



## Pengaruh rasio diameter terhadap parameter-parameter energi turbin arus laut horizontal

### *The effect of diameter ratio on the energy parameters of the horizontal tidal turbine*

**W. M. Rumaherang\***

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pattimura, Jl. Ir. Ir.M. Putuhena Kampus Poka-Ambon, 97234, HP 081292724514

\* Email: max.rumaherang@fatek.unpatti.ac.id

---

#### ARTICLE INFO

#### ABSTRACT

##### Article History:

Received 08 January 2019

Accepted 14 February 2019

Available online 1 April 2020

##### Keywords:

Tidal turbine

Diameter ratio

Power coefficient

Thrust coefficient

Energy performance

The ducted tidal turbine models have been developed to utilize the conversion of the kinetic energy on ocean currents. The research on refining the turbine characteristics has been carried out by modifying the turbine's shape and size. The study of the duct diameter ratio effect on the energy characteristics of the turbine was done in this work. This study was conducted by modifying the duct diameter ratio  $\bar{d}$  with the constant inlet and outlet diameters,  $D_0$  and  $D_2$ . The flow conditions are analyzed for five cases of turbines with different shapes and diameters to determine the optimum conditions. The optimum value of the diameter ratio could be obtained at the maximum value of the power coefficient  $C_P$ . Flow velocity in the ducted turbine was measured at three turbine sections, namely; the inlet section, the impeller housing section, and the outlet section. The measurement of flow in turbines was carried out at the free stream velocity,  $U_0$ , 1.5 m/s. The power coefficient  $C_P$  and thrust coefficient  $C_T$  were calculated based on flow velocity data on the turbine sections for each case. The power coefficient  $C_P$  reaches the maximum value (Betz limit) at the resistance coefficient,  $K$ , 2 and the value of the axial induction factor,  $a$ , 0.37. These values were founded at a diameter ratio,  $\bar{d}$ , 0.68. The value of thrust coefficient  $C_T$  reaches the maximum value at  $K$  of 3.9,  $a$  of 0.52 and  $\bar{d}$  of 0.53. The optimum value of the diameter ratio was founded at  $\bar{d}$  of 0.68.




---

*Dinamika Teknik Mesin*, Vol. 10, No. 1 April 2020, p. ISSN: 2088-088X, e. ISSN: 2502-1729

## 1. PENDAHULUAN

Energi terbarukan merupakan bagian penting dari faskus penyediaan energi bagi pembangunan bangsa sekaligus mendukung RE-BID (*Renewable Energy Based on Industrial Development*). Potensi arus laut pada selat-selat antara pulau-pulau kecil di Maluku dengan kecepatan mencapai 2,5 m/s dapat dikonversikan menjadi energi listrik, Harkins dan Susilohadi (2014), Rumaherang dkk. (2018).

<https://doi.org/10.29303/dtm.v10i1.306>

Salah satu teknologi konversi energi arus laut adalah aplikasi turbin axial sumbu horizontal yang saat ini studi pengembangannya lebih populer dalam pembangunan PLTAL, Simon dkk. (2016), Robert dkk (2016).

