

## Analisis Kinerja Pompa Sentrifugal dengan Perlakuan *Resurfacing*

Said Jabir<sup>1\*</sup>, Dahmir Dahlan<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Magister Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila

\*Email Corresponding Author: jabirsaid@gmail.com, dahmir@univpancasila.ac.id

### ABSTRAK

Analisis kinerja terhadap pompa sentrifugal yang digunakan sebagai pompa pendingin untuk proses produksi di salah satu industri petrokimia nasional, dilaksanakan dengan cara melakukan perbandingan hasil pengukuran debit dan konsumsi daya listrik pompa sebelum perlakuan *resurfacing* dan hasil setelah perlakuan *resurfacing* dilaksanakan. *Resurfacing* ini adalah proses pengurangan tingkat kekasaran permukaan bagian dalam casing dan impeller pompa dengan cara pelapisan *ceramic coating*, dimana pengurangan tingkat kekasaran ini berkaitan dengan pengurangan *hydraulic losses* yang selanjutnya berkaitan dengan peningkatan debit pompa sekaligus pengurangan konsumsi daya listrik pompa. Metode analisis yang dikemukakan adalah metode pengukuran kinerja pompa sentrifugal yang beroperasi secara *parallel alternate* sebelum dan sesudah perlakuan *resurfacing*. Analisis kinerja setelah perlakuan *resurfacing* terhadap pompa sentrifugal ini menunjukkan bahwa kinerja pompa bukan saja menjadi lebih baik dari sebelum perlakuan *resurfacing*, akan tetapi kinerja yang dihasilkan melebihi kinerja original pompa yang dikeluarkan oleh pabrik pembuat.

**Kata Kunci:** Pompa Sentrifugal, Perlakuan *Resurfacing*, Debit, Konsumsi Daya Listrik

### ABSTRACT

*Performance analysis of the centrifugal pump used as a cooling pump for the production process in one of the national petrochemical industries, was carried out by comparing the results of measuring the flowrate and electric power consumption of the pump before the resurfacing treatment and the results after the resurfacing treatment was carried out. This resurfacing is a process of reducing the surface roughness level of the inside of the pump casing and impeller by means of a ceramic coating, where the reduction in the roughness level is related to the reduction of hydraulic losses which in turn is related to an increase flowrate of pump as well as a reduction the pump's electric power consumption. The analytical method proposed in this Thesis is a method of measuring the performance of a centrifugal pump that operates in parallel alternate before and after resurfacing treatment. The analysis of the derive performance measurements obtained from pumps operating in parallel alternate to a single pump performance is described in detail in this thesis. Performance analysis after resurfacing treatment for this centrifugal pump shows that the pump performance is not only better than before resurfacing treatment, but the resulting performance exceeds the original pump performance issued by the manufacturer.*

**Keywords:** Centrifugal Pump, Resurfacing Treatment, Flowrate, Electric Power Consumption

### PENDAHULUAN

Pompa adalah sebuah mesin atau *converter* yang dapat merubah energi mekanik dari motor penggerak menjadi energi hidrodinamik aliran fluida. Pompa sentrifugal adalah salah satu jenis pompa yang paling banyak digunakan dalam industri, salah satunya adalah sebagai pompa pendingin dengan fluida berupa air dingin yang ditransfer dari sumber tertentu baik itu berupa danau, sungai, atau laut, atau juga bisa berupa *cooling plant*, menuju ke lokasi proses tertentu yang memerlukan pendinginan melalui instalasi pemipaan yang dapat berupa siklus terbuka maupun siklus tertutup.

Salah satu industri yang menggunakan pompa sentrifugal sebagai pompa pendingin dalam proses produksinya adalah industri

petrokimia dengan produk jadi *pellet* plastik PVC yang kemudian dijadikan bahan baku untuk proses lanjutan di industri lain seperti pabrik pipa PVC, dan industri-industri lainnya yang memerlukan bahan baku *pellet* PVC.

Terdapat sembilan unit pompa sentrifugal di empat lokasi yang berbeda dalam industri petrokimia yang dijadikan obyek penelitian, dengan konsumsi energi listrik bervariasi dari 210 kW sampai dengan 1000 kW per pompa. *Resurfacing* dilaksanakan terhadap sistem pompa yang ada di satu lokasi yang terdiri dari tiga pompa dengan label PU-7351-ABC yang telah mengalami penurunan kinerja, yaitu penurunan debit dan kenaikan *electric power consumption*.

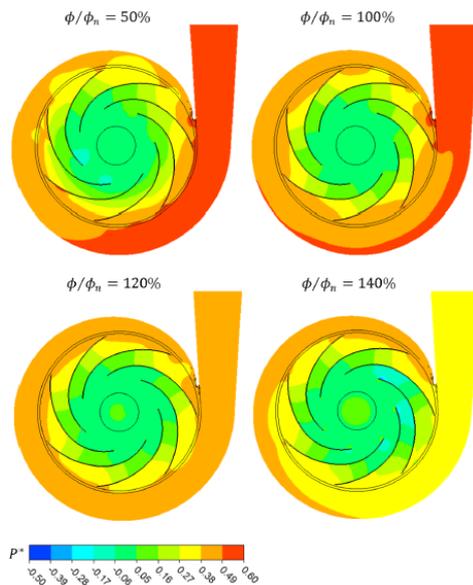
Ketiga pompa PU-7351 beroperasi secara *parallel alternate* (dua pompa yang selalu

running dalam sistem yang terdiri dari tiga pompa: A-B, A-C, dan B-C dengan manual switching operation.

Resurfacing terhadap dua dari tiga pompa PU-7351 dilakukan setelah ditentukan terlebih dahulu dua pompa selaku bad actors dengan melakukan pengukuran kinerja terhadap ketiga pompa sebelum resurfacing dilaksanakan.

**Contour Tekanan dalam Volute Pompa**

Contour tekanan dalam volute pompa sentrifugal [1] berdasarkan koefisien debit  $\phi/\phi_n$  yang merupakan perbandingan antara debit nominal pompa terhadap debit pompa pada BEP (Best Efficiency Point) ditunjukkan dalam Gambar 1.

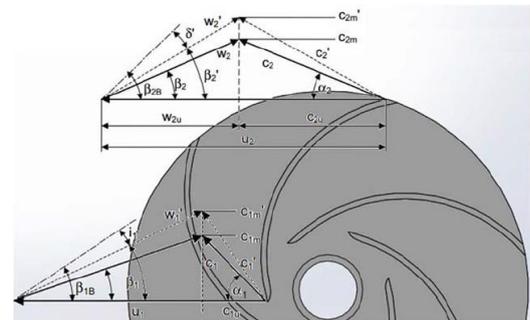


**Gambar 1** Contour Tekanan dalam Volute Pompa Sentrifugal

Pada saat koefisien debit 50%, tekanan yang dibangkitkan oleh impeller di dalam volute meningkat secara merata menuju tekanan maksimum sampai ke outlet dari volute dan tekanan maksimum tersebut mengisi lebih dari 60% volume volute. Pada saat mencapai BEP (100% koefisien debit), sebagian dari volute yang sebelumnya terisi tekanan maksimum, terdapat porsi tekanan yang lebih rendah. Pada saat koefisien debit meningkat menjadi 120% kemudian 140%, tekanan di dalam volute makin menurun. Penurunan tekanan dalam volute pompa dengan meningkatnya debit ini sesuai dengan kurva karakteristik pompa sentrifugal. Terlihat bahwa di sekitar impeller terutama di dekat eye of impeller, tekanannya adalah negatif atau vakum. Tekanan vakum ini terjadi akibat terlemparnya likuid di dalam impeller menuju ke volute dengan kecepatan tinggi karena gaya sentrifugal dari putaran impeller, dan tekanan vakum inilah yang menghisap air dari luar untuk masuk ke dalam eye of impeller.

