

ANALISIS KEMAMPUAN MESIN *TIRE CUTTER*

Alfian Ady Saputra^{1*}, Santo Wibowo², Ceeptadi Kusuma Wijaya³, Yulia Widhianti⁴

¹ Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Sekolah Tinggi Teknologi Duta Bangsa
Jl. Kalibaru Timur. Kel. Kalibaru. Medan Satria Bekasi

*Email: alfianadys@gmail.com

Abstrak

Dalam proses Analisis Kemampuan Mesin Tire Cutter ini dilakukan untuk mengetahui kapasitas mesin apakah sudah maksimal dalam proses memotong ban yang NG yaitu ban yang sudah tidak dapat direpair, baik dari segi waktu maupun kekuatan /life time mesin itu sendiri. Hal yang dilakukan adalah dengan menganalisis setiap komponen mesin dan sistem yang ada di mesin itu. Mengambil data mesin dilapangan seperti kecepatan pemotongan, dimensi mesin dll. Dan dengan melakukan uji coba pemotongan tire. Dengan melakukan kegiatan diatas maka dapat mengidentifikasi apakah mesin yang sedang digunakan mampu memotong semua jenis tire atau tidak. Dapat mengetahui hal apa saja yang perlu diperbaiki untuk meningkatkan performance mesin. Dan juga dapat menghitung gaya-gaya yang terjadi pada komponen mesin atau setiap proses. Apakah komponen yang digunakan sudah sesuai atau belum. Dari analisis kemampuan mesin yang telah dilakukan maka didapat gaya hidrolis yang dihasilkan sebesar 19958,63 kg. Daya listrik yang harus dipenuhi agar mesin bisa bekerja maksimal adalah 7,98 kVA dan daya motor hidrolis adalah sebesar 7,5 kW. Dengan spesifikasi tersebut dapat memotong Bead Wire dari ban yang memiliki tegangan geser sebesar 780 kg/cm².

Kata kunci: *Tegangan Geser Bead Tire, Gaya Hidrolis, Daya Motor Hidrolis*

1. PENDAHULUAN

Persaingan di dunia industri sangatlah kompetitif. Salah satu aspek yang menjadi faktor penentu suatu perusahaan itu maju dan dapat bertahan ditengah sengitnya persaingan dimasa kini adalah mengenai kualitasnya. Kualitas produk bagi suatu perusahaan adalah menjadi hal yang terpenting. Bagi perusahaan yang mempunyai kualitas produk baik, dan mampu mempertahankan kualitasnya atau bahkan mampu meningkatkan kualitas produknya akan semakin dipercaya oleh konsumen. Tak terkecuali PT BT Indonesia, produsen ban ini menjadikan kualitas produk sebagai prioritas utama.

Karet alam dapat langsung diolah menjadi barang setengah jadi, namun untuk memberikan nilai tambah maksimal harus ada penanganan lebih lanjut seperti penggunaan teknologi tinggi pada industry ban mobil maupun motor. Industry ban merupakan industry yang paling banyak meyerap bahan baku karet yaitu 70 persen karet dunia. Di Indonesi, industry ban dalam dan ban luar negeri mengkonsumsi bahan baku karet alam terbesar dari 50 persen dibandingkan industry lainnya. Di Indonesia, terdapat beberapa perusahaan yang memproduksi ban yang tergabung dalam Asosiasi Perusahaan Ban Indonesia (APBI). Sembilan perusahaan memproduksi ban kendaraan roda empat dan perusahaan lainya memproduksi ban kendaraan roda dua. PT. BT Indonesia merupakan salah satu perusahaan ban yang memenuhi kebutuhan dalam dan luar negeri khusus untuk produksi ban roda empat

Salah satu aspek yang dijadikan indicator bahwa bridgestone menjamin kualitas adalah proses penanganan *Tire Scrap* agar tidak dimanfaatkan oleh pihak yang tidak bertanggung jawab. Sebagai contoh penggunaan kembali *Tire Scrap* untuk dijual ke pasar dengan harga yang lebih murah dari biasanya. Hal itu tentu sangat membahayakan konsumen karena ban tersebut memiliki kualitas yang buruk (*NG*).

