

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

1. Judul :

- Perencanaan Ulang Pompa Sentrifugal Berkapasitas 50 Liter/Detik Pemakaian Pada Unit Produksi PDAM Tirta Meulaboh.

Nama Penulis : Riki Tandiyus

Tugas Akhir Fakultas Teknik Universitas Teuku Umar 2014

Isi dan Hasil :

- Melakukan Perencanaan ulang Pompa Sentrifugal Dengan Kapasitas 50 Liter/Detik pada komponen utama.

2. Judul :

- Perencanaan Sistem Perawatan Mesin Rotary Lobe Pump Melalui Reliability Centerd Maintenance (RCM).

Nama Penulis : Akhnanto Kuntadi

Tugas Akhir Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Surakarta 2013.

Isi dan Hasil :

- Melakukan penelitian mencari penyebab kegagalan komponen yang sering rusak pada mesin rotary lobe pump.

3. Judul :

- Perencanaan Ulang Instalasi Pompa Asam Fluosilikat Pada Unit Phosporic Acid Pabrik III Pt.Petrokimia Gresik.

Nama Penulis : Prima Atmaditza Zulfikar

Tugas Akhir Fakultas Vokasi Institut Sepuluh November Surabaya 2017

Isi dan Hasil :

- Analisis perhitungan menggunakan perhitungan manual dan numeric dengan menggunakan software *Pipe Flow Expert*.

2.2 Pompa

2.2.1 Pengertian Pompa

Pompa merupakan salah satu peralatan yang digunakan untuk memindahkan fluida atau cairan dari suatu tempat ke tempat lain yang mempunyai tekanan atau perbedaan peletakan posisi tertentu, sehingga tidak memungkinkan fluida tersebut untuk mengalir secara alami. Selain itu, pompa juga bertugas memberikan tekanan tertentu terhadap fluida, untuk maksudmaksud tertentu dalam suatu proses.

Dalam kerjanya, pompa menaikkan energi fluida atau cairan yang mengalir dari tempat bertekanan rendah ke tempat yang

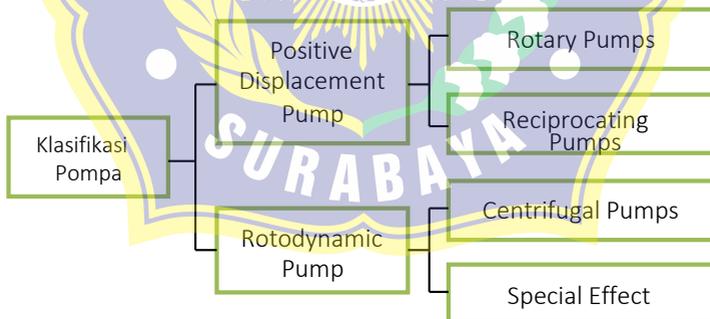
bertekanan tinggi dan bersamaan dengan itu bisa mengatasi tekanan hidrolis sepanjang jalur perpipaan yang dig

unakan. Energi yang digunakan bisa dari motor listrik, motor bakar turbin uap, turbin gas maupun tenaga angin.

Dalam dunia industri, pompa merupakan sarana untuk mentransfer bahan mentah dan bahan setengah jadi. Ada juga pompa yang digunakan sebagai sarana sirkulasi fluida atau injeksi bahan adiktif untuk keperluan-keperluan proses produksi.

2.3 Klasifikasi Pompa

Berdasarkan prinsip kerja dalam memindah cairan yang dipompakan, pompa dibagi menjadi dua kelompok berdasar prinsip kerjanya, yaitu pompa Positive Displacement dan pompa *Non Positive Displacement*.



Gambar 2.1 Klasifikasi Pompa

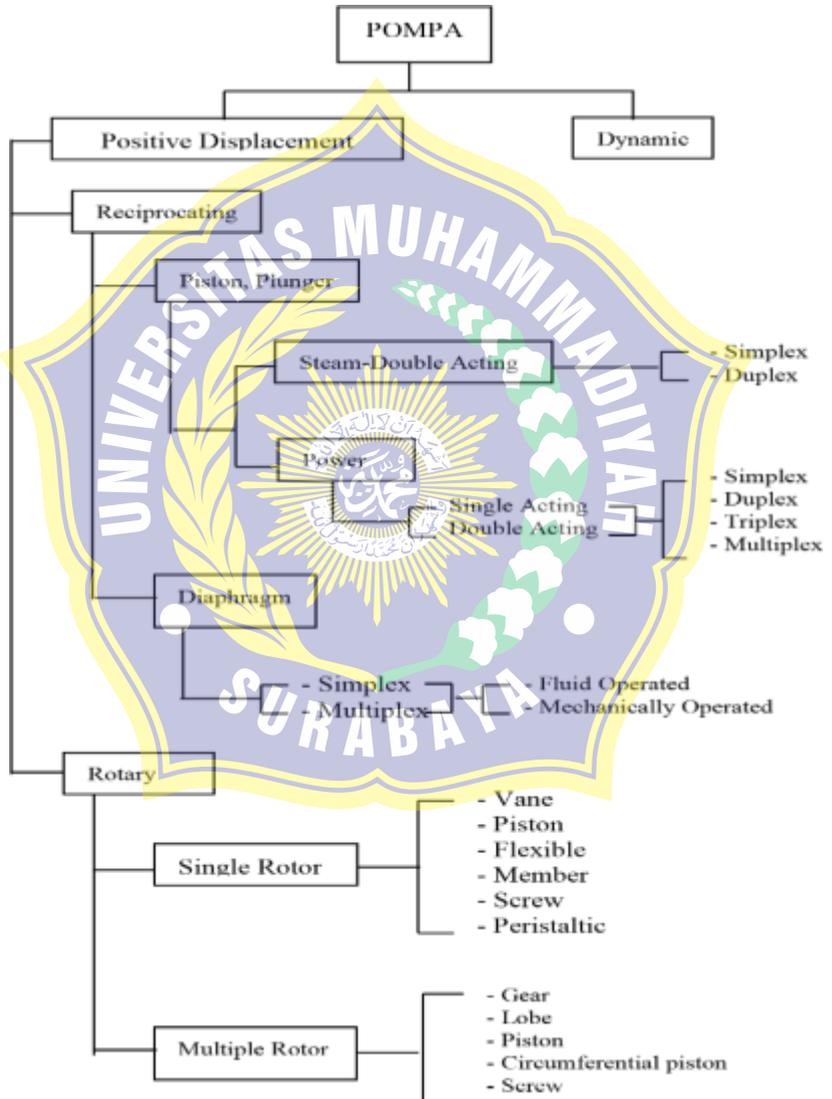
2.3.1 Pompa Perpindahan Positif

Pompa Perpindahan Positif adalah salah satu jenis pompa dimana pemindahan cairan saat proses kerjanya disertai dengan perubahan volume ruang kerja pompa yang ditempati oleh cairan. Akibatnya, ada gesekan antara elemen yang bergerak. Saat elemen bergerak baik dengan berputar maupun dorongan, maka volume ruang kerja pada pompa akan berubah menjadi semakin kecil dan tekanan menjadi lebih besar, sehingga terjadi perpindahan zat cair dari tekanan tinggi ke tekanan rendah.

Adapun ciri-ciri dari pompa perpindahan positif adalah sebagai berikut :

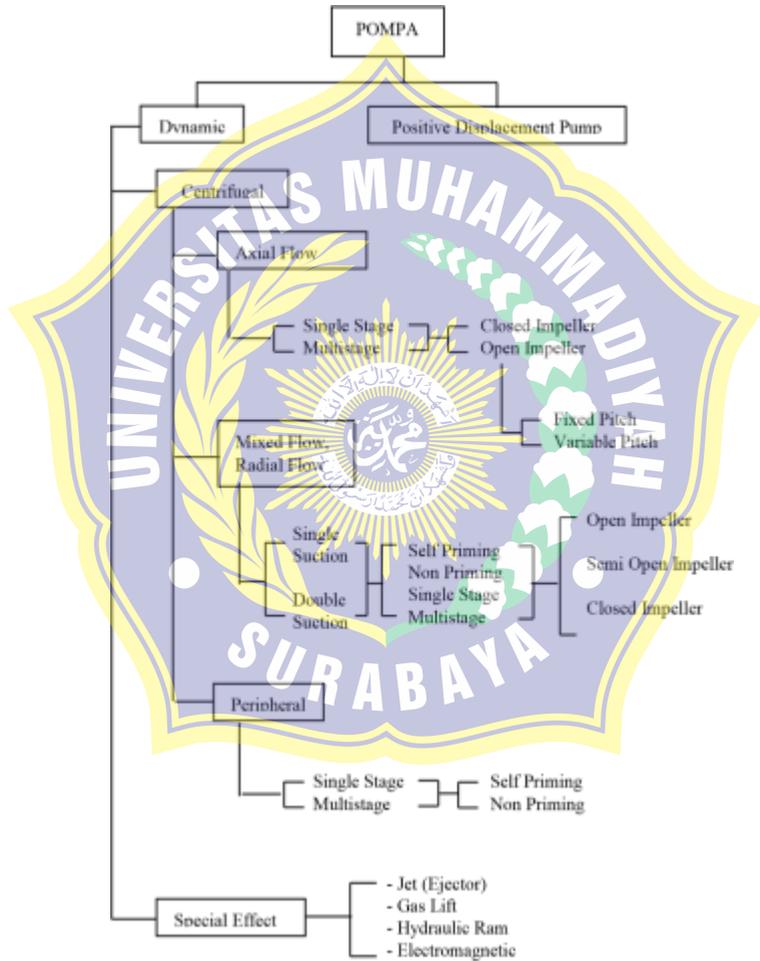
1. Head yang dihasilkan relative lebih tinggi dengan debit atau kapasitas yang relatif lebih kecil.
2. Mampu beroperasi pada suction yang kering, sehingga tidak memerlukan proses priming pada awal operasi atau menjalankan pompa.

Berdasarkan gerakan elemen yang bergerak, pompa positive displacement dibagi menjadi dua, yaitu pompa reciprocating yang memiliki gerakan maju-mundur dan pompa rotary yang memiliki gerakan berputar. Berikut ini adalah klasifikasi atau jenis pompa *positive displacement* dan masing-masing contoh pompanya.



Gambar 2.2 Klasifikasi Pompa Perpindahan Positif

2.3.2 Pompa Dinamik



Gambar 2.3 Klasifikasi Pompa Dinamik





1

2 2.4 Pompa Cuping

3 Pompa Cuping adalah pompa sanitary yang biasa
4 digunakan pada industri makanan , minuman, obat-obatan, dan
5 kosmetik. Pompa cuping sangat populer di dunia industri
6 karena menawarkan kualitas sanitasi yang luar biasa, efisiensi
7 tinggi, kehandalan, ketahanan korosi, dan tempat yang baik
8 bersih dan steril.

9 Pompa ini mempunyai ruang pompa yang besar, yang
10 memungkinkan untuk menangani padatan tanpa merusak. Lobe
11 pump juga digunakan untuk menangani lumpur dan pasta dan
12 bahan cairan lainnya. Pompa cuping mempunyai dua rotor
13 setiap lobe, baik untuk lobe dua, tiga, maupun empat masing –
14 masing lobe mempunyai dua rotor. Pompa tiga lobe mempunyai
15 efisiensi tinggi dibandingkan dengan dua lobe.

16 2.4.1 Komponen Pompa Cuping



22 Gambar 2.4 Komponen Pompa Cuping

23 (Sumber : Manual Book Borger Lobe Pump)

26

27

28 2.4.2 Prinsip Kerja Pompa Cuping

29 Prinsip kerja pompa cuping sam dengan cara kerja
30 pompa roda gigi dengan pengggijian luar, adalah kedua rotor
31 berputar serempak dengan arah saling berlawanan di dalam
32 sebuah casing. Sumbu gigi dari rotor selalu membentuk 90
33 derajat terhadap sumbu gigi rotor lain. Jika rotor diputar dalam
34 arah panah, seperti pada gambar dibawah, maka fluida yang
35 terkurung antara casing dengan cuping akan dipindahkan dari
36 sisi inlet menuju sisi outlet.

