

ANALISIS REGANGAN DUA DIMENSI DENGAN PENGUKURAN MENGGUNAKAN STRAIN GAGE ROSETTE TIGA ELEMEN

Sударisman *)

ABSTRACT

The purpose of this study is to find out the relation between the magnitude of load in one hand and the magnitude of principal strains, and maximum shear strain in the other hand. The specimen was made of aluminum which has 16,5" length, 1,5" width and 0,25" thickness. A three-element strain gage rosette installed 15,25" from its free end was used as sensing device. Eight different magnitudes of death load ranging from 1 pound up to 25 pounds were applied 0,25" from the free end, and the magnitudes of strains were then measured using VISHAY strain indicator. The result shows that there are linear relations between the magnitude of load in one hand and the magnitude of principal strains, and maximum shear strain in the other hand showing that the instrumentation system responded linearly to the change of load magnitude.

Key words: two dimensional strains, strain gage rosette.

PENDAHULUAN

Teknologi rekayasa dan rancang bangun yang semakin berkembang seiring dengan tuntutan kebutuhan struktur yang berunjuk kerja tinggi (*high performance structures*) maka massa struktur yang relatif kecil namun tetap adanya jaminan akan keamanan dan keselamatannya merupakan salah satu kriteria yang harus dipenuhi. Agar massa yang kecil dapat diperoleh maka bagian-bagian struktur dirancang sesuai dengan beban yang bekerja padanya, misalnya poros dan gandar tidak homogen yang ukurannya dibuat menurut besar bebannya. Selain itu, pemakaian material maju (*advanced materials*), misalnya material komposit yang dapat didesain sedemikian rupa sehingga sifat-sifatnya dapat mendekati tuntutan kebutuhan, juga merupakan alternatif pilihan (Chawla, 1987; Agharwal, 1994).

Kedua pilihan tersebut di atas memerlukan penerapan kriteria kegagalan material yang melibatkan tegangan maupun regangan. Untuk itu maka analisis tegangan yang cermat pada berbagai arah atau orientasi, terutama mencari besarnya tegangan utama dan tegangan geser maksimum yang terjadi menjadi hal sangat penting. Selanjutnya, berdasar pada modulus elastisitas dan angka perbandingan Poisson bahan, besarnya tegangan-tegangan dapat diperoleh. Nilai besaran-besaran tersebut dapat diperoleh dengan transformasi tegangan.

Perumusan Masalah

Sebagai contoh kasus atau sampel yang diambil dalam penelitian ini adalah balok kantilever yang merupakan idealisasi gandar dan pegas daun. Permasalahan yang akan dikaji dalam penelitian ini adalah: bagaimana pola hubungan antara besar beban di satu sisi dengan besar regangan-regangan utama dan

*) Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Univ. Muhammadiyah Yogyakarta

regangan geser maksimum di sisi yang lain yang terjadi pada balok kantilever yang mendapat beban lentur.

Tujuan dan Manfaat Penelitian

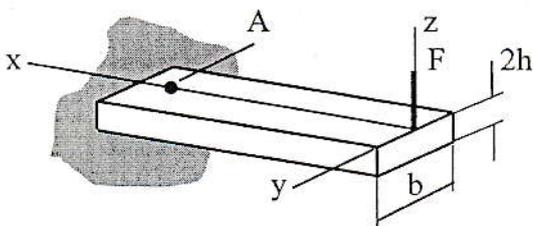
Penelitian ini bertujuan untuk mencari pola hubungan yang terjadi pada balok kantilever, dalam hal:

1. Pola hubungan antara besar beban dengan regangan utama maksimum, ϵ_1 .
2. Pola hubungan antara besar beban dengan regangan utama minimum, ϵ_2 .
3. Pola hubungan antara besar beban dengan regangan geser maksimum, γ_{max} .

Sedangkan hasil penelitian ini diharapkan dapat digunakan sebagai pembandingan dalam menganalisis regangan-regangan dua dimensi dalam perancangan suatu struktur.

