

# Analisis Teknik Mesin Pencacah Plastik di Bank Sampah Tasikmalaya (BST) di Desa Cikunir, Kecamatan Singaparna, Kabupaten Tasikmalaya

Wahyu K Sugandi<sup>1</sup>, Asep Yusuf<sup>2</sup>, Totok Herwanto<sup>3</sup>, Sidik Maulana<sup>4</sup>

<sup>1,2,3,4</sup>Departemen Teknik Pertanian dan Biosistem, Universitas Padjadjaran.  
Email: sugandiwahyu@gmail.com

## ABSTRAK

Kecamatan Singaparna Kabupaten Tasikmalaya setiap harinya dapat menghasilkan sampah plastik sebanyak 154,72 m<sup>3</sup>. Sampah plastik tersebut kemudian dikelola oleh Bank Sampah Tasikmalaya (BST). Namun pengelolaannya hanya sebatas sortir dan akhirnya dijual dengan harga murah ke bandar. Untuk meningkatkan nilai jual, sampah plastik tersebut perlu di cacah terlebih dahulu sehingga bandar akan membelinya dengan harga yang tinggi, tentunya hal ini akan menambah pemasukan untuk BST. Laboratorium Alat dan Mesin Pertanian FTIP Unpad telah mengembangkan mesin pencacah sampah plastik untuk diterapkan kepada di BST Tasikmalaya dengan harapan untuk menghasilkan cacahan plastik yang diinginkan. Namun mesin ini belum memiliki data spesifikasi sehingga diperlukan penelitian lebih lanjut mengenai analisis teknik. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menganalisis teknik mesin pencacah plastik yang meliputi ; kebutuhan daya penggerak, diameter poros, jumlah sabut transmisi, analisis rangka, dan kekuatan las. Metode penelitian yang digunakan adalah metode analisis deskriptif, yaitu melakukan pengukuran dan perhitungan terhadap komponen struktural mesin. Hasil perhitungan analisis teknik menunjukkan bahwa daya penggerak sebesar 5,12 HP, diameter poros sebesar 28,1 mm, jumlah sabuk yang digunakan sebanyak 2 sabuk, lendutan rangka sebesar 0,005 mm, kekuatan las untuk menopang beban sebesar 504,234 N. Secara teknis mesin pencacah sampah plastik dapat mencacah sampah plastik dengan baik.

### **Kata Kunci**

*Analisa poros, daya penggerak, pencacah plastik, lendutan rangka*

## 1. PENDAHULUAN

Dalam kehidupan sehari-hari kita pasti akan berhubungan dengan sampah, baik itu sampah yang organik atau pun sampah anorganik. Salah satu contoh dari sampah anorganik adalah sampah plastik. Secara nasional produksi sampah plastik di Indonesia menduduki peringkat kedua yaitu sebesar 5,4 juta ton per tahun. Sampah terbanyak adalah sampah dapur dengan jumlah sampah sebesar 22,4 juta ton/tahun. Berdasarkan data statistik persampahan domestik Indonesia, jumlah sampah plastik tersebut merupakan 14% dari total produksi sampah di Indonesia.

Di Kabupaten Tasikmalaya yaitu di daerah Kecamatan Singaparna per harinya menghasilkan sampah sebanyak 154,72 m<sup>3</sup> (BPS, 2014). Sampah yang dapat diangkat oleh pemerintah per harinya hanya 30,5%. Sisa dari pengangkutan tersebut dibiarkan menumpuk dan beberapa diambil oleh pemulung seperti sampah plastik yang dapat dijual kembali. Sampah plastik tersebut dapat dijual kembali atau didaur ulang. Beberapa desa dan kecamatan di Tasikmalaya sudah melakukan proses daur ulang sampah plastik menjadi barang yang memiliki nilai jual tinggi. Salah satunya adalah komunitas Bank Sampah

Tasikmalaya (BST) yang bertempat di Desa Cikunir, Kecamatan Singaparna, Kabupaten Tasikmalaya. Bank Sampah Tasikmalaya merintis pengelolaan sampah mulai tahun 2012 hingga sekarang yang diinisiasi oleh Bapak Irdas selaku pemerhati lingkungan yang tinggal di Desa Cikunir.