37 Ciran melewati pompa lobus. Cuping mirip dengan
38 pompa eksternal dalam operasi dalam aliran cairan disekitar
39 bagian dalam casing. Kontak cuping dicegah oleh gigi eksternal
40 yang terletak di *gearbox*.

- 41 1. Lobus keluar dari mesh, mereka memperluas volume
42 disisi inlet pompa. Ciran mengalir ke dalam rongga dan
43 tertangkap oleh lobus ketika mereka berputar.
- 44 2. Ciran berjalan di sekitar bagian casing di kantonf antara
45 lobus – casing tidak lurus antara lobus.
- 46 3. Akhirnya, lubang lobus cairan terus mengalir malalui port
47 outlet dibawah tekanan.

48

49

50

51

52



53

Gambar 2.5 Prinsip Kerja Pompa Cuping

54

(Sumber : Manual Book Borger Lobe Pump)

55

2.4.3 Keuntungan dan Kerugian Pompa Cuping

56

Keuntungan Pompa Cuping :

57

1. Ukuran keseluruhan lebih kecil sehingga ringan

58

2. Aliran zat cair yang dihasilkan uniform/seragam

59

3. Dapat bekerja dengan putaran tinggi sehingga dapat dihubungkan dengan tenaga penggeraknya

60

61

4. Tekanan yang dihasilkan cukup tinggi

62

5. Dapat bekerja pada pengisapan kering

63

6. Dapat bekerja dengan berbagai posisi

64

7. Dapat dilalui cairan yang padat

65

8. Tidak ada kontak logam dengan logam

66

9. Debit tidak berdenyut

67

Kerugian Pompa Cuping :

68

a. Membutuhkan waktu gigi

69

b. Membutuhkan dua segel

70

c. Mengurangi angkat dengan cairan tipis

71

d. Bekerja tidak maksimal apabila digunakan untuk cairan yang bercampur zat padat

72

73

2.5 Kegunaan Pompa Cuping

74

Pompa cuping dapat digunakan untuk memompa cairan yang kental dan mengandung padatan. Pemilihan dua rotor cuping atau tiga rotor cuping didasarkan atas ukuran padatan yang terkandung dalam cairan, kekentalan cairan, dan kontinuitas aliran. Dua rotor cuping cocok digunakan untuk cairan kental, ukuran padatan yang relatif kasar dengan kontinuitas kecepatan aliran yang tidak halus.

81

Aplikasi pompa cuping dalam dunia industri antara lain :

82

1. Industri makanan : Coklat, Sirup, Saos, Selai, Kue, Agar – agar.

83

84

2. Produk harian : Susu, Yoghurt, Margarine, Minyak, Krim, Keju.

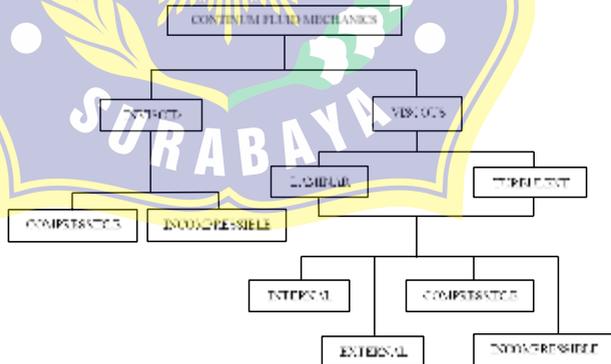
85

- 86 3. Industri Minuman : Bir, Anggur, Alcohol, Jus, Air
- 87 mineral, Ragi.
- 88 4. Industri kimia dan kertas : Asam, Alkali, Sabun, Cat,
- 89 Resin, Pelumas, Solvent, Lem, Latek.
- 90 5. Industri Farmasi : Serus, Pasta gigi, Vaksin, Antibiotic,
- 91 Lotion, Sampo, Sabun.
- 92 6. Industri Polimer
- 93 7. Industri Sabun dan Surfaktan
- 94 8. Industri cat dan pewarna
- 95 9. Industri karet dan perekat

96 **2.6 Jenis Aliran Fluida**

97 Karena sulitnya menganalisa partikel cairan secara
 98 mikroskopis, maka dilakukan pendekatan secara makroskopis
 99 dengan anggapan sudah cukup memadai, ini berarti kita
 100 harus mengansumsikan fluida yang “continum”, sebagai
 101 konsekuensinya bahwa seluruh properties fluida merupakan
 102 suatu fungsi dari kedudukan dan waktu.

103 Dengan adanya properties fluida ini, maka unjuk kerja
 104 pompa juga akan berpengaruh. Karena ada variasi dari bentuk
 105 aliran yang dihasilkan. Keberadaan bentuk aliran ini sangat
 106 menentukan di dalam perencanaan instalasi pompa.



114 Gambar 2.6 Klasifikasi Jenis Fluida

116 **2.6.1 Aliran Viscous**

117 Aliran viscous adalah jenis aliran fluida yang memiliki
118 kekentalan atau viscous ($\mu > 0$). Viskositas fluida sangat
119 berpengaruh saat fluida mengalir di suatu plat datar ataupun
120 pipa yang dapat menghasilkan tegangan geser di dinding
121 saluran tersebut.

122 **2.6.2 Aliran Laminar dan Turbulen**

123 Aliran suatu fluida dibedakan menjadi dua tipe, yaitu aliran
124 laminar dan aliran turbulen. Aliran dikatakan laminar bila
125 partikel-partikel fluida yang bergerak secara teratur mengikuti
126 lintasan yang sejajar pipa dan bergerak dengan kecepatan
127 yang sama. Aliran ini terjadi bila kecepatan kecil dan kekentalan
128 yang besar. Sedangkan aliran disebut turbulen bila tiap partikel
129 fluida bergerak mengikuti lintasan sembarang di sepanjang pipa
130 dan hanya gerakan rata-rata saja yang mengikuti sumbu pipa.
131 Aliran ini terjadi apabila kecepatan besar dan kekentalan fluida
132 yang kecil.

133 Kekentalan (viskositas) berpengaruh besar sehingga dapat
134 meredam gangguan yang mengakibatkan aliran menjadi
135 turbulen. Dengan berkurangnya kekentalan dan bertambahnya
136 kecepatan aliran maka daya redam terhadap gangguan akan
137 berkurang yang sampai pada batas tertentu akan
138 menyebabkan terjadinya perubahan aliran dari Laminar
139 menjadi Turbulen.

140 Koefisien gesekan untuk suatu pipa silindris merupakan
141 Bilangan Reynold (Re). Untuk menentukan tipe aliran apakah
142 laminar atau turbulen dapat digunakan rumus di bawah ini :

143
$$Re = \frac{\bar{v}.D}{\nu} \quad (2.1)$$

144 Dimana :

145 Re : Bilangan Reynold

- 146 \bar{v} : Kecepatan aliran *Fluida* (m/s)
147 D : Diameter dalam pipa (m)
148 ν : Viskositas kinematik zat cair (m²/s)

149 Bila : $Re \leq 2300$, aliran bersifat laminar

150 $2300 \leq Re \leq 4000$, aliran bersifat transisi

151 $Re \geq 4000$, aliran bersifat turbulen

152 Aliran transisi merupakan dimana aliran dapat bersifat
153 laminar atau turbulen tergantung dari kondisi pipa aliran.

154 2.6.3 Aliran Internal

155 Aliran internal adalah aliran dimana fluida yang mengalir
156 yang dibatasi oleh suatu batasan berupa benda solid, seperti
157 aliran yang berada di dalam pipa.

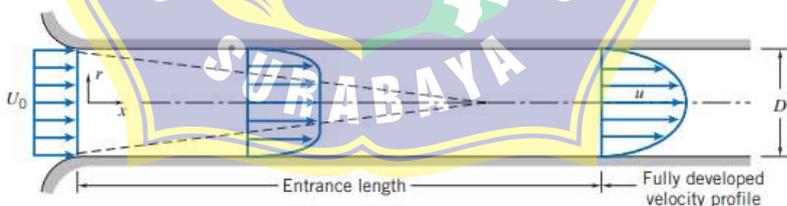
158 Aliran External adalah aliran yang tidak dibatasi oleh suatu
159 permukaan zat lainnya atau aliran yang melintasi suatu
160 permukaan benda seperti plat. Batasan kontrol volume yang
161 biasanya digunakan adalah hingga fluida yang melewati suatu
162 benda solid (padat).

163

164

165

166



167

168

Gambar 2.7 Profil kecepatan aliran memasuki pipa

169

170

171

Aliran yang masuk pada pipa adalah aliran uniform dengan kecepatan U_0 . Karena aliran merupakan aliran viscous, maka pada dindingnya terjadi lapisan batas (*boundary layer*).

172 Aliran viscous yang ada di dalam *boundary layer* tersebut
173 pengaruh viskositasnya relatif besar, sehingga profil
174 kecepatannya tidak uniform lagi.

175 Perubahan profil kecepatan dalam aliran ini memiliki
176 batas tertentu. Apabila *boundary layer* tersebut bertemu pada
177 satu titik, maka profil kecepatannya akan tetap. Aliran yang
178 telah berkembang penuh ini dinamakan aliran *fully developed*.
179 Jarak dari saat mula-mula aliran masuk sampai menjadi *fully*
180 *developed* disebut dengan *Entrance Length*. Kecepatan aliran
181 rata-rata yang terjadi adalah :

182 \bar{v} ini tentunya harus bernilai sama dengan U_0 . Jadi, nilai $\bar{v} =$
183 $U_0 = \text{Konstan}$. Panjang entrance length (L) untuk aliran laminar
184 merupakan fungsi bilangan reynold :

$$185 \quad \frac{L}{D} = 0,06 \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot D}{\mu} \quad (2.2)$$

186 Dimana :

$$187 \quad \bar{v} = \frac{Q}{A} \quad \text{Adalah kecepatan rata - rata .}$$

188 Karena laju aliran (flow rate)

$$189 \quad Q = A \cdot \bar{V} = A \cdot U_0, \text{ dimana } \bar{V} = U_0$$

190 Untuk aliran laminar dalam pipa $Re < 2300$, maka
191 entrance length (L) didapat :

$$192 \quad L = 0,06 Re \cdot D \leq (0,06)(2300) D = 138D$$

193 (*Ref Fox and McDonald, Introduction to fluid Mechanics*)

194 Sedangkan untuk aliran turbulen, karena boundary layer
195 muncul lebih cepat maka panjang entrance length akan
196 menjadi lebih pendek yaitu 25 sampai 40 kali diameter pipa.

197 **2.6.4 Aliran *Incompressible***

198 Aliran Inkompresibel adalah aliran yang melewati suatu
199 benda padat dan apabila terjadi perubahan temperatur yang
200 dapat berpengaruh pada density/ massa jenis (ρ), hal ini dapat
201 diabaikan karena perubahan *density* tidak berpengaruh secara
202 signifikan contoh adalah fluida cair ($\rho_1 = \rho_2$).

203 Untuk dapat membedakan jenis aliran *compressible* atau
204 *incompressible* tersebut, dapat dilakukan perhitungan dengan
205 menggunakan persamaan bilangan Mach (M).

206
$$M = \frac{\bar{v}}{c} \tag{2.3}$$

207

208 Dimana :

209 M : Bilangan Mach

210 \bar{v} : Kecepatan rata – rata aliran

211 c : Kecepatan rambat bunyi lokal

212 Sehingga untuk mach number $< 0,3$ adalah aliran
213 *Incompressible*. Sedangkan untuk Mach number $> 0,3$ adalah
214 aliran *compressible*.