LANDASAN TEORI

Teori Klasik Balok



F = gaya yang bekerja (N)
 $2h$ = tinggi balok (mm)
 b = lebar balok (mm)

$$\epsilon_{xx} = \frac{M_x \cdot h}{EI} \quad (\times 10^6 \mu\epsilon) \quad (1)$$

Gambar 1. Balok Kantilever

Karena letaknya yang relatif jauh dari titik pembebanan, lebih besar dari b , maka menurut prinsip Saint Venant (Boresi, Schmidt dan Sidebottom, 1993), besar regangan normal yang terjadi di titik A adalah seperti yang diberikan oleh persamaan (1), dengan:

ϵ_{xx} = regangan normal arah sumbu x ($\mu\epsilon$)

$M_x = F \cdot x$ = momen lentur (N.mm)

F = gaya lintang yang bekerja (N)

x = panjang lengan momen (mm)

E = modulus elastisitas bahan (MPa)

$$I = \frac{1}{12} \cdot b \cdot (2h)^3 = \frac{2}{3} \cdot b \cdot h^3 = \text{inersia linier penampang lintang (mm}^4\text{)}$$

Substitusi harga-harga M_x dan I di atas ke persamaan (1) akan memperoleh

$$\epsilon_{xx} = \frac{3 \cdot F \cdot x}{2 \cdot E \cdot b \cdot h^2} \quad (\times 10^6 \mu\epsilon) \quad (2)$$

Selanjutnya, akibat pengaruh angka perbandingan Poisson (Boresi, Schmidt dan Sidebottom, 1993), besarnya regangan regangan arah melintang adalah

$$\epsilon_{yy} = -\nu \epsilon_{xx} \quad (3)$$

dengan ν = angka perbandingan Poisson.

Teori Regangan Dua Dimensi

Transformasi Regangan

Regangan sebagai tensor berderajat dua dapat ditransformasikan orientasinya ke berbagai arah. Pada sistem koordinat sumbu silang dua dimensi, hal ini dilakukan menurut aturan transformasi dan aturan pertama regangan tetap atau *the first strain invariant* (Mase dan Mase, 1992) sebagai berikut:

$$\varepsilon_{x'x'} = \frac{\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy}}{2} + \frac{\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy}}{2} \cdot \cos 2\theta + \frac{\gamma_{xy}}{2} \cdot \sin 2\theta \quad (4a)$$

$$\varepsilon_{y'y'} = \frac{\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy}}{2} - \frac{\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy}}{2} \cdot \cos 2\theta - \frac{\gamma_{xy}}{2} \cdot \sin 2\theta \quad (4b)$$

$$\varepsilon_{x'x'} + \varepsilon_{y'y'} = \varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} \quad (5)$$

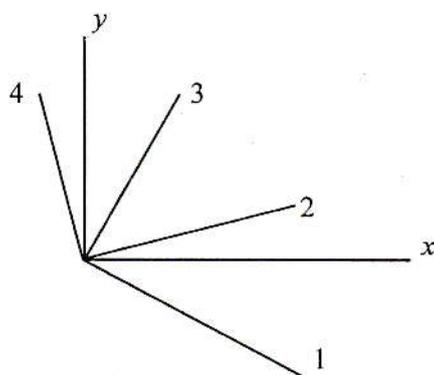
dengan x' dan y' adalah sumbu koordinat baru, sedangkan θ adalah besarnya perputaran sumbu koordinat yang diukur positif pada arah berlawanan arah jarum jam.

Selanjutnya, besarnya regangan utama dan sudut utama dapat diperoleh dengan menggunakan rumus

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy})^2 + \gamma_{xy}^2} \quad (6)$$

$$\theta_p = \frac{1}{2} \cdot \tan^{-1} \frac{\gamma_{xy}}{\varepsilon_{xx} - \varepsilon_{yy}} \quad (7)$$