Untuk mengatasi hal tersebut, PT BT Indonesia harus memotong ban yang sudah dikatakan *NG* agar tidak dimanfaatkan oleh pihak yang tidak bertanggung jawab. Maka dari itu dibutuhkan alat untuk memotong ban tersebut.

2. METODOLOGI:

Dalam Penelitian ini ada beberapa tahapan yang harus dilalua antara lain

2.1 Studi literatur dan pendalaman materi

Mempelajari literatur berupa buku-buku tentang teori turbin angin dan mengkaji ulang penelitian-penelitian yang telah ada sebelumnya tentang langkah langkah dalam merancang turbin angin sumbu vertikal sehingga mendapatkan pemahaman yang mendalam.

1. Analisis Kemampuan *Tire Cutter* M/C

Menganalisa kemampuan Mesin *Tire Cutter* apakah sudah maksimal dalam konstruksinya maupun saat proses memotong ban.

2. Mengumpulkan *Spec* Komponen & Material

Mencari data kekuatan *tire* & material terbih dahulu. Data tersebut adalah langkah awal untuk mengetahui seberapa besar kekuatan mesin. Data kekuatan *tire* & material yang didapat harus memiliki kekuatan yang maksimal, sehingga data bisa dijadikan dasar acuan dalam mendesain Mesin Pemotong Ban

3. Observasi di lapangan

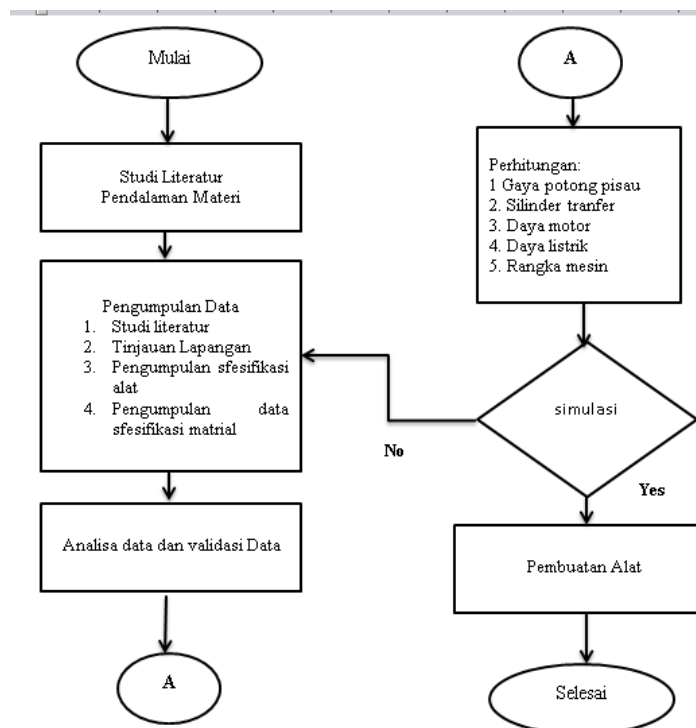
Berdasarkan hasil kekuatan *tire* spesifikasi material yang didapat maka, dapat menghitung setiap gaya yang terjadi saat proses pemotongan ban dan juga dapat menganalisa apakah material disetiap komponen tersebut sudah maksimal atau belum.

4. Menghitung Gaya-Gaya yang bekerja

Berdasarkan hasil kekuatan *tire* spesifikasi material yang didapat maka, dapat menghitung setiap gaya yang terjadi saat proses pemotongan ban dan juga dapat menganalisa apakah material disetiap komponen tersebut sudah maksimal atau belum.

5. Kemampuan Mesin Memotong *Tire*

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan maka kemampuan mesin dalam memotong *tire*, dapat disimpulkan sudah maksimal atau belum. Jika belum, maka dapat dilakukan perbaikan utnuk meningkatkan performa mesin

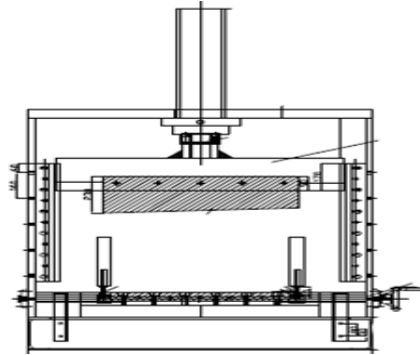


Gambar 1 Flow Chart Penelitian

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Pengenalan Mesin *Tire Cutter*

Mesin *Tire Cutter* merupakan mesin yang digunakan untuk memotong ban scrap yaitu ban yang secara kualitas tidak memenuhi standar kualitas (*Not Good*). Sumber tenaga mesin ini adalah dengan menggunakan tenaga hidrolik dengan dilengkapi *cutter* sebagai alat pemotong ban. Ban yang dipotong terdiri dari banyak ukuran, mulai dari yang terkecil dan terbesar.