215 **2.7 Hukum pertama Termodinamika**

216 Hukum pertama termodinamika menyatakan tentang
217 kekekalan energi. Persamaannya sebagai berikut :

218
$$(Q-W) - \left[\frac{dE}{dt} \right]_{\text{system}} \tag{2.4}$$

219 Dimana energi total :

220 $E_{\text{system}} = \int e \cdot dm = \int e \cdot \rho \cdot dV$ (2.5)

221 $M(\text{system}) \quad \forall(\text{system})$

222 Dengan nilai dari energi dalam adalah :

223 $e = u + \frac{\bar{v}^2}{2} + g \cdot z$ (2.6)

224 Besarnya kerja pada volume air dibagi menjadi empat
225 kelompok, yaitu :

226 $W = W_s + W_{\text{normal}} + W_{\text{shear}} + W_{\text{other}}$

227 Maka hukum pertama termodinamika menjadi :

228 $(Q - W_s - W_{\text{normal}} - W_{\text{shear}} - W_{\text{other}}) = \frac{\partial}{\partial t} \int e \cdot \rho \cdot dV + \int e \cdot \rho \cdot \bar{v} \cdot dA$

229 Dimana :

230 *W shaft* = kerja persatuan waktu yang diakibatkan oleh
231 tegangan poros

232 *W normal* = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh
233 tegangan normal

234 *W shear* = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh
235 tegangan geser

236 *W other* = kerja persatuan waktu yang ditimbulkan oleh
237 kelistrikan

238 **2.8 Tinggi – Tekan (Head)**

239 Head / tinggi tekan adalah ketinggian kolom fluida yang harus
240 dicapai fluida untuk memperoleh jumlah energi yang sama
241 dengan yang dikandung oleh satu satuan bobot fluida yang
242 sama. head ini ada dalam tiga bentuk, yaitu :

243 2.1 Head Potensial

244 Didasarkan pada ketinggian fluida di atas bidang datar. Jadi
245 suatu kolom fluida setinggi 1 meter mengandung jumlah energi
246 yang disebabkan oleh posisinya dan dikatakan fluida tersebut
247 memiliki head sebesar 2 meter kolom air (Z).

248 2.2 Head Kecepatan / Kinetik

249 Suatu ukuran energi kinetik yang dikandung satu satuan
250 bobot fluida yang disebabkan oleh kecepatan dan dinyatakan
251 dengan persamaan.

252
$$\frac{v^2}{2.g}$$

253 2.3 Head Tekanan

254 Energi yang dikandung fluida akibat tekanannya yang
255 dinyatakan dengan persamaan $\frac{P}{\gamma}$.

256 Energi mekanik total adalah fluida yang memiliki
257 kemampuan untuk melakukan kerja. Ketinggian (Z) yang
258 dimiliki aliran diukur dari bidang datar yang sudah ditentukan.
259 Berikut ini adalah gambar untuk tinggi tekan (Head) yang
260 dimiliki oleh suatu aliran :



Gambar 2.8 Metode Mengukur Head

(Sumber : Sularso 2000)

267 **2.9 Persamaan Bernoulli**

268 Persamaan ini didapat dari penurunan persamaan
269 Hukum Termodinamika I.

270

271

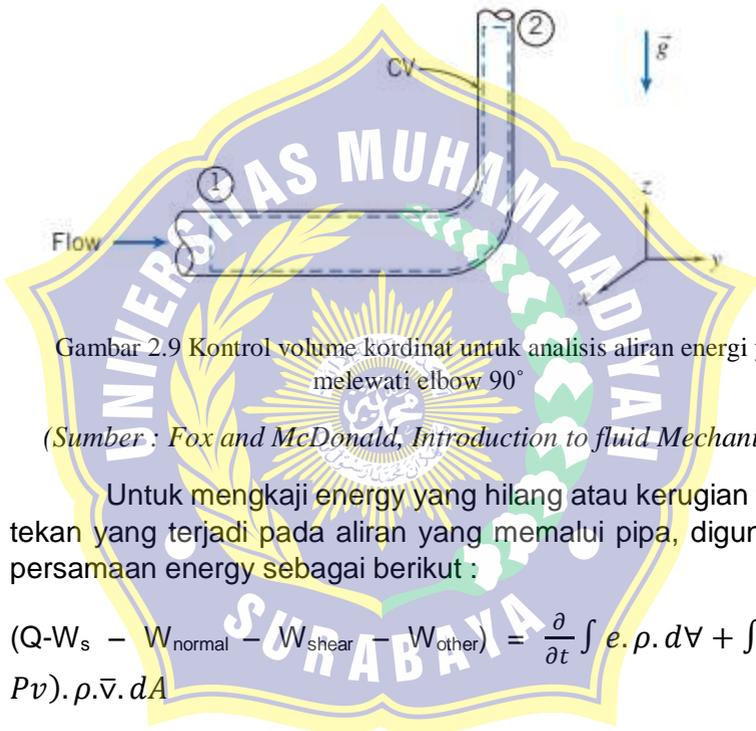
272

273

274

275

276



277 Gambar 2.9 Kontrol volume koordinat untuk analisis aliran energi yg
278 melewati elbow 90°

279 (Sumber : Fox and McDonald, Introduction to fluid Mechanics)

280 Untuk mengkaji energy yang hilang atau kerugian tinggi
281 tekan yang terjadi pada aliran yang memalui pipa, digunakan
282 persamaan energy sebagai berikut :

283
$$(Q - W_s - W_{normal} - W_{shear} - W_{other}) = \frac{\partial}{\partial t} \int e \cdot \rho \cdot dV + \int (e +$$

284 $Pv) \cdot \rho \cdot \vec{v} \cdot dA \tag{2.7}$

285 Dimana :

286
$$e = u + \frac{\vec{v}^2}{2} + g \cdot z \tag{2.8}$$

287 Dengan asumsi :

- 288 1. $W_s = 0, W_{other} = 0$

- 289 2. $W_{\text{shear}} = 0$ (meskipun terdapat tegangan geser pada
 290 dinding – dinding belokan, tetapi kecepatan pada
 291 dinding adalah nol)
- 292 3. *Steady Flow* ($\nabla = 0$)
- 293 4. *Incompressible*
- 294 5. Energi dalam dan tekanan pada tiap penampang
 295 *uniform*.

2.10 Head Efektif Instalasi Pompa

297 Merupakan besarnya head yang harus diatasi oleh
 298 pompa dari seluruh komponen yang ada, diantaranya adalah
 299 karena perbedaan tekanan, perbedaan kecepatan, perbedaan
 300 kerugian (kerugian mekanis, volumetris, dinamis dan kerugian
 301 listrik). Persamaan head instalasi sebagai berikut :

$$H_{\text{eff}} = \sum H_{\text{st}} + \sum \text{din}$$

$$H_{\text{eff}} = \frac{P_2 P_1}{\gamma} + (H_d - H_s) + \frac{\bar{v}_d^2 \bar{v}_s^2}{2.g} + \sum H_{\text{LT}} \quad (2.9)$$

302

303

304

305

306

307

308

309

310

311

312

313

314

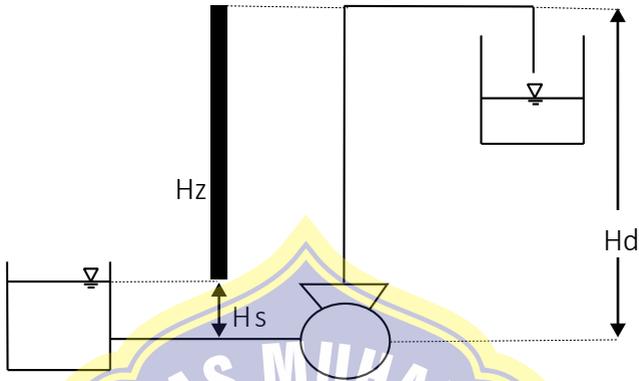
315

316

317

318

319



320

Gambar 2.10 Head Efektif Instalasi

321

322

323

2.10.1 Head Statis

324

325

326

Yaitu perbedaan tinggi permukaan fluida pada bagian hisap dengan bagian tekan. Head statis tidak dipengaruhi oleh debit, hanya pada perbedaan tekanan dan ketinggian.

327

$$\sum H_{st} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (H_d + H_s) \quad (2.11)$$

328

Dimana :

329

H_{st} : Head statis total (m)

330

P_1 : Tekanan pada kondisi suction (Pa)

331

P_2 : Tekanan pada kondisi discharge (Pa)

332

γ : berat jenis fluida ($\frac{N}{m^3}$)

333 H_d : Jarak / ketinggian disisi discharge (m)

334 H_s : Jarak / ketinggian disisi suction (m)

335 **2.10.2 Head Statis terdiri dari beberapa macam yaitu :**

336 1. Head Tekanan (*Pressure Head*)

337 Adalah energi yang terdapat di dalam fluida akibat
338 dari perbedaan tekanan antara discharge resevoar
339 dan *suction resevoar*.

340
$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} \quad (2.12)$$

341 Dimana :

342 H_p = Head stansi total (m)

343 P_1 = Tekanan pada kondisi suction (Pa)

344 P_2 = Tekanan pada kondisi discharge (Pa)

345 γ = berat jenis fluida ($\frac{N}{m^3}$)

346 **2.10.3 Head ketinggian (*Elevatio Head*)**

347 Yaitu perbedaan ketinggian dari permukaan fluida pada
348 sisi *dischrge resevoar* dan *suction resevoar* dengan
349 acuan garis dumbu tengah pompa.

350
$$H_z = H_d - H_s \quad (2.13)$$

351 Dimana :

352 H_z = Head elevasi (m)

353 H_d = Jarak / ketinggian sisi *discharge* (m)

354 H_s = Jarak / ketinggian sisi *suction* (m)

355 Terdapat 2 macam ketinggian head instalasi, yaitu :

356 **a. Suction Lift**

357 *Suction lift* adalah jarak vertikal dalam satuan feet atau
358 meter dari permukaan fluida yang harus dipompakan
359 terhadap garis sumbu tengah pompa. *Suction lift*
360 diperoleh mulai dari garis tengah sumbu pompa sampai
361 permukaan sumber suplai (*suction tank*). Gambar
362 dibawah ini adalah contoh instalasi *suction lift*. Nilai (H_d
363 $- H_s$) bernilai positif (+), karna permukaan zat pada sisi
364 hisap lebih rendah dari sumbu tengah pompa.



375

376

377

378

379

b. Suction Head

380

381

382

383

384

385

386

Suction head adalah jarak vertikal dalam satuan feet atau meter dari garis sumbu tengah pompa hingga ketinggian fluida yang dipompakan. *Suction head* diperoleh mulai dari permukaan sumber suplai yang berada di atas garis tengah sumbu pompa. Berikut adalah contoh instalasi *suction head*. Nilai ($H_d - H_s$) bernilai negatif (-), karena permukaan zat cair pada sisi hisap lebih tinggi dari sumbu tengah pompa.