Pengukuran Regangan



1, 2, 3 = sumbu-sumbu aksial elemen-elemen roset

4 = sumbu aksial elemen imajiner pasangan elemen 2

x, y = sumbu-sumbu koordinat material

Gambar 2. Sumbu-sumbu Elemen-elemen Roset

Orientasi sumbu-sumbu elemen roset yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 2 di atas. Karena adanya pengaruh yang disebabkan adanya angka perbandingan Poisson, maka setiap elemen roset akan juga mendeteksi perubahan besar regangan yang terjadi pada arah tegak lurus terhadap sumbu elemen tersebut yang ditunjukkan oleh perubahan besar resistansi elemen gridnya, sehingga besar regangan yang terjadi pada arah memanjang sumbu elemen adalah (Daly, Riley dan McConnell, 1993):

$$\varepsilon_a = Q_a \left\{ \frac{1 - \nu \cdot K_t}{1 + K_t (Q_t / Q_a)} \right\} \quad (8)$$

dengan:

- ϵ_a = regangan aksial sesungguhnya pada arah sumbu elemen roset 1, 2 atau 3 ($\mu\epsilon$)
- Q_a = regangan aksial terukur pada arah sumbu elemen roset 1, 2 atau 3 ($\mu\epsilon$)
- K_t = faktor sensitivitas melintang
- Q_t = regangan terukur pada arah tegak lurus sumbu elemen ($\mu\epsilon$)

Bila besar regangan terukur Q_1 , Q_2 dan Q_3 bisa diperoleh, maka besar Q_4 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan *strain invariant*, maka akan didapat

$$Q_4 = Q_1 + Q_3 - Q_2 \quad (9)$$

Dengan substitusi harga-harga Q_1 , Q_2 , Q_3 dan Q_4 secara sesuai ke persamaan (8), serta dengan $K_t = 0,01$ untuk *strain gage rosette* yang dipakai dan $\nu = 0,285$ untuk aluminium 7076-T6 yang digunakan sebagai spesimen, maka dari persamaan (8) akan diperoleh

$$\epsilon_{11} = \frac{0,99715 \cdot Q_{11}}{1 + 0,01 \cdot (Q_{33} / Q_{11})} \quad (10a)$$

$$\epsilon_{22} = \frac{0,99715 \cdot Q_{22}}{1 + 0,01 \cdot (Q_{44} / Q_{22})} \quad (10b)$$

$$\epsilon_{33} = \frac{0,99715 \cdot Q_{33}}{1 + 0,01 \cdot (Q_{11} / Q_{33})} \quad (10c)$$

Besar regangan geser dapat diperoleh dengan mentransformasi sumbu 1 ke sumbu 2, sehingga $\theta = 45^\circ$ atau $2\theta = 90^\circ$, selanjutnya $\sin 2\theta = 1$ dan $\cos 2\theta = 0$. Dengan demikian maka persamaan (4) menjadi

$$\gamma_{13} = 2 \epsilon_{22} - \epsilon_{11} + \epsilon_{33} \quad (11)$$

Akhirnya, dari persamaan (7) akan diperoleh besar regangan utama sudut utama

$$\epsilon_{1,2} = \frac{\epsilon_{11} + \epsilon_{33}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_{11} - \epsilon_{33})^2 + \gamma_{13}^2} \quad (12a)$$

$$\gamma_{\max/\min} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_{11} - \epsilon_{33})^2 + \gamma_{13}^2} \quad (12b)$$

$$\theta_p = \frac{1}{2} \cdot \tan^{-1} \frac{\gamma_{13}}{\epsilon_{11} - \epsilon_{33}} \quad (12c)$$

Karakteristik Strain Gage

Strain gage dalam bentuk *foil* mulai dikembangkan di Inggris dan Amerika Serikat pada awal dekade 1950-an. Karena bentuknya yang berupa *foil* dengan penampang yang sangat kecil, maka dengan panjang yang relatif kecil dapat menghasilkan resistansi yang cukup besar. Disamping itu, tidak terlalu mempengaruhi kekuatan bahan uji yang kecil. Dengan demikian pengukuran pada titik pemasangan *gage* dapat dilakukan lebih akurat. Pemasangan *gage* pada benda uji dilakukan dengan cara merekatkannya, sehingga perubahan panjangnya tepat sama dengan perubahan panjang benda uji.