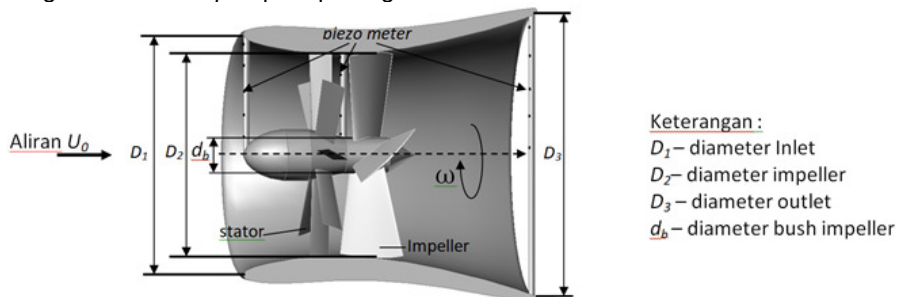
Sampai saat ini studi-studi optimasi unjuk kerja turbin masih dilakukan dengan melakukan design dan pengujian berbagai model, bentuk dan ukurannya. Selain itu studi-studi tersebut dilakukan untuk meningkatkan daya turbin pada ukuran rotor yang lebih kecil dan dapat berputar pada kecepatan rotasi yang lebih cepat sehingga dapat membantu operasi *gearbox* dan *generator*. Upaya ini merupakan strategi untuk mengurangi biaya per kilowatt pada PLTAL, Michael dan Crawford (2011). Karakteristik turbin dilukiskan sebagai fungsi parameter daya, putaran dan *thrust* sebagai fungsi dari kecepatan bebas arus laut, Robert dkk. (2016), Rumaherang dkk.(2018). Studi optimasi daya output dari sebuah *ducted tidal turbine*, melukiskan karakteristik turbin sebagai hubungan antara rasio kecepatan, koefisien tekanan  $C_{pb}$  dan koefisien daya  $C_P$  sebagai fungsi dari koefisien tahanan Ksertahubungan antara efisiensi turbin dengan rasio kecepatan blade local, Lawn (2003). Daya optimal turbin ditemukan pada nilai koefisien daya  $C_P$  maksimum yang dinyatakan pada nilai *Betz limit* yaitu  $C_P$  sebesar  $16/27$ , Lawn (2003).

Berbagai studi pengembangan turbin dan optimasi dilakukan dengan tujuan meningkatkan daya turbin melalui optimasi koefisien daya  $C_P$  dan koefisien *thrust*  $C_T$  pada berbagai nilai koefisien tahanan  $K$  dan factor induksi  $\alpha$  dengan melakukan modifikasi bentuk dan ukuran turbin, Steven dkk.(2018), Michael dan Crawford (2011). Parameter-parameter ini sangat tergantung dari kecepatan aliran yang melalui *duct* turbin. Kecepatan aliran dalam *duct* sangat dipengaruhi oleh bentuk dan ukurannya. Penyempitan saluran mempercepat aliran yang melalui bidang rotor, disertai dengan berkurangnya daya dorong (*thrust loading*) rotor, Belloni (2013). Michael dan Crawford (2011) melakukan studi *performance* turbin dengan meneliti pengaruh diameter *duct* secara keseluruhan dan studi pengaruh bentuk dari *outlet diffuser* turbin dengan *inlet* diameter konstan. Studi-studi ini dilakukan dengan metode *experimental* maupun analisis *numeric* berbasis CFD. Rumaherang dkk. (2018) melakukan optimasi *performance* turbin dengan mengubah bentuk kanal turbin mengikuti model *ducted turbine* dan membandingkan *performance* keduanya. Nilai koefisien daya maksimum digambarkan untuk setiap perubahan kecepatan bebas arus laut  $U_0$ .

Dalam penelitian ini dilakukan studi pengaruh diameter *impeller* terhadap karakteristik turbin untuk menemukan diameter optimum, pada nilai diameter *inlet* dan *outlet diffuser* turbin tetap ( $D_1$ , dan  $D_2$  konstan). Diameter *duct* pada daerah *impeller*  $D_1$  divariasikan dalam 5 ukuran. Parameter-parameter *output* turbin dianalisis untuk aliran yang melalui penampang turbin. Serupa dengan penelitian optimalisasi, Michael dan Crawford (2011) dan Lawn (2003), namun dalam penelitian ini, parameter-parameter *output* ditentukan sebagai fungsi diameter *impeller*, dimana hal ini belum dilakukan dalam penelitian-penelitian diatas. Untuk menentukan pengaruh rasio diameter ( $D_1/D_3$ ), maka pengukuran dilakukan pada kecepatan bebas tertentu yaitu  $U_0$  sebesar 1,5 m/s yang sesuai kondisi rata-rata potensi arus pasang surut bulanan pada lokasi pengukuran, Rumaherang dkk, 2015). Karakteristik turbin digambarkan sebagai hubungan koefisien daya  $C_P$  dan koefisien *thrust*  $C_T$  sebagai fungsi koefisien tahanan  $K$ , factor induksi aksial adan rasio diameter  $\bar{d}$ . Nilai maksimum  $C_P$  menentukan rasio diameter  $\bar{d}$  optimal.