BST menjual langsung sampah plastik tersebut ke bandar dan mendapatkan keuntungan sebesar Rp2.500–Rp5.300/kg. Sedangkan, bila sampah plastik sudah di cacah terlebih dahulu sebelum di jual ke bandar akan memiliki nilai jual yang lebih tinggi. Jika plastik yang sudah di cacah akan jauh lebih mudah dalam pengepakan dan pengiriman. Sampah plastik yang sudah di cacah ini dapat di daur ulang menjadi bahan baku pembuatan plastik. Permintaan terhadap bahan baku ini pun sangat besar sehingga pabrik pembuatan plastik sering kehabisan stok bahan baku. Bila sampah plastik di BST dijual ke bandar dalam keadaan sudah di cacah maka harga jual sampah plastik tersebut meningkat menjadi Rp 6.000 – Rp12.000 per kilogram, sehingga akan menambah nilai jual sampah plastik tersebut.

Laboratorium Alat dan Mesin Pertanian FTIP Unpad telah mengembangkan mesin pencacah plastik untuk

diterapkan kepada masyarakat khususnya di Bank Sampah Tasikmalaya (BST) untuk menghasilkan cacahan plastik yang diinginkan oleh BST. Namun mesin pencacah plastik yang di berikan belum memiliki data spesifikasi teknis sehingga diperlukan dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai analisis teknik pencacah plastik tersebut.

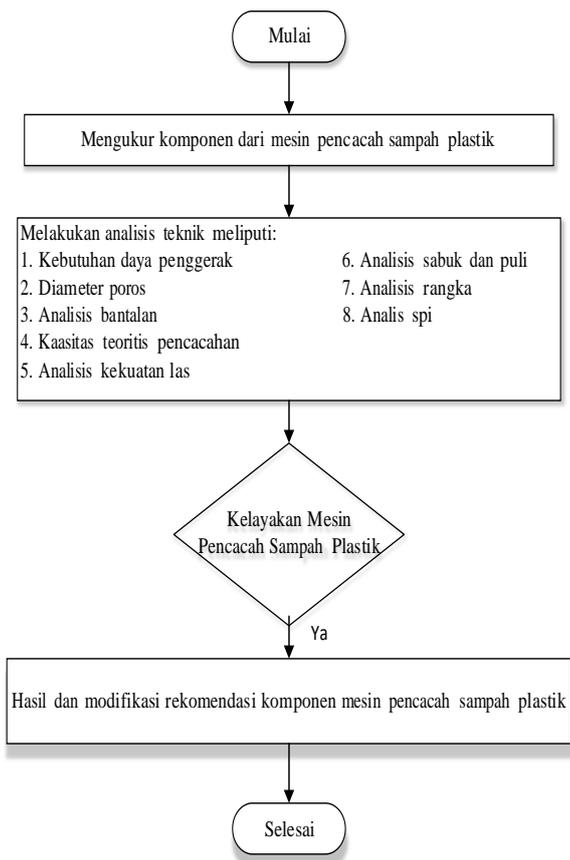
## 2. BAHAN DAN METODE

### 2.1 Waktu dan Tempat

Penelitian ini dilaksanakan dari bulan September 2016 sampai Maret 2017. Analisis teknik dilaksanakan di Bank Sampah Tasikmalaya (BST) di Desa Cikunir, Kecamatan Singaparna, Kabupaten Tasikmalaya.

### 2.2 Tahapan Penelitian

Tahapan penelitian yang dilakukan, yaitu analisis teknik, yang meliputi pengukuran komponen, analisis kebutuhan daya penggerak, analisis poros, analisis spi, analisis bantalan, analisis sabuk dan puli, analisis kekuatan rangka dan analisis kekuatan las.



