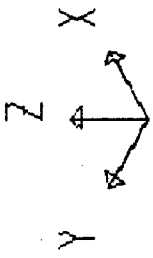
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2004E-01

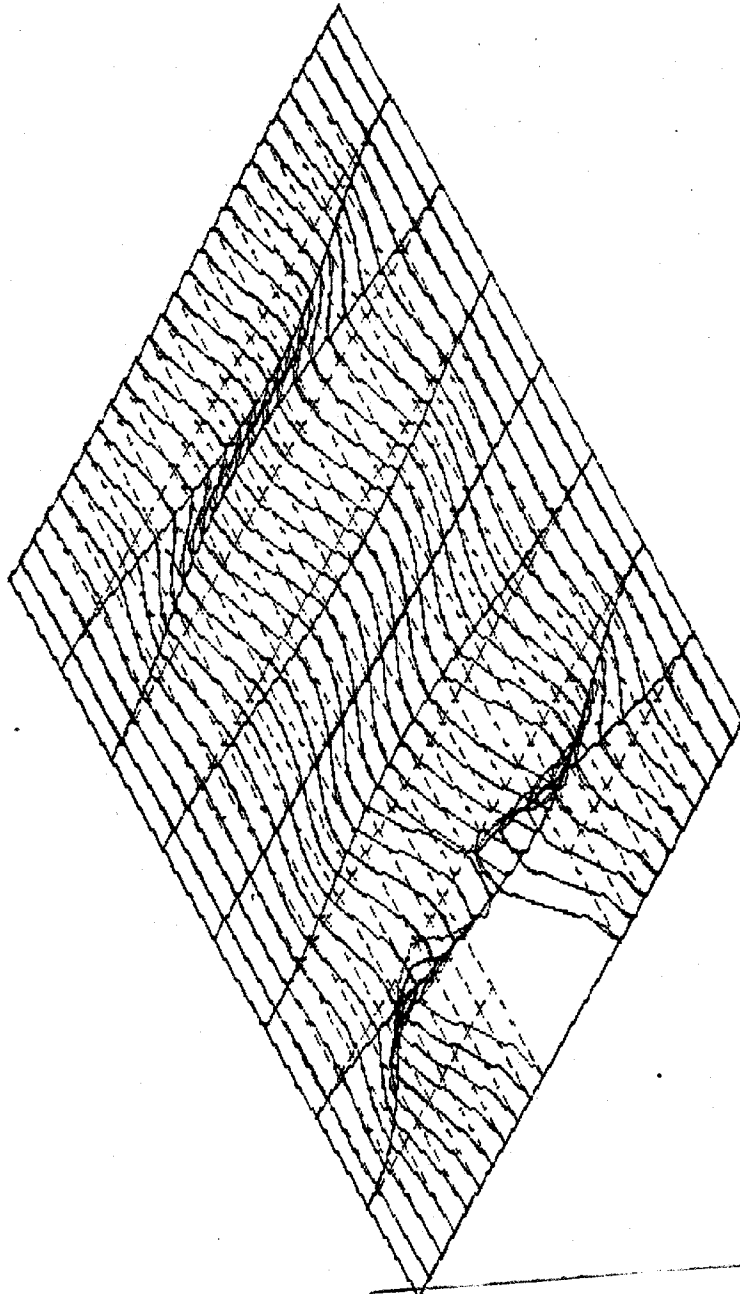
SAP90



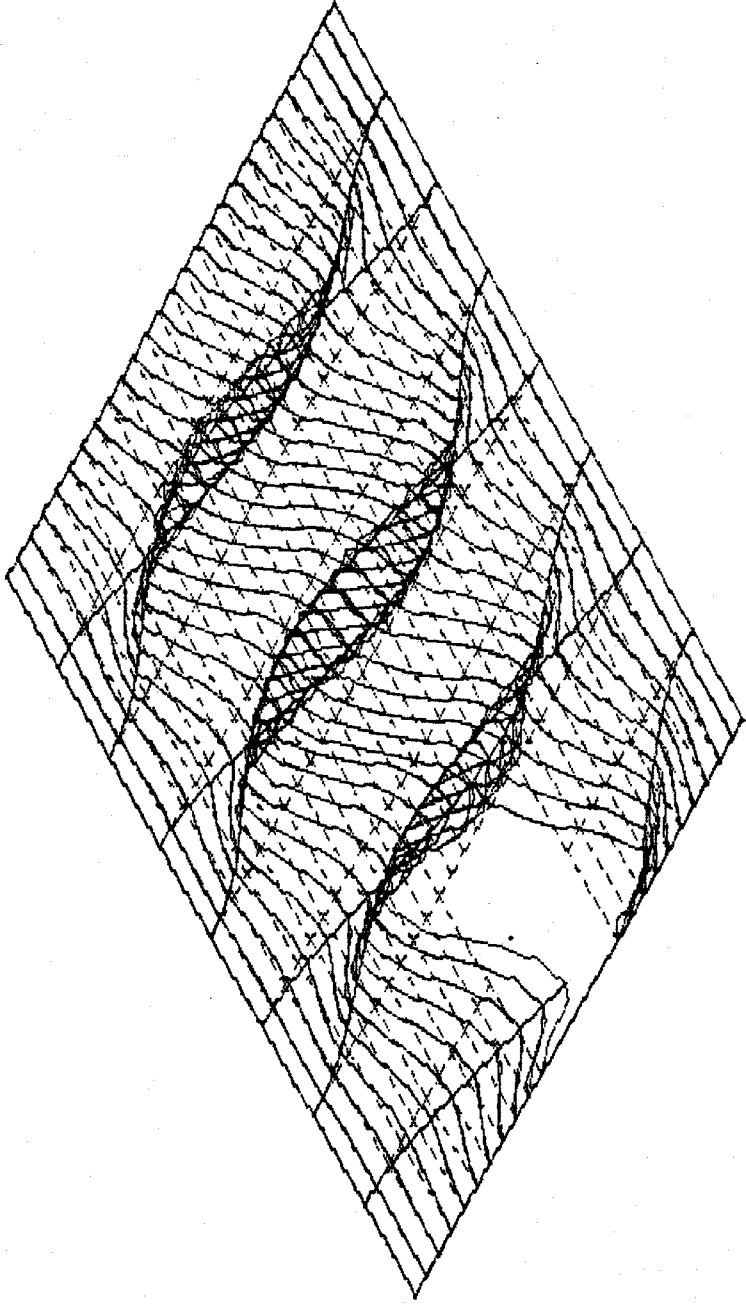
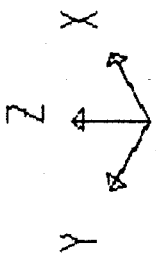
panell
MODE
SHAPE
MODE 7

MINIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z -.1474E-01
MAXIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z .2410E-01

SAP90



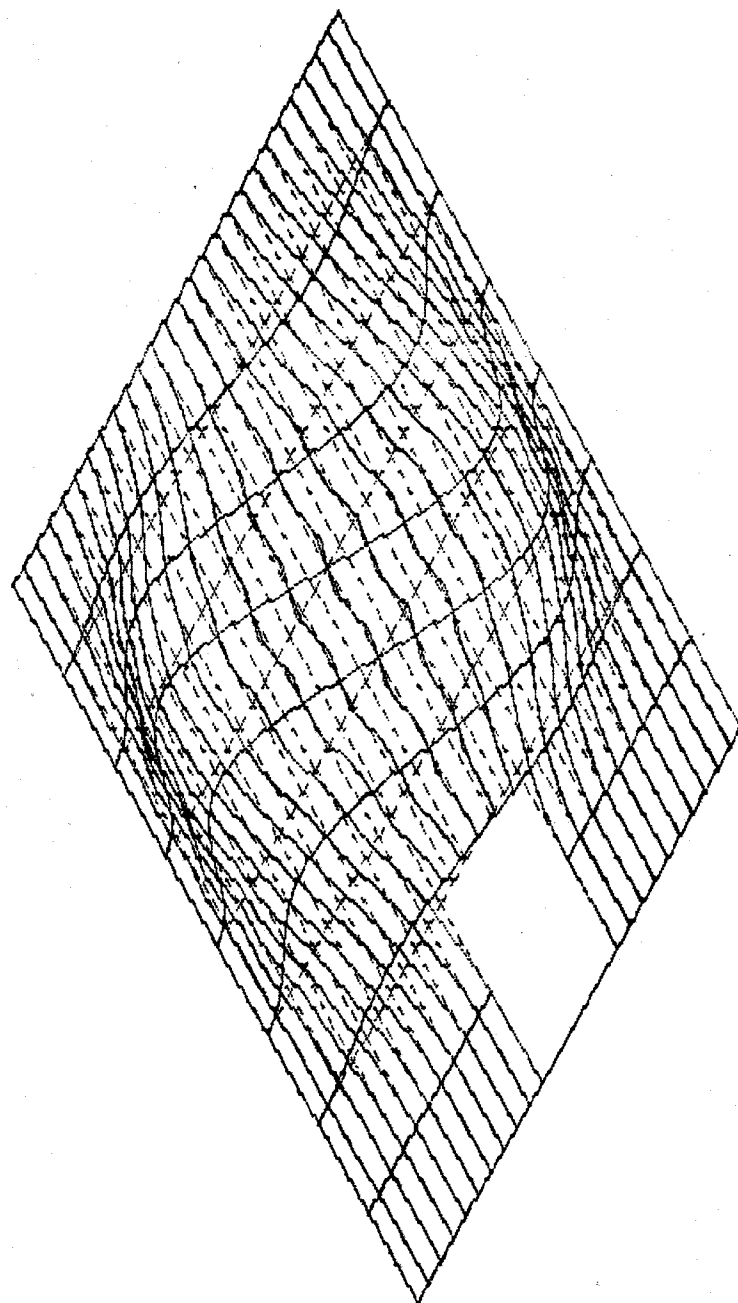
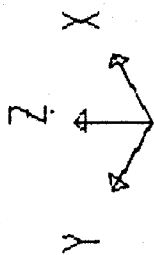
MILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER



panell
MODE
SHAPE
MODE 8

MINIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z -.1297E-01
MAXIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z .1244E-01

SAP90



panell

MODE

SHAPE

MODE 9

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1547E-01

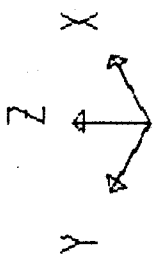
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1547E-01

SAP90

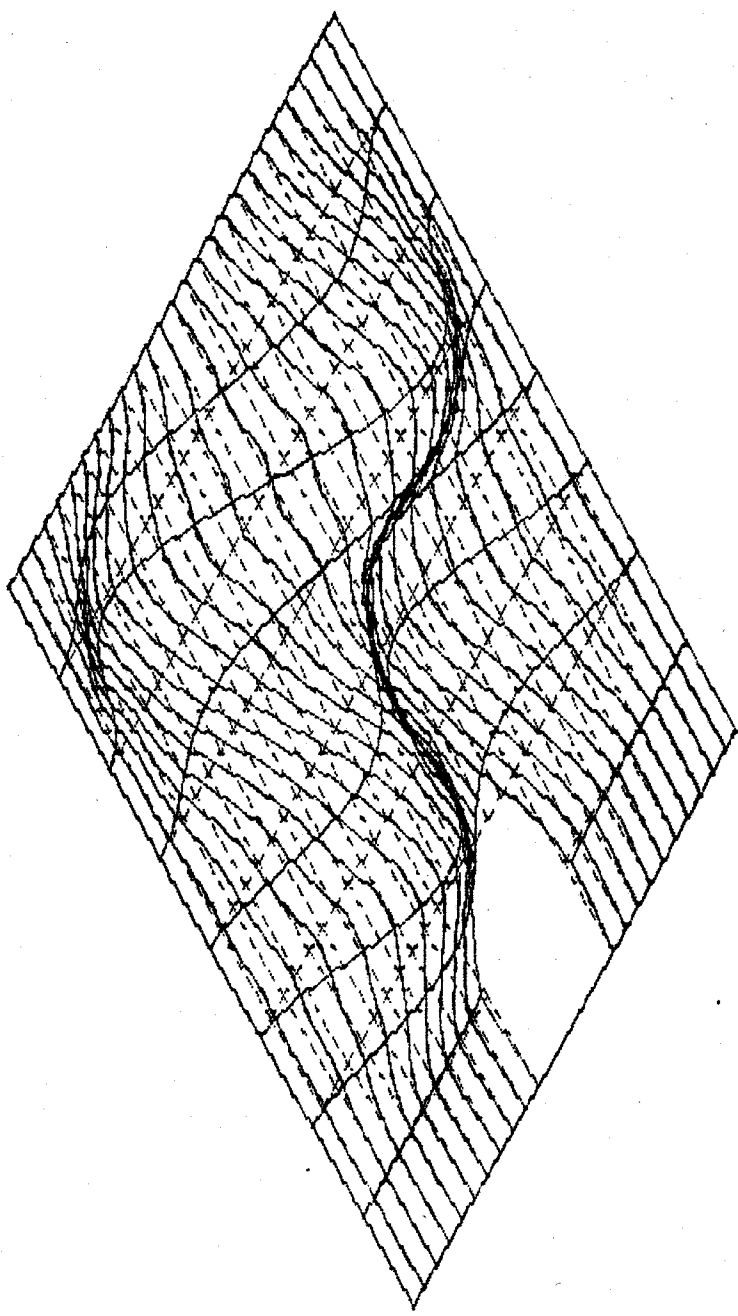


panel 1

MODE

SHAPE

MODE 10



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -1.1498E-01

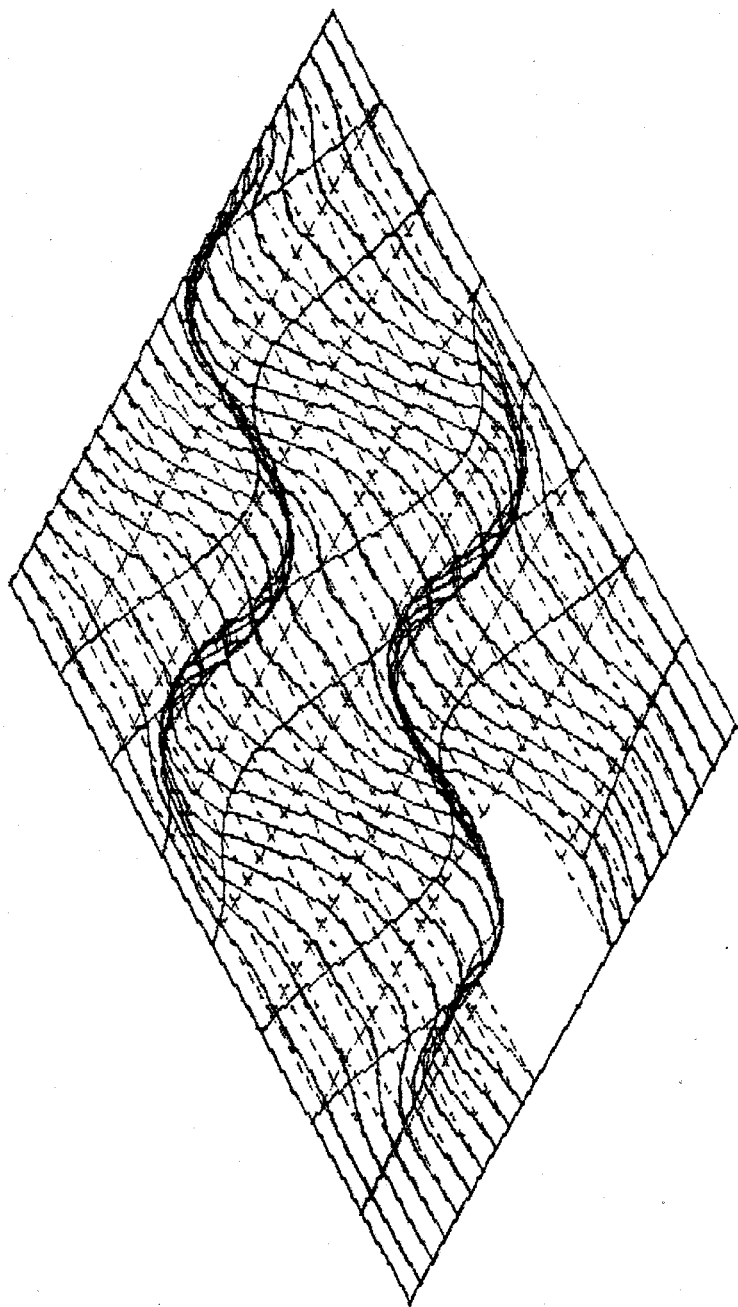
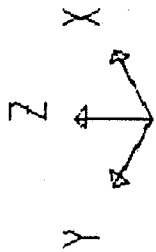
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1498E-01

SAP90



panell

MODE

SHAPE

MODE 11

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1213E-01

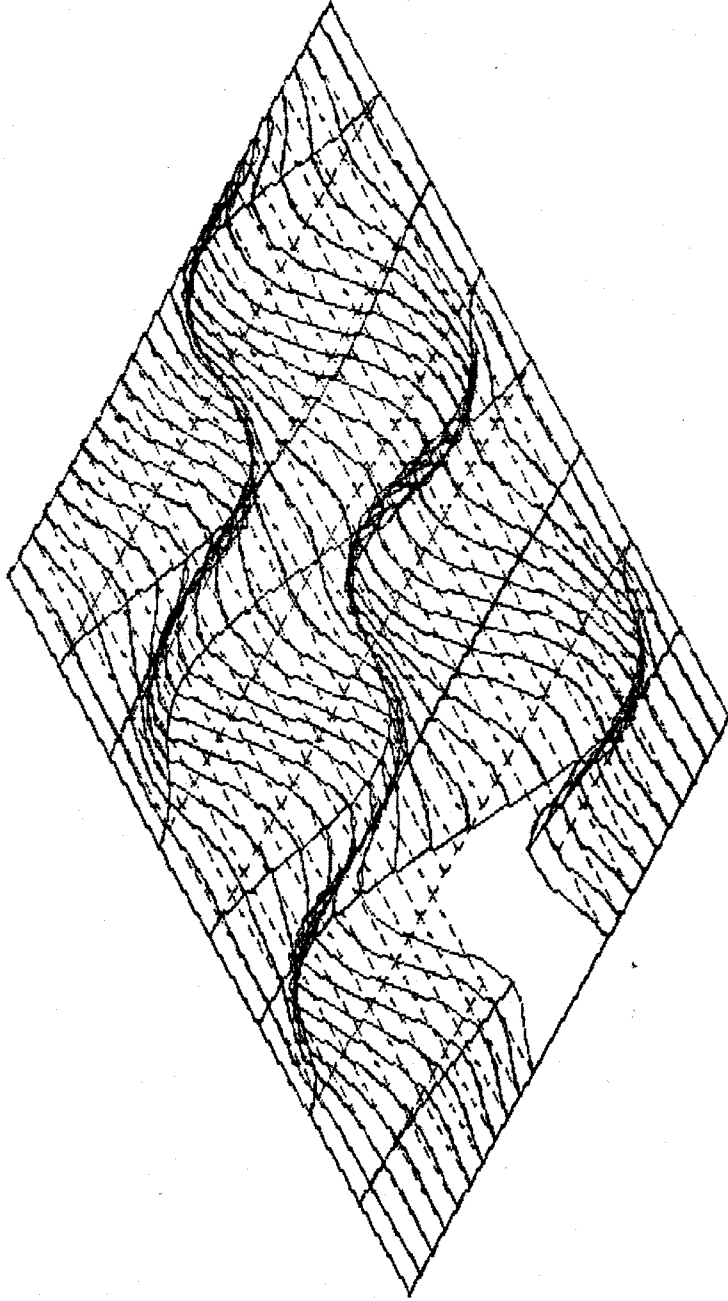
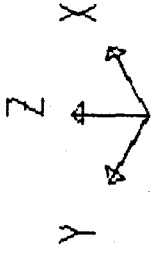
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1213E-01