387

388

389

390

391

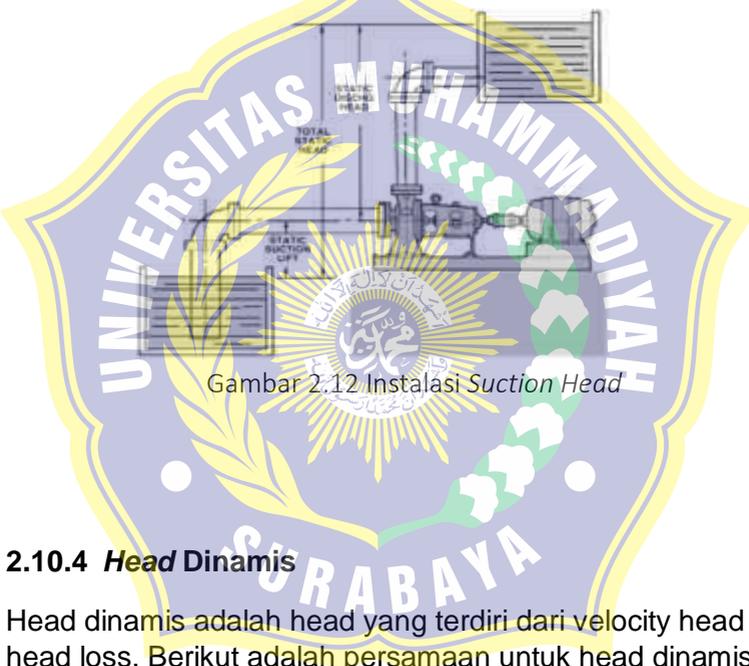
392

393

394

395

396



Gambar 2.12 Instalasi Suction Head

397

2.10.4 Head Dinamis

398

399

Head dinamis adalah head yang terdiri dari velocity head dan head loss. Berikut adalah persamaan untuk head dinamis sebagai berikut :

400

$$\sum H_{\text{din}} = \frac{\bar{v}_d^2}{2.g} + \sum H_{\text{LT}} \quad (2.14)$$

401

Dimana :

- 402 $\Sigma H_{din} = \text{Head dinamis (m)}$
- 403 $\Sigma H_{LT} = \text{Kerugian tinggi tekan (m)}$
- 404 $\bar{v}_d = \text{Kecepatan aliran discharge (m/s)}$
- 405 $\bar{v}_s = \text{Kecepatan aliran suction (m/s)}$
- 406 $g = \text{Percepatan gravitasi (9,81 m/s}^2\text{)}$

407 ➤ *Head* dinamis terdiri dari :

408 **1. Velocity Head**

409 Adalah head yang disebabkan karena adanya
 410 perbedaan kecepatan yang keluar dari *suction reservoir*
 411 dan masuk ke dalam *discharge reservoir*. *Velocity head*
 412 ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan
 413 sebagai berikut :

414
$$H_v = \frac{\bar{v}_d^2 - \bar{v}_s^2}{2 \cdot g} \quad (2.15)$$

415 Dimana :

- 416 ● $\bar{v}_d = \text{Kecepatan aliran discharge (m/s)}$
- 417 $\bar{v}_s = \text{Kecepatan aliran suction (m/s)}$
- 418 $g = \text{Percepatan gravitasi (9,81 m/s}^2\text{)}$

419 **2. Total Kerugian Tinggi Tekan (*Head Loss Total*)**

420 *Head Loss Total* (total kerugian tinggi tekan)
 421 merupakan jumlah suatu kerugian yang dialami aliran
 422 fluida selama bersirkulasi dimana kerugian itu tergantung
 423 pada geometri penampang saluran dan parameter –
 424 parameter fluida serta aliran itu sendiri. Kerugian tinggi
 425 tekan dapat dibedakan atas kerugian dalam pipa (*major*
 426 *losses*) dan kerugian pada perubahan geometri (*minor*

427 losses). Untuk persamaan total kerugian tinggi (*head*
428 *loss total*) adalah sebagai berikut :

429
$$\sum H_{LT} = \sum H_i + \sum I_m \quad (2.16)$$

430
$$\sum H_{LT} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} + K \times \frac{v^2}{2g}$$

431 **1. Head Los Mayor**

432 Kerugian aliran fluida yang disebabkan oleh
433 gesekan yang terjadi antara fluida dengan dinding
434 pipa atau perubahan kecepatan dialami oleh aliran
435 fluida.

436 Kerugian *head* akibat gesekan dapat dihitung
437 dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

438 Persamaan Darcy – Weisbach :

439
$$H_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad (2.17)$$

440 Dimana :

441 H_f = Kerugian head karena gesekan (m)

442 f = Faktor gesekan

443 D = Diameter pipa (m)

444 V = Kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

445 g = gravitasi bumi (9,81 m/s²)

446 Untuk aliran laminar, faktor gesekan dapat dinyatakan
447 dengan rumus sebagai berikut :

448

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.18)$$

449

450

Untuk aliran turbuln faktor gesekan dibedakan menjadi 2 macam yaitu :

451

452

- a. Untuk aliran pipa halus, hubungan antara bilangan reynold dengan faktor gesekan adalah :

453

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (2.19)$$

454

Untuk $3000 \leq Re \leq 10000$

455

456

- b. Untuk pipa kasar dan halus hubungan antara bilangan reynold dengan faktor gesekan adalah :

457

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2.0 \log \frac{e/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}$$

458

459

460

461

462

Untuk menggunakan persamaan ini dilakukan dengan menggunakan iterasi yang membuat harga f dapat lebih akurat. Adapaun cara lain untuk mempermudah mencari harga friction factor (f), dapat menggunakan moody diagram dengan fungsi reynold number (Re) dan e/D terhadap friction factor (f).

463

464

Persamaan Colebrook-white berlaku untuk seluruh kisaran aliran non laminar dalam diagram moody.

465

466

467

468

469

470

471

472

473

474

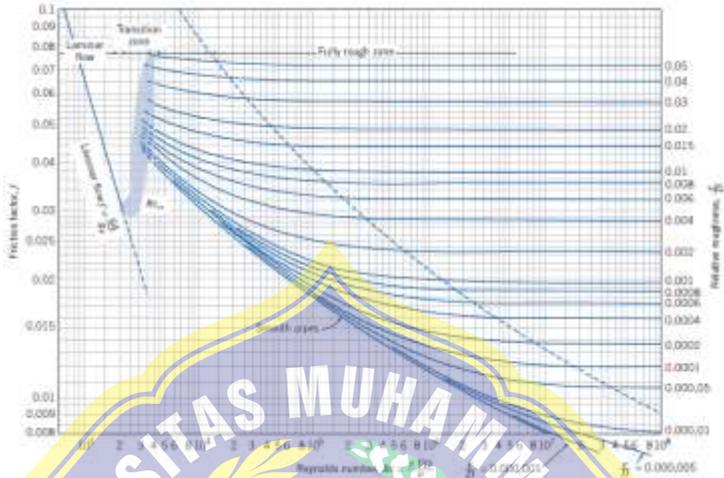
475

476

477

478

479



Gambar 2.13 Moody Diagram

480

2. Head Loss Minor

481

482

483

484

485

Selain kerugian head loss mayor, juga terdapat kerugian yg disebabkan karena kelengkungan pipa seperti belokan, siku, sambungan, katup dan lain sebagainya yang disebut dengan kerugian kecil (*Head Loss Minor*). Besar dari kerugian minor adalah sebagai berikut :

486

$$\sum H_{lm} = K \cdot \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (2.21)$$

487

Dimana :

488

\bar{v} = Kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

489

g = Gravitasi bumi (9,81 m/s)

490

K = Koefisien kerugian (*minor losses*) pipa

491 Dimana harga dapat dicari dengan menggunakan persamaan
492 sebagai berikut :

$$493 \quad K = f \cdot \frac{L_e}{D} \quad (2.22)$$

494 Atau bisa juga menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$495 \quad \sum H_{lm} = K \cdot \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (2.23)$$

496 **2.11 Net Positive Suction Head (NPSH)**

497 NPSH merupakan ukuran dari *head suction* terendah
498 yang memungkinkan bagi cairan untuk tidak mengalami kavitasi.
499 NPSH ini dipakai sebagai ukuran keamanan pompa terhadap
500 terjadinya kavitasi.

501 **2.11.1 Net Positive Suction Head Available (NPSH_A)**

502 NPSH_A merupakan NPSH yang tersedia pada instalasi
503 pompa yang besarnya dapat ditulis dengan :

$$504 \quad NPSH_A = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - h_s - \sum H_l^s \quad (2.24)$$

505 Dimana :

506 NPSH_A = Yang tersedia pada instalasi (m kolom minyak)

507 $\frac{P_a}{\gamma}$ = Tekanan absolut diatas permukaan cairan pada
508 *suction reservoir* (m kolom minyak)

509

510 $\frac{P_v}{\gamma}$ = Tekanan uap cairan yang dipompa pada temperatur
511 pemompaan (m kolom minyak)

512 $\sum H_l^S$ = Head hisap statis (m kolom minyak)
513 = Head loss pada pipa hisap (m kolom minyak)

514

515

516 **2.11.2 Net Positive Suction Head Required (NPSH_R)**

517 NPSH_R adalah NPSH yang disyaratkan pompa yang
518 bersangkutan supaya bekerja . NPSH_R ini ditentukan oleh
519 pabrik pembuat pompa tersebut yang besarnya tergantung dari
520 banyak faktor, antara lain yaitu : desain impellernya,
521 kecepatan putaran, sifat fluida yang dipompa. Agar pompa
522 dapat bekerja tanpa mengalami kavitasi, maka harus dipenuhi
523 persyaratan sebagai berikut :

524

$$NPSH_A > NPSH_R$$

525

526

527 **2.12 Kurva Karakteristik Pompa**

528 Karakteristik pompa adalah kurva yang menghubungkan
529 suatu performa dengan performa yang lainnya saat beroperasi.
530 Performa pompa yaitu head (H), kapasitas (Q), daya pompa
531 dan efisiensi (η). Secara umum karakteristik pompa terbagi
532 menjadi 3 yaitu :

533

534 **2.12.1 Karakteristik Utama**

535 Merupakan kurva karakteristik yang menunjukkan
536 hubungan head dan kapasitas dengan perubahan putaran –
537 putaran pompa yang dapat menyebabkan perubahan
538 kecepatan impeller. Berikut adalah grafik karakteristik utama :

539

540

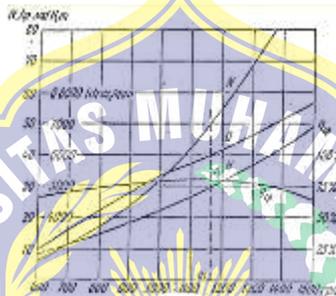
541

542

543

544

545



546

Gambar 2.14 Karakteristik Utama

547

(Sumber : Sularso 2000)

548 **2.12.2 Karakteristik Kerja**

549 Adalah kurva karakteristik yang diplot berdasarkan
550 kecepatan impeller yang konstan. Kurva ini divariasikan harga
551 kapasitasnya dengan membuka/menutup valve yang ada agar
552 bisa mendapatkan titik kerja yang optimal dengan kurva
553 kapasitas (Q) dari fungsi head.

554

555

556

557

558

559

560

561

562

563

564

565

566

567

568

569

570

571

572

573

574

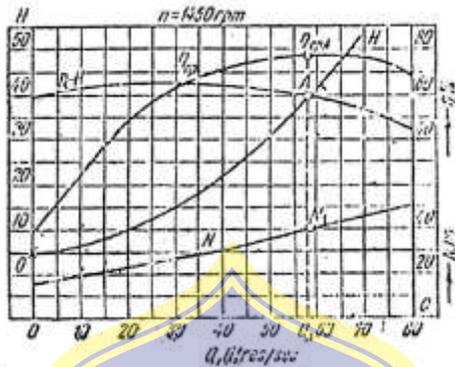
575

576

577

578

579



Gambar 2.15 Karakteristik Kerja

(Sumber : Sularso 2000)

2.12.3 Karakteristik Universal

Adalah kurva yang merupakan gabungan dari karakteristik utama dan karakteristik kerja. Kurva ini digunakan untuk menentukan parameter pompa untuk berbagai kondisi operasi.