## 2. METODE PENELITIAN

Dalam penelitian ini dilakukan studi rancangan dan pengujian model *ducted* turbin yang dilakukan pada lokasi selat Haya tahun 2015 dengan menggunakan turbin arus laut *horizontal*. Turbin dirancang bangun dan di-*setup* seperti pada gambar 1.



Gambar 1. Instalasi penelitian

Aliran masuk melalui penampang inlet dengan diameter tetap  $D_1$  sebesar 4,0 meter, melalui saluran (*duct*) pada daerah *stator* dan *impeller*, selanjutnya keluar pada penampang *outlet* dengan diameter  $D_3$  sama dengan 4,8 meter. Aliran bebas yang memasuki turbin diukur pada kecepatan  $U_0$  sebesar 1,5 m/s. Pengaruh perubahan diameter turbin dianalisis dengan cara menggambarkan karakteristik turbin untuk setiap perubahan diameter *duct* pada daerah *impeller* melalui grafik koefisien daya  $C_P$  dan koefisien *thrust*  $C_T$  sebagai fungsi koefisien tahanan  $K$  dan faktor induksi aksial  $a$ , serta perubahan diameter turbin.

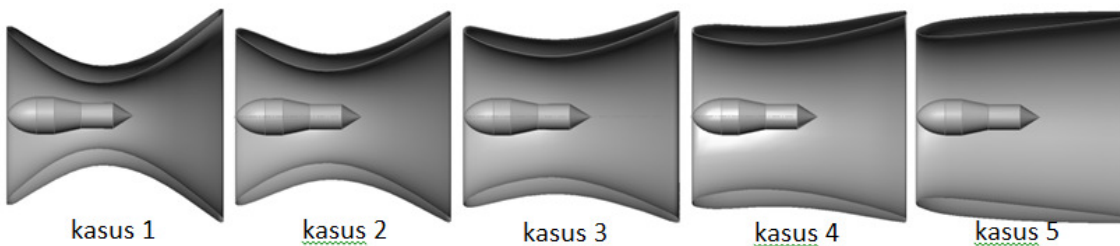
Untuk mengukur pengaruh rasio diameter dan menemukan diameter optimum turbin ini maka bentuk dan ukuran diameter turbin  $D_2$  divariasikan menjadi 5 bentuk dan ukuran yang selanjutnya disebut sebagai kasus 1 sampai kasus 5 seperti pada gambar 2. Design turbin dilakukan dengan menggunakan persamaan kontinuitas aliran dalam *duct*. Diameter *impeller* ditentukan berdasarkan kecepatan aliran fluida pada penampang meridian  $V_m$ . Luas penampang *inlet*  $A_1$ , dirancang berdasarkan kebutuhan kecepatan aliran yang dibutuhkan oleh *impeller*. Dari perhitungan konstruksi dan kekuatan poros, maka kecepatan pada daerah *impeller* adalah sebagai berikut, Rumaherang dkk.(2018):

$$V_m = \frac{4Q}{\pi D_2^2 \bar{d}_{bs}^2} \quad (1)$$

$\bar{d}_{bs} = \frac{d_b}{D_2}$  adalah perbandingan bosch *impeller*,  $D_2$  menyatakan diameter *impeller* dan  $d_b$  adalah diameter bosch *impeller*.

$$D_2 = \sqrt{\frac{Q}{1.35V_m}} \quad (2)$$

Jumlah sudu-sudu stator  $z_s$  adalah 8 buah, dan blade *impeller*  $z$  yaitu 4 buah, sudut serang  $\alpha_1$  sebesar  $75^\circ$ , sudut kemiringan sudu  $\beta_1$  sebesar  $35^\circ$  dan  $\beta_2$  nilainya  $33^\circ$ . Data geometri dan ukuran untuk kelima kasus ditunjukkan dalam tabel 1.