SAP90



panel 1

MODE

SHAPE

MODE 12

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1482E-01

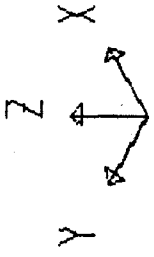
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1482E-01

SAP90



panell

MODE

SHAPE

MODE 13

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

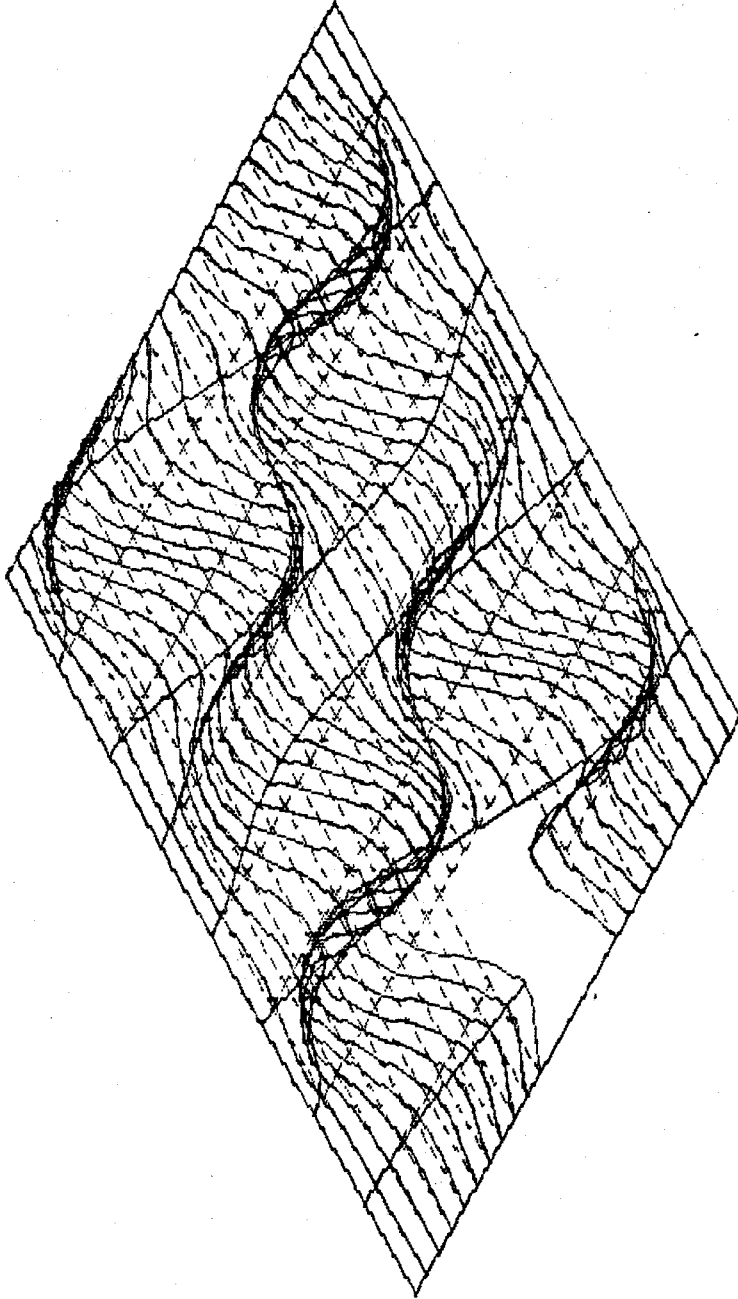
Z -.1442E-01

MAXIMA

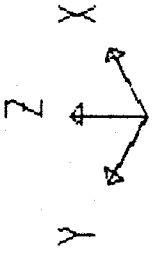
X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1441E-01



SAP90



panell

MODE

SHAPE

MODE 14

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1235E-01

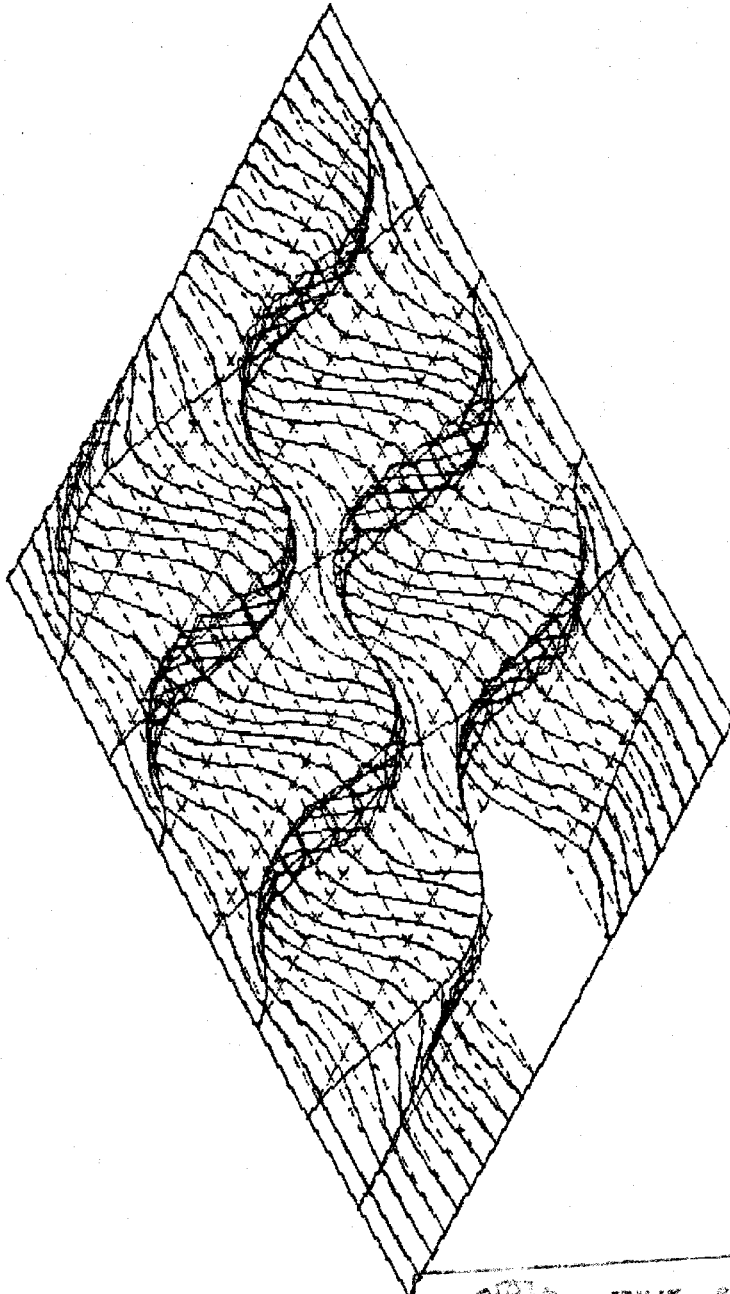
MAXIMA

X .0000E+00

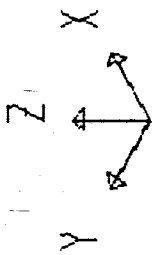
Y .0000E+00

Z .1235E-01

SAP90



MILIK PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER

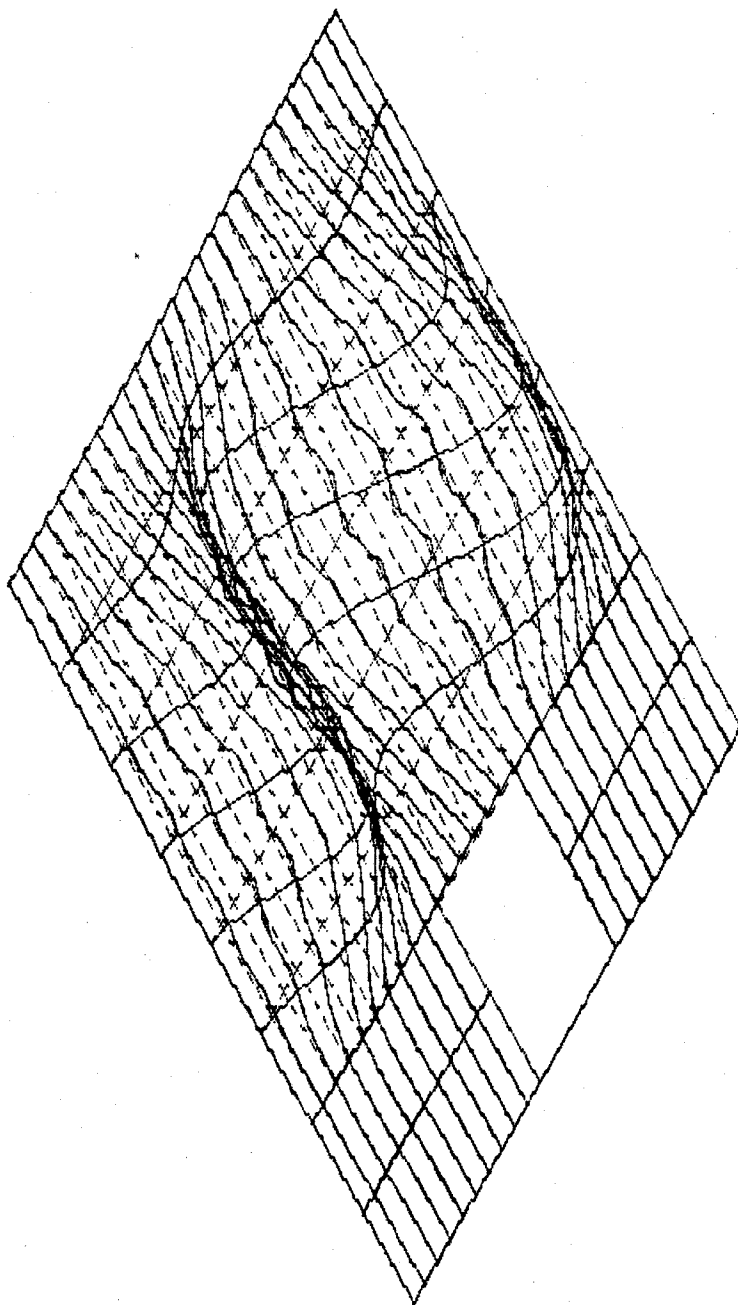


panel 1

MODE

SHAPE

MODE 15



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1618E-01

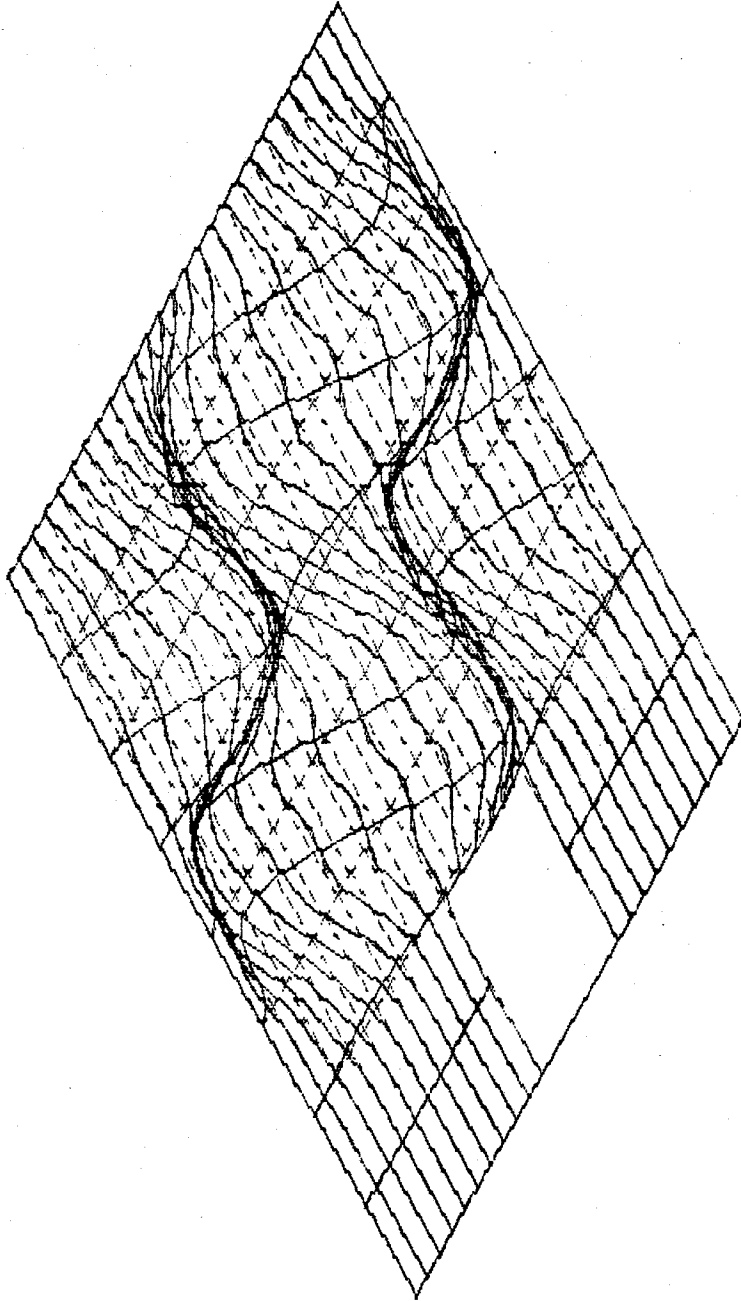
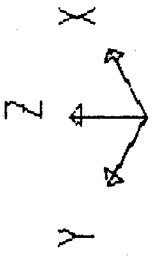
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1527E-01

SAP90



panell

MODE

SHAPE

MODE 16

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1533E-01

MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1448E-01

SAP90

```

C*****
C*      PERHITUNGAN FREKUENSI NATURAL PANEL GELADAK      *
C*
C*      OLEH : ARIS MARDIWAHONO                          *
C*      NRP  : 4884100226                                 *
C*      JUR. : T.PERKAPALAN FTK - ITS                    *
C*****

```

```

SYSTEM
L=0 V=16 T=0.0001

```

JOINTS

```

1   X=0.0   Y=0.0   Z=10.6
9   X=22.4  Y=0.0   Z=10.6 G=1,9,1
10  X=0.0   Y=0.6   Z=10.6
18  X=22.4  Y=0.6   Z=10.6
91  X=0.0   Y=6.9   Z=10.6
99  X=22.4  Y=6.9   Z=10.6 Q=10,18,91,99,1,9
100 X=5.6   Y=7.6   Z=10.6
106 X=22.4  Y=7.6   Z=10.6
128 X=5.6   Y=10.4  Z=10.6
134 X=22.4  Y=10.4  Z=10.6 Q=100,106,128,134,1,7
135 X=0.0   Y=11.1  Z=10.6
143 X=22.4  Y=11.1  Z=10.6
216 X=0.0   Y=17.4  Z=10.6
224 X=22.4  Y=17.4  Z=10.6 Q=135,143,216,224,1,9
225 X=0.0   Y=18.0  Z=10.6
233 X=22.4  Y=18.0  Z=10.6 G=225,233,1
234 X=0.0   Y=7.6   Z=10.6
238 X=0.0   Y=10.4  Z=10.6 G=234,238,1

```

RESTRAINTS

```

1 238 1   R=1,1,0,0,0,1
1       R=0,1,0,0,0,1
10 91 9   R=1,1,1,1,1,1
234 238 1 R=1,1,1,1,1,1
135 216 9 R=1,1,1,1,1,1
225     R=0,1,0,0,0,1
226 232 1 R=0,0,1,1,1,0
2 8 1    R=0,0,1,1,1,0
9       R=0,1,0,0,0,1
18 99 9  R=1,1,1,1,1,1
106 134 7 R=1,1,1,1,1,1
143 224 9 R=1,1,1,1,1,1
233     R=0,1,0,0,0,1
92      R=0,0,0,0,0,0
93 128 7 R=0,1,0,0,0,1
137     R=0,1,0,0,0,1
136     R=0,0,0,0,0,0

```

SHELL

```

NM=1
1 E=2.07E11 U=0.3 W=77.01E3 M=7.85E3
1 JQ=1,2,10,11 ETYPE=0 M=1 TH=6E-3 G=8,10
81 JQ=93,94,100,101 G=6,5
111 JQ=128,129,137,138 G=6,1
117 JQ=135,136,144,145 G=8,10

```

FRAMES

NM=3

1	SH=R	T=0.1,6E-3	E=2.07E11	G=0.796E11	W=46.21	M=4.71
2	SH=T	T=0.390,0.1,8E-3,8E-3	E=2.07E11	G=0.796E11	W=309	M=30.77
3	SH=T	T=0.390,0.1,8E-3,7E-3	E=2.07E11	G=0.796E11	W=272	M=27.71
1	10	11	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
9	19	20	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
17	28	29	M=3,3	LP=2,0	G=7,1,1,1	
25	37	38	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
33	46	47	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
41	55	56	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
49	64	65	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
57	73	74	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
65	82	83	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
73	91	92	M=3,3	LP=2,0	G=7,1,1,1	
81	100	101	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1	
87	107	108	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1	
93	114	115	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1	
99	121	122	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1	
105	128	129	M=1,1	LP=2,0	G=5,1,1,1	
111	135	136	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
119	144	145	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
127	153	154	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
135	162	163	M=3,3	LP=2,0	G=7,1,1,1	
143	171	172	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
151	180	181	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
159	189	190	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
167	198	199	M=3,3	LP=2,0	G=7,1,1,1	
175	207	208	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
183	216	217	M=1,1	LP=2,0	G=7,1,1,1	
191	2	11	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
201	3	12	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
211	4	13	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
221	5	14	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
231	6	15	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
241	7	16	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
251	8	17	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
261	93	100	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7	
267	94	101	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7	
273	95	102	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7	
279	96	103	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7	
285	97	104	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7	
291	98	105	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7	
266	128	137	M=2,2	LP=3,0	G=5,6,1,1	
297	136	145	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
307	137	146	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
317	138	147	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
327	139	148	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
337	140	149	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
347	141	150	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
357	142	151	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9	
367	1	10	G=9,1,9,9			
377	91	234				
378	234	235	G=3,1,1,1			
382	238	135				
383	135	144	G=9,1,9,9			
394	9	18	G=9,1,9,9			
404	99	106	G=4,1,7,7			
409	134	143	G=10,1,9,9			