**Segitiga Kecepatan dan Head Pompa**

Segitiga kecepatan liquid pada inlet dan outlet impeller pompa sentrifugal [2] ditunjukkan dalam Gambar 2.



**Gambar 2** Segitiga Kecepatan pada Inlet dan Outlet Impeller Pompa Sentrifugal

Nilai dari masing-masing kecepatan pada impeller Gambar 2 di atas adalah:

$u_1 = \pi d_1 n / 60$	(5)	$u_2 = \pi d_2 n / 60$	(11)
$c_{1m} = \frac{Q_{La}}{\pi(d_1^2 - d_2^2)}$	(6)	$c_{2m} = \frac{Q_{La}}{\pi d_2 b_2}$	(12)
$c_{1u} = u_1 - c_{1m} \cot(\beta_{1B})$	(7)	$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \cot(\beta_{2B})$	(13)
$w_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2}$	(8)	$c'_{2u} = u_2 \left( \gamma - \frac{c_{2m} \tau_2}{u_2 \tan \beta_{2B}} \right)$	(14)
$w_{1q} = \frac{Q_{La}}{z_{1a} a_1 b_1}$	(9)	$w_{2u} = u_2 - c_{2u}$	(15)
$w_{av} = \frac{2Q_{La}}{z_{1a}(a_2 b_2 + a_1 b_1)}$	(10)	$w_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + w_{2u}^2}$	(16)

Head theoretical dari pompa sentrifugal dengan memasukkan faktor slip  $\gamma$  dan blokade pada sudu impeller  $\tau_2$  [2] dapat dihitung dengan Persamaan (1):

$$H_{th} = \frac{u_2^2}{g} \left\{ \gamma - \frac{Q_{La}}{A_2 u_2 \tan \beta_{2B}} \left[ \tau_2 + \frac{A_2 d_{1m}^* \tan \beta_{2B}}{A_1 \tan \alpha_1} \right] \right\} \quad (1)$$

Persamaan (1) menyatakan bahwa  $H_{th}$  merupakan fungsi linier dari  $Q_{La}$  yang secara matematika dapat ditulis dengan Persamaan (2):

$$H_{th} = C_2 - f_{2a}(Q_{La}) \text{ atau } H_{th} = C_2 - f_{2a}(Q) \quad (2)$$

atau dengan kata lain, head theoretical  $H_{th}$  adalah fungsi linier dari debit  $Q$  dengan nilai  $H_{th}$  maksimum sama dengan  $C_2$  (konstanta) pada saat  $Q$  sama dengan nol dan kemudian menurun pada saat nilai  $Q$  meningkat.

Head actual dari sebuah pompa sentrifugal [2] ditentukan dengan Persamaan (3):

$$H_r = H_{th} - (L_{sh,La} + L_{fr,La} + L_{D,La} + L_{sh,c} + L_{fr,c} + L_{D,c}) \quad (3)$$

Resurfacing adalah pekerjaan peningkatan kehalusan terhadap permukaan impeller dan volute/casing dari pompa sentrifugal, yang berkaitan dengan pengurangan nilai impeller

skin friction loss  $L_{fr,La}$  dan nilai *volute friction loss*  $L_{fr,c}$ . Kedua parameter tersebut menjadi penting terkait dengan kenaikan nilai debit dan penurunan nilai *power consumption* dari pompa setelah *resurfacing* dilaksanakan.

Nilai *impeller skin friction loss* [2] dapat ditentukan dengan Persamaan (4):

$$L_{fr,La} = 4 C_{fr,La} \frac{l_e}{d_{h,La}} \frac{w_{av}^2}{2g} \quad (4)$$

Dari persamaan (4) di atas diketahui bahwa:

$$L_{fr,La} \propto C_{fr,La} \text{ dan } L_{fr,La} \propto w_{av}^2$$

$C_{fr,La}$  adalah *impeller friction loss coefficient* dengan besaran yang dapat ditentukan oleh Persamaan (5):

$$C_{fr,La} = \frac{0.136}{\left\{ -\log \left( 0.2 \frac{\varepsilon_{La}}{d_{h,La}} + \frac{12.5}{Re_{La}} \right) \right\}^{2.15}} \quad (5)$$

$$\rightarrow C_{fr,La} \propto \varepsilon_{La}$$

dan kecepatan relatif rata-rata  $w_{av}$  ditentukan dengan Persamaan (6):

$$w_{av} = \frac{2Q_{La}}{z_{La}(a_1b_1 + a_2b_2)} \quad (6)$$

$$\rightarrow w_{av} \propto Q_{La}$$

Dari persamaan (4), (5), dan (6), diperoleh hubungan bahwa:

$$L_{fr,La} \propto \varepsilon_{La} \text{ dan } L_{fr,La} \propto Q_{La}^2$$

atau secara matematika dapat dinyatakan:

$$L_{fr,La} = f_{2b}(\varepsilon_{La}, Q^2) \quad (7)$$

Dengan metode yang sama, untuk *volute* dapat ditulis:

$$L_{fr,c} = f_{2c}(\varepsilon_c, Q^2) \quad (8)$$

Semua suku dalam kurung dari Persamaan (3) (selain  $L_{fr,La}$  dan  $L_{fr,c}$ ) dijadikan satu fungsi dari  $Q^2$  yaitu  $f_{2d}(Q^2)$ , sehingga secara matematika Persamaan (3) tersebut dapat ditulis kembali sebagai Persamaan (9):

$$H_r = C_2 - f_{2a}(Q) - f_{2b}(\varepsilon_{La}, Q^2) - f_{2c}(\varepsilon_c, Q^2) - f_{2d}(Q^2) \quad (9)$$

atau secara lebih sederhana dinyatakan dengan Persamaan (10):

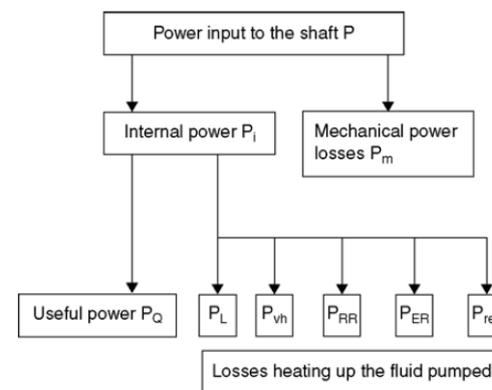
$$H_r = C_2 - F_2(\varepsilon_{La}, \varepsilon_c, Q^2) \quad (10)$$