Gambar 1. Bagan alir tahapan penelitian analisis teknik

### 2.3 Alat dan bahan yang digunakan

Jangka sorong, bahan cacahan plastik, stopwatch, sabuk, penggaris, timbangan digital, motor penggerak, prony brake dinamometer

### 2.4 Analisis Teknik

Analisis teknik bertujuan untuk mengetahui kekuatan bahan dari setiap komponen mesin pencacah plastik (Gambar 2) yang dilakukan dengan cara perhitungan secara teoritis dan pengamatan langsung yang terjadi di lapangan.



**Keterangan:**

1. Hopper
2. Outlet
3. Pisau Pencacah
4. Sabuk-V dan puli
5. Motor penggerak
6. Bantalan
7. Rangka mesin
8. Poros
9. Spi

Gambar 2. Mesin Pencacah Plastik

### 2.4.1. Kebutuhan Daya Penggerak

Analisis kebutuhan daya dilakukan untuk mengetahui daya yang diperlukan oleh mesin dalam menjalankan mesin dari awal hingga akhir baik penggerak transmisi, putaran silinder dan lain-lain. Perhitungan kebutuhan daya penggerak dapat dihitung dengan Persamaan 1 (Singer dkk., 1995).

$$P_p = \frac{2\pi \times M_p \times N}{60} \dots \dots \dots (1)$$

Dimana:

- P<sub>p</sub> = Daya yang dibutuhkan motor penggerak (watt)
- N = Kecepatan putaran puli (rpm)
- M<sub>p</sub> = Momen puntir (Nm)

Untuk menghasilkan daya tersebut, maka besarnya momen puntir silinder pencacah dapat menggunakan Persamaan 2 (Hall et. al, 1993).

$$M_p = F_d \times r \dots \dots \dots (2)$$

Dimana:

- F<sub>d</sub> = Gaya tangensial (N)
- r = Jari-jari silinder pencacah (m)
- Gaya tangensial pada silinder pencacah (F<sub>i</sub>) dihitung dengan menggunakan Persamaan 3 (Hall et. al. 1993).

$$F_d = m_p \times g \dots \dots \dots (3)$$

Dimana:

- m<sub>p</sub> = Massa silinder pencacah (kg)
- g = Percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)

Daya pencacahan dapat dihitung menggunakan Persamaan 4:

$$P = P_b - P_t \dots \dots \dots (4)$$

Dimana:

- P<sub>b</sub> = daya pada saat proses pencacahan
- P<sub>t</sub> = daya sebelum proses pencacahan

### 2.4.2 Analisis Unit Transmisi

Analisis unit transmisi bertujuan untuk mengetahui dan menentukan jumlah sabuk dan puli yang diperlukan dalam transmisi mesin yang kemudian dicocokkan dengan kebutuhan diameter poros transmisi. Dalam menentukan panjang sabuk yang digunakan dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 5 (Sularso dan Suga, 1997):

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) + \frac{1}{4C}(D_p - d_p)^2 \dots (5)$$

Dimana:

- L = Panjang sabuk (m)
- C = Jarak antar dua sumbu poros (m)
- D<sub>p</sub> = Diameter puli besar (m)
- d<sub>p</sub> = Diameter puli kecil (m)

Jumlah sabuk yang digunakan dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 6 (Sularso dan Suga, 1997):

$$n_s = \frac{P_t}{P_s} \dots \dots \dots (6)$$

Dimana:

- n<sub>s</sub> = Jumlah sabuk
- P<sub>t</sub> = Daya yang tersedia (Watt)
- P<sub>s</sub> = Daya yang ditransmisikan per sabuk (Watt/sabuk)