E I G E N S Y S T E M P A R A M E T E R S

NUMBER OF EQUATIONS = 522
 NUMBER OF MASSES = 174
 NUMBER OF VALUES TO BE EVALUATED = 16
 SIZE OF SUBSPACE = 20

E I G E N V A L U E S A N D F R E Q U E N C I E S

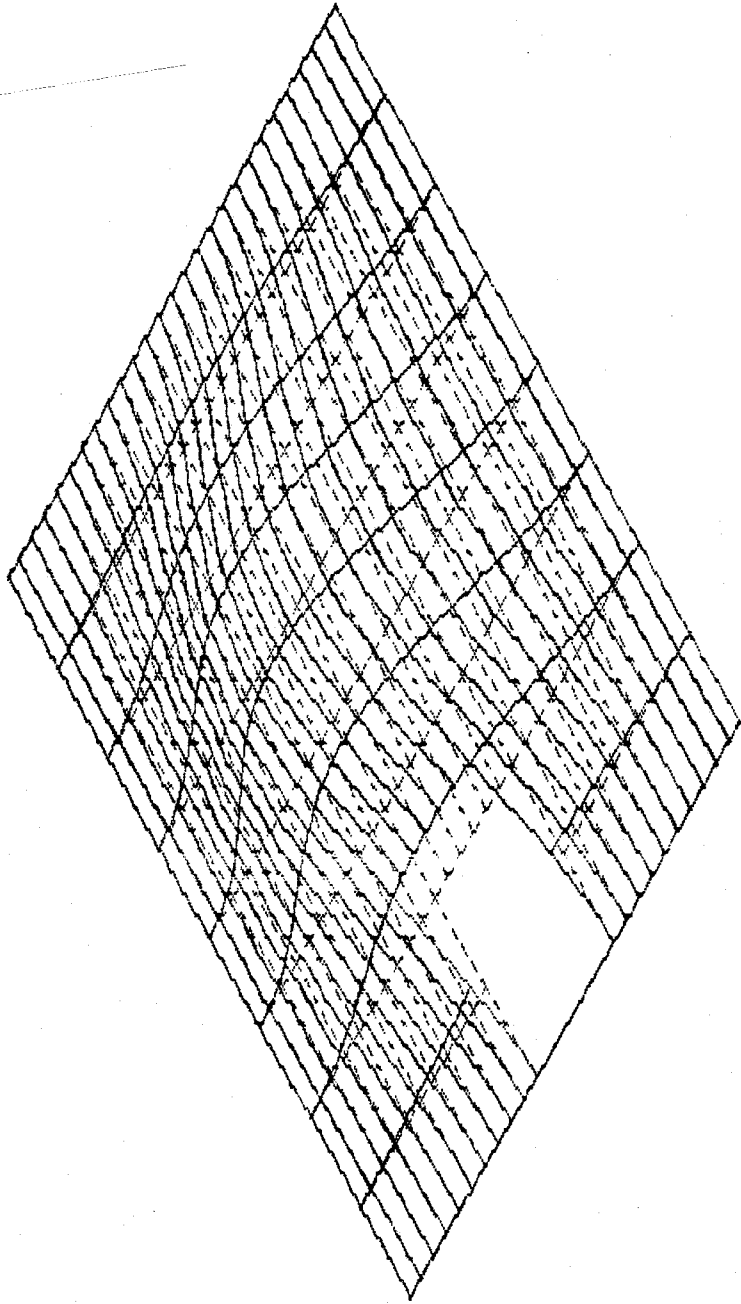
MODE NUMBER	EIGENVALUE (RAD/SEC)**2	CIRCULAR FREQ (RAD/SEC)	FREQUENCY (CYCLES/SEC)	PERIOD (SEC)
1	.378582E+03	.194572E+02	3.096709	.322923
2	.804004E+03	.283550E+02	4.512834	.221590
3	.208996E+04	.457161E+02	7.275947	.137439
4	.237206E+04	.487038E+02	7.751457	.129008
5	.282487E+04	.531495E+02	8.459000	.118217
6	.409535E+04	.639949E+02	10.185106	.098183
7	.441331E+04	.664327E+02	10.573097	.094580
8	.638922E+04	.799326E+02	12.721665	.078606
9	.699780E+04	.836528E+02	13.313761	.075110
10	.822400E+04	.906863E+02	14.433166	.069285
11	.897716E+04	.947479E+02	15.079590	.066315
12	.922212E+04	.960319E+02	15.283950	.065428
13	.978616E+04	.989250E+02	15.744403	.063515
14	.103242E+05	.101608E+03	16.171445	.061837
15	.118676E+05	.108939E+03	17.338105	.057676
16	.135899E+05	.116576E+03	18.553623	.053898

B A S E F O R C E R E A C T I O N F A C T O R S

MODE #	PERIOD (sec)	X DIRECTION	Y DIRECTION	Z DIRECTION	X MOMENT	Y MOMENT	Z MOMENT
1	.323	.000E+00	.000E+00	.112E+03	.102E+04	-.131E+04	.000E+00
2	.222	.000E+00	.000E+00	-.256E+01	-.212E+02	.575E+03	.000E+00
3	.137	.000E+00	.000E+00	-.473E+02	-.472E+03	.551E+03	.000E+00
4	.129	.000E+00	.000E+00	.108E+01	-.473E+03	-.246E+02	.000E+00
5	.118	.000E+00	.000E+00	.133E+01	.339E+02	-.367E+02	.000E+00
6	.098	.000E+00	.000E+00	.143E+01	-.110E+03	-.228E+03	.000E+00
7	.095	.000E+00	.000E+00	.554E+01	-.917E+02	.166E+03	.000E+00
8	.079	.000E+00	.000E+00	-.212E+02	-.168E+03	.275E+03	.000E+00
9	.075	.000E+00	.000E+00	.955E+01	.103E+03	.330E+02	.000E+00
10	.069	.000E+00	.000E+00	.194E+00	-.370E+02	.141E+03	.000E+00
11	.066	.000E+00	.000E+00	-.395E+02	-.361E+03	.531E+03	.000E+00
12	.065	.000E+00	.000E+00	-.297E+02	-.225E+03	.352E+03	.000E+00
13	.064	.000E+00	.000E+00	.102E+02	.505E+02	.120E+03	.000E+00
14	.062	.000E+00	.000E+00	-.217E+02	-.105E+03	.264E+03	.000E+00
15	.058	.000E+00	.000E+00	-.225E+02	-.257E+03	.243E+03	.000E+00
16	.054	.000E+00	.000E+00	-.368E+01	-.468E+02	.195E+03	.000E+00

PARTICIPATING M A S S - (percent)

MODE	X-DIR	Y-DIR	Z-DIR	X-SUM	Y-SUM	Z-SUM
1	00.000	00.000	54.998	00.000	00.000	54.998
2	00.000	00.000	.028	00.000	00.000	55.027
3	00.000	00.000	9.749	00.000	00.000	64.776
4	00.000	00.000	.005	00.000	00.000	64.781
5	00.000	00.000	.008	00.000	00.000	64.789
6	00.000	00.000	.009	00.000	00.000	64.798
7	00.000	00.000	.134	00.000	00.000	64.931
8	00.000	00.000	1.961	00.000	00.000	66.892
9	00.000	00.000	.397	00.000	00.000	67.289
10	00.000	00.000	.000	00.000	00.000	67.289
11	00.000	00.000	6.805	00.000	00.000	74.095
12	00.000	00.000	3.829	00.000	00.000	77.924
13	00.000	00.000	.452	00.000	00.000	78.375
14	00.000	00.000	2.045	00.000	00.000	80.420
15	00.000	00.000	2.202	00.000	00.000	82.622
16	00.000	00.000	.059	00.000	00.000	82.681



MODE
SHAPE
MODE I

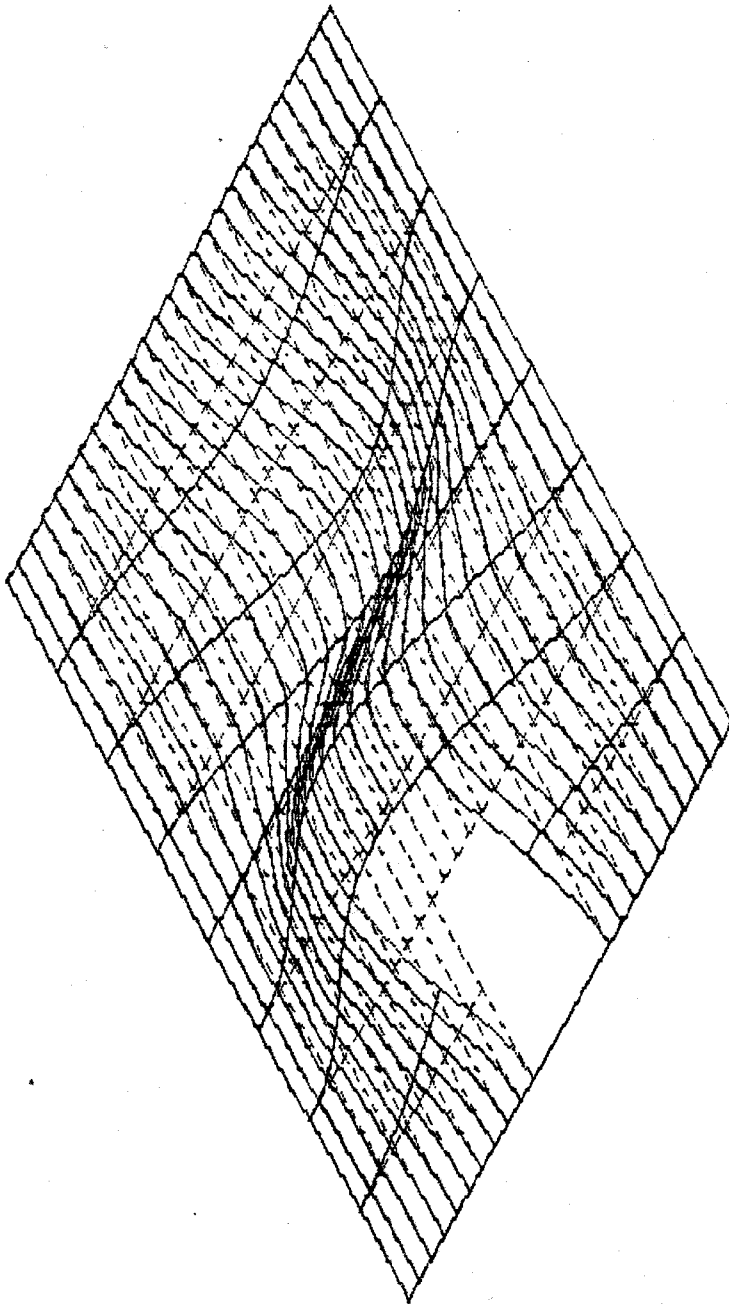
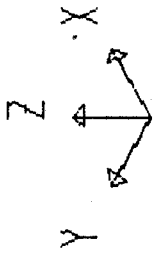
MINIMA

X .0000E+00
Y .0000E+00
Z -.6589E-08

MAXIMA

X .0000E+00
Y .0000E+00
Z .1543E-01

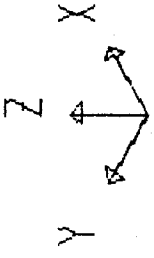
SAP90



panel 12
MODE
SHAPE
MODE 2

MINIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z -.1458E-01
MAXIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z .1419E-01

SAP90



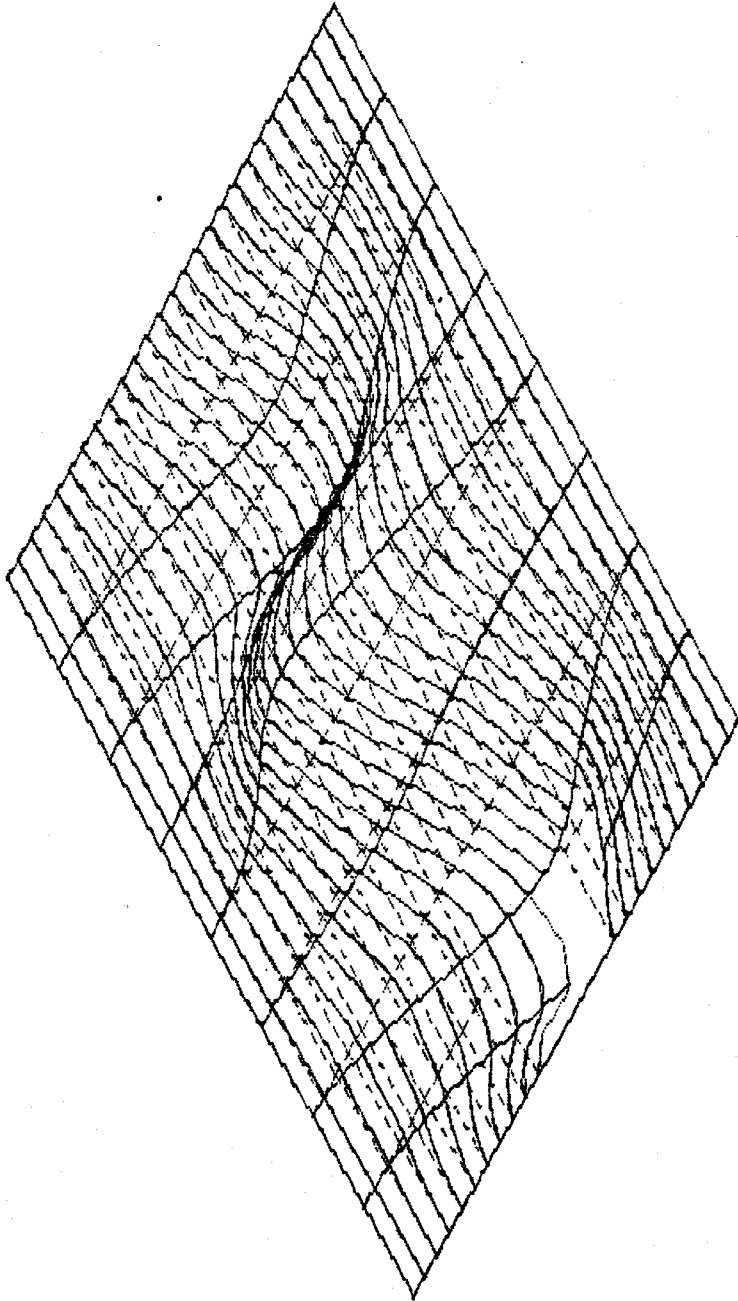
1

panel2

MODE

SHAPE

MODE 3



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1704E-01

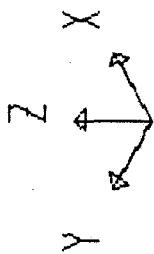
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1439E-01

SAP90

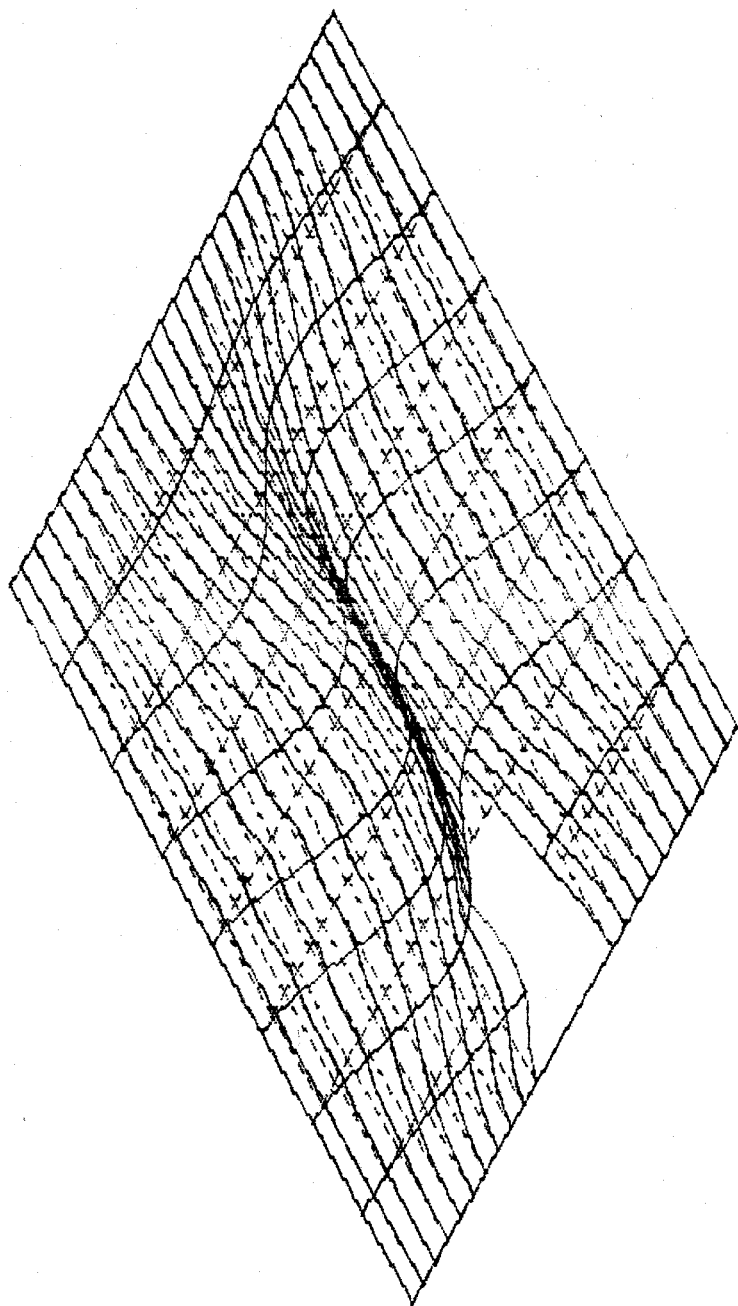


panel2

MODE

SHAPE

MODE 4



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1473E-01

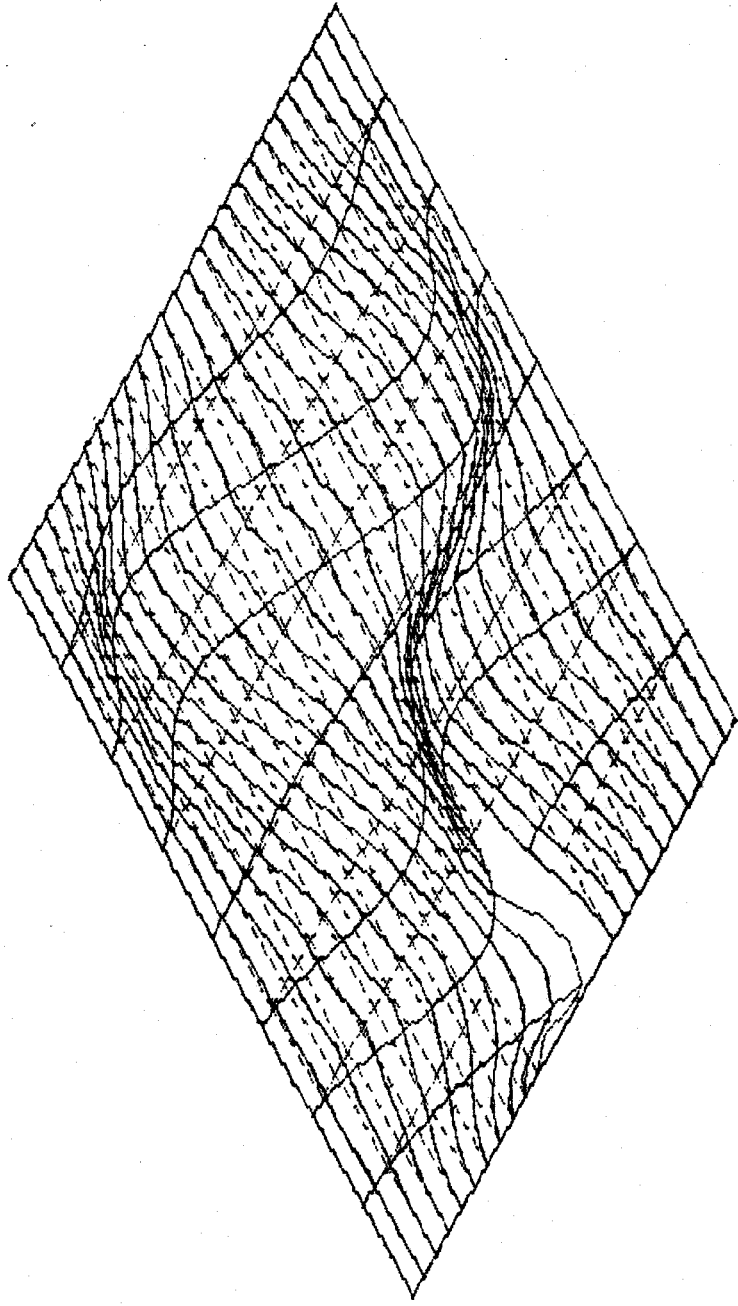
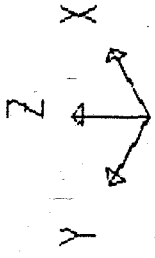
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1317E-01