Measurement Group membuat *strain gage* dalam bentuk *foil* dengan tebal elemen antara 2,5 μm sampai 5 μm dan panjang antara 0,2 mm sampai 100 mm dengan resistansi antara 60 Ω sampai 5000 Ω (Starr, 1992). Ada beberapa karakteristik penting yang dimiliki *strain gage*, antara lain konstante

kalibrasi rangkaiannya yang stabil, akurasinya yang tinggi, ukurannya yang relatif kecil, rangkaiannya dapat dilengkapi dengan komponen kompensasi perubahan suhu dan panjang kawat penghantar, mudah pemasangan dan pengoperasiannya, memberikan respon linier pada selang pengukuran yang lebar, dapat digunakan sebagai alat pungut sinyal pada beberapa macam transduser serta harganya yang relatif tidak terlalu mahal.

Pada umumnya pengukuran regangan dengan menggunakan *strain gage* memerlukan kalibrasi rangkaian setiap kali pergantian rangkaian sensornya. Bila sebagai transduser digunakan rangkaian potensiometer, maka biasanya rangkaian pengukuran dilengkapi dengan saklar penghubung dan pemutus rangkaian resistor kalibrasi. Panjang *gage* yang relatif kecil berarti perubahan panjang yang terukur mendekati jarak perpindahan titik yang diukur regangannya. Hal ini sangat menguntungkan karena pada dasarnya pengukuran regangan dengan *strain gage* adalah pengukuran regangan pada suatu titik. Sedangkan pengaruh perubahan suhu dapat dihilangkan dengan cara memasang *gage dummy* atau *gage non-aktif* yang difungsikan sebagai resistor *ballas* pada rangkaian potensiometer.

Cara pemasangan *gage* inipun tidak sulit dan tidak memerlukan banyak waktu. Setelah permukaan tempat *gage* akan dipasang dibersihkan dari kotoran mekanis dan kimiawi, diolesi bahan perekat, kemudian *gage*-nya dipasang dan diberikan tekanan selama beberapa menit sehingga lapisan perekatnya dapat diperoleh setipis mungkin. Setiap *gage* yang dijual di pasaran dilengkapi dengan spesifikasi dan petunjuk yang lengkap dan terinci, sehingga dengan memperhatikan keterbatasan dan petunjuk yang diberikan akan diperoleh hasil pengukuran yang akurat dan linier.