Persamaan (10) adalah persamaan kurva

karakteristik aktual ( $Q, H_r$ ) dari pompa sentrifugal dimana  $H_r$  bergantung kepada nilai fungsi  $F_2$  yang ditentukan oleh nilai kekasaran permukaan *impeller* dan *volute*, serta nilai debit kuadrat. Nilai  $H_r$  terbesar ( $= C_2$ ) terjadi pada saat nilai  $Q = 0$ , karena pada saat tersebut nilai fungsi  $F_2 = 0$  dan tidak terpengaruh dengan tingkat kekasaran permukaan  $\varepsilon$ . Selanjutnya, untuk nilai  $Q$  yang sama (dimana  $Q > 0$ ), makin besar nilai  $\varepsilon$ , maka makin menurun nilai  $H_r$ , sebaliknya makin menurun nilai  $\varepsilon$ , maka makin besar nilai  $H_r$  yang dihasilkan. Nilai  $H_r$  sebagai fungsi dari  $\varepsilon$  dan  $Q^2$  akan berpengaruh terhadap titik operasi pompa pada kurva instalasi (*system curve*) dan menentukan *performance* pompa pada titik operasi tersebut.

### Daya Pompa Sentrifugal

Gambar 3 [3] menjelaskan tentang *Power Balance of A Pump*.



**Gambar 3** *Power Balance of A Pump*

Skema dalam Gambar 3 dapat dinyatakan dengan Persamaan (11) bahwa besarnya daya input  $P$  (yang merupakan daya konsumsi listrik untuk pompa) adalah:

$$P = P_m + (P_Q + P_L + P_{vh} + P_{RR} + P_{ER} + P_{rec}) \quad (11)$$

Semua komponen daya yang berada dalam kurung dari Persamaan (11) termasuk komponen daya hidraulik dengan dasar Persamaan:  $P = \rho g Q H$ .

Metode penguraian yang sama seperti penurunan Persamaan (10) dilaksanakan juga terhadap Persamaan (11) yang secara matematis dapat ditulis kembali sebagai Persamaan (12):

$$P = C_3 + F_3(\varepsilon_{La}, \varepsilon_c, Q, H_r) \quad (12)$$

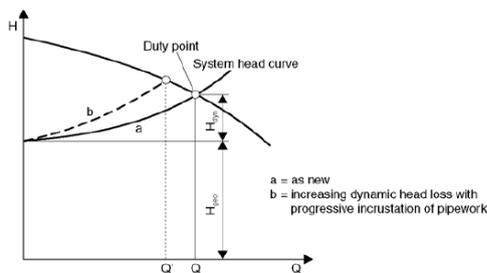
Persamaan (12) adalah persamaan karakteristik daya konsumsi listrik pompa sentrifugal  $P$  terhadap debit  $Q$  yang bergantung kepada nilai fungsi  $F_3$  yang ditentukan oleh nilai kekasaran permukaan *impeller* dan *volute*, serta nilai debit dan *head actual*. Nilai  $P$  terkecil ( $= C_3$  yang merupakan konstanta yang sama dengan  $P_m$ ) terjadi pada

saat nilai  $Q = 0$ , karena pada saat tersebut nilai fungsi  $F_3 = 0$  dan tidak terpengaruh dengan tingkat kekasaran permukaan  $\epsilon$ . Selanjutnya, untuk nilai  $Q$  yang sama (dimana  $Q > 0$ ), makin besar nilai  $\epsilon$  maka makin besar nilai  $P$ , sebaliknya semakin menurun nilai  $\epsilon$  maka semakin turun pula nilai  $P$  yang diperlukan untuk memutar *impeller* pompa sentrifugal.

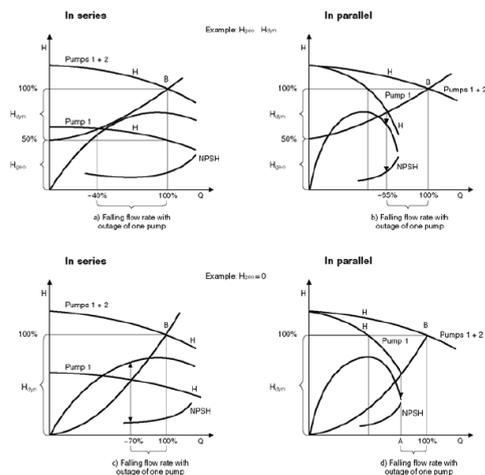
Kenaikan konsumsi daya listrik yang diperlukan oleh motor listrik penggerak pompa (pada umumnya jenis *induction motor*), diakibatkan oleh meningkatnya arus listrik (*Ampere*) di dalam motor karena adanya kerugian daya hidraulik yang meningkat di dalam pompa.

**Kurva Karakteristik Pompa Sentrifugal**

Kurva karakteristik dari pompa sentrifugal pada saat beroperasi tunggal, secara paralel, maupun secara seri [3], dapat dilihat pada Gambar 4 dan Gambar 5 berikut:



**Gambar 4** Kurva Karakteristik Operasi Pompa secara Tunggal



**Gambar 5** Kurva Karakteristik Operasi Pompa secara Seri dan Paralel

Kurva sistem dalam Gambar 4 dapat berubah dari sebelumnya berupa kurva *a* bergeser menjadi kurva *b* apabila terjadi peningkatan *head loss* di dalam pipa akibat adanya lapisan kotoran yang jumlahnya makin lama makin meningkat. Dengan bergesernya kurva sistem tersebut, bergeser pula *duty point* (titik operasi pompa) ke arah kiri, akibatnya debit pompa

menjadi berkurang dan tekanan di dalam instalasi menjadi meningkat (*built-up pressure*).

Gambar 5 menunjukkan dua pompa sentrifugal yang beroperasi secara seri (kiri) dan paralel (kanan). Gambar bagian atas untuk sistem instalasi terbuka dan gambar bagian bawah untuk instalasi tertutup. Kurva pompa secara seri mempunyai nilai *head* dua kali nilai *head* pompa yang beroperasi secara tunggal untuk setiap nilai debit yang sama. Kurva pompa secara paralel mempunyai nilai debit dua kali nilai debit pompa yang beroperasi secara tunggal untuk setiap nilai *head* yang sama. Titik operasi pompa (*duty point*) baik pada saat pompa beroperasi secara tunggal, seri, dan paralel, selalu berada pada titik perpotongan antara kurva pompa dan kurva sistem (kurva instalasi).