SAP90



panel2

MODE

SHAPE

MODE 5

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1499E-01

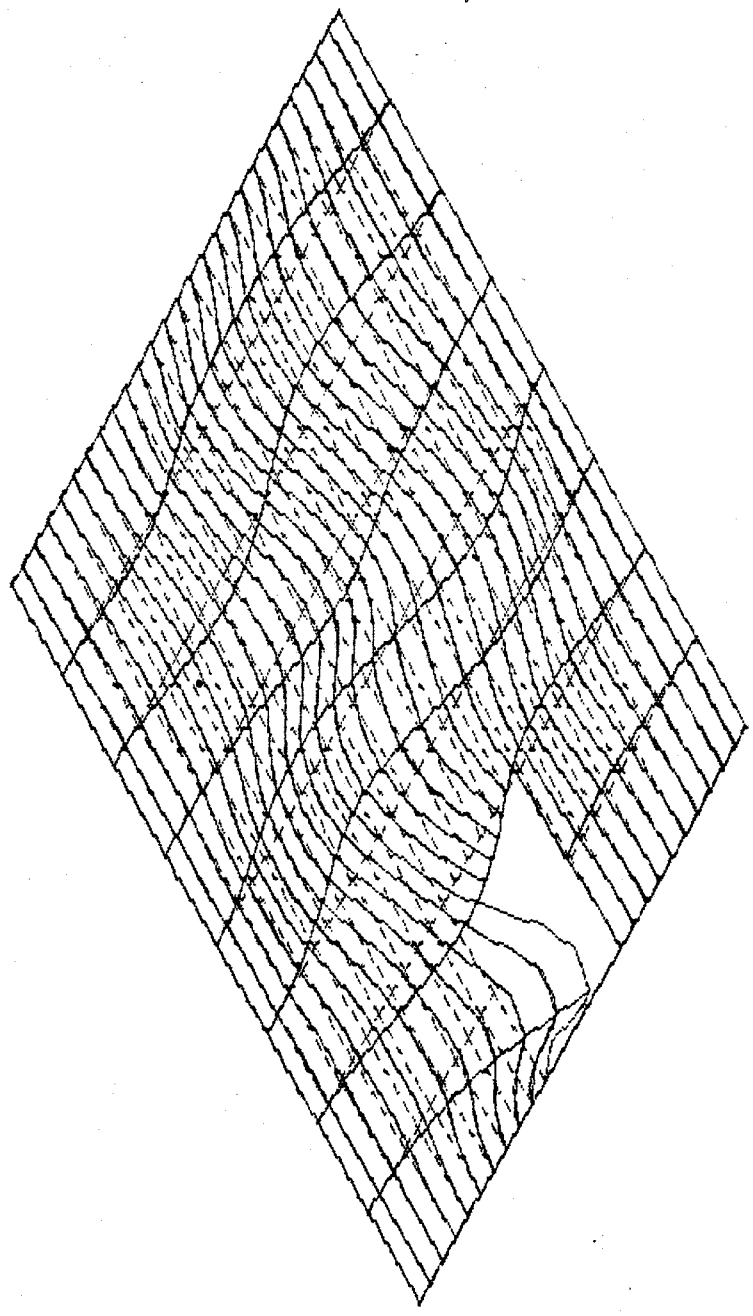
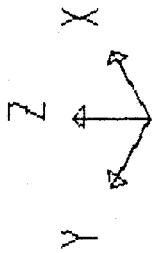
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1402E-01

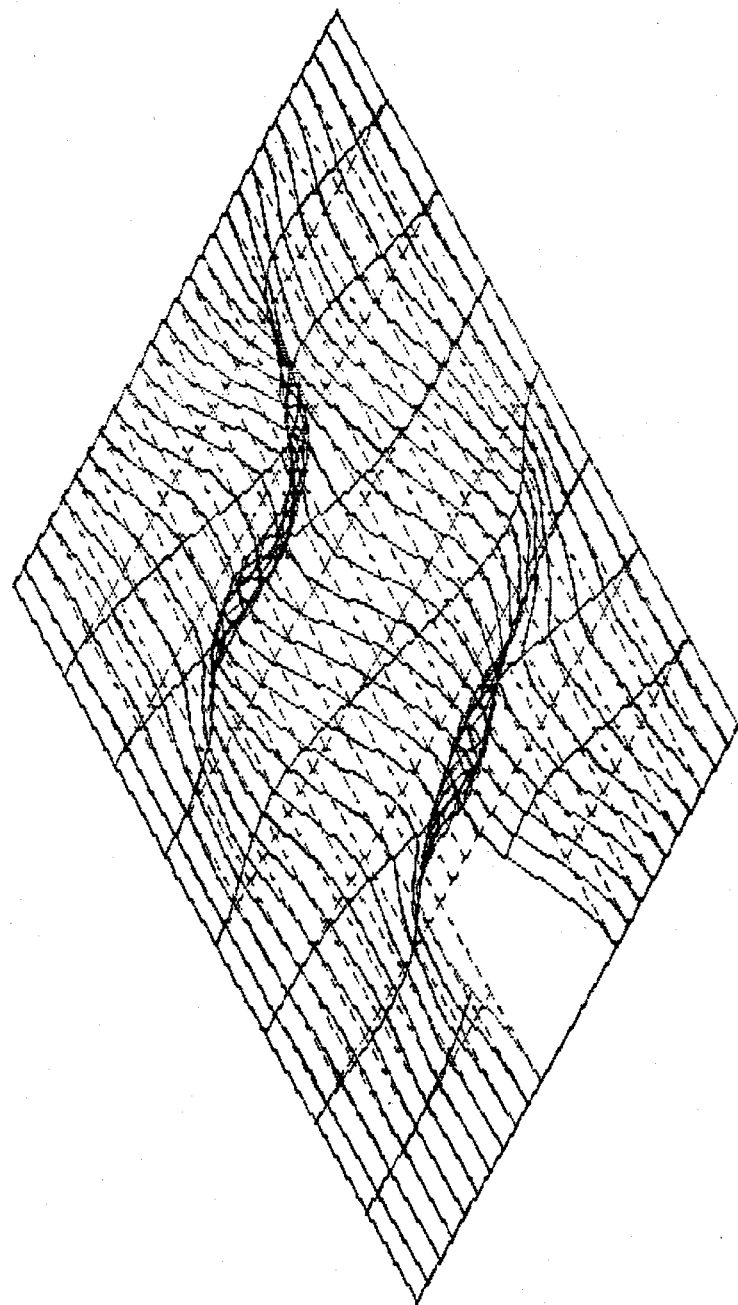
SAP90



panel 2
MODE
SHAPE
MODE 6

MINIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z -.3087E-01
MAXIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z .1265E-01

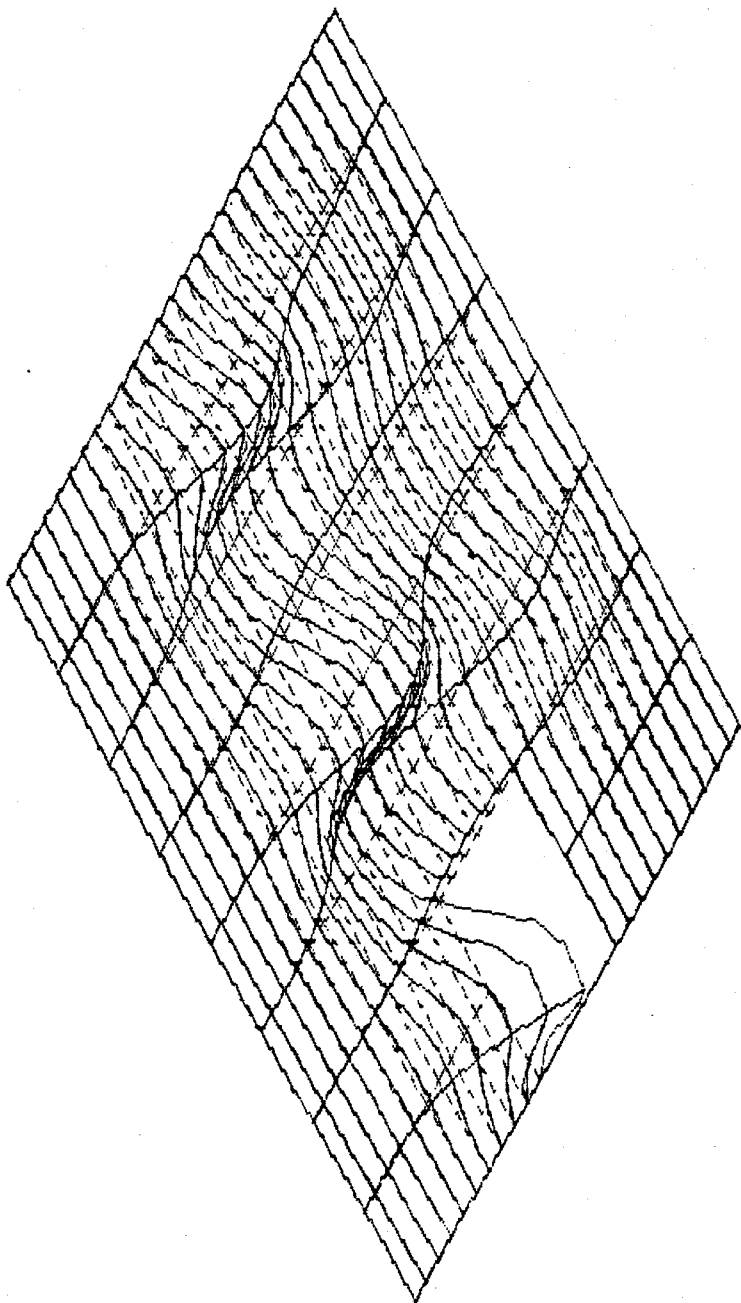
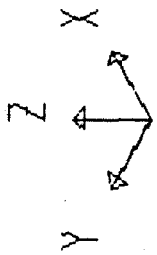
SAP90



panel 2
MODE
SHAPE
MODE 7

MINIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z -.1692E-01
MAXIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z .1426E-01

SAP90



panel 2

MODE

SHAPE

MODE 8

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.3197E-01

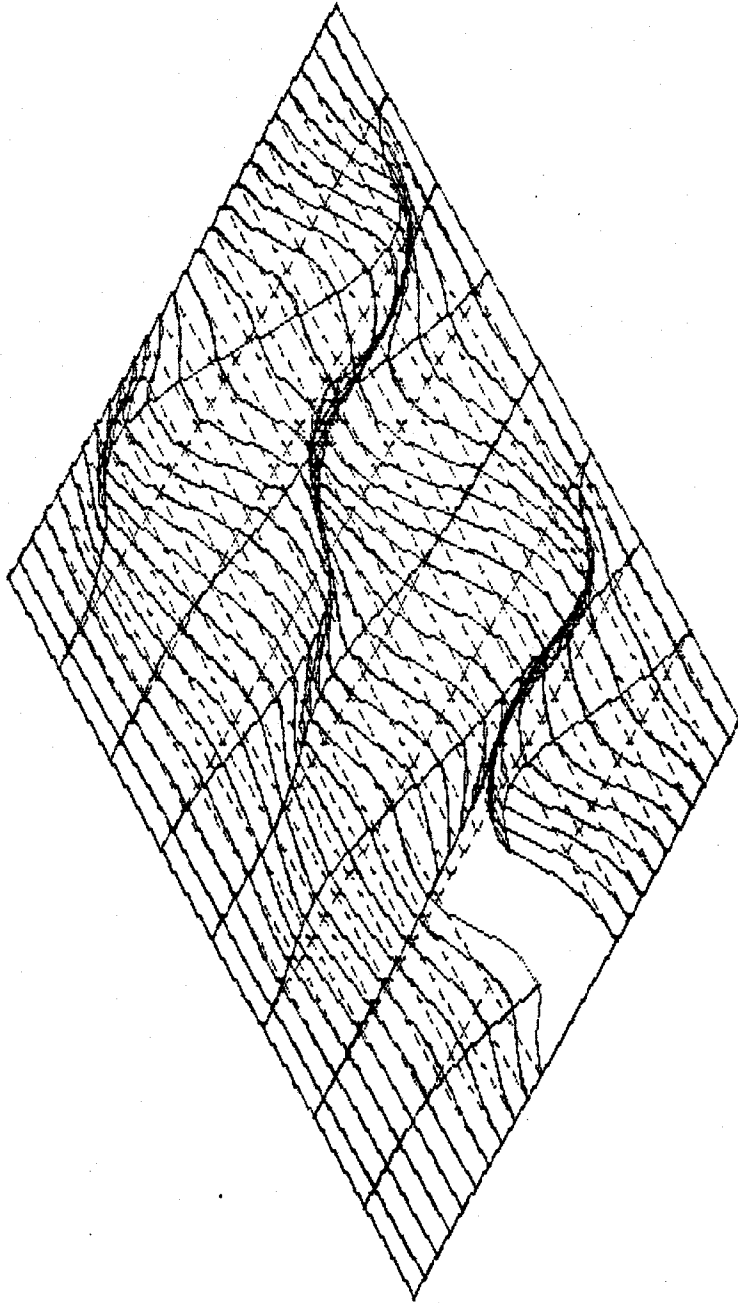
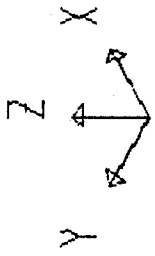
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1564E-01

SAP90



panel2

MODE

SHAPE

MODE 9

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1675E-01

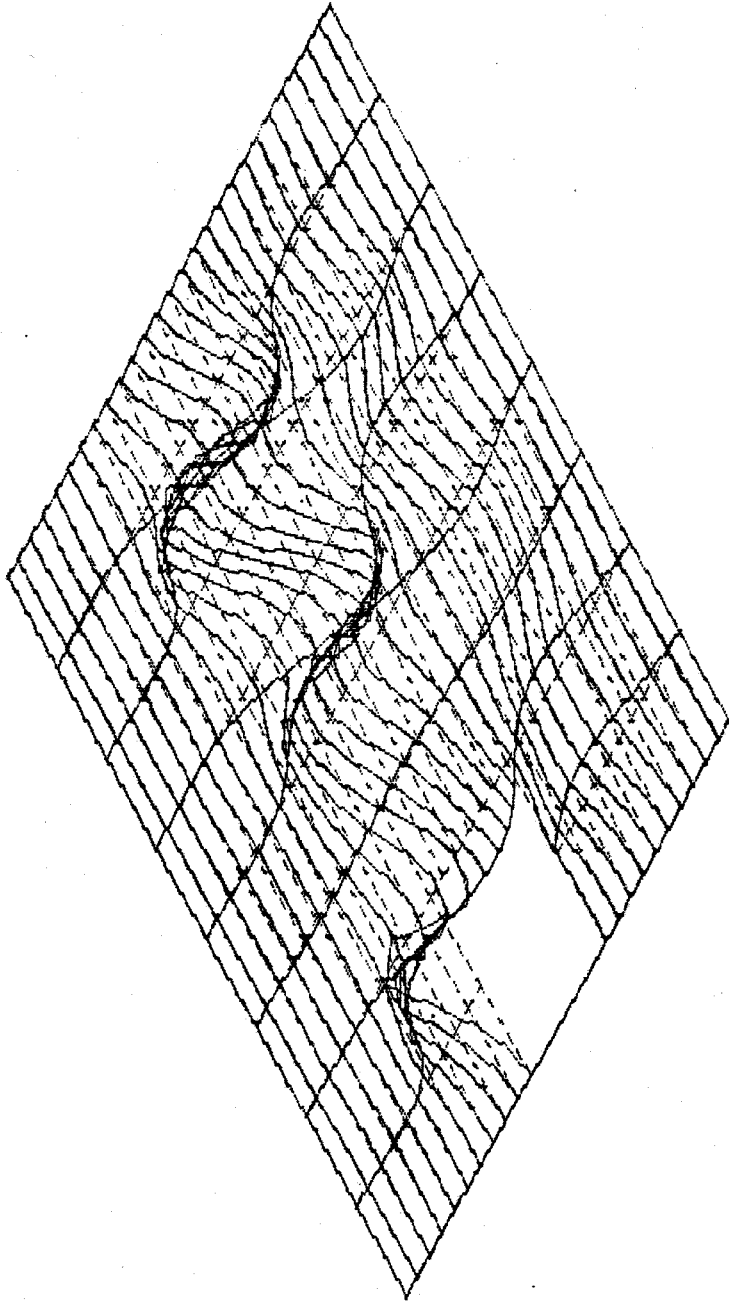
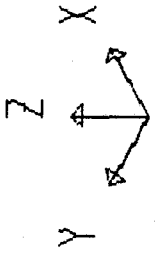
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1763E-01

SAP90



pane12

MODE

SHAPE

MODE 10

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1806E-01

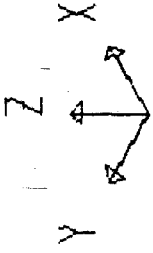
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2470E-01