Gambar 2 *Tire Cutter*

3.2 Komponen Mesin *Tire Cutter*

Mesin *tire cutter* memiliki beberapa komponen utama diantaranya adalah:

1. Silinder Transfer

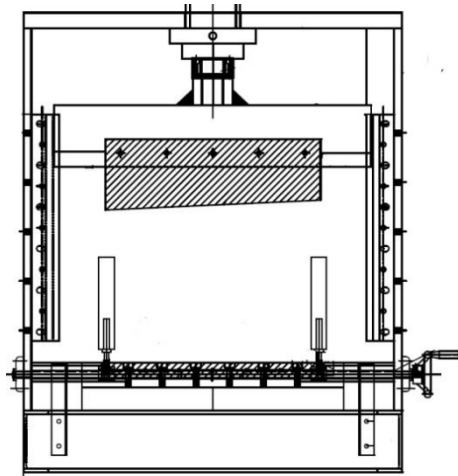
Silinder transfer berperan sebagai penyalur tenaga untuk menggerakkan pisau pemotong untuk memotong ban, dan mengembalikannya lagi pada akhir proses. Tenaga yang digunakan adalah tenaga hidrolik. Dalam mesin ini spesifikasi yang digunakan silinder adalah stroke 600 mm, diameter bor 150 mm, diameter rod 80mm, ulir end rod M70 x 2.



Gambar 3 Silinder Transfer

2. Rangka Utama

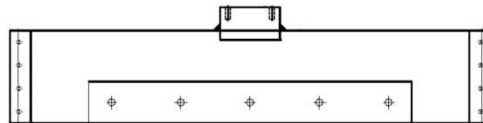
Suatu konstruksi yang dibuat yang berfungsi sebagai tempat dudukan dari semua komponen yang ada di mesin sehingga harus memiliki kekuatan yang mendukung agar dapat menjamin semua komponen. Oleh karena itu harus dirancang dan dibuat secara matang agar berfungsi sebagaimana mestinya. Rangka utama ini sebagian besar tersusun dari baja profil channel C dan plate dengan berbagai ukuran yang ditata sedemikian rupa dan disambung dengan dilas. Bahan yang digunakan adalah SS41



Gambar 4 Rangka Utama

3. *Holder Blade*

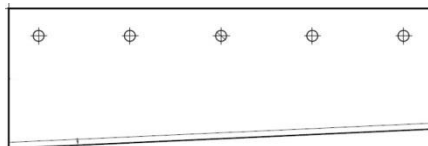
Cutter yang merupakan media untuk memotong *tire*, disupport oleh *holder blade* yang akan menahan *cutter* pada saat proses pemotongan *tire*. Bahan yang digunakan adalah SS41.



Gambar 5 Holder Cutter

4. *Blade*

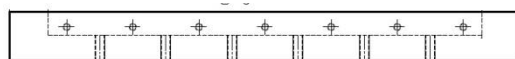
Alat yang digunakan untuk memotong *tire*. *Tire* yang dipotong memiliki ukuran dan jenis yang cukup bervariasi. Bahan yang digunakan sebagai material cutter adalah SKD41.



Gambar 6 Cutter

5. Landasan/*Anvile Cutter*

Alas *blade* untuk menahan *blade* ketika melakukan proses pemotongan. Pada umumnya bahan yang digunakan sebagai landasan cutter memiliki bahan yang lebih lunak dari *blade* dikarenakan agar *blade* tidak mudah tumpul. Material landasan *blade* adalah tembaga/kuningan.