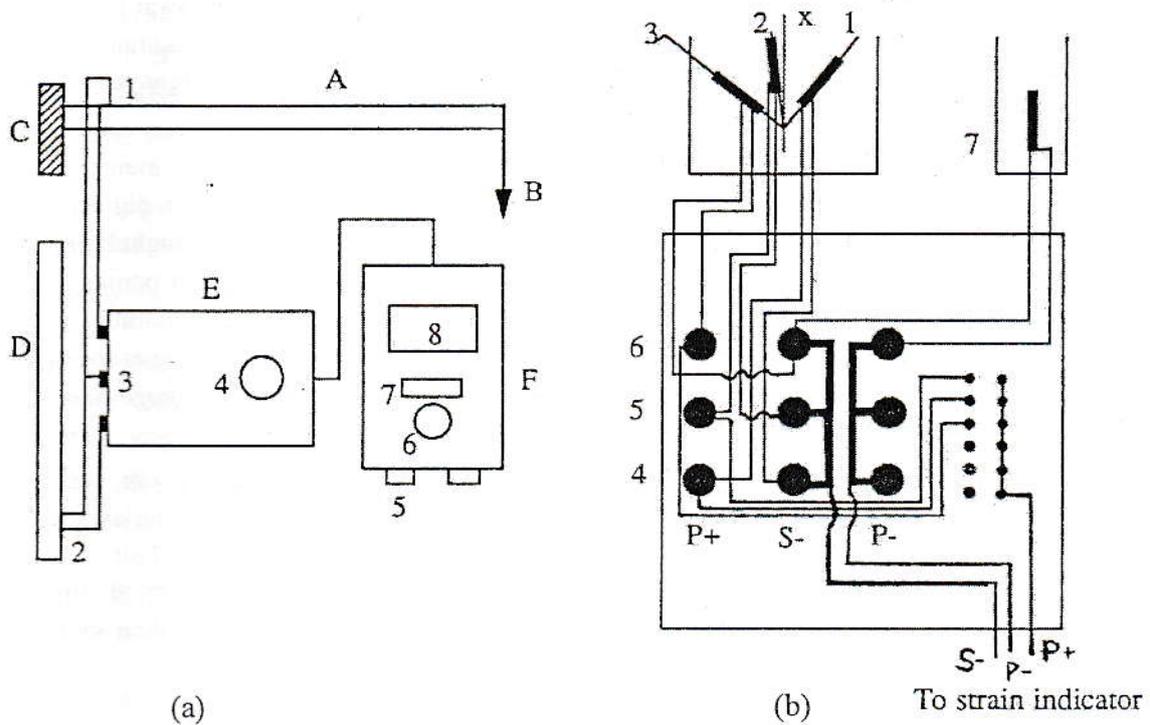
METODE PENELITIAN

Peralatan Dan Bahan Yang Digunakan

Peralatan yang digunakan dalam penelitian ini meliputi:

1. Balok aluminium berukuran $16,5'' \times 1,5'' \times 0,25''$.
2. *Strain gage rosette* tiga elemen dengan faktor sensitivitas melintang 0,01 dan faktor *gage* 2,18 yang dipasang pada jarak $15,25''$ dari ujung bebas balok.
3. Batang aluminium dengan *strain gage* tunggal sebagai pengindera kompensasi perubahan suhu.
4. Mistar dan set peralatan untuk pemasangan *strain gage* pada spesimen.
5. Kabel penghantar koaksial untuk menghubungkan antar terminal.
6. Beban mati dengan berbagai ukuran dan penggantungnya.
7. Meja yang kuat dan klem C untuk mengikatkan balok aluminium.
8. Unit penyeimbang dan saklar 'Vishay'
9. Indikator regangan 'Vishay'

Peralatan tersebut, kecuali nomor 4, dirangkai seperti pada Gambar 3.



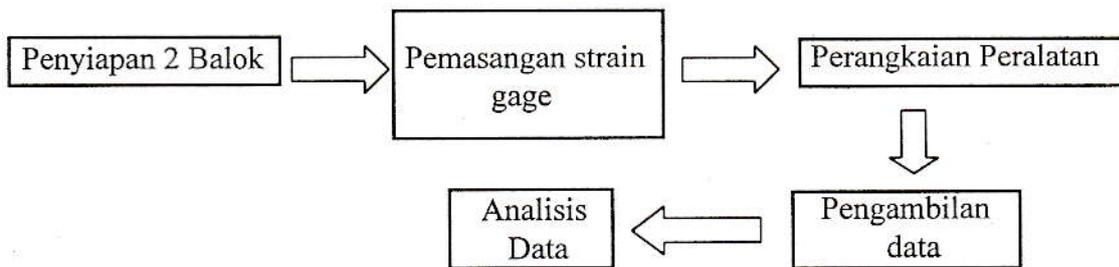
Gambar 3. Rangkaian Peralatan Pengujian

Keterangan Gambar 3:

- (a) Rangkaian peralatan: A. Spesimen, dengan *strain gage rosette* (1), B. Beban dengan berbagai ukuran dan penggantungnya, C. Meja dan klem C, D. Balok dengan *strain gage* pengindera kompensasi perubahan suhu (2), E. Kotak saklar pemilih, dengan terminal (3) dan saklar pemilih (4), F. Indikator regangan 'Vishay', dengan saklar pemilih faktor *gage* (5), pengatur kesetimbangan (6), tampilan hasil (7) dan indikator kesetimbangan (8).
- (b) Diagram sirkit: elemen *gage* (1, 2, 3) pada spesimen, terminal (4, 5, 6), balok dengan *gage* pengindera kompensasi perubahan suhu.