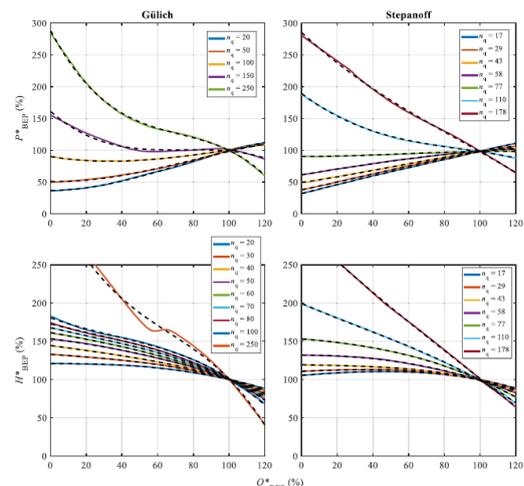
**Diagram Q-H dan Q-P sebagai fungsi dari Kecepatan Spesifik**

Kecepatan spesifik  $n_q$  adalah parameter penting untuk sebuah pompa sentrifugal (tidak diberi satuan) yang ditentukan oleh putaran *impeller*  $n$  (*rpm*), debit pada *BEP*  $Q_{BEP}$  ( $m^3/jam$ ,  $m^3/menit$ , atau *gpm*), dan *head* pada *BEP*  $H_{BEP}$  ( $m$  atau *feet*), yang dapat dihitung dengan Persamaan (13)[4]:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{H_{BEP}^{0.75}} \quad (13)$$

dimana nilai  $n_q$  sebuah pompa sentrifugal bergantung pada bentuk *impeller* dari pompa tersebut.

Gambar 6 [4] menunjukkan hubungan  $Q^*_{BEP}$  (persentase  $Q$  terhadap  $Q_{BEP}$ ) terhadap  $H^*_{BEP}$  (persentase  $H$  terhadap  $H_{BEP}$ ) dan  $P^*_{BEP}$  (persentase  $P$  terhadap  $P_{BEP}$ ).

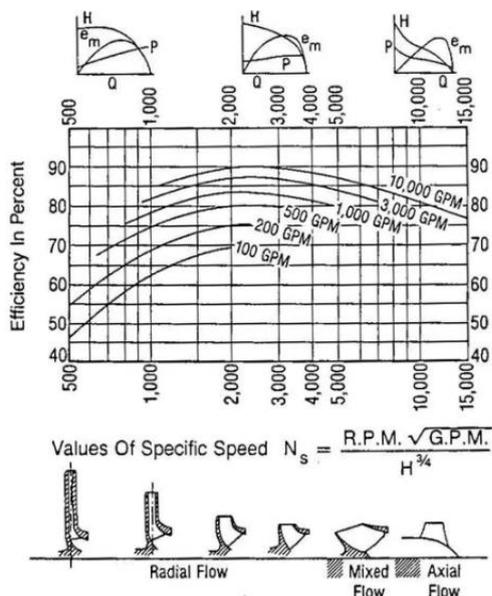


**Gambar 6** Diagram  $P^*_{BEP} - Q^*_{BEP}$  dan  $H^*_{BEP} - Q^*_{BEP}$

Kedua macam diagram (*Gulich* dan *Stepanoff*), menunjukkan bahwa diagram  $P^*_{BEP} - Q^*_{BEP}$  untuk pompa dengan *impeller* yang memiliki  $n_q$  lebih besar, mempunyai

kurva daya poros P yang menurun pada saat nilai Q meningkat. Pompa dengan *impeller* yang memiliki  $n_q$  lebih kecil, mempunyai daya poros P yang meningkat seiring meningkatnya nilai Q. Sementara untuk diagram  $H^*_{BEP} - Q^*_{BEP}$ , semua nilai H menurun dengan meningkatnya nilai Q, yang membedakan adalah *impeller* dengan  $n_q$  yang lebih tinggi turunnya lebih curam dibanding *impeller* dengan  $n_q$  yang lebih rendah yang turunnya lebih landai.

Gambar 7 [5] memaparkan secara lebih sederhana diagram hubungan antara kecepatan spesifik  $N_s$  (rpm) dengan efisiensi (%) melalui Q (gpm), serta memberikan diagram kecil yang menunjukkan hubungan antara Q dengan H, P, dan  $e_m$  untuk setiap rentang  $N_s$  lengkap dengan bentuk *impeller*.



Gambar 7 Kecepatan Spesifik vs Efisiensi

Kondisi sebagaimana dijelaskan dalam [4] dan [5], dimana terjadi perbedaan kurva daya – debit antara  $N_s < 10.000$  Imperial units (272 SI units) dan  $N_s \geq 10.000$  Imperial units (272 SI units), membuat Persamaan (12) dapat dinyatakan dengan Persamaan (12a) dan (12b):

$$P = C_3 + F_3(\epsilon_{La}, \epsilon_c) + F_4(Q, H_r) \quad (12a)$$

untuk pompa dengan  $N_s < 272$ , dan

$$P = C_3 + F_3(\epsilon_{La}, \epsilon_c) - F_4(Q, H_r) \quad (12b)$$

untuk pompa dengan  $N_s \geq 272$ .

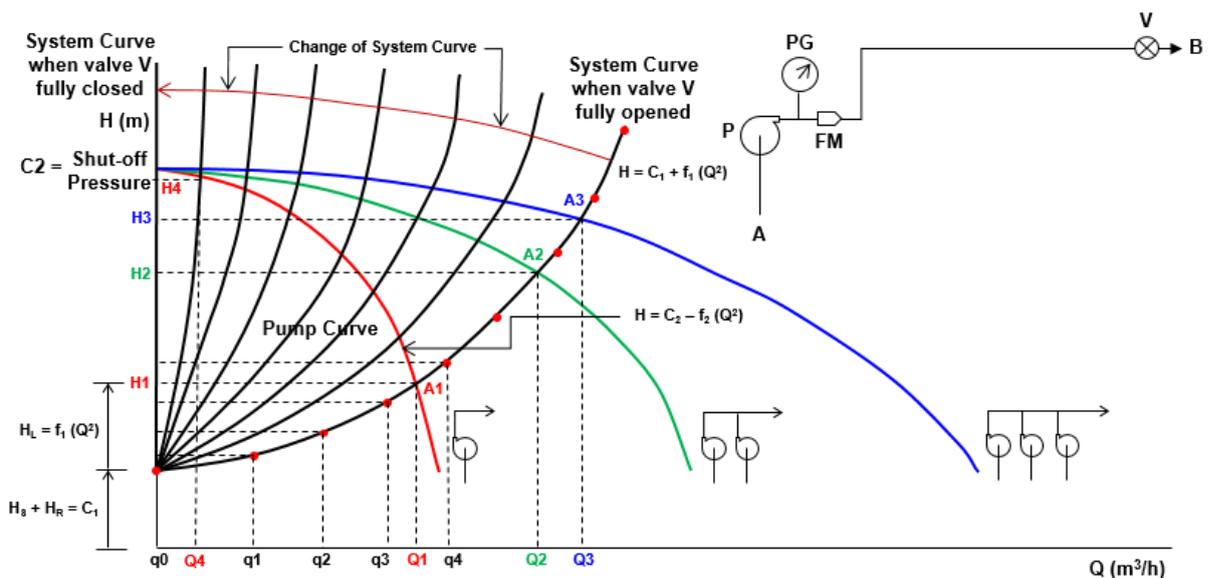
Persamaan-persamaan (10), (12a), dan (12b) yang telah diuraikan adalah persamaan yang berkaitan dengan karakteristik kinerja sebuah pompa sentrifugal yang secara teori menunjukkan bahwa tingkat kekasaran *impler* dan *volute* pompa berpengaruh terhadap kinerja operasi pompa sentrifugal tersebut.