SAP90



panel2

MODE

SHAPE

MODE 11

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1363E-01

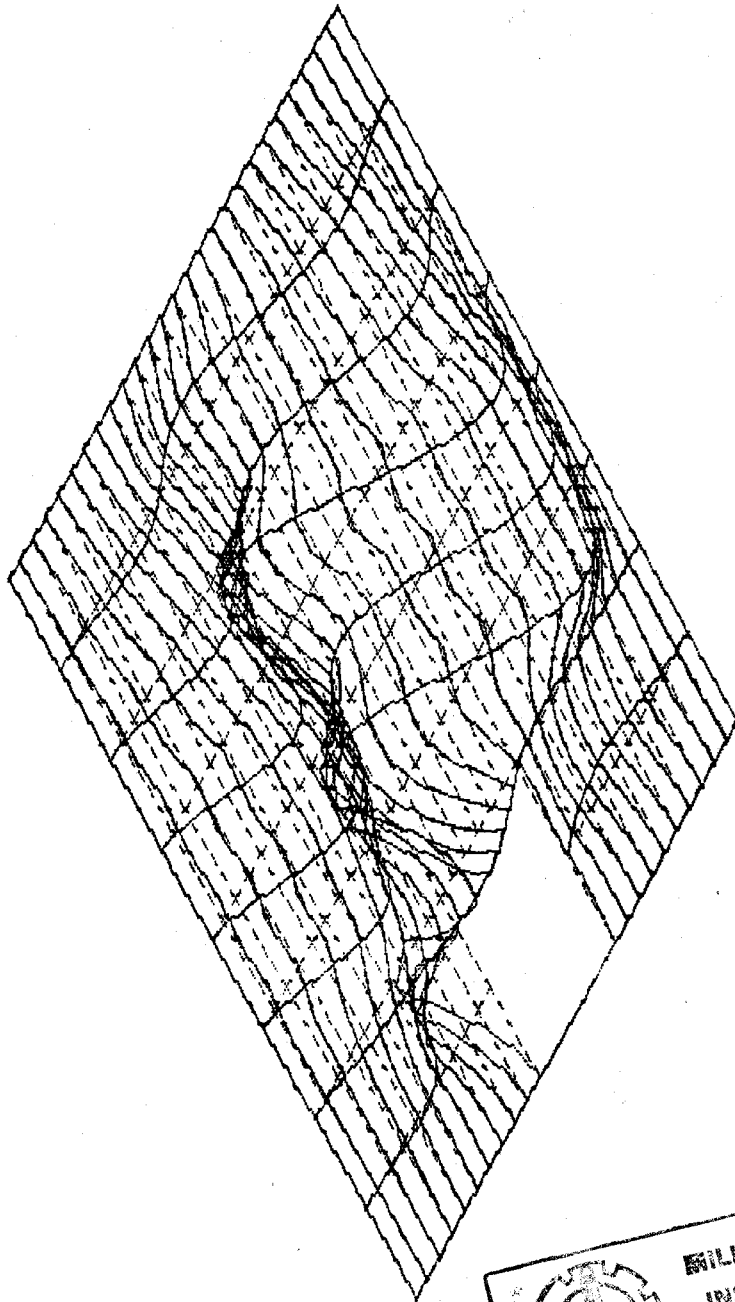
MAXIMA

X .0000E+00

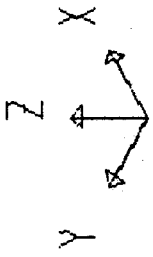
Y .0000E+00

Z .1682E-01

SAP90



BIKIN PERPUSTAKAAN
INSTITUT TEKNOLOGI
SEPULUH - NOPEMBER

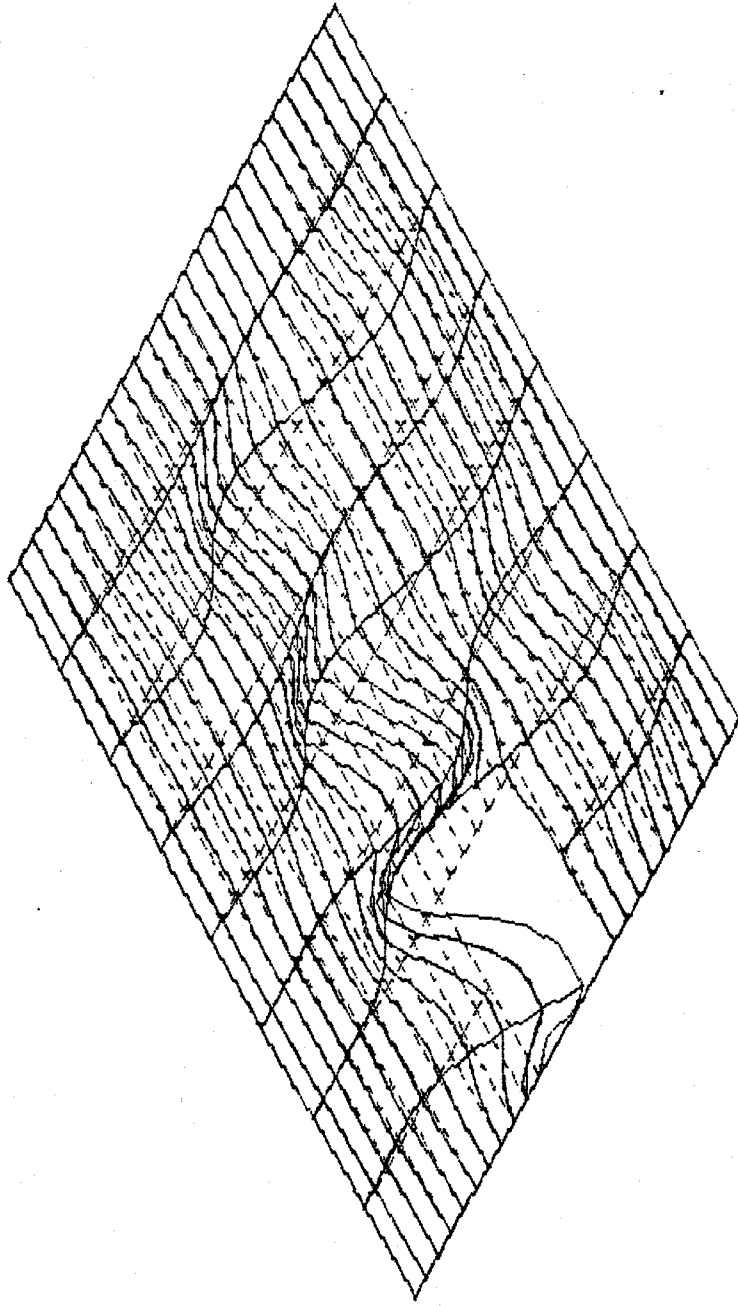


panel 2

MODE

SHAPE

MODE 12



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.3389E-01

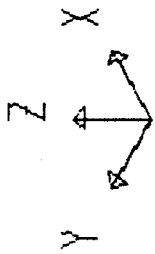
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2052E-01

SAP90

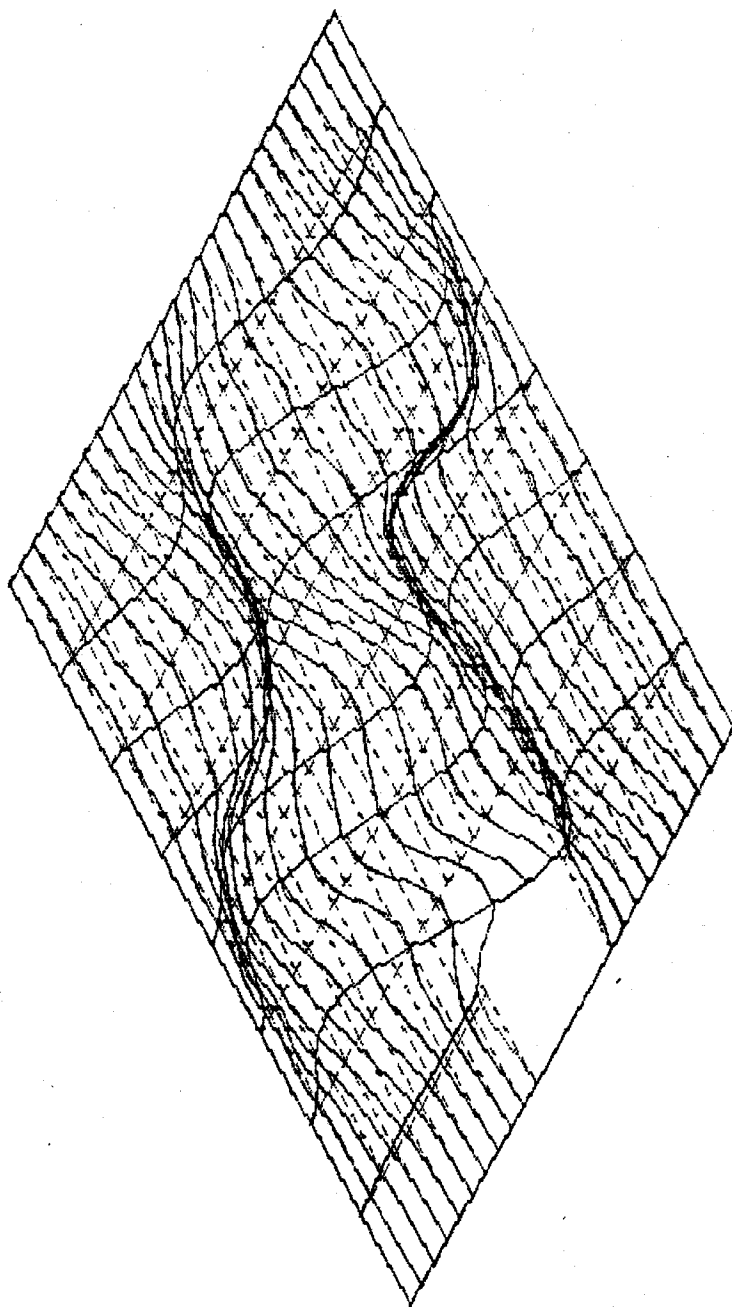


pane12

MODE

SHAPE

MODE 13



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1686E-01

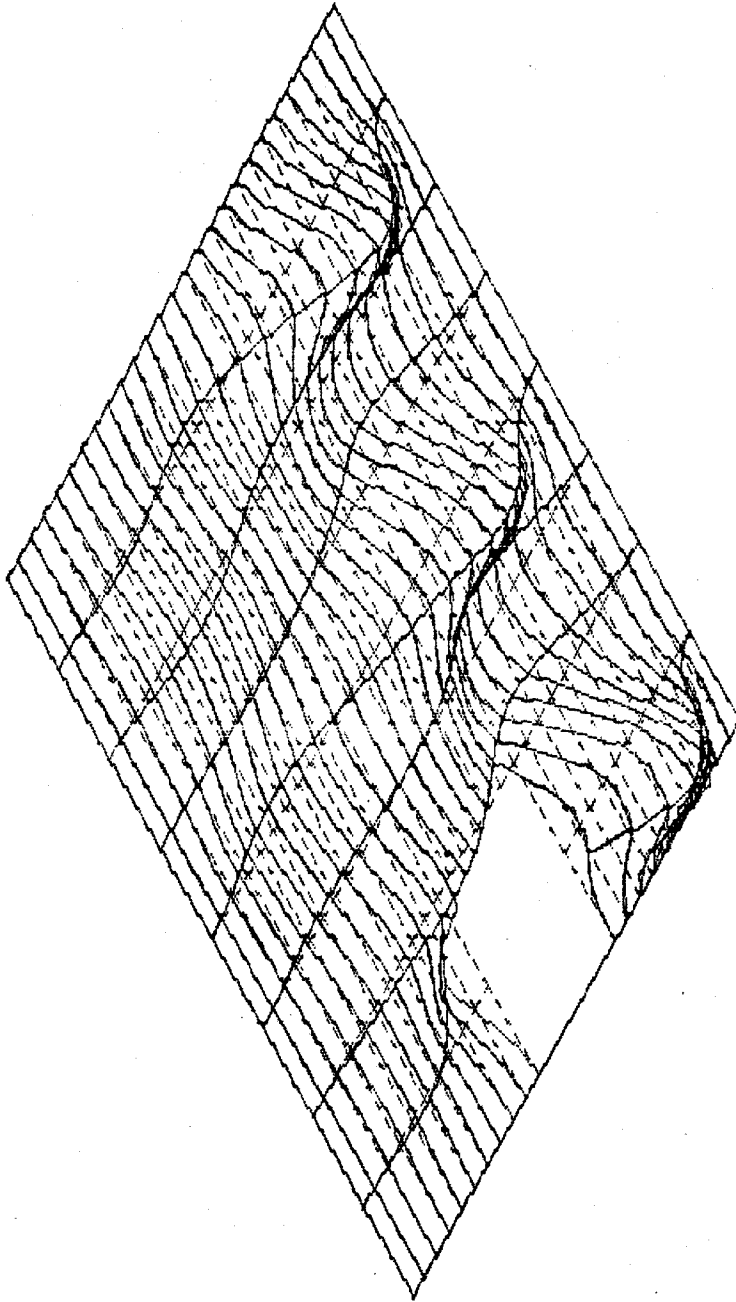
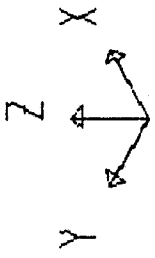
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1357E-01

SAP90



panel2

MODE

SHAPE

MODE 14

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.2382E-01

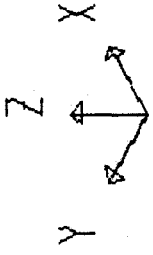
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1061E-01

SAP90

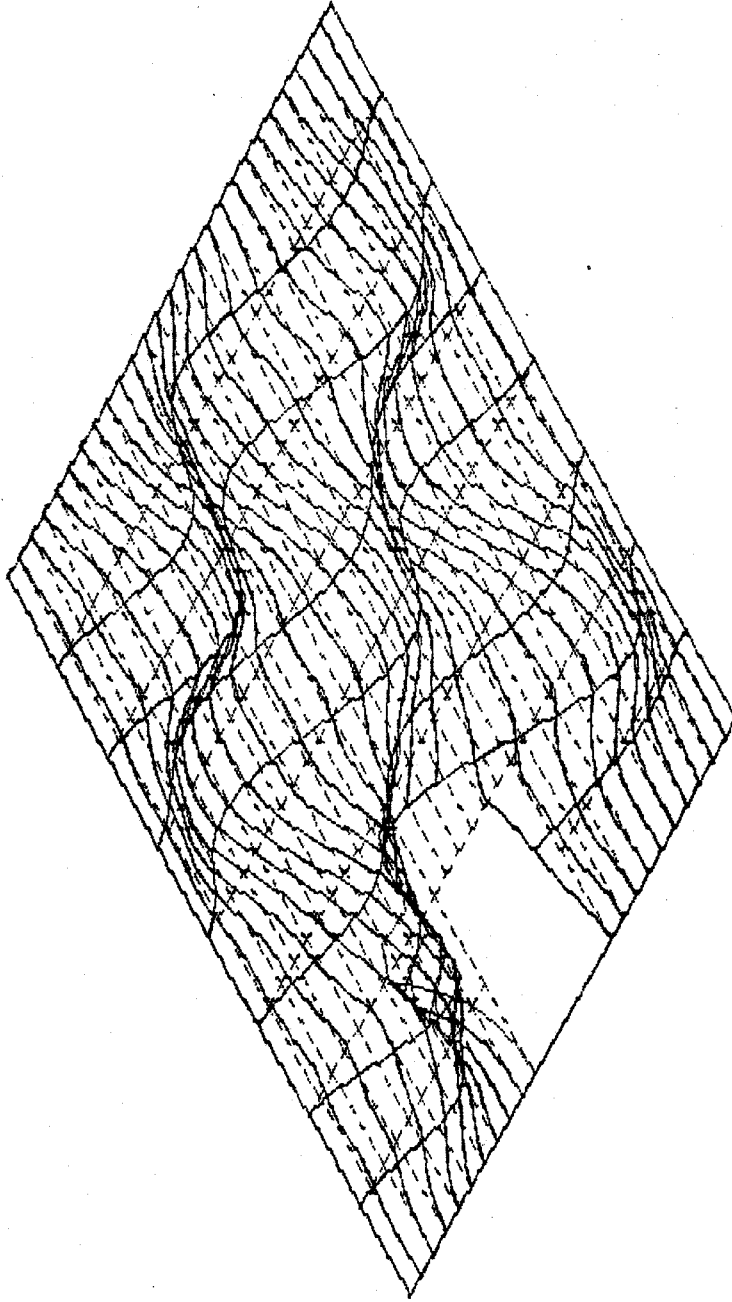


panel2

MODE

SHAPE

MODE 15



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1575E-01

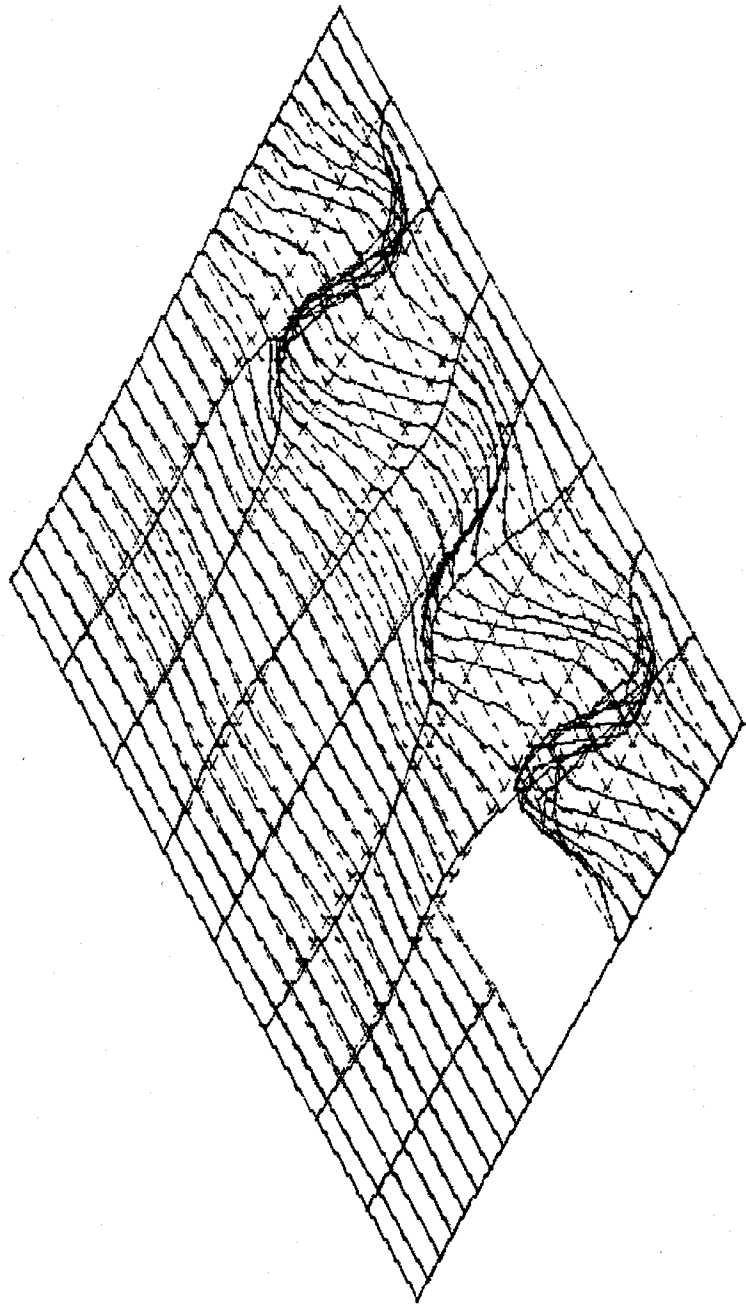
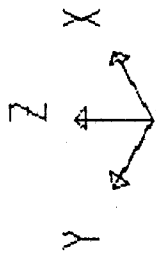
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1911E-01

SAP90



panel 2
MODE
SHAPE
MODE 16

MINIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z -.1954E-01
MAXIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z .2062E-01

SAP90

**LAMPIRAN C:
INPUT
DAN
RESPON PANEL**

233		R=0,1,0,0,0,1
92		R=0,0,0,0,0,0
93	128 7	R=0,1,0,0,0,1
137		R=0,1,0,0,0,1
136		R=0,0,0,0,0,0
239	271 4	R=1,1,0,1,1,1
275	307 4	R=1,1,0,1,1,1
240	272 4	R=1,1,0,1,1,1
241	273 4	R=1,1,0,1,1,1
242	274 4	R=1,1,0,1,1,1
276	308 4	R=1,1,0,1,1,1
277	309 4	R=1,1,0,1,1,1
278	310 4	R=1,1,0,1,1,1