### 2.4.3 Analisis Poros

Poros merupakan salah satu komponen penting dalam suatu putaran, dimana besarnya diameter suatu poros mempengaruhi besarnya putaran. Besarnya diameter poros dapat dihitung dengan Persamaan 7 (Sularso dan Suga, 1997):

$$d_s^3 = \frac{16}{\pi \times S_s} \sqrt{(K_b \times M_b)^2 + (K_t \times M_t)^2} \dots \dots (7)$$

Dimana:

- d<sub>s</sub> = Diameter poros (m)
- K<sub>b</sub> = Faktor koreksi momen lentur  
Nilai K<sub>b</sub> adalah 1,5 untuk poros dengan momen lentur tetap, 1,5–2,0 untuk beban lentur ringan, dan 2,0–3,0 untuk beban tumbukan berat
- M<sub>b</sub> = Momen lentur maksimal (Nm)
- K<sub>t</sub> = Faktor koreksi momen puntir  
Nilai K<sub>t</sub> adalah 1,0 untuk beban dikenakan secara halus, 1,0–1,5 jika terjadi sedikit lendutan dan tumbukan, 1,5–3,0 jika terjadi tumbukan besar
- S<sub>s</sub> = Tegangan geser (MPa)  
Nilai S<sub>s</sub> adalah 55 Mpa untuk poros yang tidak ada alur spi, dan 40 Mpa untuk poros dengan alur spi.

### 2.4.4 Analisis Bantalan

Umur nominal untuk bantalan dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 8 (Sularso dan Suga, 1997):

$$L_h = 500 \cdot f_h^3 \dots \dots \dots (8)$$

### 2.4.5 Analisis Kekuatan Rangka

Analisis rangka dihitung berdasarkan lendutan dan beban kritis yang diizinkan. Beban yang dapat ditopang oleh baris menggunakan Persamaan 9 (Singer dkk., 1995):

$$\delta = \frac{PL^3}{48EI} \dots \dots \dots (9)$$

Dimana:

- δ = lendutan yang diizinkan (m)
- P = Beban yang bekerja pada rangka (kg)
- L = Panjang kolom baris (m)
- E = Modulus elastisitas rangka (kg/m<sup>2</sup>)
- I = Momen inersia rangka (m<sup>4</sup>)

Kemudian lendutan yang terjadi akibat dari beban yang ditopang oleh rangka dibandingkan dengan lendutan izin menggunakan Persamaan 10 (Singer dkk., 1995):

$$\delta = \frac{1}{300} L_1 \dots \dots \dots (10)$$

Pada kolom jari-jari girasi dihitung dengan menggunakan Persamaan 11:

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \dots \dots \dots (11)$$

Dimana:

- k = jari-jari girasi
- I = Momen inersia (m<sup>4</sup>)
- A = Luas permukaan bidang rangka (m<sup>2</sup>)

### 2.4.6 Analisis Kekuatan Las

Pengelasan adalah metode pengikat logam dengan leburan. Terdapat dua tipe utama las yaitu las temu dan las sudut. Kekuatan las ini dapat menopang beban rangka jika kekuatan las temu lebih besar dari gaya yang bekerja pada rangka (Singer dkk., 1995). Kekuatan las dapat dihitung menggunakan Persamaan 12 (Shigley, 1986):

$$F_l = \sigma \times h \times l \dots \dots \dots (12)$$

Dimana:

- F<sub>l</sub> = Gaya yang bekerja pada rangka (N)
- σ = Tegangan izin (N/m<sup>2</sup>)
- h = Tebal bidang las (m)
- l = Panjang bidang las (m)

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Analisis Kebutuhan Daya Penggerak

Mesin pencacah sampah plastik yang diuji menggunakan tenaga penggerak berupa motor diesel dengan daya 14 HP. Sedangkan besarnya daya yang dibutuhkan oleh mesin pencacah sampah plastik untuk melakukan pencacahan tanpa beban secara teoritis yaitu sebesar 3818,344 Watt atau setara dengan 5,12 HP. Kebutuhan daya tersebut diperoleh dari hasil pengukuran berat silinder, diameter silinder dan rpm di silinder pencacah setelah diukur maka data tersebut dimasukkan pada persamaan kecepatan putar, momen torsi dan untuk memperoleh daya pencacahan data tersebut dimasukkan pada persamaan 1. Berdasarkan data tersebut dapat diketahui bahwa daya motor lebih besar dari kebutuhan daya mesin secara keseluruhan yaitu 14 HP > 5,12 HP.