Gambar 7 Landasan Cutter

6. Perhitungan Silinder Transfer

a) Gaya yang dapat ditransfer oleh silinder

Pada analisa mesin ini, silinder transfer unit tenaga yang digunakan dengan tekanan sebesar 113 kg/cm², kemudian spesifikasi silinder yang digunakan adalah mempunyai diameter piston 150 mm, diameter rod 80 mm, pada ujung mounting terdapat ulir M70 x 2.

Berdasarkan persamaan (2-12) maka dapat dicari:

Gaya yang bekerja pada silinder pada saat maju

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Dimana :

P = Tekanan

F = Gaya yang Terjadi

A = Luas Penampang

$$F = 113 \times \frac{\pi}{4} \times 15^2 \\ = 19958,63 \text{ kg}$$

Gaya yang bekerja pada silinder pada saat mundur

$$P = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Dimana :

P = Tekanan

F = Gaya yang Terjadi

A = luas Penampang

$$F = 113 \times \frac{\pi}{4} \times (15^2 - 8^2) \\ = 14281,51 \text{ kg}$$

c) Analisa pada endrod silinder transfer

Bahan yang akan digunakan adalah S45C yang mempunyai tegangan putus tarik $\sigma_t = 5800 \text{ kg/cm}^2$, ulir pada ujung endrod adalah M70 x 2 dalam perhitungan ini $v_k = 8$ dengan berdasarkan kekuatan dan keluwesan.

$$F \leq \frac{\pi}{4} d^2 \bar{\sigma}_t \quad (3)$$

$$\bar{\sigma}_t = \frac{5800}{8} \\ = 725 \text{ kg/cm}^2$$

$$F \leq \frac{\pi}{4} d^2 \bar{\sigma}_t \\ F \leq \frac{\pi}{4} \times 6,7548^2 \times 725 \\ \leq 25967,65 \text{ kg}$$

d). Analisa baut pengikat bushing blade dan silinder

Baut stopper pada rumah pengikat pisau adalah M12x1,75 dengan bahan ST 42 yang memiliki $\sigma_t = 4200 \text{ kg/cm}^2$. Jumlah baut ada 6 buah dan faktor keamanan 8.

$$\bar{\sigma}_t = \frac{4200}{8}$$

$$\begin{aligned}
 &= 525 \text{ kg/cm}^2 \\
 \bar{\tau}_g &= 0,6 \times 525 \\
 &= 315 \text{ kg/cm}^2 \\
 F &\leq \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \bar{\sigma}_t \\
 F &\leq 6 \times \frac{\pi}{4} \times 6,7548^2 \times 315 \\
 &\leq 67694,98 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

e) Menghitung Daya Motor

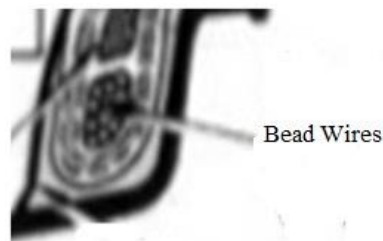
Sebagai tenaga untuk melakukan kerja diperlukan daya yang cukup agar kerja mesin maksimal, maka diperlukan perhitungan daya yang sesuai, sebagai berikut:

Berdasarkan daya Input motor hidrolik dapat dicari:

Diketahui :	Diketahui :	Diketahui :
$P = F \cdot v$	$P_{Output} = P_{Input} \cdot \eta_{Motor}$	$P_{Output} = 6,38 \text{ kW}$
Dimana :	$P_{Input} = 7,5 \text{ kW}$	Faktor daya PLN = 0,8
$P = \text{Daya}$	$\eta_{Motor} = 85\%$	$P_{PLN} = \frac{P_{Output}}{0,8}$
$F = \text{Berat}$	$P_{Output} = P_{Input} \cdot \eta_{Motor}$	$= \frac{6,38}{0,8}$
$V = \text{Kecepatan}$	$= 7,5 \cdot 0,85$	$= 7,98 \text{ Kva}$
	$= 6,38 \text{ kW}$	

f) Menghitung gaya untuk memotong *Tire*

Bagian terkuat dari ban adalah bead wirenya. Bagian ini dilapisi oleh kawat baja untuk kekuatan ban itu sendiri. Oleh karenanya bagian ini lah yang perlu diperhitungkan dalam proses pemotongan. Diameter *bead wire* tersebut adalah 12 mm dengan $\sigma_t = 1300 \text{ kg/cm}^2$. Masing-masing *size tire* (12 inch-19 inch) memiliki jumlah lilitan wire yang berbeda mulai dari 11 lilitan sampai 84 lilitan.