SPRINGS

239	240	K=0,0,1.336E8,0,0,0
240	241	K=0,0,1.656E8,0,0,0
241	242	K=0,0,1.192E8,0,0,0
242	1	K=0,0,1.192E8,0,0,0
243	244	K=0,0,1.336E8,0,0,0
244	245	K=0,0,1.656E8,0,0,0
245	246	K=0,0,1.192E8,0,0,0
246	2	K=0,0,1.192E8,0,0,0
247	248	K=0,0,1.336E8,0,0,0
248	249	K=0,0,1.656E8,0,0,0
249	250	K=0,0,1.192E8,0,0,0
250	3	K=0,0,1.192E8,0,0,0
251	252	K=0,0,1.336E8,0,0,0
252	253	K=0,0,1.656E8,0,0,0
253	254	K=0,0,1.192E8,0,0,0
254	4	K=0,0,1.192E8,0,0,0
255	256	K=0,0,1.336E8,0,0,0
256	257	K=0,0,1.656E8,0,0,0
257	258	K=0,0,1.192E8,0,0,0
258	5	K=0,0,1.192E8,0,0,0
259	260	K=0,0,1.336E8,0,0,0
260	261	K=0,0,1.656E8,0,0,0
261	262	K=0,0,1.192E8,0,0,0
262	6	K=0,0,1.192E8,0,0,0
263	264	K=0,0,1.336E8,0,0,0
264	265	K=0,0,1.656E8,0,0,0
265	266	K=0,0,1.192E8,0,0,0
266	7	K=0,0,1.192E8,0,0,0
267	268	K=0,0,1.336E8,0,0,0
268	269	K=0,0,1.656E8,0,0,0
269	270	K=0,0,1.192E8,0,0,0
270	8	K=0,0,1.192E8,0,0,0
271	272	K=0,0,1.336E8,0,0,0
272	273	K=0,0,1.656E8,0,0,0
273	274	K=0,0,1.192E8,0,0,0
274	9	K=0,0,1.192E8,0,0,0
275	276	K=0,0,1.336E8,0,0,0
276	277	K=0,0,1.656E8,0,0,0
277	278	K=0,0,1.192E8,0,0,0
278	225	K=0,0,1.192E8,0,0,0
279	280	K=0,0,1.336E8,0,0,0
280	281	K=0,0,1.656E8,0,0,0
281	282	K=0,0,1.192E8,0,0,0
282	226	K=0,0,1.192E8,0,0,0
283	284	K=0,0,1.336E8,0,0,0
284	285	K=0,0,1.656E8,0,0,0

285 286 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 286 227 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 287 288 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 288 289 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 289 290 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 290 228 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 291 292 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 292 293 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 293 294 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 294 229 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 295 296 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 296 297 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 297 298 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 298 230 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 299 300 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 300 301 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 301 302 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 302 231 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 303 304 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 304 305 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 305 306 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 306 232 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 307 308 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 308 309 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 309 310 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 310 233 K=0,0,1.192E8,0,0,0

FRAMES

NM=4

1 SH=R T=0.100,6E-3 E=2.07E11 G=0.796E11 W=46.21 M=4.71
 2 SH=T T=0.390,0.1,8E-3,8E-3 E=2.07E11 G=0.796E11 W=309 M=30.77
 3 A=2E-3 E=2.07E11 W=154.02 M=15.7
 4 A=1.44E-3 E=2.07E11 W=110.89 M=11.30
 1 10 11 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 9 19 20 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 17 28 29 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 25 37 38 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 33 46 47 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 41 55 56 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 49 64 65 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 57 73 74 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 65 82 83 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 73 91 92 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 81 100 101 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 87 107 108 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 93 114 115 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 99 121 122 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 105 128 129 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 111 135 136 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 119 144 145 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 127 153 154 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 135 162 163 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 143 171 172 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 151 180 181 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 159 189 190 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 167 198 199 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 175 207 208 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 183 216 217 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 191 2 11 M=2,2 LP=3,0 G=9,1,9,9
 201 3 12 M=2,2 LP=3,0 G=9,1,9,9
 211 4 13 M=2,2 LP=3,0 G=9,1,9,9

221	5	14	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
231	6	15	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
241	7	16	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
251	8	17	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
261	93	100	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
267	94	101	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
273	95	102	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
279	96	103	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
285	97	104	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
291	98	105	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
266	128	137	M=2,2	LP=3,0	G=5,6,1,1
297	136	145	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
307	137	146	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
317	138	147	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
327	139	148	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
337	140	149	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
347	141	150	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
357	142	151	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
367	1	10			G=9,1,9,9
377	91	234			
378	234	235			G=3,1,1,1
382	238	135			
383	135	144			G=9,1,9,9
394	9	18			G=9,1,9,9
404	99	106			G=4,1,7,7
409	134	143			G=10,1,9,9
420	239	240	M=3,3	LP=3,0	G=8,4,4,4
421	240	241	M=3,3	LP=3,0	G=8,4,4,4
422	241	242	M=4,4	LP=3,0	G=8,4,4,4
423	242	1	M=4,4	LP=3,0	G=8,4,4,1
456	275	276	M=3,3	LP=3,0	G=8,4,4,4
457	276	277	M=3,3	LP=3,0	G=8,4,4,4
458	277	278	M=4,4	LP=3,0	G=8,4,4,4
459	278	225	M=4,4	LP=3,0	G=8,4,4,1
492	239	243			LP=2,0 G=7,1,4,4
500	275	279			LP=2,0 G=7,1,4,4

SHELL

NM=1

1 E=2.07E11 U=0.3 W=77.01E3 M=7.85E3
 1 JQ=1,2,10,11 ETYPE=0 M=1 TH=6E-3 G=8,10
 81 JQ=93,94,100,101 G=6,5
 111 JQ=128,129,137,138 G=6,1
 117 JQ=135,136,144,145 G=8,10

LOADS

11	17	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
20	26	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
29	35	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
38	44	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
47	53	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
56	62	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
65	71	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
74	80	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
83	89	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
92	98	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
101	105	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
108	112	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
115	119	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
122	126	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
128	133	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0

136 142 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
145 151 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
154 160 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
163 169 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
172 178 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
181 187 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
190 196 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
199 205 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
208 214 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
217 223 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
239 271 4 L=2 F=0,0,1E3,0,0,0
275 307 4 L=2 F=0,0,1E3,0,0,0

TIMEH

ATYPE=1 NSTEP=40 DT=0.005 NV=5 NF=1 D=0.05

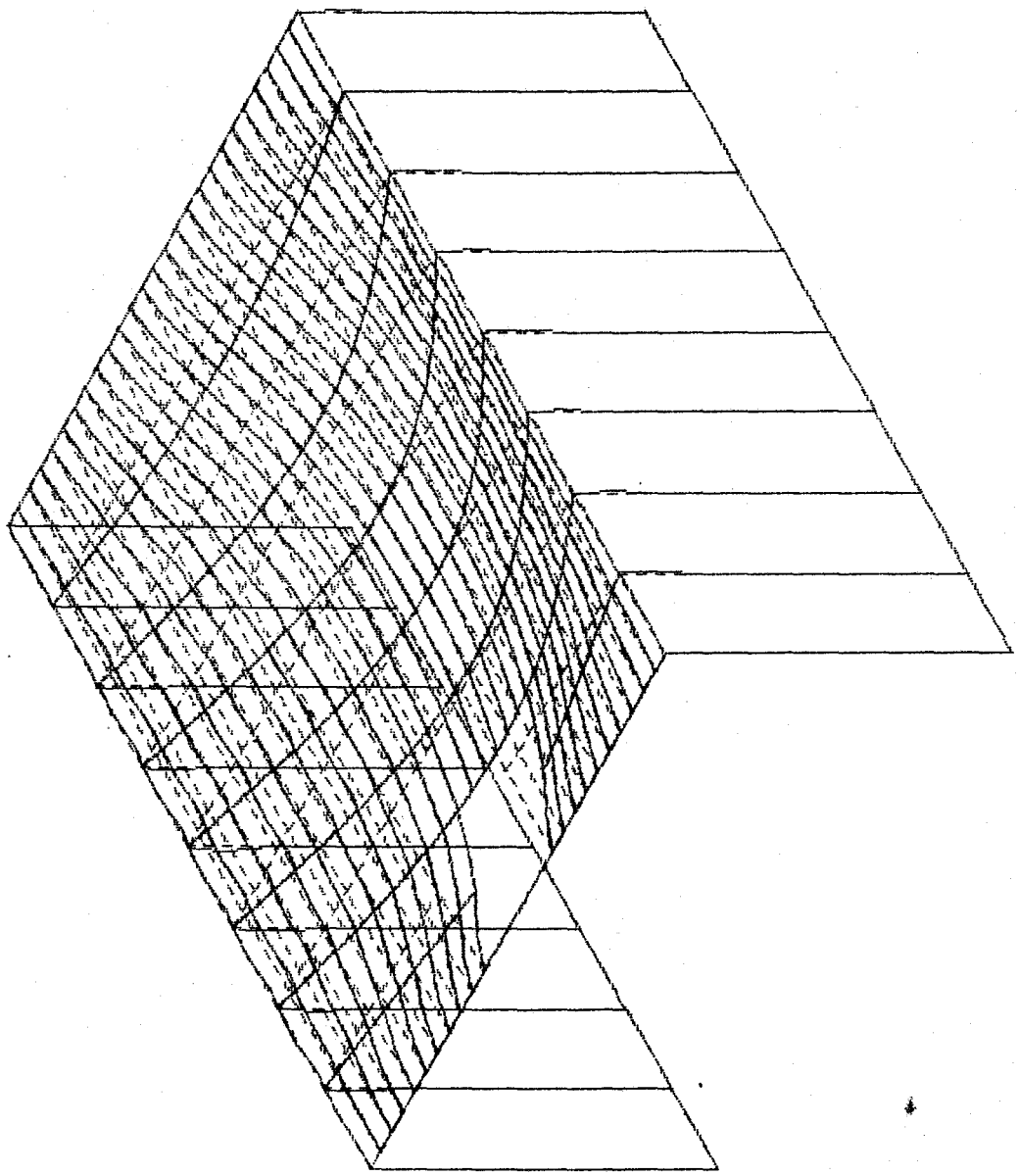
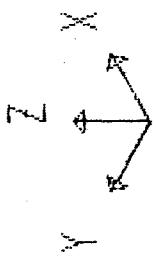
NF=1 PRIN=1 NPL=40 DT=0.005

2.010 2.000 1.971 1.921 1.853 1.767 1.663 1.542 1.406 1.257
1.095 0.922 0.740 0.550 0.356 0.157 -0.42 -0.241 -0.438 -0.531
-0.817 -0.996 -1.164 -1.321 -1.465 -1.595 -1.708 -1.805 -1.884
-1.944 -1.986 -2.007 -2.009 -1.990 -1.952 -1.895 -1.819 -1.725
-1.814 -1.487 -1.345

LC=2 NF=1 S=1E3

COMBO

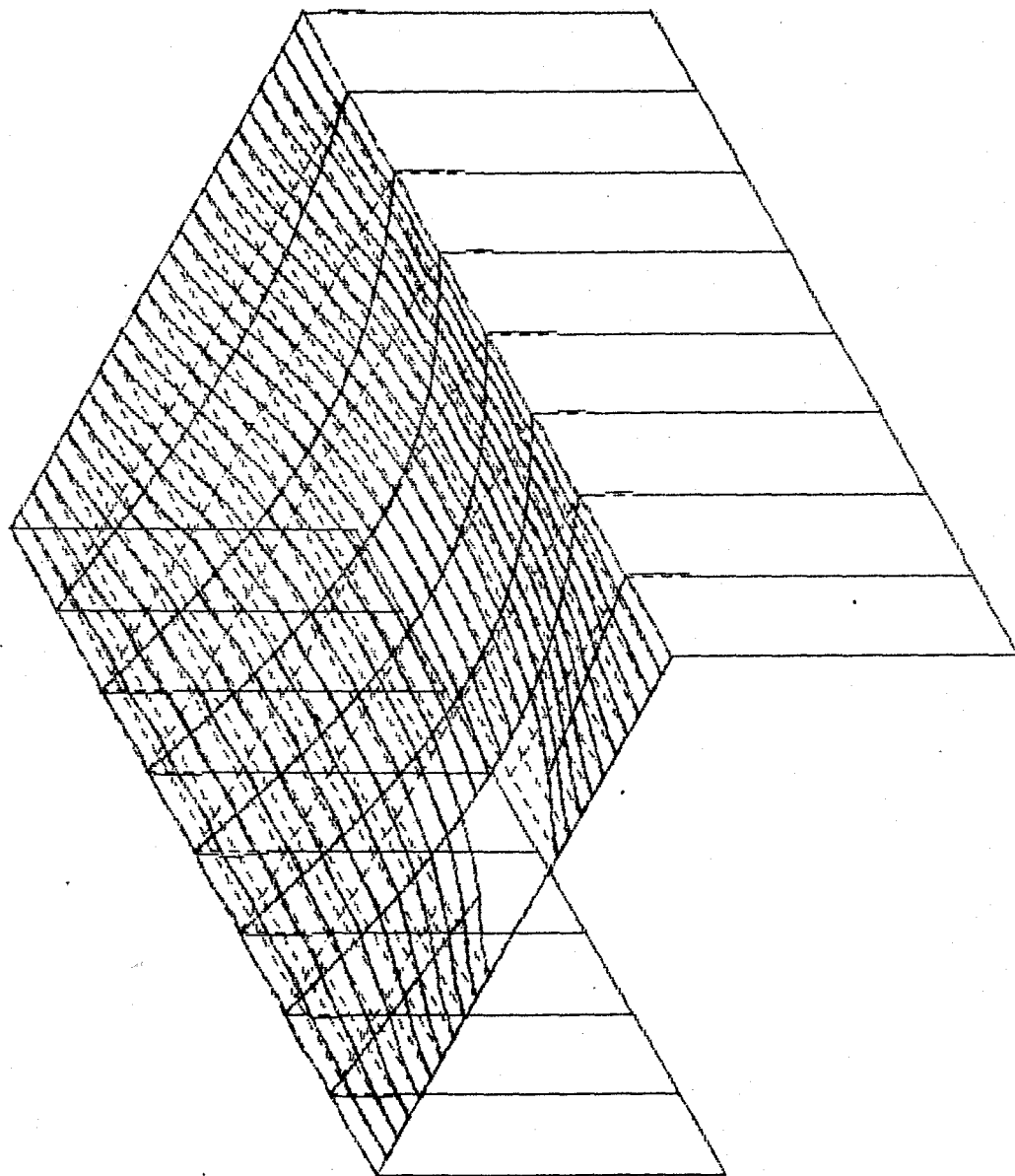
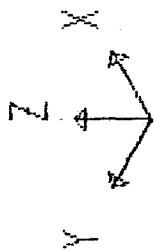
1 C=1E-2,1



PNL1E1
DEFORMED
SHAPE
LOAD 1

MINIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z -.1105E-01
MAXIMA
X .0000E+00
Y .0000E+00
Z .2090E-04

SAP90



PNL1E2

DEFORMED
SHAPE

LOAD 1

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1105E-01

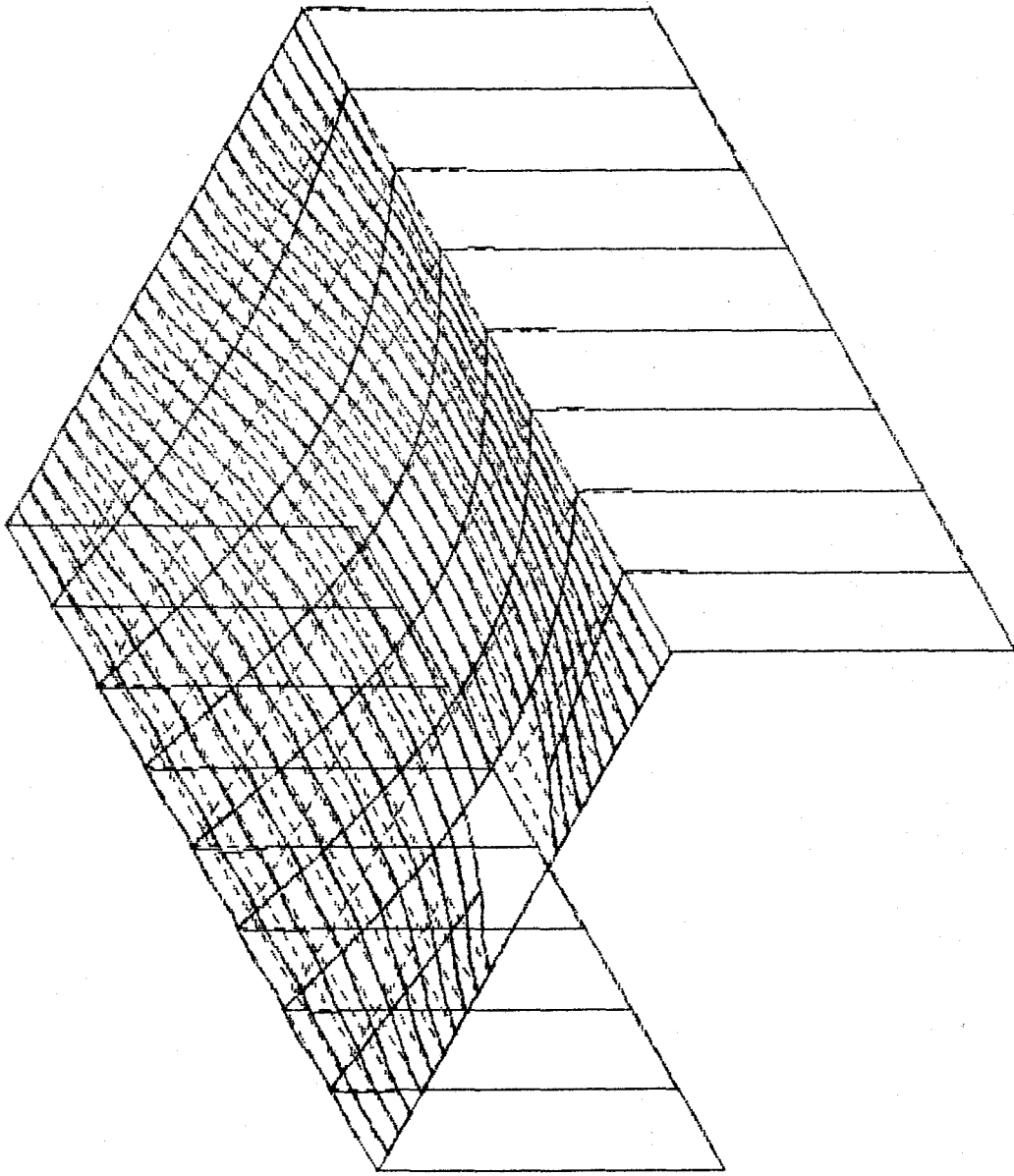
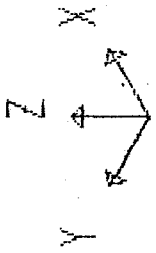
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2205E-04