### 3.2 Analisis Poros

Berdasarkan perhitungan secara teoritis, didapatkan diameter minimal poros yang harus digunakan yaitu sebesar 0,02811 m atau 28,11 mm, sedangkan diameter poros yang digunakan oleh mesin pencacah sampah plastik ini secara aktual yaitu sebesar 42 mm. Secara teknis poros yang digunakan oleh mesin ini layak untuk digunakan karena pada spesifikasi teknis diameter poros secara aktual lebih besar dari pada diameter poros secara teoritis.

Parameter terakhir yang harus diperhatikan adalah putaran kritis poros. Putaran kritis poros adalah putaran

tertinggi yang dapat ditahan oleh poros. Untuk menghindari kerusakan yang terjadi pada poros maka putaran yang terjadi pada poros harus lebih rendah dari putaran kritisnya. Dari hasil perhitungan, diperoleh putaran kritis poros sebesar 5256,618 rpm, sedangkan rata-rata kecepatan putar poros secara aktual sebesar 1642 rpm. Demi keamanan, secara umum kecepatan putar kerja poros tidak boleh melebihi 80% dari putaran kritisnya (Sularso dan Suga, 1997). Berdasarkan hasil yang diperoleh maka poros yang digunakan layak untuk digunakan secara teknis karena kecepatan putar poros secara aktual masih dibawah 4205,29 rpm (80% dari putaran kritis). Jika ditinjau dari ketiga parameter yang telah dihitung, maka poros yang digunakan oleh mesin pencacah sampah plastik ini sudah layak dan aman untuk digunakan.

### 3.3 Analisis Unit Transmisi

Pada analisis unit transmisi ini bertujuan untuk mengetahui jumlah sabuk yang seharusnya digunakan sehingga daya yang disalurkan dari poros motor penggerak dapat disalurkan secara optimal pada poros pencacah. Unit transmisi pada mesin pencacah sampah plastik ini meliputi puli dan sabuk V tipe B dengan luas penampang 134 mm<sup>2</sup>. Sementara itu berdasarkan hasil perhitungan teoritis, diperoleh bahwa besar daya yang disalurkan 1 buah sabuk adalah 2035,19 Watt/sabuk, sehingga secara teoritis diperlukan 2 buah sabuk-V tipe B untuk dapat menyalurkan daya sebesar 3818,344 Watt. Sabuk yang digunakan oleh mesin ini secara aktual berjumlah 2 buah dengan jenis sabuk -V tipe B. Jumlah sabuk yang digunakan secara aktual sama dengan jumlah sabuk secara teoritis sehingga unit transmisi pada mesin ini layak digunakan.

### 3.4 Analisis Bantalan

Adapun lamanya umur bantalan yang digunakan pada mesin pencacah sampah plastik ini berdasarkan perhitungan didapatkan umur nominalnya selama 52.769,63 jam sedangkan standar umur bantalan yang digunakan untuk mesin-mesin penghancur menurut (Sularso dan Suga, 1997) adalah 20.000-30.000 jam. Berdasarkan data-data tersebut dapat diketahui bahwa nilai nominal bantalan yang digunakan secara teoritis lebih besar dari standar yang digunakan yaitu 52.769,63 jam > 30.000 jam, maka bantalan yang digunakan pada mesin pencacah sampah plastik ini masih aman dan layak untuk digunakan.