580

581

582

583

584

585

586

587

588

589

590

591

592

593

594

595

596

597

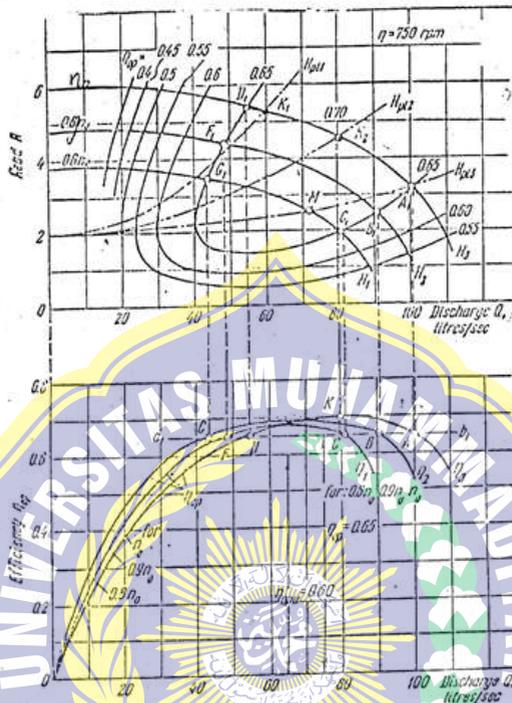
598

599

600

601

602



Gambar 2.16 Karakteristik Universal

(Sumber : Sularso 2000)

2.12.4 Titik Operasi Pompa

Titik operasi pompa adalah titik dimana menunjukkan kapasitas aliran pada head tertentu yang bekerja dengan performa yang baik. Titik operasi pompa ini ditentukan oleh potongan kurva sistem dengan kurva pompa yang ditunjukkan pada gambar berikut :

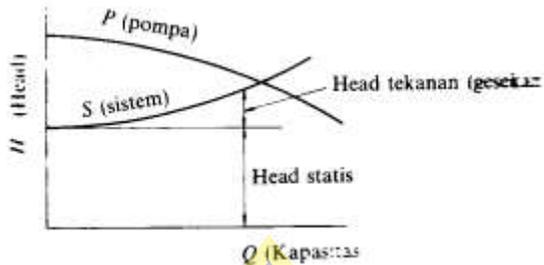
603

604

605

606

607



608

Gambar 2.17 Titik Operasi Pompa

609

(Sumber : Sularso 2000)

610

2.13 Pemilihan Pompa Berdasarkan Perhitungan Head dan Kapasitas

611

612

Dalam beberapa hal, untuk kapasitas dan head efektif pompa yang diperlukan terdapat lebih dari satu jenis pompa yang dapat dipilih seperti diagram dibawah ini :

613

614

615

616

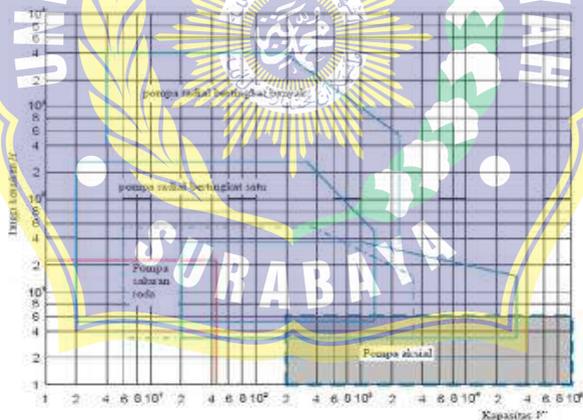
617

618

619

620

621



622

Gambar 2.18 Daerah Kerja Beberapa Jenis Konstruksi Pompa

623

(Sumber : Ir.Dakso Sriyono dan Prof.Ing. Fritz Dietzel 1993)

624

625 **2.14 Daya Penggerak**

626 **2.14.1 Daya Pompa / Daya Fluida (WHP)**

627 Daya fluida adalah energi yang diterima oleh fluida dari
628 pompa dengan menghasilkan perubahan energi tekanan dan
629 nantinya akan dapat dihitung dengan menggunakan
630 persamaan berikut :

631
$$WHP = \gamma \times Q_{act} \times H \quad (2.25)$$

632 Dimana :

633 WHP = Daya Pompa (watt)

634 γ = Berat spesifik fluida (N/m²)

635 Q_{act} = Kapasitas aktual pompa (m³/s)

636 H = Head pompa

637 **2.14.2 Daya Poros**

638 Daya poros adalah daya yang diperlukan untuk
639 menggerakkan sebuah pompa. Hal ini dapat dihitung dengan
640 menggunakan persamaan berikut :

641
$$P_{shaft} = \frac{WHP}{\eta_p} \quad (2.26)$$

642 Dimana :

643 P_{shaft} = Daya poros (watt)

644 WHP = Daya pompa / daya air (watt)

645 η_p = Efisiensi pompa (desimal)

646 Harga standart efisiensi pompa dituntukan pada gambar
647 dibawah ini. Efisiensi untuk pompa khusus harus diperoleh dari
648 pabrik pembuatnya.

649

650

651

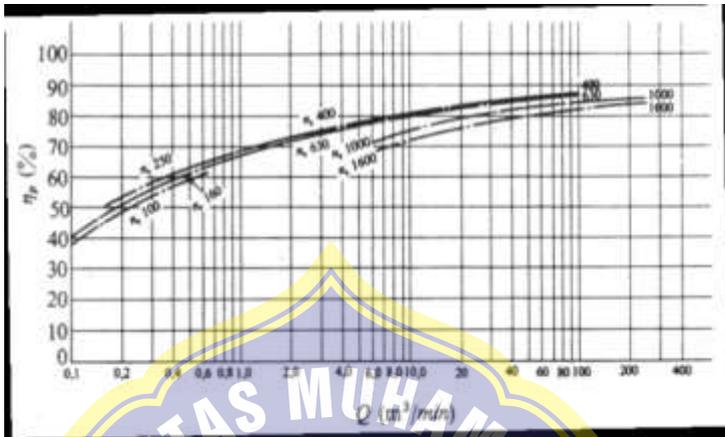
652

653

654

655

656



657

Gambar 2.19 Efisiensi standarta Pompa

658

(Sumber : Sularso 2000)

659

Tabel 2.1 Faktor Cadangan

Jenis Penggerak Mula	a
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

660

661

Tabel 2.2 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,9 – 0,93
Sabuk – V		0,95
Roda Gigi	Roda gigi lurus tingkat	0,92 – 0,95
	Roda gigi miring satu tingkat	0,95 – 0,98
	Roda gigi kerucut satu tingkat	0,92 – 0,96
	Roda gigi planiter satu tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

662

663

BAB III

664

METODOLOGI PENELITIAN

665

666

667

668

669

670

671

672

673

Adapun data tugas akhir ini dilaksanakan di workshop PT. OSCT Indonesia pada unit peralatan penanggulangan tumpahan minyak yang berada di komplek pergudangan Manyar Mas Karimun Gresik. Untuk mendapatkan pemahaman yang lebih jelas di lapangan tentang instalasi Pompa Cuping yang digunakan untuk memindahkan hasil tumpahan minyak yang sudah di kumpulkan oleh *skimmer* ke tempat penampungan atau tempat yang lebih aman, maka dilakukanlah studi literatur dan pengamatan langsung.

674

3.1 Data – Data Hasil Survey

675

676

677

678

679

680

681

Setelah dilakukan servey dilapangan di workshop PT. OSCT Indonesia mengenai instalasi pompa cuping untuk penanggulangan tumpahan minyak. Proses pengambilan data pada instalasi pompa cuping dilakukan dengan menggunakan peralatan dan alat ukur yang tersedia maupun peralatan yang nantinya digunakan untuk proses analisa dan perhitungan lebih lanjut. Adapun data – data yang diperoleh sebagai berikut :

682

3.1.1 Data Pompa

683

Merk : Borger

684

Type : AL75

685

Jenis Pompa : Self Priming Pump

686

Kapasitas : 22 m³/h

687

Daya Motor : 7,4 kW

688

689

690

3.1.2 Data Fluida

691

Tabel 3.1 Data Fluida

692

693

694

695

696

697

698

699

700

701

702

703

704

705

706

707

708

709

710

711

No	Parameter	Units	Limits		Test Method
			Min	Max	
1	Sulphur Content	mg/kg		500	ASTM D5453
2	Cetane Index	--	45.0		ASTM D4737
3	Density at 15°C	kg/mg ³	820	850	ASTM D4052 ASTM D1298
4	Distillation T95	°C		360	ASTM D86
5	Polyaromatic Hydrocarbon (PAHs)	% m/m		11	IP 391
6	Ash Content	% m/m		0.01	ASTM D482
7	Viscosity	mm ² /s	2.0	4.5	ASTM D445
8	Carbon residue (10% distillation residue)	% m/m		0.2	ASTM D4530
9	Water Content	mg/kg		200	ASTM D6304
10	Total Contamination	mg/kg		24	EN 12662
11	Conductivity at Ambient Temperature	pS/m	50.0		ASTM D2624
12	Oxidation Stability	mg/L		25	ASTM D2274
13	Colour	Rating		2.0	ASTM D1500
14	Copper Strip Corrosion (3 Hours at 50°C)	Rating		Class 1	ASTM D130
15	Flash Point	°C	61.5		ASTM D93
16	Filter Blocking Tendency	Rating		2.0	ASTM D93
17	Fatty Acid Methyl Ester (FAME)	% v/v		5.0	EN 14078
18	Lubricity	mm		0.46	IP 450

712 Diameter hose pada kondisi di lapangan :

713 • Diameter *hose suction* : 2 inch

714 • Diameter *hose discharge* : 2 inch

715 Panjang pipa pada kondisi di lapangan :

716 • Panjang *hose suction* : 10 m

717 • Panjang *hose discharge* : 10 m

718 • Bahan *hose Suction* : PVC

719 • Bahan *hose discharge* : PVC

720 **3.2 Studi Literatur**

721 a) Penentuan tema awal Tugas Akhir mengenai
722 “Perencanaan Ulang Pompa Cuping untuk peralatan
723 penanggulangan tumpahan minyak di PT. OSCT
724 Indonesia.

725 b) Pengajuan tema dan permohonan persetujuan kepada
726 dosen pembimbing Tugas Akhir.

727 c) Memenuhi prosedur pengambilan data yang telah di
728 tetapkan oleh perusahaan.

729 **3.3 Pengambilan Data**

730 Pengambilan data dilakukan berdasarkan pada data –
731 data yang diperlukan dalam analisa perencanaan instalasi.

732 Kegiatan diatas meliputi :

733 a) Studi Literatur

734 Dalam studi literatur ini dipelajari dari buku – buku yang menjadi
735 referensi dalam perencanaan instalasi pomp, baik yang ada di
736 perusahaan ataupun literatur dari mata kuliah yang
737 berhubungan dengan tujuan pengambilan Tugas Akhir ini.

738 b) Studi Lapangan

739 Kegiatan ini dimaksudkan untuk mengetahui kondisi instalasi
740 serta jenis peralatan yang dipergunakan. Dengan didampingi
741 pembimbing lapangan, diharapkan ada komunikasi dua arah
742 yang dapat memberikan gambaran secara jelas data – data
743 yang kita perlukan untuk melakukan analisa perhitungan.

744 **3.4 Perhitungan**

745 Dalam menyelesaikan pengerjaan laporan Tugas Akhir
746 ini dilakukan perhitungan – perhitungan diantaranya
747 perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V) pada masing –
748 masing instalasi pompa, head instalasi pompa (*Headloss mayor*
749 (H_l) dan *Headloss minor* (H_{lm}), *Net positive Suction Head*
750 *Available* ($NPSH_A$), putaran spesifik pompa (n_s) serta daya
751 pompa yang dibutuhkan dengan menggunakan data yang
752 diperoleh dari perusahaan. Perhitungan pada tugas akhir ini
753 dilakukan secara manual dan dengan software *Pipe Flow*
754 *Expert*.

755 **3.5 Pemilihan Pompa**

756 Pemilihan pompa dilakukan setelah mendapatkan hasil
757 perhitungan kapasitas (Q), kecepatan aliran (V), head efektif
758 instalasi (H_{eff}), daya pompa dan efisiensi (η).

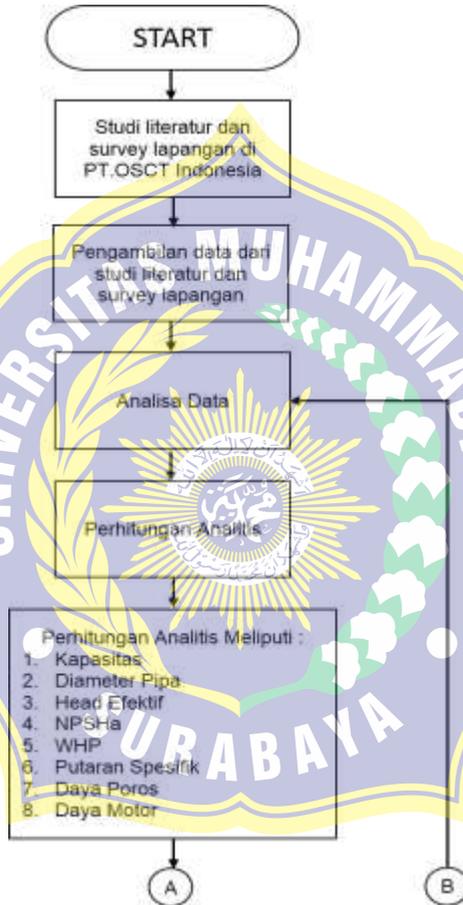
759 **3.6 Kesimpulan**

760 Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari perhitungan.