SAP90



PNL1E3

DEFORMED
SHAPE

LOAD 1

MINIMA

X .00000E+00

Y .00000E+00

Z -.1087E-01

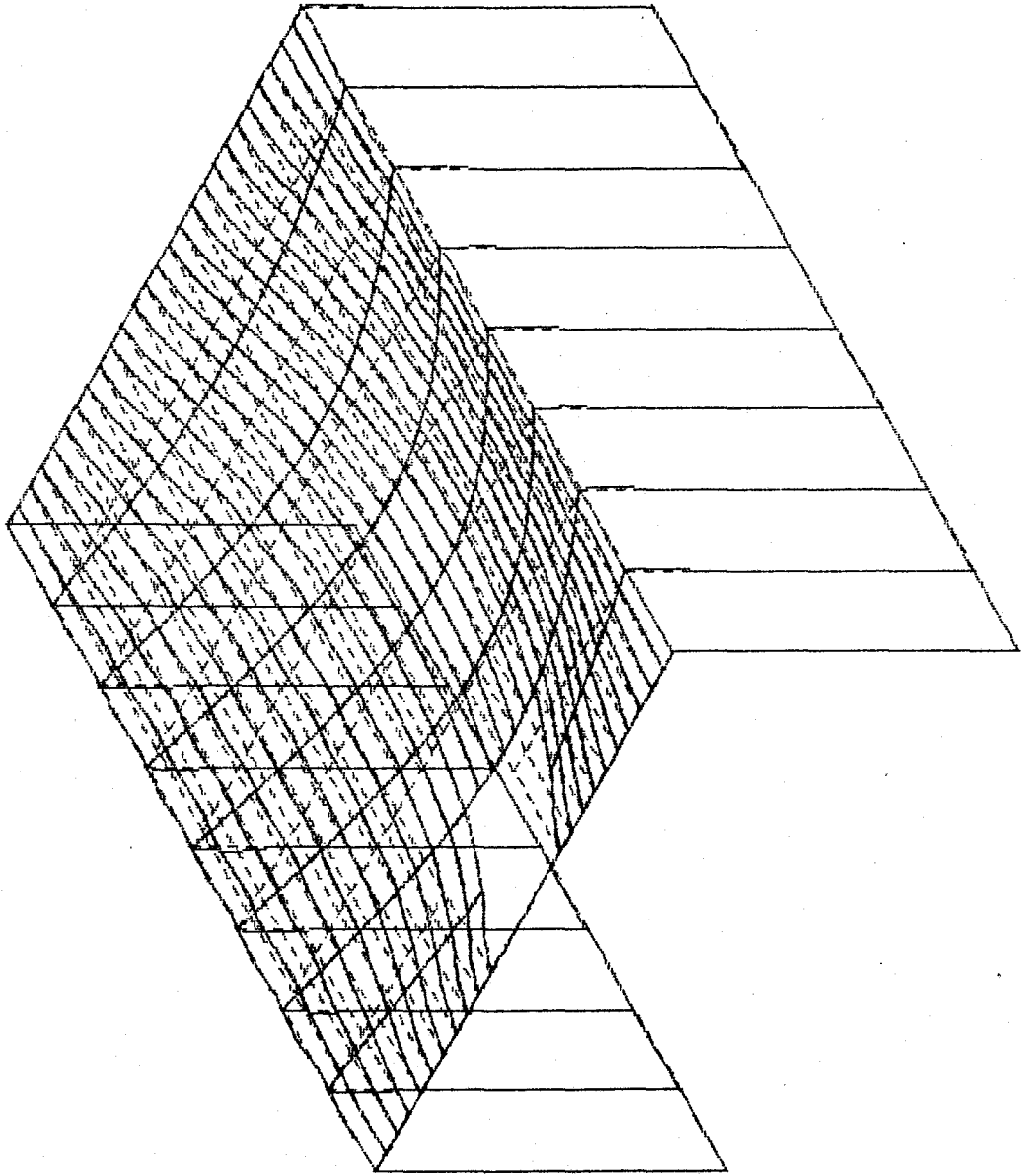
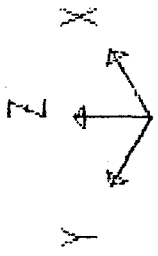
MAXIMA

X .00000E+00

Y .00000E+00

Z .1843E-03

SAP90



PNL1E4

DEFORMED
SHAPE

LOAD 1

MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1082E-01

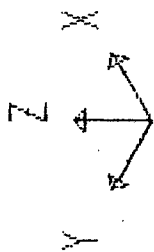
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2281E-03

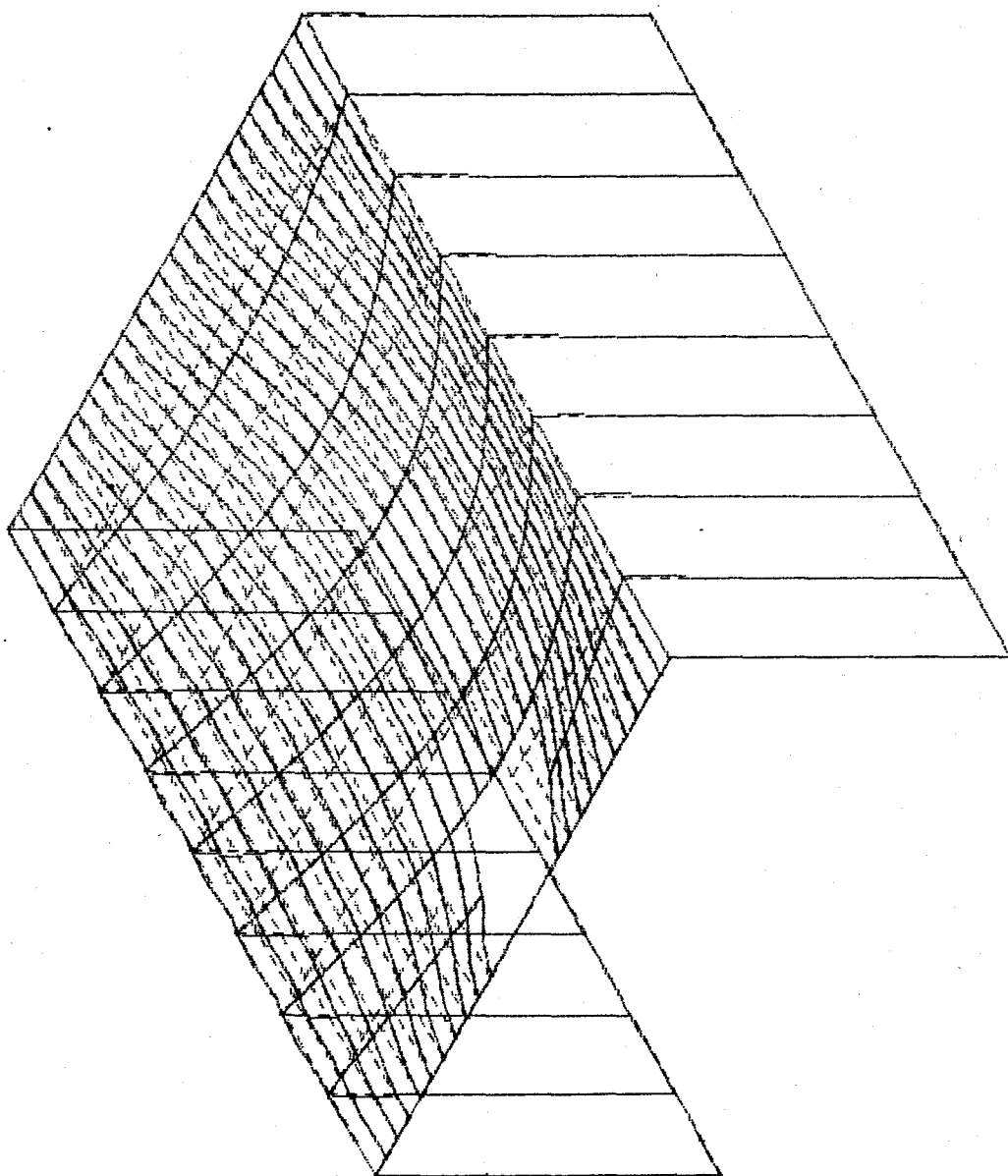
SAP90



PNLIES

DEFORMED
SHAPE

LOAD 1



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.1080E-01

MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2488E-03

SAP90

```

C*****
C*      PERHITUNGAN  RESPON PANEL GELADAK TIPE II      *
C*      PADA PUTARAN MESIN 600 RPM                      *
C*                                                    *
C*      OLEH : ARIS MARDIWAHONO                        *
C*      NRP   : 4884100226                             *
C*      JUR.  : T.PERKAPALAN FTK - ITS                 *
C*****

```

```

SYSTEM
L=2 V=5 T=0.0001

```

JOINTS

```

1   X=0.0   Y=0.0   Z=10.6
9   X=22.4  Y=0.0   Z=10.6  G=1,9,1
10  X=0.0   Y=0.6   Z=10.6
18  X=22.4  Y=0.6   Z=10.6
91  X=0.0   Y=6.9   Z=10.6
99  X=22.4  Y=6.9   Z=10.6  Q=10,18,91,99,1,9
100 X=5.6   Y=7.6   Z=10.6
106 X=22.4  Y=7.6   Z=10.6
128 X=5.6   Y=10.4  Z=10.6
134 X=22.4  Y=10.4  Z=10.6  Q=100,106,128,134,1,7
135 X=0.0   Y=11.1  Z=10.6
143 X=22.4  Y=11.1  Z=10.6
216 X=0.0   Y=17.4  Z=10.6
224 X=22.4  Y=17.4  Z=10.6  Q=135,143,216,224,1,9
225 X=0.0   Y=18.0  Z=10.6
233 X=22.4  Y=18.0  Z=10.6  G=225,233,1
234 X=0.0   Y=7.6   Z=10.6
238 X=0.0   Y=10.4  Z=10.6  G=234,238,1
239 X=0.0   Y=0.0   Z=0.0
271 X=22.4  Y=0.0   Z=0.0  G=239,271,4
240 X=0.0   Y=0.0   Z=3.1
272 X=22.4  Y=0.0   Z=3.1  G=240,272,4
241 X=0.0   Y=0.0   Z=5.6
273 X=22.4  Y=0.0   Z=5.6  G=241,273,4
242 X=0.0   Y=0.0   Z=8.1
274 X=22.4  Y=0.0   Z=8.1  G=242,274,4
275 X=0.0   Y=18.0  Z=0.0
307 X=22.4  Y=18.0  Z=0.0  G=275,307,4
276 X=0.0   Y=18.0  Z=3.1
308 X=22.4  Y=18.0  Z=3.1  G=276,308,4
277 X=0.0   Y=18.0  Z=5.6
309 X=22.4  Y=18.0  Z=5.6  G=277,309,4
278 X=0.0   Y=18.0  Z=8.1
310 X=22.4  Y=18.0  Z=8.1  G=278,310,4

```

RESTRAINTS

```

1 238 1   R=1,1,0,0,0,1
1         R=0,1,0,0,0,1
10 91 9   R=1,1,1,1,1,1
234 238 1 R=1,1,1,1,1,1
135 216 9 R=1,1,1,1,1,1
225      R=0,1,0,0,0,1
226 232 1 R=0,0,0,0,0,0
2 8 1     R=0,0,0,0,0,0
9        R=0,1,0,0,0,1
18 99 9   R=1,1,1,1,1,1
106 134 7 R=1,1,1,1,1,1
143 224 9 R=1,1,1,1,1,1

```


233 R=0,1,0,0,0,1
92 R=0,0,0,0,0,0
93 128 7 R=0,1,0,0,0,1
137 R=0,1,0,0,0,1
136 R=0,0,0,0,0,0
239 271 4 R=1,1,0,1,1,1
275 307 4 R=1,1,0,1,1,1
240 272 4 R=1,1,0,1,1,1
241 273 4 R=1,1,0,1,1,1
242 274 4 R=1,1,0,1,1,1
276 308 4 R=1,1,0,1,1,1
277 309 4 R=1,1,0,1,1,1
278 310 4 R=1,1,0,1,1,1

SPRINGS

239 240 K=0,0,1.336E8,0,0,0
240 241 K=0,0,1.656E8,0,0,0
241 242 K=0,0,1.192E8,0,0,0
242 1 K=0,0,1.192E8,0,0,0
243 244 K=0,0,1.336E8,0,0,0
244 245 K=0,0,1.656E8,0,0,0
245 246 K=0,0,1.192E8,0,0,0
246 2 K=0,0,1.192E8,0,0,0
247 248 K=0,0,1.336E8,0,0,0
248 249 K=0,0,1.656E8,0,0,0
249 250 K=0,0,1.192E8,0,0,0
250 3 K=0,0,1.192E8,0,0,0
251 252 K=0,0,1.336E8,0,0,0
252 253 K=0,0,1.656E8,0,0,0
253 254 K=0,0,1.192E8,0,0,0
254 4 K=0,0,1.192E8,0,0,0
255 256 K=0,0,1.336E8,0,0,0
256 257 K=0,0,1.656E8,0,0,0
257 258 K=0,0,1.192E8,0,0,0
258 5 K=0,0,1.192E8,0,0,0
259 260 K=0,0,1.336E8,0,0,0
260 261 K=0,0,1.656E8,0,0,0
261 262 K=0,0,1.192E8,0,0,0
262 6 K=0,0,1.192E8,0,0,0
263 264 K=0,0,1.336E8,0,0,0
264 265 K=0,0,1.656E8,0,0,0
265 266 K=0,0,1.192E8,0,0,0
266 7 K=0,0,1.192E8,0,0,0
267 268 K=0,0,1.336E8,0,0,0
268 269 K=0,0,1.656E8,0,0,0
269 270 K=0,0,1.192E8,0,0,0
270 8 K=0,0,1.192E8,0,0,0
271 272 K=0,0,1.336E8,0,0,0
272 273 K=0,0,1.656E8,0,0,0
273 274 K=0,0,1.192E8,0,0,0
274 9 K=0,0,1.192E8,0,0,0
275 276 K=0,0,1.336E8,0,0,0
276 277 K=0,0,1.656E8,0,0,0
277 278 K=0,0,1.192E8,0,0,0
278 225 K=0,0,1.192E8,0,0,0
279 280 K=0,0,1.336E8,0,0,0
280 281 K=0,0,1.656E8,0,0,0
281 282 K=0,0,1.192E8,0,0,0
282 226 K=0,0,1.192E8,0,0,0
283 284 K=0,0,1.336E8,0,0,0
284 285 K=0,0,1.656E8,0,0,0

285 286 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 286 227 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 287 288 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 288 289 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 289 290 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 290 228 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 291 292 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 292 293 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 293 294 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 294 229 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 295 296 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 296 297 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 297 298 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 298 230 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 299 300 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 300 301 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 301 302 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 302 231 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 303 304 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 304 305 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 305 306 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 306 232 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 307 308 K=0,0,1.336E8,0,0,0
 308 309 K=0,0,1.656E8,0,0,0
 309 310 K=0,0,1.192E8,0,0,0
 310 233 K=0,0,1.192E8,0,0,0

FRAMES

NM=5

1 SH=R T=0.100,6E-3 E=2.07E11 G=0.796E11 W=46.21 M=4.71
 2 SH=T T=0.390,0.1,8E-3,8E-3 E=2.07E11 G=0.796E11 W=309 M=30.77
 3 A=2E-3 E=2.07E11 W=154.02 M=15.7
 4 A=1.44E-3 E=2.07E11 W=110.89 M=11.30
 5 SH=T T=0.390,0.1,8E-3,7E-3 E=2.07E11 G=0.796E11 W=272 M=27.71
 1 10 11 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 9 19 20 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 17 28 29 M=5,5 LP=2,0 G=7,1,1,1
 25 37 38 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 33 46 47 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 41 55 56 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 49 64 65 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 57 73 74 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 65 82 83 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 73 91 92 M=5,5 LP=2,0 G=7,1,1,1
 81 100 101 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 87 107 108 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 93 114 115 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 99 121 122 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 105 128 129 M=1,1 LP=2,0 G=5,1,1,1
 111 135 136 M=5,5 LP=2,0 G=7,1,1,1
 119 144 145 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 127 153 154 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 135 162 163 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 143 171 172 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 151 180 181 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 159 189 190 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 167 198 199 M=5,5 LP=2,0 G=7,1,1,1
 175 207 208 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 183 216 217 M=1,1 LP=2,0 G=7,1,1,1
 191 2 11 M=2,2 LP=3,0 G=9,1,9,9
 201 3 12 M=2,2 LP=3,0 G=9,1,9,9

211	4	13	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
221	5	14	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
231	6	15	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
241	7	16	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
251	8	17	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
261	93	100	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
267	94	101	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
273	95	102	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
279	96	103	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
285	97	104	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
291	98	105	M=2,2	LP=3,0	G=4,1,7,7
266	128	137	M=2,2	LP=3,0	G=5,6,1,1
297	136	145	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
307	137	146	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
317	138	147	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
327	139	148	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
337	140	149	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
347	141	150	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
357	142	151	M=2,2	LP=3,0	G=9,1,9,9
367	1	10			G=9,1,9,9
377	91	234			
378	234	235			G=3,1,1,1
382	238	135			
383	135	144			G=9,1,9,9
394	9	18			G=9,1,9,9
404	99	106			G=4,1,7,7
409	134	143			G=10,1,9,9
420	239	240	M=3,3	LP=3,0	G=8,4,4,4
421	240	241	M=3,3	LP=3,0	G=8,4,4,4
422	241	242	M=4,4	LP=3,0	G=8,4,4,4
423	242	1	M=4,4	LP=3,0	G=8,4,4,1
456	275	276	M=3,3	LP=3,0	G=8,4,4,4
457	276	277	M=3,3	LP=3,0	G=8,4,4,4
458	277	278	M=4,4	LP=3,0	G=8,4,4,4
459	278	225	M=4,4	LP=3,0	G=8,4,4,1
492	239	243			LP=2,0 G=7,1,4,4
500	275	279			LP=2,0 G=7,1,4,4

SHELL

NM=1

1 E=2.07E11 U=0.3 W=77.01E3 M=7.85E3
 1 JQ=1,2,10,11 ETYPE=0 M=1 TH=6E-3 G=8,10
 81 JQ=93,94,100,101 G=6,5
 111 JQ=128,129,137,138 G=6,1
 117 JQ=135,136,144,145 G=8,10

LOADS

11	17	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
20	26	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
29	35	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
38	44	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
47	53	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
56	62	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
65	71	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
74	80	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
83	89	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
92	98	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
101	105	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
108	112	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
115	119	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
122	126	1	L=1	F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0

128 133 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
136 142 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
145 151 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
154 160 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
163 169 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
172 178 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
181 187 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
190 196 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
199 205 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
208 214 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
217 223 1 L=1 F=0,0,-1.613E6/238,0,0,0
239 271 4 L=2 F=0,0,1E3,0,0,0
275 307 4 L=2 F=0,0,1E3,0,0,0

TIMEH

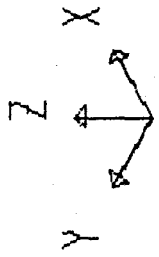
ATYPE=1 NSTEP=40 DT=0.005 NV=5 NF=1 D=0.05

NF=1 PRIN=1 NPL=8 DT=0.005

20.043 19.062 16.215 11.781 6.194 0.000 -6.193 -11.780
-16.214 -19.061 -20.043 -19.062 -16.216 -11.783 -6.196 -0.003
6.191 11.778 16.213 19.061 20.043 19.063 16.217 11.784
6.198 0.004 -6.189 -11.777 -16.212 -19.060 -20.043 -19.064
-16.218 -11.786 -6.200 -0.007 6.187 11.775 16.211 19.060 20.043
LC=2 NF=1 S=1E3