### 3.5 Analisis Kekuatan Rangka

Mesin pencacah sampah plastik ini memiliki dimensi keseluruhan sebesar 1040 mm × 490 mm × 1610 mm dengan ukuran rangka utama mesin yang memiliki ukuran 690 mm × 510 mm × 500 mm. serta rangka dudukan mesin yang memiliki panjang 710 mm dan lebar 300 mm.

Rangka pada mesin pencacah sampah plastik ini menggunakan besi U dengan ukuran 77 mm × 40 mm × 3 mm. Rangka mesin pencacah sampah plastik ini menerima beban sebesar 504,23 N pada rangka bagian atas yang terdiri dari beban *hopper*, penutup, silinder pencacah, poros, bantalan, puli dan tegangan sabuk. Pada bagian bawah yaitu pada tempat motor penggerak, rangka mesin menopang beban sebesar 194,24 N yang terdiri dari beban

motor penggerak dan bensin. Analisis kekuatan rangka dihitung berdasarkan nilai lendutan yang diizinkan dan kemudian dibandingkan dengan nilai lendutan yang terjadi pada rangka.

Secara keseluruhan hasil perhitungan lendutan yang terjadi pada rangka baik rangka bagian atas maupun rangka bagian bawah tempat motor penggerak memiliki nilai lendutan yang lebih kecil dibandingkan dengan batas nilai lendutan yang diizinkan. Oleh karena itu, rangka yang digunakan pada mesin pencacah sampah plastik ini sudah layak dan aman untuk digunakan.

### 3.6 Analisis Kekuatan Las

Pada mesin pencacah sampah plastik ini las yang digunakan ada tipe *Butt Join*. Pada rangka mesin, beban yang ditopang oleh sambungan las yaitu sebesar 504,234 N sedangkan pada rangka bagian motor penggerak, beban yang ditopang oleh sambungan las yaitu sebesar 194,24 N. Dengan perhitungan secara teoritis, didapatkan besarnya beban maksimal yang mampu ditopang oleh sambungan las pada rangka bagian atas adalah sebesar 54.375 N. Pada rangka tempat motor, beban maksimal yang mampu ditopang oleh sambungan las yaitu 20.880 N.

Secara keseluruhan, beban yang mampu diterima oleh sambungan las pada rangka atas maupun rangka pada motor penggerak memiliki nilai yang lebih kecil dari beban maksimal yang diizinkan oleh sambungan las, sehingga sambungan las pada rangka mesin pencacah sampah plastik ini layak dan aman untuk dapat menopang beban yang diterima.

### 3.7 Rekapitulasi Perhitungan Analisis Teknik

Kelayakan analisis teknik diketahui dengan membandingkan hasil perhitungan secara teoritis setiap komponen yang ada pada mesin dengan kondisi aktual pada mesin. Kelayakan analisis teknik dari mesin pencacah sampah plastik ini dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Rekapitulasi perhitungan analisis teknik

Parameter	Aktual	Teoritis hasil perhitungan	Kriteria Kelayakan	Kesimpulan
<b>DAYA PENGGERAK</b>				
Kebutuhan daya penggerak	14 HP	5,12 HP	Daya aktual $\geq$ daya teoritis	Memenuhi
<b>UNIT TRANSMISI</b>				
Jumlah sabuk	2 buah	2 buah	Jumlah aktual $\geq$ jumlah teoritis.	Memenuhi
<b>POROS</b>				
Parameter	Aktual	Teoritis hasil perhitungan	Kriteria Kelayakan	Kesimpulan
Diameter	42 mm	28,105 mm	Diameter poros aktual $\geq$ diameter poros teoritis.	Memenuhi
Defleksi puntiran	-	0,12°	Defleksi puntiran teoritis $\leq$ 0,25° - 0,30°.	Memenuhi
Putaran kritis poros pencacahan	1642 rpm	4205,29 rpm	Kecepatan putar poros aktual $\leq$ batas putaran kritis poros teoritis.	Memenuhi
<b>SPI</b>				
poros mesin pencacah	35 mm x 14 mm x 8 mm	33,75 mm x 10,5 mm x 10,5 mm	Ukuran spi secara aktual $\geq$ ukuran spi teoritis.	Memenuhi
<b>BANTALAN</b>				
Umur bantalan	-	52.769,63 jam	Umur nominal bantalan $\geq$ 30000 jam.	Memenuhi
<b>KEKUATAN RANGKA</b>				
Rangka atas	0,005 mm	21,70 mm	Lendutan teoritis $\leq$ lendutan teoritis yang diizinkan.	Memenuhi
Rangka tempat motor	0,000575 mm	1,17 mm		Memenuhi