**Kurva Instalasi (System Curve)**

Kondisi sebuah instalasi pemipaan sederhana dan pompa sentrifugal yang beroperasi secara tunggal, secara paralel dua pompa, dan secara paralel tiga pompa dengan spesifikasi pompa yang identik satu sama lain, dapat dilihat dalam Gambar 8:

Sebuah sistem pemipaan sederhana yang terlihat di Gambar 8 (sebelah kanan atas), dipasang untuk mengalirkan air dari titik A ke titik B. Pada pipa tersebut terdapat pompa P, *pressure gauge* PG, *flowmeter* FM, dan *valve* V, dimana PG berfungsi untuk mengukur tekanan di *discharge* pompa, FM mengukur debit, dan V untuk membuka dan menutup aliran ke arah B.

Suatu instalasi yang sudah didesain dengan data instalasi yang lengkap seperti diameter



Gambar 8 Kurva Sistem dan Kurva Pompa

pipa, panjang pipa, jumlah belokan, dan jumlah percabangan, serta sejumlah asesoris seperti *valve*, *pressure gauge*, *flowmeter*, dan lain sebagainya, maka instalasi tersebut selalu mempunyai kurva yang disebut dengan Kurva Sistem (*System Curve*) dengan persamaan:

$$H = C_1 + F_1(Q^2) \quad (13)$$

Persamaan (13) adalah persamaan yang diperoleh dari penurunan terhadap model matematis dan Hukum Kekekalan Energi Aliran fluida (Bernauli).

Kurva sistem dalam kondisi *valve* V terbuka penuh ini, memperlihatkan bahwa makin besar Q yang diharapkan mengalir dari A ke B, maka makin besar tekanan H yang diperlukan di instalasi dekat titik A, sebagai contoh untuk memperoleh debit sebesar  $Q_3$ , maka diperlukan tekanan sebesar  $h_3$ , apabila diperlukan debit yang lebih besar misalnya  $Q_4$ , maka diperlukan tekanan lebih besar pula yaitu  $h_4$ , dan seterusnya.

Tiga unit pompa P yang identik satu sama lain (dalam arti mempunyai spesifikasi kurva karakteristik yang sama), dipasang pada instalasi yang ada dalam Gambar 8, maka pada saat satu unit pompa beroperasi, kurva karakteristiknya adalah seperti yang ditunjukkan oleh garis warna merah dan memenuhi Persamaan 14:

$$H = C_2 - F_2(Q^2) \quad (14)$$

Persamaan (14) tersebut tidak lain merupakan Persamaan (10) dengan mengabaikan kekasaran permukaan  $\varepsilon$  di bagian dalam *casing/volute* dan *impeller*.

Titik operasi satu unit pompa tersebut (*duty point*) pada instalasi berada di titik perpotongan antara kurva sistem (hitam) dengan kurva pompa (merah) yaitu titik  $A_1$  dengan debit  $Q_1$  dan tekanan  $H_1$ . Debit dan tekanan ini dapat langsung dipantau melalui *flowmeter* FM dan *pressure gauge* PG.

Apabila 2 (dua) unit pompa P tersebut beroperasi secara bersamaan, maka kurva dua pompa tersebut adalah seperti yang ditunjukkan oleh garis hijau (yang merupakan kurva dengan nilai debit secara horizontal dua kali untuk *head* yang sama), dan titik operasi dari dua pompa tersebut pada instalasi (*duty point*) adalah titik  $A_2$  dengan debit  $Q_2$  dan tekanan  $H_2$ .

Demikian pula pada saat 3 (unit) pompa P tersebut beropersi secara bersamaan, maka kurva tiga pompa tersebut adalah seperti yang ditunjukkan oleh garis biru (yang merupakan kurva dengan nilai debit secara horizontal tiga kali untuk *head* yang sama), dengan titik operasi pada instalasi (*duty point*) berada di titik  $A_3$  dengan debit  $Q_3$  dan tekanan  $H_3$ .

*Valve* V dalam Gambar 8 di atas, kemudian ditutup secara perlahan dari kondisi terbuka penuh menjadi tertutup penuh, maka kurva sistem berubah secara perlahan menuju garis ordinat H dan akhirnya berimpit dengan garis ordinat H. Pada kondisi tersebut debit menjadi nol dan tekanan yang dibangkitkan dalam instalasi mencapai maksimum, tekanan tersebut dinamakan *shut-off pressure* yang merupakan konstanta  $C_2$  dalam persamaan kurva pompa. Tekanan kerja (*working pressure*) untuk instalasi selalu mempertimbangkan *shut-off pressure* pompa yang terpasang, dan untuk keamanan, *working pressure* dari instalasi dan asesoris harus lebih besar dari pada *shut-off pressure* pompa yang beroperasi pada instalasi tersebut.

Gambar 8 adalah gambar untuk instalasi dengan siklus terbuka dimana  $C_1 = H_S + H_R$  ( $H_S$ : *Head* Statik dan  $H_R$ : *Head* Residual). Untuk siklus tertutup seperti instalasi pompa PU-7351, maka  $H_S = 0$ ,  $H_R = 0$ , dan  $C_1 = 0$ , artinya kurva sistem selalu melalui titik pusat koordinat (0,0).

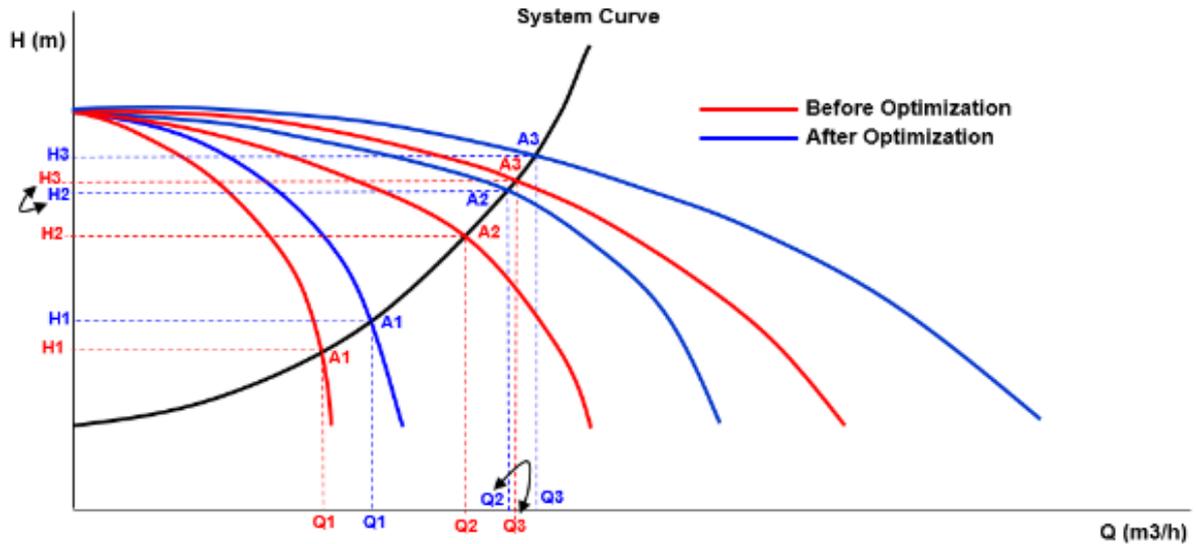
### Kekasaran Permukaan dan Perlakuan Resurfacing