Gambar 8 Penampang bead wires

Berdasarkan persamaan (2-4) maka dapat dicari:

$$\bar{\tau}_g = (0,6 \sim 0,8) \bar{\sigma}_t \quad (4)$$

Dimana :

$$\bar{\tau}_g = \text{Tegangan Geser}$$

$$\bar{\sigma}_t = \text{Tegangan Tarik}$$

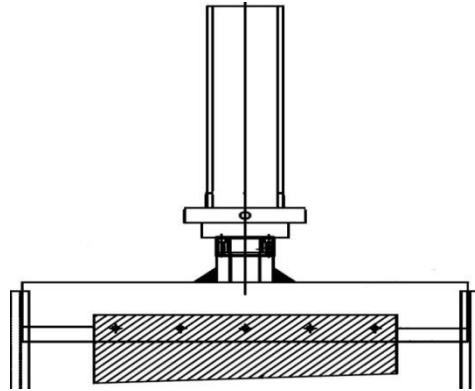
$$\begin{aligned}
 \tau_g &= 0,6 \times 1300 \\
 &= 780 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F &= \tau_g \times A \\
 &= 780 \times \pi \times 1,2 \times 3,8
 \end{aligned}$$

$$= 11168,35 \text{ kg}$$

g) Perhitungan Pisau Pemotong (Cutter)

Pada perencanaan ini bahan yang digunakan untuk pisau pemotong adalah baja VCL dengan tegangan putus tarik $\sigma_t = 6800 \text{ kg/cm}^2$, vaktor keamanan $v_k = 6$, pada posisi A-A terjadi tegangan tekan. Lebar cutter (tebal = 38 mm), panjang cutter (p = 698 mm).



Gambar 9 Konstruksi pisau pemotong

$$V_k = \frac{\sigma_{pt}}{\sigma_t}$$

Dimana :

V_k = Vaktor Keamanan

$\bar{\sigma}_t$ = Tegangan Tarik

$$\bar{\sigma}_t = \frac{6800}{6}$$

$$= 1133,3 \text{ kg/cm}^2$$

$$\bar{\sigma}_d = 1,5 \times 1133,3333$$

$$= 1700 \text{ kg/cm}^2$$

dicari:

$$F = \bar{\sigma}_d \times A$$

Dimana :

F = Gaya Potong

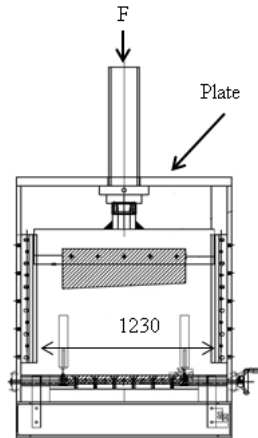
A = Penampang Pisau

$$F \leq 1700 \times (3,8.69,8)$$

$$\leq 450908 \text{ kg}$$

h) Perhitungan Rangka Mesin

Bahan plate penghubung terbuat dari SS41 dengan tegangan putus tarik $\sigma_t = 5200 \text{ kg/cm}^2$, faktor keamanan keamanan ($v_k = 4$). Gaya bekerja pada tengah-tengah sebesar 19958,63 kg , jarak antara tiang adalah 1230 mm, ketebalan dudukan tiang penyangga adalah 50 mm.



Gambar 10 Konstruksi Rangka Mesin

Momen bengkok maksimal terjadi pada titik tengah adalah:

$$M_{\max} = 1/4FL \quad (5)$$

Dimana : M_{\max} = Momen maksimal
 F = Gaya Tekan
 L = Jarak Tumpuan

$$M_b = \frac{1}{4} \times 19958,63 \times 123 \\ = 613727,87 \text{ kg.cm}$$

Seperti terlihat pada gambar 10 nilai $b = 1230$ mm kemudian h (tebal plate) = 50 mm maka besarnya momen tahanan bengkok adalah sebagai berikut :

$$W_b = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \quad (6)$$

Dimana :