761 Catatan : data – data lain yang tidak diketahui dan berhubungan
762 dengan analisa perhitungan instalasi pompa dapat dicari pada
763 tabel, lampiran – lampiran, dan buku referensi yang
764 mendukung.

765 **3.7 Diagram Aliran**

766 Adapun langkah – langkah penulisan Tugas Akhir ini
767 dapat dilihat pada gambar berikut :

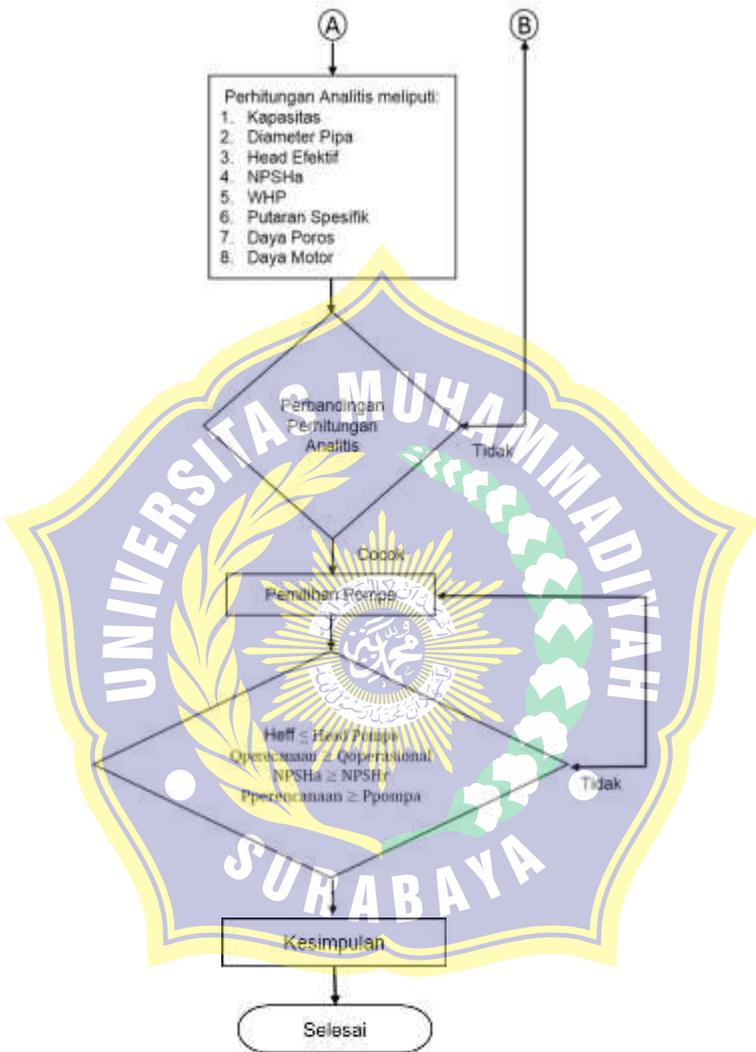


785

786

787

788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808



Gambar : 3.1 Diagram Aliran

809

BAB IV

810

PEMBAHASAN

811

812

813

814

815

816

Pada bab berikut ini akan menjelaskan tentang perhitungan dan perencanaan ulang mengenai sistem instalasi pompa cuping untuk peralatan penanggulangan tumpahan minyak di PT. OSCT Indonesia. Fluida yg di pilih untuk proses perhitungan dan perencanaan ulang pompa cuping ini adalah HSD (High Speed Diesel) atau biasa disebut dengan solar.

817

4.1 Perencanaan Instalasi Pompa Pada Unit Powerpack

818

819

820

821

822

823

824

825

826

827

828

829

830

831

832

833

834

835

836

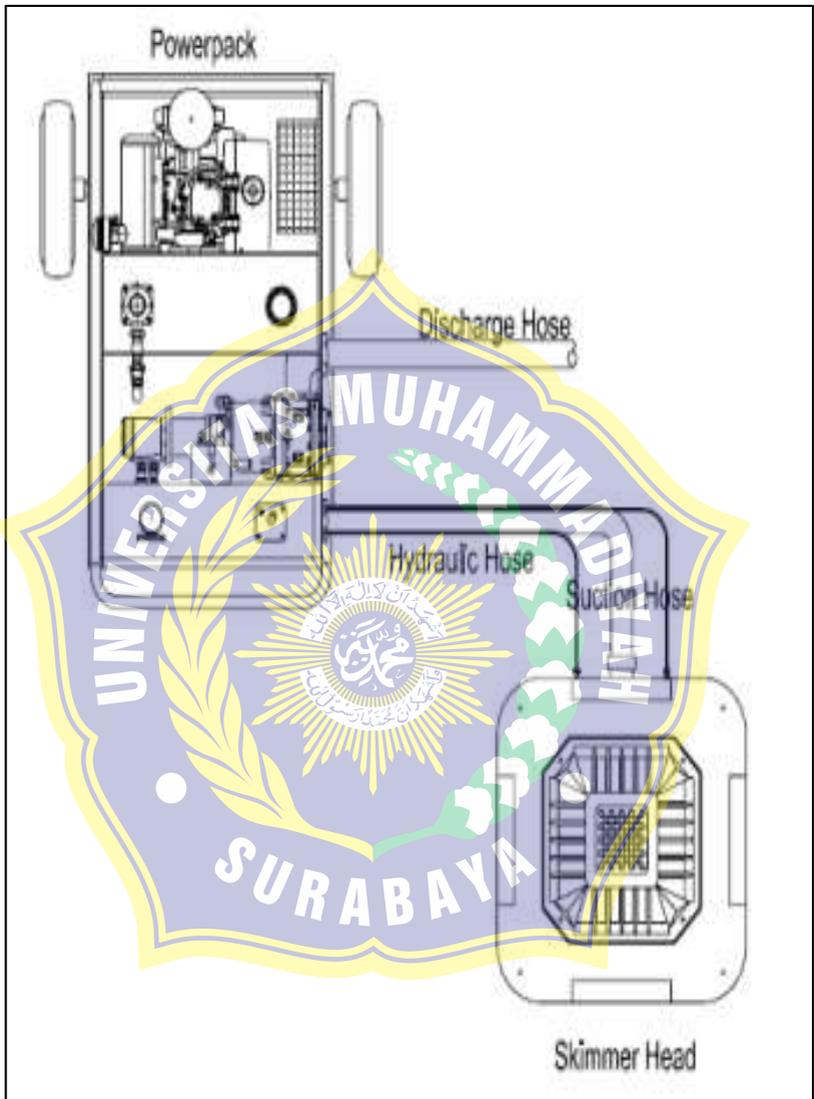
Perencanaan instalasi Pompa Cuping yang di instal pada unit powerpack mk-10 (peralatan penanggulangan tumpahan minyak) nantinya akan digunakan untuk memindahkan fluida cair (tumpahan minyak) yg telah di kumpulkan oleh *skimmer head* dan akan dipindahkan ke tempat penampungan sementara atau tangki pembuangan. Pompa cuping ini di gerakkan oleh motor hidrolik dan untuk kecepatan pompa di kontrol menggunakan *flow control valve*. Pada instalasi unit *powerpack* ini ada beberapa komponen utama yaitu terdiri dari mesin diesel merk yanmar yg berkapasitas 10 HP yang berfungsi untuk memutar atau menjalankan pompa hidrolik, tangki hidrolik, pompa hidrolik, motor hidrolik, pompa cuping. Pompa cuping ini di rancang untuk peralatan penanggulangan tumpahan minyak khusus di tepi pantai, sungai dan dermaga, maka dari itu dipilihlah pompa cuping karena pompa cuping memiliki dimensi yg kecil dan kemampuan hisap yang sangat bagus untuk fluida kental yang memiliki viskositas tinggi serta serta mempunyai kapsitas pompa yang lumayan tinggi yaitu sekitar 22 m³/jam.

837

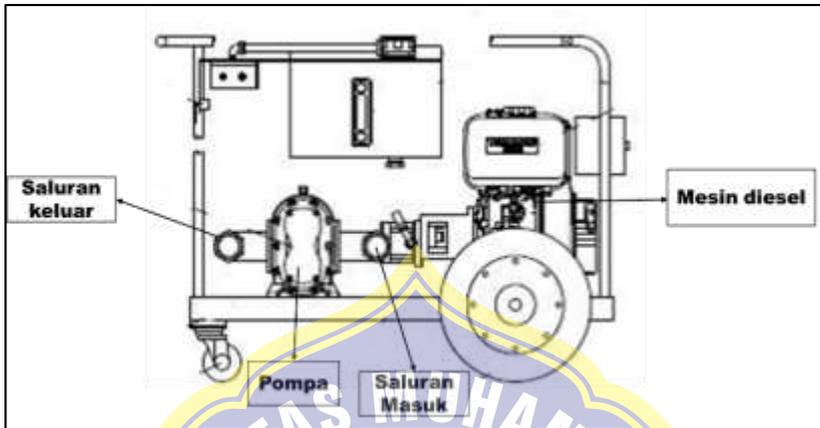
838

839

840
841
842
843
844
845
846
847
848
849
850
851
852
853
854
855
856
857
858
859
860



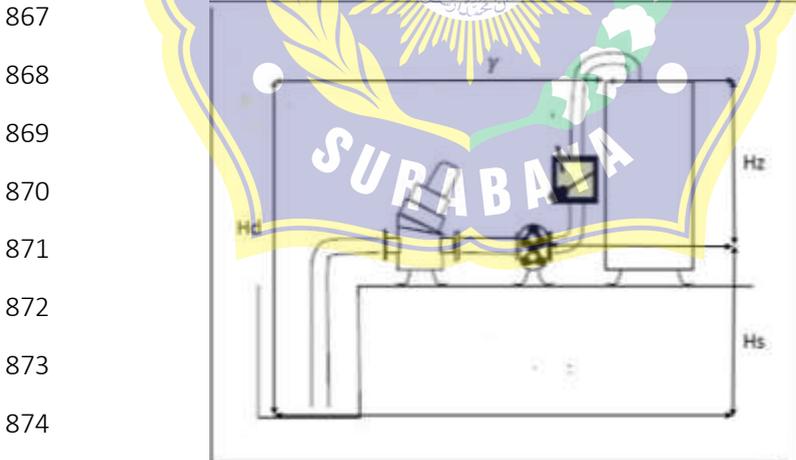
Gambar 4.1 Instalasi powerpack MK-10 dengan Skimmer



861 Gambar 4.2 Instalasi pompa pada unit powerpack

862 **4.2 Perhitungan Head Efektif Instalasi Pompa**

863 Head efektif instalasi adalah Head yang harus diatasi
 864 pompa dan seluruh komponen – komponen yang telah di dapat
 865 dan diperhitungkan tersebut. Adapun Head efektif instalasi
 866 meliputi *Head statis* dan *Head dinamis*.