Kekasaran permukaan atau lebih sering disebut dengan kekasaran saja, adalah komponen-komponen suatu permukaan yang berada pada jarak normal (tegak lurus) dengan nilai kuantitatif tertentu, terhadap suatu permukaan ideal yang seharusnya dimiliki oleh permukaan tersebut [6]. Secara umum, nilai kekasaran tersebut dinyatakan dengan nilai rata-rata yang diberi notasi dengan Ra dalam satuan *micrometers* ( $\mu\text{m}$ ) atau *microinches* ( $\mu\text{in}$ ). Dalam standar ISO, kekasaran permukaan dari hasil proses produksi permesinan dibagi dalam 12 (dua belas) tingkat atau *grade* dengan notasi dari yang paling halus N1 ( $Ra = 0.025 \mu\text{m}$ ) sampai dengan yang paling kasar N12 ( $Ra = 50.0 \mu\text{m}$ ). Produksi sebuah pompa keluaran dari suatu pabrik termasuk dalam proses *Die Casting* dengan tingkat kekasaran berada pada N6 – N7 ( $Ra = 0.8 - 1.6 \mu\text{m}$ ), dengan *finishing* akhir permukaan bagian dalam pompa yang dapat mencapai N5 ( $Ra = 0.4 \mu\text{m}$ ).

Perlakuan *resurfacing* yang dilakukan adalah pekerjaan *resurfacing* terhadap permukaan bagian dalam pompa terutama bagian yang bergesekan dengan fluida kerja selaku media yang digunakan. Pekerjaan *resurfacing* ini adalah pekerjaan *coating* dengan menggunakan bahan baku *ceramic* produk dari USA. Kekasaran permukaan dari *ceramic coating* ini dapat mencapai tingkat N1 – N4 ( $Ra = 0.025 - 0.2 \mu\text{m}$ ) sesuai dengan kehandalan *applicator* yang melaksanakan *coating* tersebut. Nilai Ra yang dipaparkan disini adalah sama dengan  $\varepsilon_{La}$  dan  $\varepsilon_c$  yang dimaksud dalam Persamaan (10), (12a) dan (12b).

### Kinerja Pompa Sentrifugal sebelum dan sesudah *Resurfacing*

Gambaran kondisi kinerja sebuah pompa sentrifugal sebelum dan sesudah *resurfacing* dilaksanakan dengan menerapkan Persamaan (10) dapat dilihat pada Gambar 9:



**Gambar 9** Kinerja Pompa sebelum dan sesudah *Resurfacing*

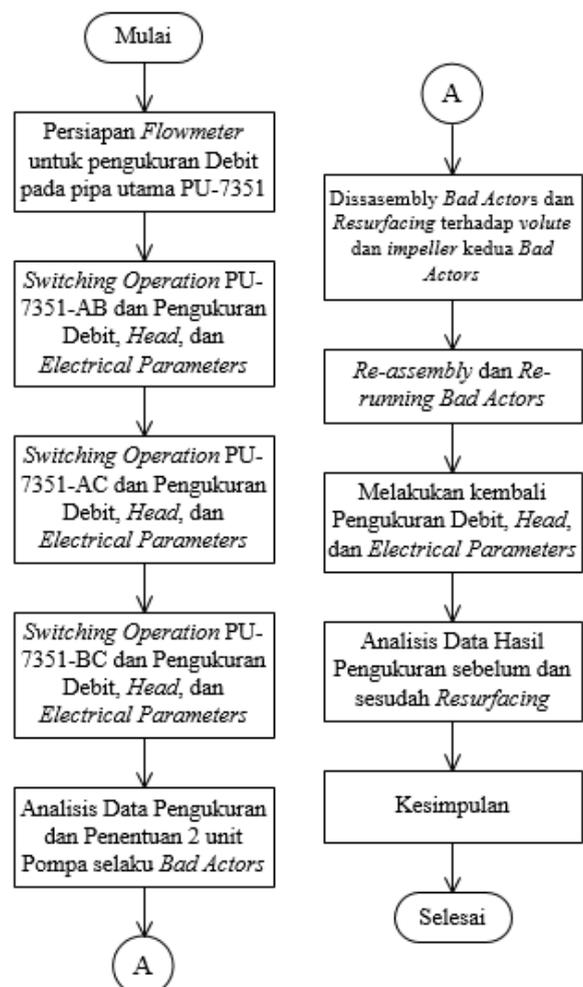
Tiga unit pompa identik yang beroperasi secara tunggal, paralel dua pompa, dan paralel tiga pompa sebagaimana terlihat dalam Gambar 9. Mewakili kondisi sebelum *resurfacing* (kurva warna merah) dan setelah *resurfacing* (kurva warna biru). Untuk setiap kondisi operasi, terlihat dalam gambar tersebut bahwa Q dan H yang dihasilkan setelah pompa di-*resurfacing* lebih besar dari pada sebelum *resurfacing* dilakukan. Bahkan operasi dua unit pompa setelah *resurfacing* menghasilkan Q dan H yang hampir sama dengan nilai Q dan H saat tiga pompa beroperasi sebelum *resurfacing* ( $Q_{2\text{biru}} \approx Q_{3\text{merah}}$  dan  $H_{2\text{biru}} \approx H_{3\text{merah}}$ ). Apabila kemudian nilai  $Q_{2\text{biru}}$  masih masuk dalam rentang debit yang bisa diterima, maka terdapat dua keuntungan setelah *resurfacing* dilaksanakan terhadap ketiga pompa tersebut:

- Pertama: penghematan energi, dimana sebelum *resurfacing* diperlukan tiga unit pompa yang harus beroperasi, setelah *resurfacing* cukup dua unit pompa saja yang perlu beroperasi, satu pompa istirahat.
- Kedua: jam operasi dari masing-masing pompa menjadi berkurang, karena selalu ada waktu istirahat bagi setiap pompa pada saat dua pompa lainnya beroperasi, dan dengan berkurangnya *running time* pompa, maka semakin meningkat umur (*life cycle*) pompa dan semakin hemat pula biaya pemeliharaan yang diperlukan.