Alur Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan prosedur seperti ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4. Diagram Alur Prosedur Penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dari pengukuran diperoleh harga regangan terukur seperti disajikan pada kolom (2) sampai dengan (5) dari Tabel 1. Setelah dilakukan penghitungan dengan menggunakan rumus-rumus (10a), (10b) dan

(10c), diperoleh harga regangan yang telah dikoreksi dari pengaruh sensitivitas melintang seperti pada kolom (6) sampai dengan (9) dari tabel yang sama.

Tabel 1. Regangan Terukur dan Regangan Sesungguhnya ($\mu\epsilon$)

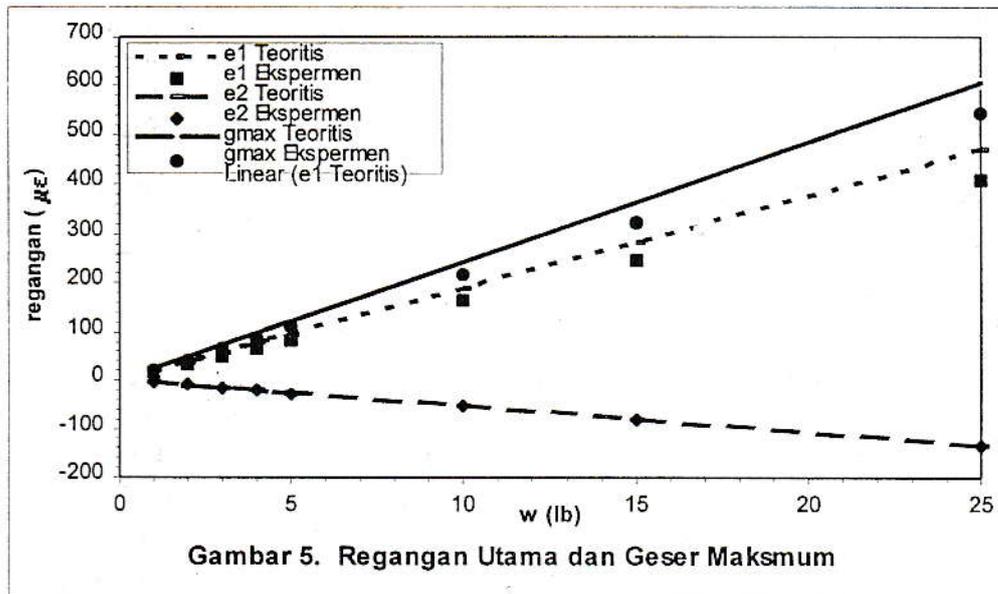
W (lbs)	Regangan Terukur ($\mu\epsilon$)				Regangan Sesungguhnya ($\mu\epsilon$)			
	Q1	Q2	Q3	Q4	ϵ_{11}	ϵ_{22}	ϵ_{33}	γ_{13}
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
1	12	17	2,0	-3,0	11,9	17	1,9	20,2
2	22	32	3,5	-6,5	21,9	32	3,3	38,8
3	31	48	4,5	-12,5	30,9	48	4,2	60,9
4	40	63	5,5	-17,5	39,8	63	5,1	81,1
5	50	78	6,5	-21,5	49,8	78	6,0	100,2
10	99	155	12,0	-44,0	98,6	155	11,1	200,3
15	149	231	17,5	-64,5	148,4	231	16,1	297,5
25	249	386	30,0	-107,5	248,0	386	27,6	496,4

Substitusi harga-harga ϵ_{11} , ϵ_{33} dan γ_{13} pada Tabel 1 di atas ke persamaan-persamaan (12) akan menghasilkan harga-harga regangan utama ϵ_1 dan ϵ_2 , regangan geser maksimum dan minimum $\gamma_{max/min}$, serta sudut utama θ_p . Harga-harga tersebut disajikan pada Tabel 2, sedangkan grafiknya pada Gambar 5.