W_b = Tahanan Bengkok

h = Tebal Plat

b = lebar Plat

$$W_b = \frac{1}{6} \times 123 \times 5^2 \\ = 512,5 \text{ cm}^3$$

Tegangan bengkok yang terjadi:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (7)$$

Dimana :

σ_b = Tegangan Bengkok

M_b = Momen Bengkok

W_b = Tahanan Bengkok

$$\sigma_b = \frac{613727,87}{512,5} = 1197,52 \text{ kg/cm}^2$$

Jadi tegangan bengkok yang terjadi adalah $1197,5 \text{ kg/cm}^2$

Tegangan bengkok yang diizinkan ($\bar{\sigma}_b = \bar{\sigma}_t$)

$$\bar{\sigma}_b = \frac{5200}{4} = 1300 \text{ kg/cm}^2$$

Berdasarkan perhitungan diatas diperoleh tegangan bengkok maksimal yang terjadi adalah $1197,5 \text{ kg/cm}^2$, sedangkan tegangan bengkok yang diizinkan adalah 1300 kg/cm^2 maka konstruksi sudah aman.

4. KESIMPULAN

Dari hasil pembahasan dengan perhitungan maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Gaya yang bekerja pada silinder ketika maju adalah sebesar $19958,63 \text{ kg}$ dan pada saat mundur adalah $14281,51 \text{ kg}$.
2. Gaya yang bekerja pada endrod silinder transfer (M70x2) adalah sebesar $25967,65 \text{ kg}$, sedangkan gaya maksimal yang bekerja adalah sebesar $19958,63 \text{ kg}$ maka konstruksi sudah aman.
3. Gaya yang bekerja pada baut pengikat (M12x1.75) adalah sebesar $67694,98 \text{ kg}$, sedangkan gaya maksimal yang bekerja adalah sebesar $19958,63 \text{ kg}$ maka konstruksi sudah aman.
4. Kapasitas daya hidrolik yang digunakan adalah sebesar $7,5 \text{ kW}$ untuk gaya hidrolik sebesar $19958,63 \text{ kg}$.
5. Daya listrik yang digunakan adalah sebesar $7,98 \text{ kVA}$.
6. Gaya yang digunakan untuk memotong *Tire* adalah sebesar $11168,35 \text{ kg}$, sedangkan gaya hidrolik yang bekerja sebesar $19958,63 \text{ kg}$ maka konstruksi sudah aman.
7. Gaya yang maksimal yang terjadi akibat putus geser kepala baut (M16x2) adalah sebesar $4501,5 \text{ kg}$, sedangkan gaya maksimal yang terjadi disetiap baut adalah sebesar $3326,44 \text{ kg}$.
8. Gaya yang maksimal yang terjadi akibat putus geser kepala baut (M16x2) adalah sebesar $3811,65 \text{ kg}$, sedangkan gaya maksimal yang terjadi disetiap baut adalah sebesar $3326,44 \text{ kg}$.
9. Gaya maksimal yang diizinkan pada pisau pemotong adalah sebesar 450908 kg , sedangkan gaya maksimal yang terjadi adalah sebesar $19958,63 \text{ kg}$ maka konstruksi sudah aman.
10. Tegangan bengkok maksimal yang diizinkan dari rangka mesin adalah sebesar 1300 kg/cm^2 , sedangkan tegangan bengkok yang terjadi adalah sebesar $1197,5 \text{ kg/cm}^2$, maka konstruksi sudah aman.

DAFTAR PUSTAKA

- Khurmi, R. S., Gupta, J. K. 2005, *A Text Book of Machine Design*, Eurasia Publising House, Ram Nagar, New Delhi.
- Dalimunthe, Ruslan. Analisa Kekuatan Potong Dan Pemilihan Bahan Untuk Type Cutter Machine Ax-105u-N-282a, Kapasitas Tangki 50 L Dan Tekanan 16 Mpa. *Teknika Sains: Jurnal Ilmu Teknik*, 2017, 2.2: 145-154
- Jr. Johnston Russell. E. 1983. *Mekanika Statika Struktur*. Jakarta :Erlangga
- Andrew A. Parr, *Hydraulics and Pneumatics*, Elsevier Science Technology Books, 1999.