### METODE PENELITIAN

#### Diagram Alir Tahapan Penelitian

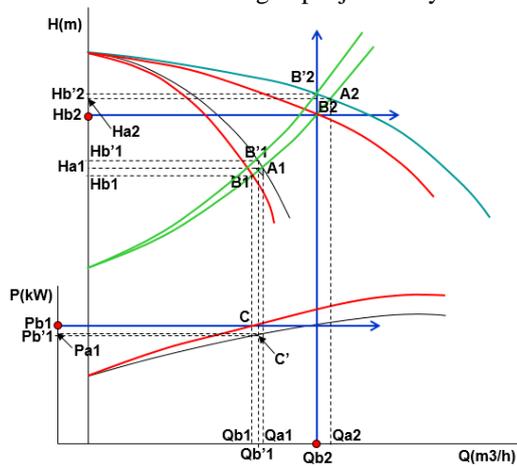
Tahapan penelitian terhadap kinerja pompa PU-7351-ABC dapat dilihat pada Diagram Alir dalam Gambar 10 berikut:



**Gambar 10** Diagram Alir Tahapan Penelitian

## Metode Analisis

Metode analisis yang dilakukan untuk menguji kinerja dua pompa sentrifugal yang beroperasi secara paralel dapat dilihat pada Gambar 11 berikut dengan penjelasannya.



Gambar 11 Metode Analisis Sistem Paralel

### Sebelum Resurfacing:

- 1) Siapkan kurva karakteristik pompa *original* dengan *duty point* A1, debit  $Q_{a1}$ , tekanan  $H_{a1}$ , dan daya  $P_{a1}$  (dua kurva dengan warna hitam tipis).
- 2) Buat kurva dua pompa beroperasi secara paralel (warna biru muda) dengan nilai debit  $Q$  dua kali debit satu pompa untuk setiap nilai  $H$  yang sama (secara horizontal).
- 3) Siapkan data pengukuran debit  $Q_{b2}$ , tekanan  $H_{b2}$ , dan Daya  $P_{b1}$ , kemudian *plot* ketiga parameter tersebut ke sistem koordinat Q-H kurva *original* (titik-titik warna merah).
- 4) Tarik garis horizontal dari titik  $H_{b2}$  ke kanan, dan garis vertikal dari titik  $Q_{b2}$  ke atas, titik potong kedua garis adalah titik B2 sebagai *duty point* sebelum *resurfacing*, kemudian buat estimasi kurva pompa hasil pengukuran (warna merah atas) yang melalui 2 (dua) titik, yaitu titik ordinat  $H$  (yang berimpit dengan titik kurva pompa *original*) dan titik B2. (Bentuk kurva hasil pengukuran sebelum *resurfacing* tersebut dapat dibuat identik dengan kurva *original*, hanya saja menjadi lebih turun).
- 5) Buat estimasi kurva sistem (warna hijau) yang harus melalui titik A1 dan titik B2 dengan asumsi bahwa kurva sistem tidak berubah, dan perpotongan kurva sistem tersebut dengan kurva paralel *original* adalah titik A2 dengan debit  $Q_{a2}$  dan tekanan  $H_{a2}$ .
- 6) Buat kurva pompa beroperasi secara tunggal (warna merah tengah) dengan nilai debit  $Q$  setengah kali debit dari dua pompa paralel untuk setiap nilai  $H$  yang sama (secara horizontal), dan perpotongan kurva tersebut dengan kurva sistem adalah titik B1 dengan

debit  $Q_{b1}$  dan tekanan  $H_{b1}$ .

- 7) Tarik garis horizontal dari  $P_{b1}$  ke kanan, dan perpotongan garis tersebut dengan garis vertikal dari  $Q_{b1}$  adalah titik C, kemudian buat estimasi kurva daya hasil pengukuran (warna merah bawah) yang melalui 2 (dua) titik, yaitu titik di ordinat  $P$  (yang berimpit dengan titik kurva daya *original*) dan titik C. (Bentuk kurva hasil pengukuran dapat dibuat identik dengan kurva *original*, hanya saja menjadi lebih naik karena berubahnya *power point* dari titik ( $Q_{a1}$ ,  $P_{a1}$ ) ke titik C).

### Sesudah Resurfacing:

- 1) Diharapkan kurva warna merah (Q-H dan Q-P) dapat kembali ke kurva *original* warna hitam dengan peningkatan debit dari  $Q_{b2}$  menjadi  $Q_{a2}$  dan penurunan daya dari  $P_{b1}$  menjadi  $P_{a1}$ .
- 2) Apabila debit  $Q_{b2}$  masih bisa diterima, *valve* di dekat pompa bisa ditutup perlahan sehingga kurva sistem menjadi agak naik (*duty point* berubah dari B2 ke B'2),  $Q_{a2}$  turun menjadi  $Q_{b2}$ ,  $H_{a2}$  meningkat menjadi  $H_{b'2}$ , dan  $P_{a1}$  turun menjadi  $P_{b'1}$ .

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### Hasil Pengukuran sebelum Resurfacing

Berdasarkan hasil pengukuran Pompa PU-7351-ABC, urutan (dari yang paling buruk) *bad actors* PU-7351 berdasarkan konsumsi daya listrik adalah pompa B, pompa C, dan pompa A, maka *resurfacing* dilaksanakan terhadap pompa B dan C dengan membandingkan kondisi operasi B-C sebelum perlakuan *resurfacing* dan B-C setelah perlakuan *resurfacing*.

### Kondisi Bad Actors sebelum dan sesudah Resurfacing

Kondisi *bad actors* sebelum dan sesudah proses perlakuan *resurfacing* dengan *ceramic coating* dapat dilihat pada Gambar 12 dan Gambar 13 berikut:



Gambar 12 Bad Actors sebelum Resurfacing



Gambar 13 Bad Actors sesudah Resurfacing

Terlihat secara visual terhadap kedua kondisi (Gambar 12 dan Gambar 13), bahwa permukaan *impeller* dan *casing/volute* pompa *bad actors* setelah *resurfacing* dengan *ceramic coating* jauh lebih mulus dibanding permukaan sebelum *resurfacing* dilaksanakan.

**Analisis Kinerja Bad Actors sebelum dan sesudah Resurfacing**

Pompa PU-7351-ABC adalah pompa sentrifugal dengan nilai kecepatan spesifik yang tinggi. Spesifikasi pompa ini adalah 6600 m<sup>3</sup>/jam x 40 m x 990 min<sup>-1</sup> x 1000 kW, dengan *design rate* pada *BEP* adalah 7500 m<sup>3</sup>/jam x 35 m x 990 min<sup>-1</sup>.

Kecepatan spesifik pompa berdasarkan Persamaan 13:

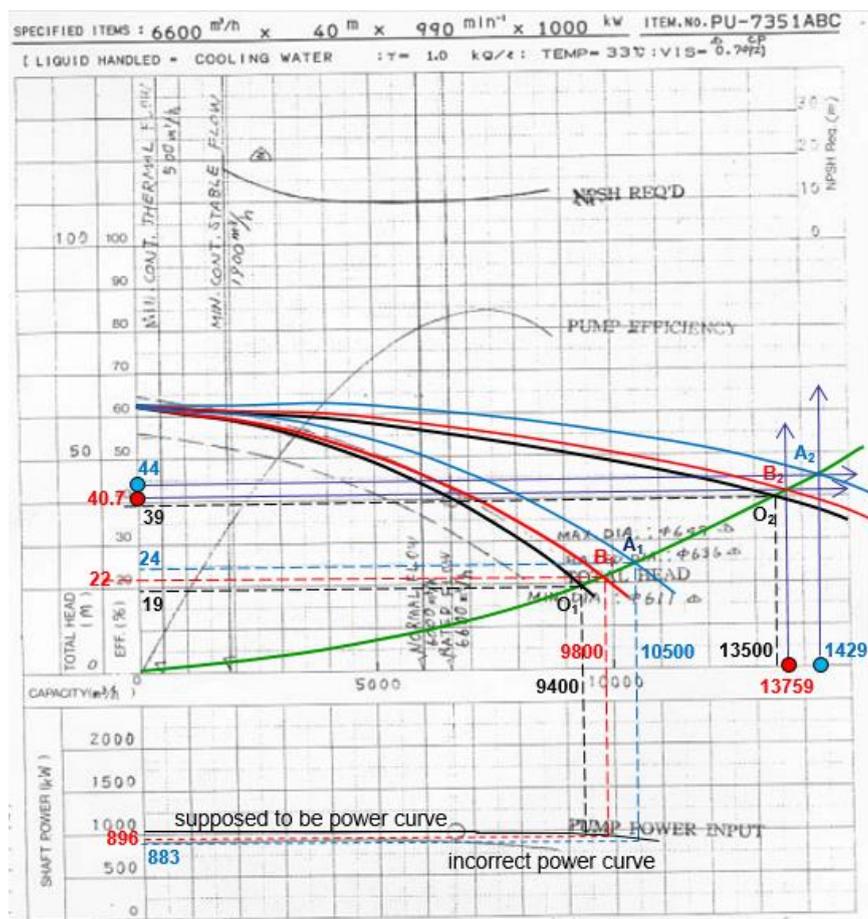
$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{H_{BEP}^{0.75}} = 990 \frac{\sqrt{7500/2}}{35^{0.75}} = 554 > 272$$

sehingga untuk kurva daya – debit nya berlaku Persamaan (12b).

Hasil analisis memperlihatkan bahwa terjadi peningkatan nilai setelah perlakuan *resurfacing* dilaksanakan terhadap *bad actors* (B-C) dalam hal:

1. *System Pump Total Head* meningkat sebesar 8%
2. *Total Power Consumption* menurun sebesar 1.47%
3. *Maximum System Flow* meningkat sebesar 4%, dan
4. *Maximum Operation Efficiency* meningkat sebesar 14%.

Kinerja pompa B dan C secara detail dapat dijelaskan dengan analisis melalui Gambar 14. Gambar 14 memperlihatkan bahwa sesuai permintaan dari *engineering design*, PU-7351-ABC mempunyai spesifikasi secara individual dengan debit 6600 m<sup>3</sup>/jam pada *head* 40 m dan



Gambar 14 Performance Curve PU-7351-BC Hasil Pengukuran

putaran 990 rpm dengan konsumsi daya listrik 1000 kW.

Penjelasan dari Gambar 14 di atas adalah sebagai berikut:

1. Garis dengan warna biru, merah, dan hitam masing-masing mewakili kondisi setelah *resurfacing*, sebelum *resurfacing*, dan *original*.
2. Angka-angka warna biru, merah, dan hitam masing-masing mewakili besarnya debit, *head*, dan daya untuk kondisi setelah *resurfacing*, sebelum *resurfacing*, dan *original*.
3. Angka-angka yang diperoleh dari hasil pengukuran adalah:
  - (a) Debit paralel sebesar 13759 m<sup>3</sup>/jam pada *head* 40.7 m sebelum *resurfacing*.
  - (b) Debit paralel sebesar 14293 m<sup>3</sup>/jam pada *head* 44 m setelah *resurfacing*.
  - (c) Daya individual pompa sebesar 890 kW (sebelum *resurfacing*), dan 883 kW (setelah *resurfacing*).

Analisis di atas memperlihatkan bahwa kinerja pompa setelah perlakuan *resurfacing*, baik itu beroperasi secara paralel maupun individual lebih baik dari kinerja pompa sebelum *resurfacing*, dan juga lebih baik dari kinerja pompa *original*.

### Return On Investment

Penurunan power consumption sebesar 1.47% secara keekonomian sangat berarti dan disajikan dalam Tabel 1.

**Tabel 1 ROI PU-7351-BC after Resurfacing**

<b>ROI PU-7351-BC after Resurfacing</b>	
Total Power Before Resurfacing	1793 kW
Total Power After Resurfacing	1766 kW
Saving Energy	27 kW
Resurfacing Cost in USD	46,000 USD
USD/IDR	9,500 IDR/USD
Resurfacing Cost in IDR	437,000,000 IDR
PLN Energy Cost	1,450 IDR/kWh
Energy Consumption per month	28,188,000 IDR/month
ROI	15.5 months
Warranty	18 months
<b>1st Benefit at end of 2nd year</b>	<b>239,512,000 IDR</b>
<b>Next benefit at end of every year</b>	<b>338,256,000 IDR/year</b>

Setelah perlakuan *resurfacing*, diperoleh manfaat dengan nilai penghematan sebesar Rp. 338.256.000,- setiap tahunnya.

### KESIMPULAN

1. Secara visual (dilakukan juga dengan rabaan tangan), terlihat jelas bahwa permukaan bagian dalam *casing* dan *impeller* pompa setelah *resurfacing* jauh lebih halus dibanding sebelum *resurfacing* dilaksanakan.

2. Perlakuan *resurfacing* terhadap permukaan *casing* bagian dalam dan *impeller* meningkatkan kinerja pompa, dimana debit paralel pompa meningkat sebesar 4% dan konsumsi daya listrik individual pompa turun 1.5%.
3. Penghematan sebesar Rp. 338.256.000,- setiap akhir tahun dimulai pada tahun ketiga setelah perlakuan *resurfacing* dilaksanakan.
4. Kinerja pompa setelah perlakuan *resurfacing* bukan hanya lebih baik dari kondisi pompa sebelum perlakuan *resurfacing* dilaksanakan, akan tetapi juga lebih baik dari pada kinerja *original* pompa (yang dikeluarkan oleh pabrik).

### DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASME, Journal of Turbomachinery, *Effects of Volute Curvature on Performance of A Low Specific Speed Centrifugal Pump at Design and Off Design Conditions*, Published: April 2015.
- [2] Australian Journal of Mechanical Engineering, Abdallah Kara Omar, Abdelkrim Khaldi, and Abdelkrim Ladouani, *Prediction of Centrifugal Pump Performance using Energy Loss Analysis*, Published: 07 Nov 2016.
- [3] Sulzer Pumps Ltd., Winterthur, Switzerland, *Centrifugal Pump Handbook*, 3rd Edition 2010, Elsevier Ltd.
- [4] Santeri Poyhonen, Tero Ahonen, Jero Ahola, Pekka Punnonen, Simo Hammo, Lauri Nygren, *Specific Speed based Pump Flowrate Estimator for Large-scale and Long-term energy Efficiency Auditing*, Published: 2019
- [5] Terry Henshaw, *Centrifugal Pump Specific Speed, series Pumps & Systems*, Published: January 18th 2012.
- [6] Sudji Munadi, *Dasar-dasar Metrologi Industri, Bab VII Pengukuran Kekasaran Permukaan*, Penerbit: DEPDIKBUD-1988.