875 Gambar 4.3 Skema suction head pompa

876 **4.2.1 Perhitungan Kecepatan Aliran Pada Pipa *Suction***

877 Diketahui :

878 Kapasitas operasi diketahui sebesar 22 m³/jam.

879 Bahan : PVC 2 inch

880
$$Q = 22 \frac{m^3}{1 \text{ jam}} \times \text{bhl} \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}} = 0,006 \frac{m^3}{s}$$

881
$$D_{\text{inside}} = 0,0508 \text{ m}$$

882 Sehingga untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa
883 menggunakan rumus :

884
$$V = \frac{2Q}{\pi D^2}$$

885
$$V = \frac{2 \cdot 0,006 \frac{m^3}{s}}{\pi (0,0508 \text{ m})^2 \frac{m}{s}} = 3,02 \frac{m}{s}$$

886 **4.2.2 Perhitungan Kecepatan Aliran Pada Pipa *Discharge***

887 Diketahui :

888 Kapasitas operasi diketahui sebesar 22 m³/jam.

889 Bahan : PVC 2 inch

890
$$Q = 22 \frac{m^3}{1 \text{ jam}} \times \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}} = 0,006 \frac{m^3}{s}$$

891
$$D_{\text{inside}} = 0,0508 \text{ m}$$

892 Sehingga untuk menghitung kecepatan aliran pada pipa
893 menggunakan rumus :

894

$$V = \frac{2Q}{\pi D^2}$$

895

$$V = \frac{2 \cdot 0,006 \frac{m^3}{s}}{\pi (0,0508m)^2 \frac{m}{s}} = 3,02 \frac{m}{s}$$

896

897

898

Dari hasil perhitungan kecepatan aliran diatas besar kecepatan aliran pada pipa *suction* dan *discharge* besar kecepatan alirannya sama yaitu sebesar 3,02 m/s.

899

4.2.3 Perhitungan Head Statis

900

901

Untuk mengetahui nilai dari head statis yaitu menggunakan persamaan seperti berikut ini :

902

$$H_{\text{statis}} = H_d - H_s$$

903

Dimana :

904

H_s = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *suction* (m)

905

906

H_d (m) = Ketinggian permukaan fluida pada sisi *discharge*

907

Maka besarnya head statis adalah :

908

$$H_{\text{statis}} = -7,5 \text{ m} - 1,5 \text{ m}$$

909

$$H_{\text{statis}} = 9 \text{ m}$$

910

4.2.4 Perhitungan Head Dinamis

911

912

Untuk mengetahui nilai dari head dinamis yaitu menggunakan persamaan seperti berikut ini :

913

$$H_{\text{dinamis}} = \frac{V_{dr}^2 V_{sr}^2}{2 \cdot g} + \sum H_{LT}$$

914 Dimana :

915 V_{dr} = Kecepatan pada permukaan discharge reservoir
916 (m/s)

917 V_{sr} = Kecepatan pada permukaan suction reservoir (m/s)

918 ΣH_{LT} = Kerugian pada permukaan sepanjang pipa lurus dan
919 adanya aksesoris (m)

920 **4.2.5 Perhitungan Head Loss Total Suction**

921 Head losses total pada instalasi terdiri dari Head Losses
922 Mayor dan Head Losses Minor.

923
$$\Sigma H_{LT} = H_L + H_{LM}$$

924 **4.2.5.1 Head Loss Mayor Pipa Suction**

925 Head Loss Mayor didefinisikan sebagai seluruh kerugian
926 energi yang timbul akibat adanya gesekan aliran fluida pada
927 dinding saluran/pipa yang lurus dan berpenampang konstan.
928 Besarnya mayor losses dapat dicari dengan menggunakan
929 rumus sebagai berikut ini :

930
$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

931 Dimana :

932 f = Koefisien gesek

933 L = Panjang pipa lurus (m)

934 D = Diameter pipa (m)

935 V_s = Kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

936 g = Percepatan gravitasi (m/s²)

937 Data yang diketahui adalah sebagai berikut :

938 $L_{\text{suction}} = 10 \text{ m}$
 939 $D_{\text{inside}} = 2 \text{ inch} = 0,0508 \text{ m}$
 940 $V_s = 3,02 \text{ m/s}$
 941 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

942 Harga faktor gesekan (f) berbeda untuk setiap type aliran, yaitu
 943 aliran Laminar dan Turbulent. Berdasarkan dari diagram
 944 kekerasan relatif pipa, untuk bahan pipa PVC dengan diameter
 945 pipa $D = 5,08 \text{ cm}$ didapat kekerasan relatif pipa $e/D = 0,005$.

946 Angka Reynold (Re) dapat dihitung sebagai berikut :

947
$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{\left(890 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(3,02 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0,0508 \text{m})}{10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 1365402$$

948 Ternyata $Re > 2300$, berarti aliran turbulent.

949 Berdasarkan dari diagram moody untuk $e/D = 0,005$ dan
 950 $Re = 1365402$ didapat faktor gesek, $f = 0,03$ sehingga, untuk
 951 menghitung besar *head loss mayor* pada pipa *suction* adalah
 952 sebagai berikut :

953
$$H_{L_{\text{suction}}} = (0,03) \left(\frac{10}{0,0508} \right) \left(\frac{(3,02 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \times (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})} \right) = 2,74519 \text{ m}$$

954 **4.2.5.2 Head Loss Mayor Pipa Discharge**

955 Untuk mencari besar *Loss Mayor* pada pipa discharge
 956 menggunakan persamaan yang sama seperti pada pipa
 957 *suction*, karena ukuran dan jenis pipa suction dan discharge
 958 sama, maka untuk besar head loss pada pipa discharge adalah
 959 besarnya sama yaitu 2,74519 m.

960
$$H_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V_s^2}{2g}$$

961

Dimana :

962

f = Koefisien gesek

963

L = Panjang pipa lurus (m)

964

D = Diameter pipa (m)

965

V_s = Kecepatan aliran fluida pada pipa suction (m/s)

966

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

967

Data yang diketahui adalah sebagai berikut :

968

$L_{\text{discharge}}$ = 10 m

969

D_{inside} = 2 inch = 0,0508 m

970

V_s = 3,02 m/s

971

g = 9,81 m/s^2

972

973 Berdasarkan dari diagram moody (lampiran) untuk e/D
974 = 0,005 dan $Re = 1365402$ didapat faktor gesek, $f = 0,03$
975 sehingga, untuk menghitung besar *head loss mayor* pada pipa
976 *suction* adalah sebagai berikut :

976

$$H_{L\text{suction}} = (0,03) \left(\frac{10}{0,0508} \right) \left(\frac{(3,02 \frac{m}{s})^2}{2 \times (9,81 \frac{m}{s^2})} \right) = 2,74519 \text{ m}$$

977

4.2.5.3 Head Loss Minor pipa suction

978

979

980

981

982

983

Head loss minor adalah kerugian gesek yang ditimbulkan karena adanya aksesoris disepanjang instalasi pipa. Untuk harga K pada masing- masing aksesoris diperoleh dari tabel Harga koefisien kerugian head. Pada instalasi pompa di unit powerpack mk-10 hanya terdapat 1 aksesoris yaitu elbow reguler 90° flanged.

984

985

a). Kerugian head pada elbow reguler 90° flanged ukuran 2 inch dengan harga $K = 0,3$, sebanyak 1 buah, maka :

986
$$H_{\text{elbow}90} = K \cdot \frac{V_s^2}{2g} = 1 \times 0,3 \times \frac{(3,02_s^m)^2}{2 \cdot (9,81_s^m/s^2)} = \mathbf{0,140381 \text{ m}}$$

987 **4.2.5.4 Head Loss Minor Pipa Discharge**

988 a). Kerugian head pada elbow reguler 90° flanged ukuran 2 inch
 989 dengan harga K = 0,3, sebanyak 1 buah, maka :

990
$$H_{\text{elbow}90} = K \cdot \frac{V_s^2}{2g} = 1 \times 0,3 \times \frac{(3,02_s^m)^2}{2 \cdot (9,81_s^m/s^2)} = \mathbf{0,140381 \text{ m}}$$

991 Setelah melakukan langkah perhitungan Head dinamis
 992 dengan menghitung head loss mayor dan head loss minor
 993 seperti perhitungan diatas, maka hasil perhitungan head loss
 994 setiap section akan diatbelkan seperti berikut ini :

995 **Tabel 4.1 Perhitungan Head Loss**

Section	H _L (m)	H _{Lm} (m)	H _{LT} (m)
Suction	2,74519	0,140381	2,885571
Discharge	2,74519	0,140381	2,885571
Jumlah	5,49038	0,280762	5,771142
		ΣH _{LT}	

996

997 Dengan diketahui data hasil perhitungan berupa *Head Statis*
 998 dan *Head Dinamis* maka :

999
$$H_{\text{dinamis}} = \frac{V_{dr}^2 V_{sr}^2}{2 \cdot g} + \Sigma H_{LT}$$

1000
$$= \frac{(0_s^m)^2 - (0_s^m)^2}{2 \times (9,81_s^m/s^2)} + 5,771142$$

1001 $= 0 \text{ m} + 5,771142 \text{ m}$

1002 $= 5,771142 \text{ m}$

1003 **4.2.6 Head Efektif Instalasi Pompa**

1004 Untuk besar head efektif instalasi adalah sebagai berikut :

1005 $H_{\text{eff}} = H_{\text{statis}} + H_{\text{Dinamis}}$

1006 $= 6 + 5,771142$

1007 $= 11,771142 \text{ m} \times 1,25$

1008 $= 14,713 \text{ m}$

1009

1010 **4.3 Perhitungan Daya Penggerak**

1011 **4.3.1 Daya Fluida / Water Horse Power (WHP)**

1012 Energi yang diterima oleh fluida dari pompa dengan
1013 menghasilkan perubahan energi tekanan dan dapat dihitung
1014 dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

1015
$$WHP = \frac{\gamma \times Q \times H}{746}$$

1016 Dimana :

1017 $WHP = \text{Daya Fluida (HP)}$

1018 $\gamma = \text{Berat fluida persatuan volume (N/m}^3\text{)}$

1019 $Q = \text{Kapasitas yang direncanakan (m}^3\text{/s)}$

1020 $H = \text{Head efektif instalasi (m)}$

1021 Data yang sudah diperoleh dari perhitungan diatas adalah sebagai
1022 berikut :

1023
$$Q = 22 \frac{m^3}{1 \text{ jam}} \times \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ s}} = 0,006 \frac{m^3}{s}$$

1024
$$\gamma = \rho \cdot g = 890 \frac{kg}{m^3} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

1025
$$= 8730,9 \frac{N}{m^3} \quad 8,7309 \frac{N}{m^3}$$

1026
$$H_{\text{eff}} = 14,713 \text{ m}$$

1027 Sehingga untuk besar WHP bisa dihitung sebagai berikut :

1028
$$\text{WHP} = \frac{\gamma \times Q \times H}{746}$$

1029
$$= \frac{8,731 \frac{N}{m^3} \times 0,006 \frac{m^3}{s} \times 14,713 \text{ m}}{746}$$

1030
$$= 0,002 \text{ HP}$$

1031 **4.3.2 Perhitungan Daya Poros (P_{shaft})**

1032 Daya poros adalah daya yang digunakan untuk
 1033 menggerakkan pompa ditambah kerugian di dalam
 1034 pompa, yang besarnya dapat dihitung seperti berikut ini :

1035
$$P_{\text{Shaft}} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

1036 Besarnya nilai efisiensi pompa didapat dengan melakukan
 1037 plotting nilai putaran spesifik (n_s) dengan nilai kapasitas (Q).
 1038 Untuk mendapatkan nilai n_s , dapat menggunakan persamaan
 1039 seperti dibawah ini :

1040
$$N_s = n \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

1041 Diketahui :

1042
$$n = 3600 \text{ rpm}$$

1043
$$Q = 0,006 \frac{m^3}{s} \times 60 \frac{s}{min}$$

1044
$$= 0,36 \frac{m^3}{min}$$

1045
$$H_{eff} = 14,7139275 \text{ m}$$

1046
$$n_s = 3600 \text{ rpm} \frac{\sqrt{Q}}{H_{eff}^{3/4}}$$

1047
$$n_s = 3600 \text{ rpm} \frac{\sqrt{0,36 \frac{m^3}{min}}}{(14,7139275 \text{ m})^{3/4}}$$

1048
$$n_s = 96,029 \text{ rpm}$$

1049 Dari grafik hubungan antara kapasitas dan efisiensi , untuk
 1050 efisiensi standart pompa untuk konsisi $n_s = 96,029 \text{ rpm}$ dan Q
 1051 $= 0,36 \text{ m}^3/\text{min}$, maka efisiensi standart pompa η_p diambil 52%
 1052 sehingga perhitungannya seperti berikut :

1053
$$P_{Shaft} = \frac{WHP}{\eta_p}$$

1054
$$P_{Shaft} = \frac{0,02 \text{ HP}}{0,52}$$

1055 $P_{\text{shaft}} = 0,004 \text{ HP}$

1056 **4.3.3 Daya Nominal Penggerak**

1057

$$1058 \quad P_m = \frac{P(1+a)}{\eta_t}$$

1059 Dimana :

1060 P_m = Daya nominal Penggerak (HP)

1061 a = Faktor cadangan (HP)

1062 η_t = Efisiensi transmisi

1063 Daya nominal harus ditentukan untuk daya poros pompa
1064 maksimum (P_{shaft}) dalam kerja normal. Karakteristik kerja dari
1065 sebuah pompa yaitu bervariasi. (Sularso, Pompa dan
1066 Kompresor 2000).