## 4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis teknis komponen-komponen mesin yang sudah diukur dan dibandingkan dengan hasil perhitungan sudah layak untuk digunakan berikut adalah data hasil pengukurannya: kebutuhan daya penggerak sebesar 5,12 HP, diameter poros 28,11 mm, umur bantalan 52.769,63 jam, unit transmisi dengan menggunakan 2 buah sabuk, lendutan rangka mesin 0,005 mm dan lendutan rangka motor penggerak 0,000575 mm, dan kekuatan las untuk rangka mesin 54.375 N dan kekuatan las pada rangka motor penggerak 26.100 N.

## UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terima kasih kami sampaikan kepada LPPM Universitas Padjadjaran atas bantuan hibah internal penelitian Unpad

## DAFTAR PUSTAKA

[1] Aminudin, Moh. Syaikh, Sarwono dan Ridho Hantoro. Studi Aplikasi *Flywheel Energy Storage* Untuk Meningkatkan dan Menjaga Kinerja Pembangkit Listrik

- Tenaga Mikrohidro (PLTMH). Institut Teknologi Sepuluh November. Surabaya 2007
- [2] Badan Pusat Statistik. Profil Sanitasi Kota.Tasikmalaya. 2014
- [3] Hall, A. S., A. R. Holowenko, H.G. Laughin.. *Theory and Problem of Machine Design*. McGraw-Hill Internasional Book Company, Singapore. 1993
- [4] Irdam, Ahmad.. Bank Sampah : Sarana Pendidikan Lingkungan Hidup Untuk Masyarakat. Jurnal Lingkungan Hidup. ISSN 2089 5658. Jakarta 2013
- [8] Napitupulu, R., Subkhan, M., dan Nita, L.D.. Rancang bangun mesin pencacah sampah plastik. Jurnal Manutech. 2013 Hal: 1-4.
- [9] Nugroho, Wahyu, A.. Perancangan Ulang Alat Pengupas Kacang Tanah untuk Meminimalkan Waktu Pengupasan (Skripsi). Fakultas Teknik. Universitas Muhammadiyah Surakarta. Surakarta. 2008
- [11] Peraturan pemerintah No 81.2012. Pengelolaan Sampah Rumah Tangga dan Sampah Sejenis Sampah Rumah Tangga.
- [12] Persson, Sverker.. *Mechanics of Cutting Plant Material*. Agricultural Engineering Departement of The Pennsylvania State University. 1987
- [13] Sahwan, F.L., Martono, D.H., Wahyono, S., Wisoyodharmo, L.A.. Sistem Pengolahan Limbah Plastik di Indonesia. Jurnal Teknik Lingkungan BPPT 2005 halaman 311-318.
- [15] Shigley. J. E.. Perancangan Teknik Mesin jilid 2. Edisi keempat. Erlangga, Jakarta. 1986
- [16] Darwin, S. Kekuatan Bahan (*Teori kokoh\_strength of Material*). Edisi Ketiga. Erlangga, Jakarta. 1995.
- [17] Singer, F. L., Andrew, P. and Darwin, S.. Kekuatan Bahan (*Teori kokoh\_strength of Material*). Edisi Ketiga. Erlangga, Jakarta. 1995
- [18] Smith, H P. *Farm Machinery and Equipment*. Mc Gram Hill Publishing Company Ltd, New Delhi. . 2000