COMBO

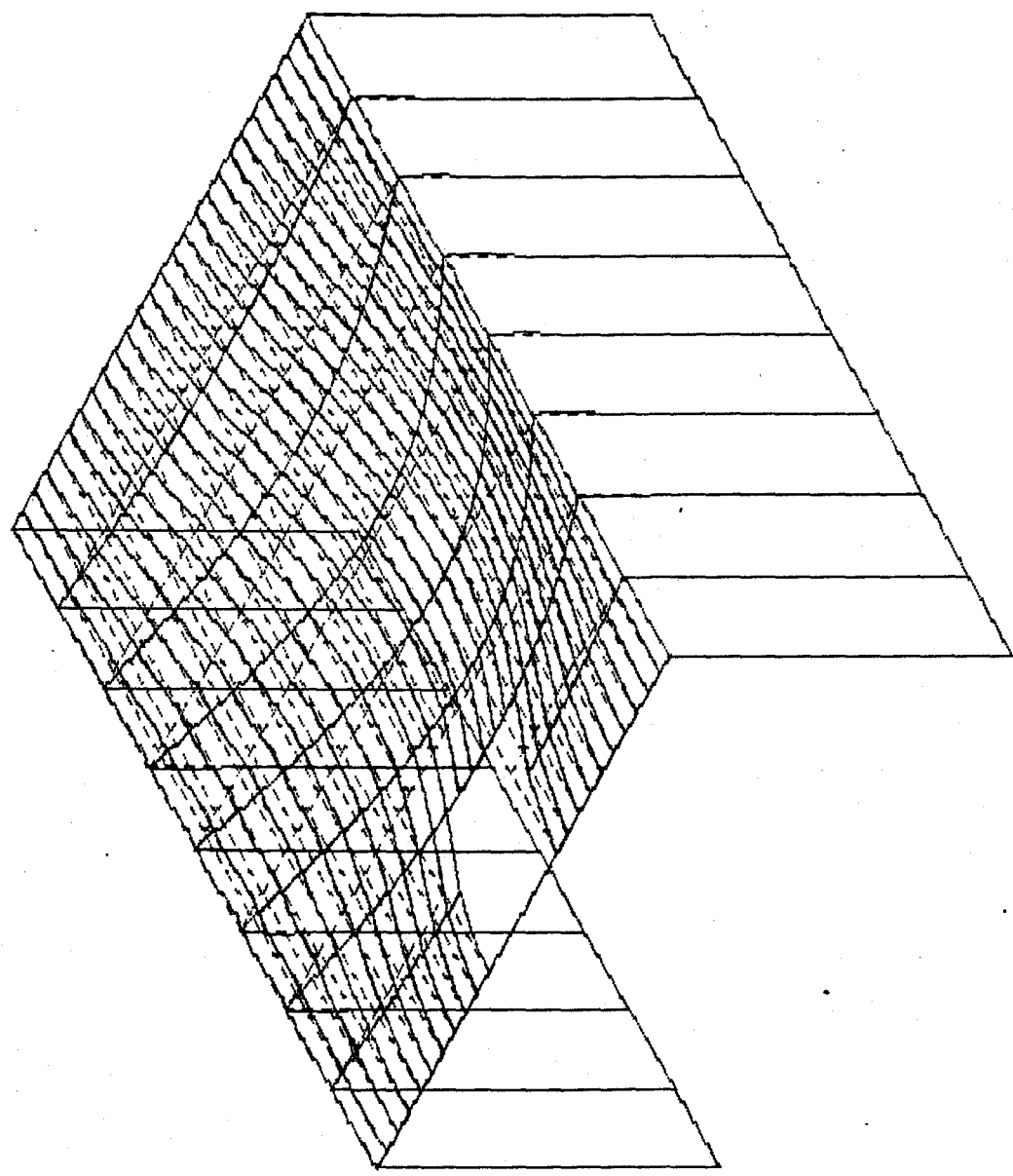
1 C=1E-2,1



PNL2EI

DEFORMED
SHAPE

LOAD 1



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.5720E-02

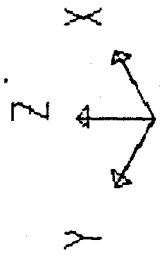
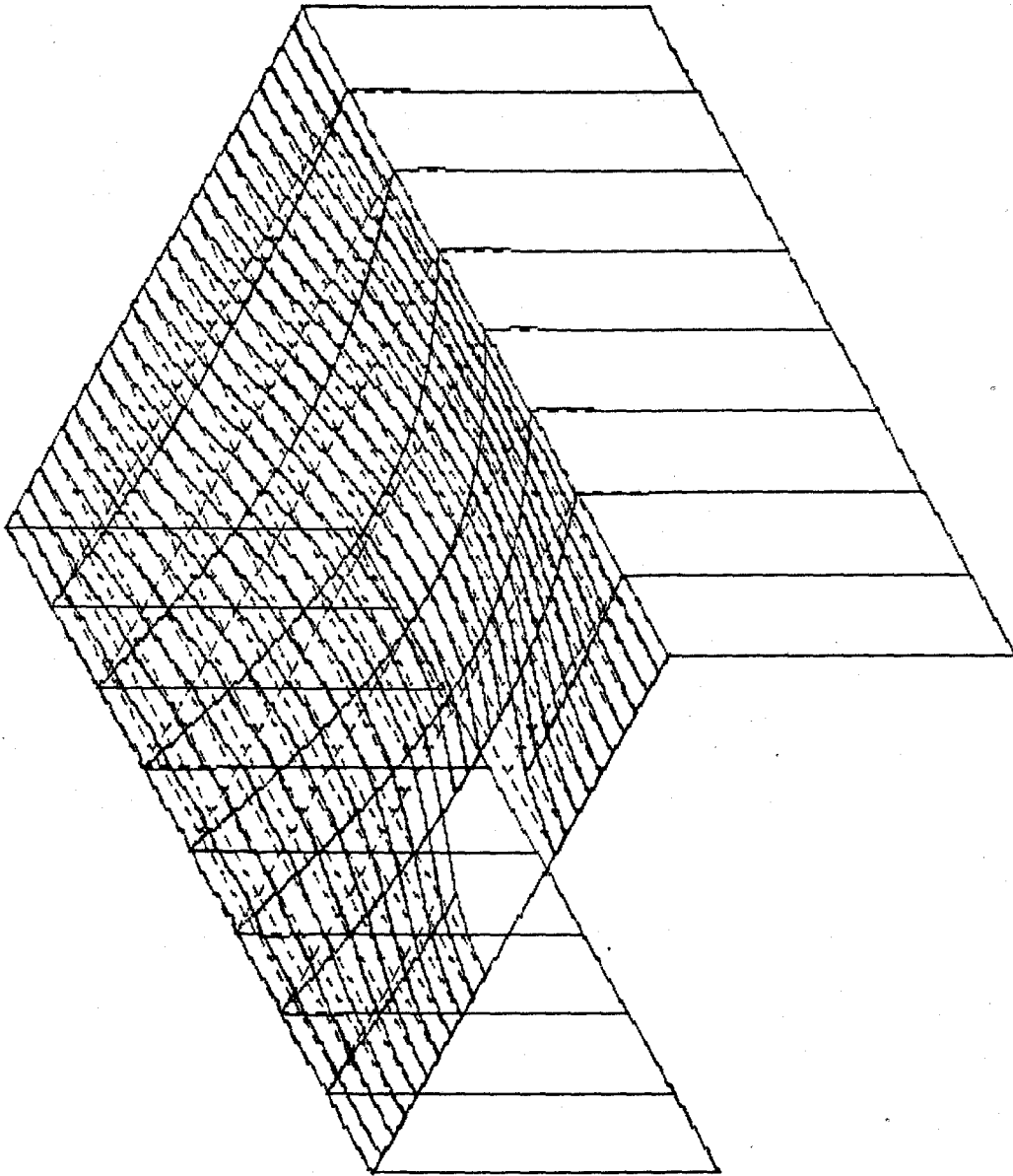
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2107E-04

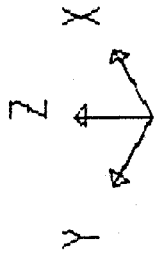
SAP90



PNL2E2
 DEFORMED
 SHAPE
 LOAD 1

MINIMA
 X .0000E+00
 Y .0000E+00
 Z -.5719E-02
 MAXIMA
 X .0000E+00
 Y .0000E+00
 Z .2221E-04

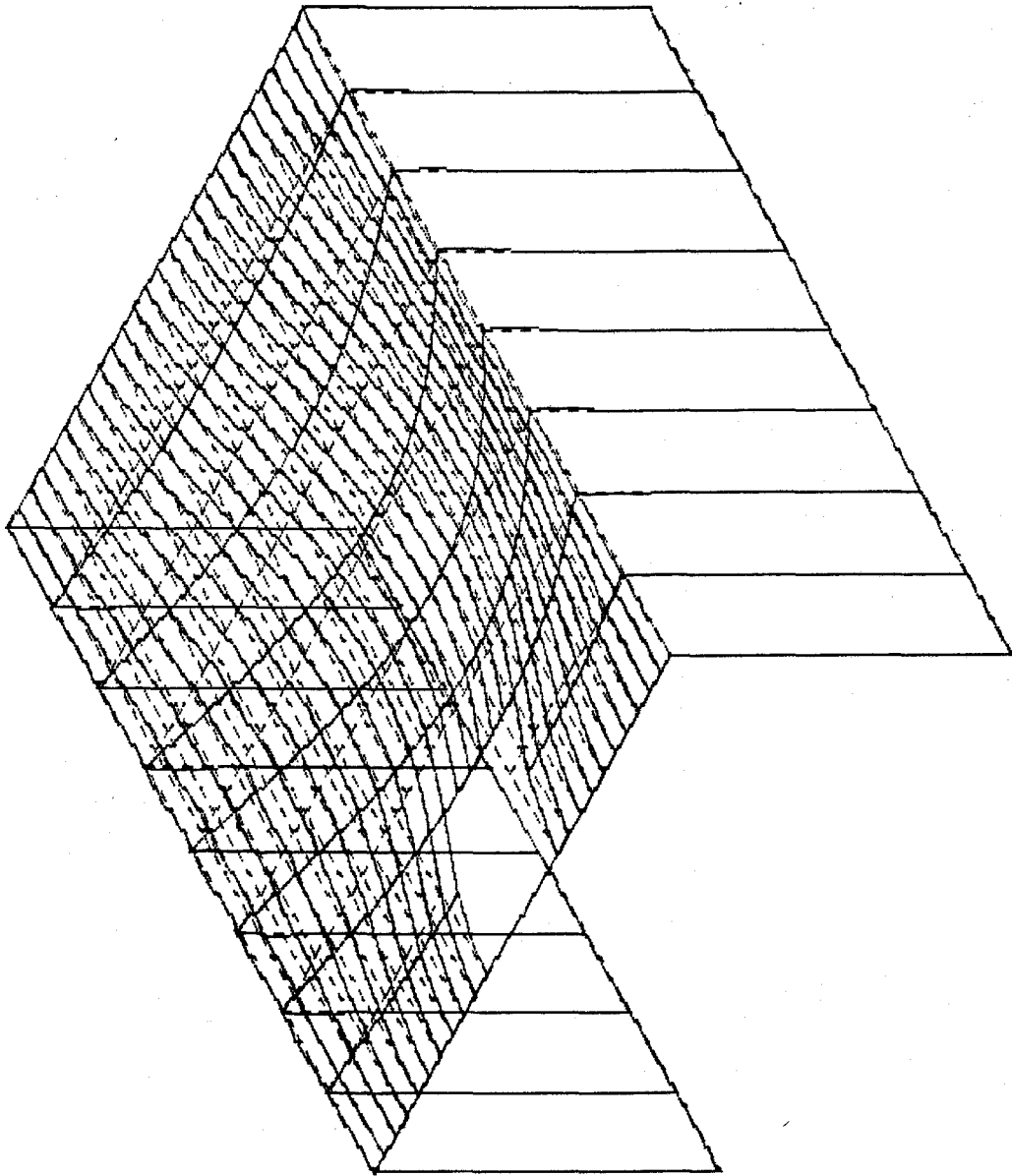
SAP90



PNL2E3

DEFORMED
SHAPE

LOAD 1



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.5648E-02

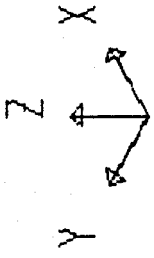
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .1834E-03

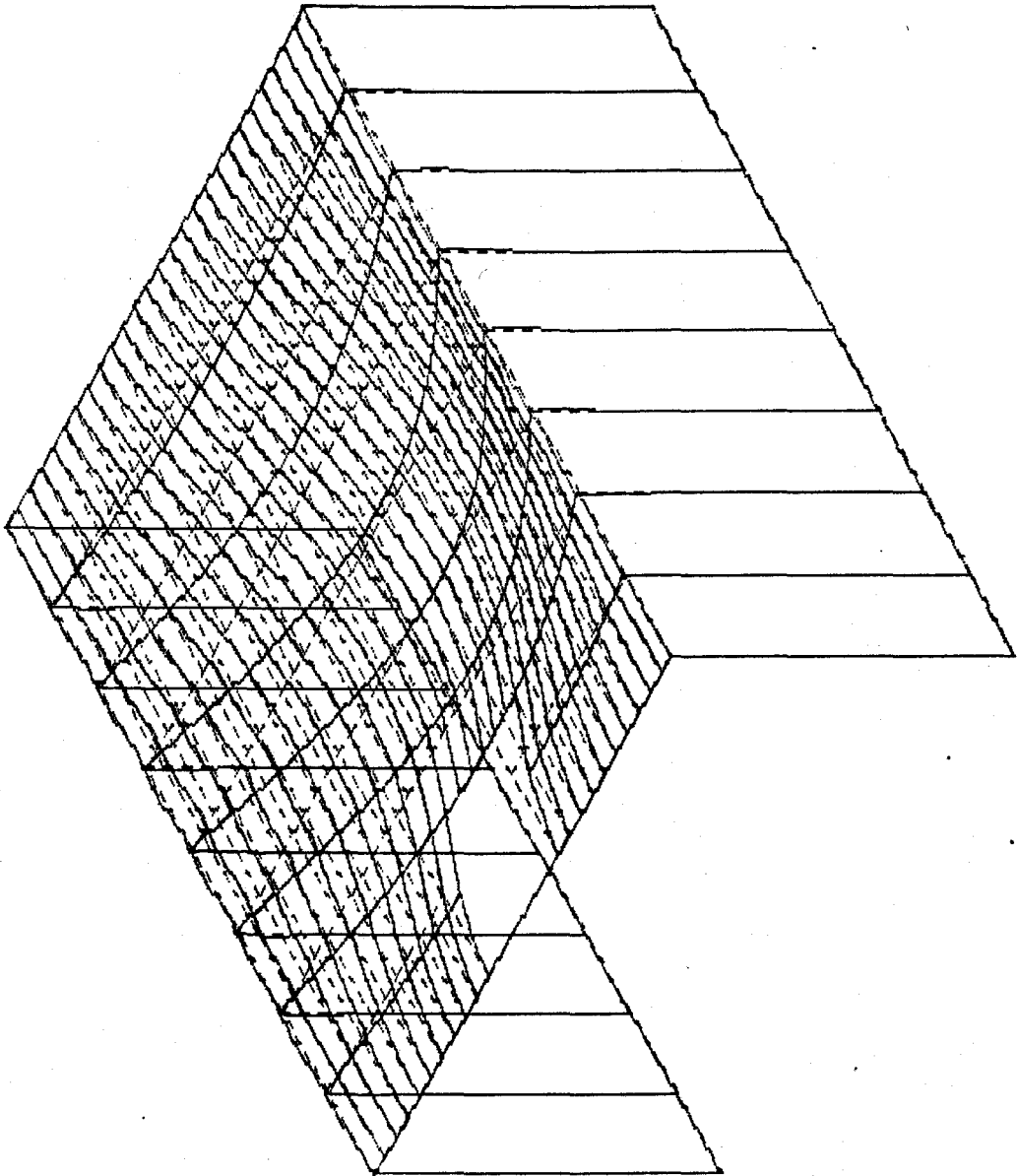
SAP90



PNL2E4

DEFORMED
SHAPE

LOAD I



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.5628E-02

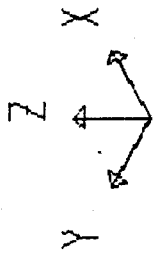
MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2269E-03

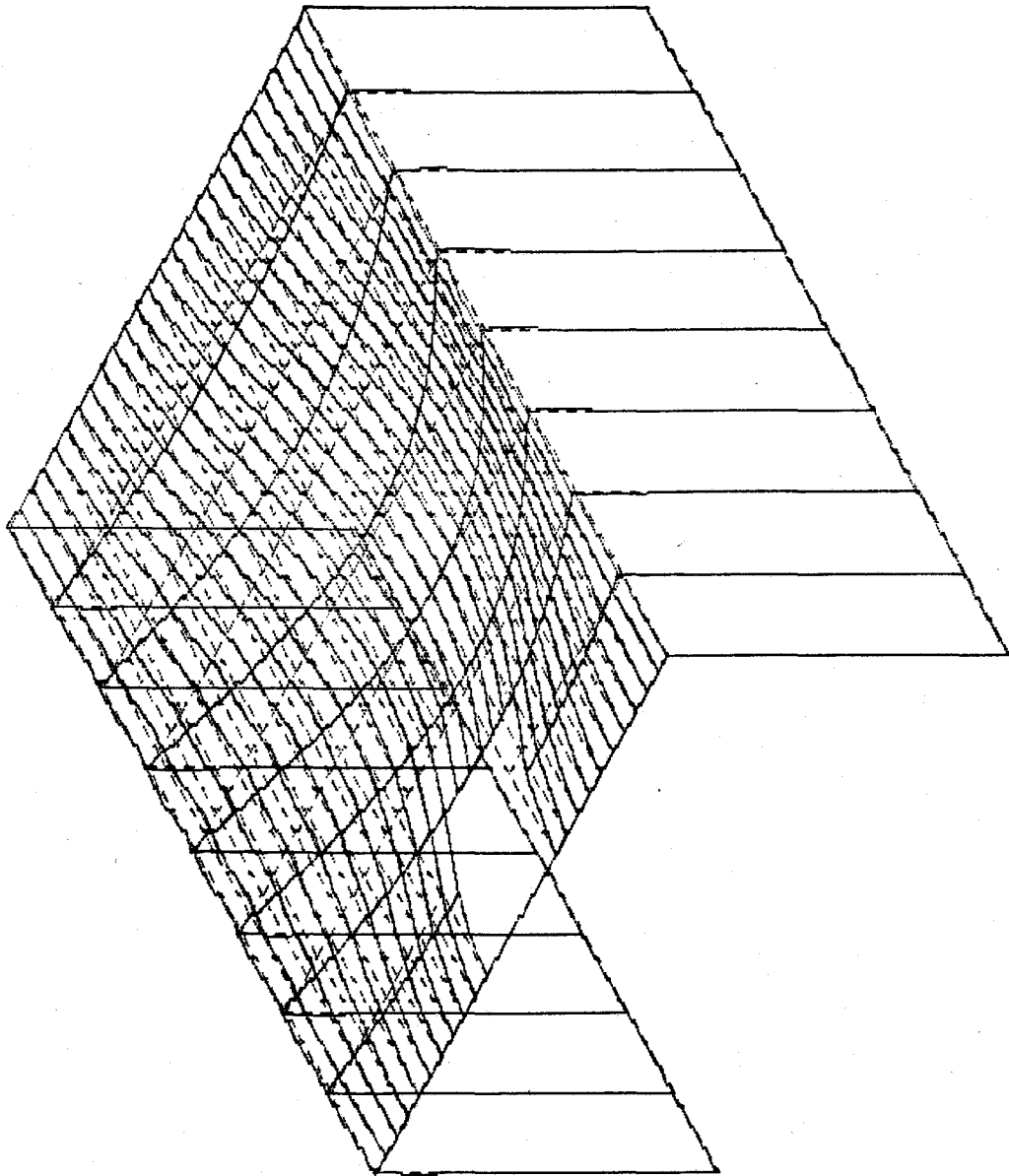
SAP90



pn12e5

DEFORMED
SHAPE

LOAD 1



MINIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z -.5619E-02

MAXIMA

X .0000E+00

Y .0000E+00

Z .2475E-03

SAP90