1067

1068 **Tabel 4.2 Faktor Cadangan**

Jenis Penggerak	a
Motor Induksi	0,1 – 0,2
Motor Bakar Kecil	0,15 – 0,25
Motor Bakar Besar	0,1 – 0,2

1069

1070

1071

1072

1073

Tabel 4.3 Efisiensi Transmisi

Jenis Transmisi		η_t
Sabuk Rata		0,92 – 0,93
Sabuk V		0,95
Roda Gigi	Roda Gigi Lurus Satu Tingkat	0,92 – 0,95
	Roda Gigi Miring Satu Tingkat	0,95 – 0,98
	Roda Gigi Kerucut Satu Tingkat	0,92 – 0,96
	Roda Gigi Planiter Satu Tingkat	0,95 – 0,98
Kopling Hidrolik		0,95 – 0,97

1074

1075 Data yang diketahui :

1076 $P_{\text{shaft}} = 0,004 \text{ HP}$

1077 $a = 0,25$

1078 $\eta_t = 1$

1079 Sehingga berdasarkan data dari tabel diatas, untuk daya
1080 nominal penggerak dapat di ketahui dengan menggunakan
1081 seperti berikut ini :

1082
$$P_m = \frac{P(1+a)}{\eta_t} = \frac{0,004 \text{ HP} \times (1+0,25)}{0,97} = 1,911 \text{ HP}$$

1083 **4.4 Hasil Pengujian Pompa**

1084 Setelah melakukan analisa dan perhitungan diatas,
1085 maka dilakukan pengujian dengan menambahkan oli P220
1086 kedalam air yang akan digunakan untuk pengujian kurang lebih
1087 sebanyak 209 liter untuk mengetahui kapasitas pompa yang
1088 mendekati dengan perhitungan diatas, berikut adalah data hasil
1089 dari pengujian pompa cuping.

1090 **4.4.1 Peralatan Pengujian**

1091 Adapun peralatan – peralatan yang dipakai untuk
1092 pengujian pompa cuping adalah sebagai berikut:

- 1093 1. Unit Powerpack (include mesinyanmar AL75, Pompa
1094 Cuping, Pompa hidrolik, Motor hidrolik, dan Kontrol
1095 valve).
- 1096 2. IBC Tank cap.1000 Liter
- 1097 3. Selang hisap dan 56 @10 Meter
- 1098 4. Tachometer
- 1099 5. Thermometer
- 1100 6. Oil P220

1101 **4.4.2 Hasil Pengujian Kapasitas**

1102 Pengujian dilakukan dengan cara memompa solar yang
1103 berada di tempat tumpahan dimasukkan kedalam temporary
1104 storrage tank. Pengukuran volume dapat dilihat pada skala
1105 yang ada pada tangki. Dari hasil pengujian volume dan waktu
1106 ini diperoleh besarnya kapasitas. Hasil pengujian dapat dilihat
1107 pada tabel dibawah ini :

1108

1109

1110

1111

1112

1113

1114

Tabel 4.4 Hasil Pengujian Pompa

Volume (Liter)	Waktu (Detik)	Kapasitas (Liter/detik)	Kapasitas (Liter/menit)
100	33	3	180
100	27	3,7	222
97,5	35	2,7	162
96,25	33	2,9	174
93,75	33	2,8	168
Rata - rata		3,02	181,2

1115

1116 Dari data hasil pengujian diatas, maka diambil kapasitas rata –
1117 rata adalah 181,2 liter/menit.

1118

1119

1120

1121

1122

1123

1124

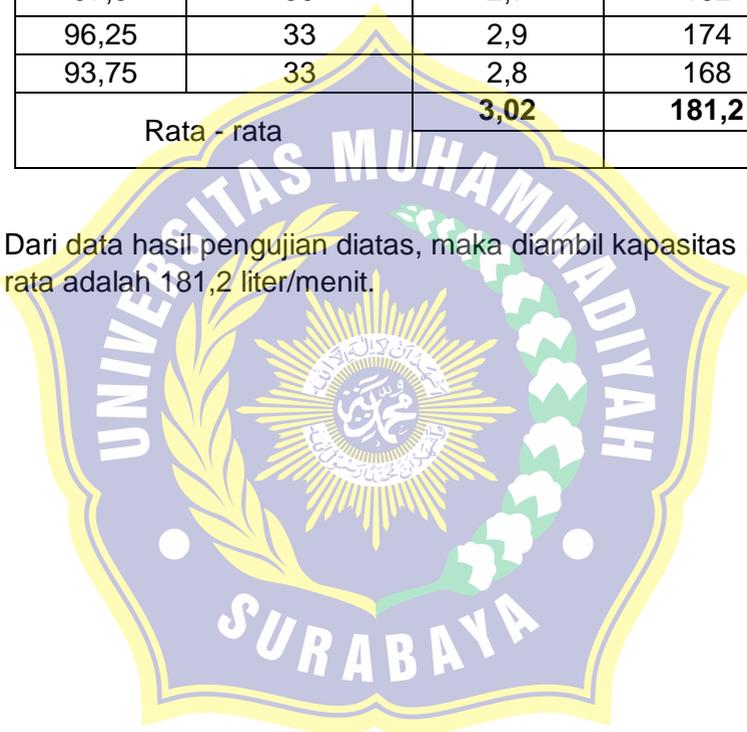
1125

1126

1127

1128

1129



1130

1131

1132

1133

1134

1135

1136

1137

1138

1139

1140

1141

1142

1143

1144

1145

1146

1147

1148

1149

1150



Gambar 4.4 Pengetesan Pompa

1151
1152
1153
1154
1155
1156
1157
1158
1159
1160
1161
1162
1163
1164
1165
1166
1167
1168
1169



BAB V

KESIMPULAN

Pada bab berikut ini memaparkan kesimpulan dan saran dari hasil perhitungan dan instalasi pompa dalam pembahasan mengenai instalasi pompa Cuping untuk peralatan penanggulangan tumpahan minyak di PT.OSCT INDONESIA.

1.1 Kesimpulan

1. Berdasarkan hasil perhitungan dan instalasi dapat disimpulkan sebagai berikut ini :
 - a. Instalasi pompa yang direncanakan dapat bekerja dengan baik, dengan head loss total 5,771 m.
 - b. Besarnya head efektif pompa berdasarkan hasil perhitungan diatas adalah sebesar 14,713 m.
 - c. Besarnya daya poros yg didapat dari hasil perhitungan adalah sebesar 1,483 HP.
 - d. Besarnya motor penggerak berdasarkan hasil perhitungan diatas adalah sebesar 1,911 HP.
 - e. Kapasitas yg diperoleh dari hasil pengujian rata – rata adalah 181,2 liter/menit.
2. PT OSCT sangat mengutamakan peranan pemeliharaan karena merupakan salah satu pendukung kelancaran pekerjaan dilapangan, karena semua peralatan yg dimiliki oleh PT.OSCT adalah barang yg digunakan ketika keadaan emergency pada saat ada tumpahan minyak. Sebagai conth pemeliharaan pompa beserta instalasi adalah menerapkan *preventife maintenance yaitu monthly, sixmonthly dan yearly.*

1198 1.2 Saran

1199 Adapun saran untuk PT.OSCT INDONESIA yaitu sebagai
1200 berikut :

1201 a. Sistem pengoperasian dan perawatan internal dari
1202 PT.OSCT cukup baik, maka diperlukan pembuatan
1203 jadwal dan list perawatan pada semua peralatan
1204 penanggulangan tumpahan minyak.

1205 b. Dalam mendukung kemajuan dari suatu perusahaan
1206 sebaiknya selalu diperlukan keprofesionalan dari
1207 seluruh karyawan.

1208 c. Untuk melakukan penghematan baya dari daya instalasi
1209 lebih efisien, penulis menyarankan pemakaian instalasi
1210 dan pemilihan pompa berdasarkan perhitungan pada
1211 buku laporan pompa.

1212

1213

1214

1215

1216

1217

1218

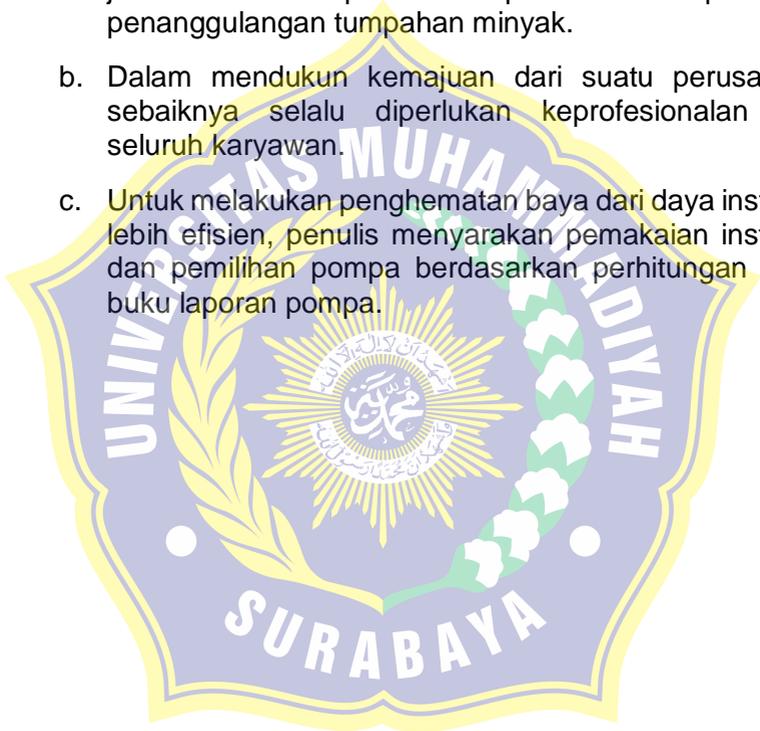
1219

1220

1221

1222

1223



1224

DAFTAR PUSTAKA

1225

1. Dietzel, Fritz. Turbin Pompa dan Kompresor, Alih Bahasa.

1226

1227

2. Fox, Robert W ; Mc Donald, Alan T. 2010. Introduction To Fluid Mechanics, 8th edition. New York : John Wiley and Sons,inch.

1228

1229

1230

3. Karassik, Igor J. 1960 .Pump Handbook. McGraw-Hill, Inc

1231

1232

4. Khetagurov, M. Marine Auxiliary Machinery and Systems. Diterjemahkan oleh Nicholas Weinstein dari bahasa Rusia. Moscow: Peace Publishers.

1233

1234

1235

5. Mohinder L. Nayyar. Piping Handbook, 7th ed. 1994. McGraw-Hills.

1236

1237

6. Moran, Michael J and Shapiro, Howard N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 8th ed. John Wiley and Sons, 2014

1238

1239

1240

7. Silowash, Brian . Piping System Manual, 2010. McGraw-Hills

1241

1242

8. Sularso ; Tahara,Haruo. 2006. Pompa dan Kompresor. Jakarta : PT Pradnya Paramita.

1243

1244

9. Operating and manual for Borger rotary lobe pump,2012

1245

1246

1247

1248

1249