Tabel 2. Regangan Utama, Regangan Geser Maksimum dan Sudut Utama

W (lbs)	ϵ_1 ($\mu\epsilon$)		ϵ_2 ($\mu\epsilon$)		γ_{max} ($\mu\epsilon$)		θ_p ($^\circ$)	
	Teori	Vishay	Teori	Vishay	Teori	Vishay	Teori	Vishay
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
1	18,9	18,2	-5,4	-4,4	24,3	22,6	32,5	31,8
2	37,8	34,1	-10,9	-8,9	48,6	43,0	32,5	32,2
3	56,7	50,8	-16,2	-15,7	72,9	65,5	32,5	33,2
4	76,5	66,6	-21,5	-21,7	97,5	88,3	32,5	33,4
5	94,5	82,6	-26,9	-26,8	121,4	109,4	32,5	33,2
10	189,0	164,1	-53,9	-54,5	242,9	218,5	32,5	33,2
15	283,5	245,0	-80,8	-80,5	364,3	325,5	32,5	32,3
25	472,5	409,4	-134,7	-133,8	607,2	543,2	32,5	33,0

Gambar 5 menunjukkan bahwa dibandingkan dengan harga-harga teoritisnya, harga regangan utama maksimum ϵ_1 sedikit lebih kecil. Secara keseluruhan, makin besar bebannya makin besar pula harga perbedaannya. Perbedaan tersebut bervariasi antara 3,7% untuk beban 1 lb sampai dengan 13,6% pada beban 15 lb. Hal ini mungkin disebabkan pengambilan harga konstanta elastisitas yang kurang cermat, orientasi sudut elemen roset yang kurang cermat, maupun kemungkinan adanya medan listrik di sekitar lokasi pengukuran.



Gambar 5. Regangan Utama dan Geser Maksimum

Sebagaimana regangan utama maksimum, besar regangan utama minimum ϵ_2 juga lebih kecil dibandingkan dengan harga-harga teoritisnya, namun demikian selisih tersebut relatif kecil kecuali untuk beban 1 lb dan 2 lb. Besar deviasi tersebut berkisar antara 0,9% sampai dengan -3,1% untuk beban lebih besar dari 2 lb.

Sedangkan untuk regangan geser maksimum, diperoleh deviasi yang cukup besar dari harga teoritisnya, berkisar antara -7% sampai dengan -10,7%. Untuk sudut utamanya, diperoleh penyimpangan dari harga teoritisnya yang berkisar antara -2,5% sampai dengan 4,6% untuk beban lebih besar 2 lb.

Secara umum harga-harga regangan utama maksimum, regangan utama minimum dan regangan geser maksimum/minimum menunjukkan grafik regangan-beban yang relatif linier sesuai dengan teori. Demikian juga dengan sudut utama yang simpangan yang relatif kecil.

PENUTUP

Dari pembahasan pada bagian terdahulu, dapat disimpulkan bahwa untuk ketiga besaran regangan yang diukur terdapat penyimpangan yang cukup berarti dari harga-harga teoritisnya, namun demikian grafik regangan beban masih menunjukkan pola yang relatif linier sesuai dengan teori. Demikian juga dengan sudut utama yang relatif konstan, dengan penyimpangan yang relatif kecil dibandingkan dengan harga teoritisnya.

DAFTAR PUSTAKA

- Agharwal, B.D. dan Broutman, L.J. 1990. *Analysis and Performance of Fiber Composites*. John Wiley and Sons, New York.
- Boresi, A.P., Schmidt, J.W., dan Sidebottom, A., 1993, *Advanced Mechanics of Materials*, New York: John Wiley and Sons.
- Chawla, K.K. 1987. *Composite Materials: Science and Engineering*. New York: Springer-Verlag.
- Dally, J.W., Riley, W.F., dan McConnell, K.G., 1993, *Instrumentation for Engineering Measurements*, New York: John Wiley and Sons.
- Mase, G.E., dan Mase, G.T., 1992, *Continuum Mechanics for Engineers*, Boca Raton: CRC Press.
- Starr, J.E. 1992. *Basic Strain Gage Characteristics*. Hannah, R.L. dan Reed, S.E. (edit.): Strain Gage User's Handbook. Bethel: Society for Experimental Mechanics.
- TN 504, 1983, Technical Note 505: *Temperature-Induced Apparent Strain and Gage Factor Variation in Strain Gages*, Raleigh: Measurement Group.