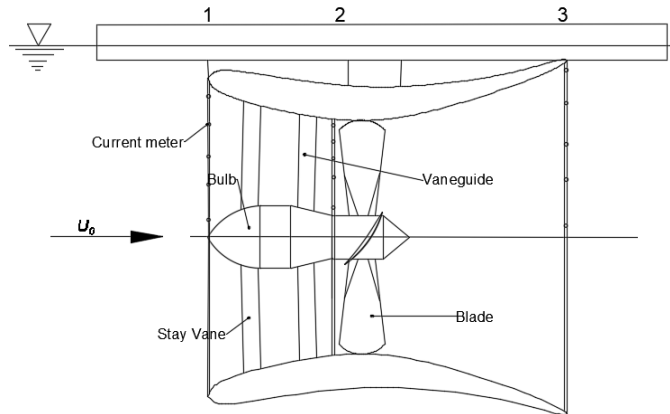
Gambar 2. Hasil modifikasi bentuk dan ukuran turbin

Tabel 1. Ukuran geometri turbin

| No | Diameter <i>Impeller</i> | Diameter bosch | Diameter <i>Inlet</i> | Diameter <i>outlet</i> | Rasio diameter     | Sudut      |           |           |
|----|--------------------------|----------------|-----------------------|------------------------|--------------------|------------|-----------|-----------|
|    | $D_2$ (m)                | $d_b = const$  | $D_1$ (m) = const     | $D_3 = const$          | $d_{bs} = D_2/D_1$ | $\alpha_1$ | $\beta_1$ | $\beta_2$ |
| 1  | 1,50                     |                |                       |                        | 0,38               |            |           |           |
| 2  | 2,13                     |                |                       |                        | 0,53               |            |           |           |
| 3  | 2,75                     | 0,60           | 4,00                  | 4,79                   | 0,69               | 75         | 33,5      | 35        |
| 4  | 3,38                     |                |                       |                        | 0,84               |            |           |           |
| 5  | 4,00                     |                |                       |                        | 1,00               |            |           |           |

Kecepatan aliran yang melewati turbin diukur pada setiap penampang dengan bantuan *current meter* yang di-*setup* pada setiap penampang (gambar 1). Aliran bebas arus laut diukur pada penampang inlet  $A_1$ , penampang daerah *impeller*  $A_2$ , dan pada penampang *outlet diffuser*  $A_3$ . Titik-titik

pengukuran turbin secara skematis ditampilkan pada gambar 3. Nilai kecepatan yang digunakan pada setiap penampang adalah nilai rata-rata dari semua alat ukur pada setiap penampang.



Gambar 3. *Set up* pengujian turbin

Daya puncak turbin pada suatu PLTAL dijelaskan dengan bantuan teori momentum, Roberts dkk. (2016) atau persamaan Fraenkel, Muller dkk. (2016) :

$$P = \frac{1}{2} \rho A_{ref} C_p U_0^3 \quad (3)$$

Dimana  $C_p$  koefisien daya turbin,  $\rho$  adalah densitas air laut yang besarnya  $1025 \text{ kg/m}^3$ , dan  $U_0$  adalah kecepatan arus laut. Penentuan nilai koefisien  $C_p$  ditetapkan berdasarkan kecepatan aliran yang melewati penampang turbin. Daya fluida adalah total daya yang terkandung dalam aliran fluida yang bekerja pada semua sistem turbin yang merupakan jumlah *thrust* dan *drag* (*duct*, konstruksi dan *blade* turbin itu sendiri) dikalikan dengan kecepatan aliran bebas  $U_0$ , Michael dan Crowford (2011), Lawn (2003).

Untuk menganalisis aliran ini secara kuantitatif, maka koefisien tahanan  $K$  pada setiap kasus turbin yang dipengaruhi oleh perubahan kecepatan  $V_2$  dan tekanan fluida dalam *duct* harus dihitung. Nilai koefisien tahanan  $K$  dinyatakan dengan persamaan, Lawn (2003):

$$K = \frac{P_2 - P_3}{\frac{1}{2} \rho U_0^2} \quad (4)$$

Dimana  $P_2$  dan  $P_3$  berturut-turut adalah tekanan aliran fluida pada daerah *impeller* dan daerah *outlet diffuser*,  $U_0$  adalah kecepatan aliran bebas arus laut.

Pada fluida stasioner daya didefinisikan dengan mengandaikan turbin yang diuji dengan semua sistemnya ditarik dalam fluida pada kecepatan  $U_0$ . Daya yang diperlukan untuk menarik turbin hanya merupakan hasil kali gaya yang diterapkan dengan kecepatan lokal, dan sama dengan daya yang hilang dari fluida bergerak dalam kasus turbin stasioner, Michael dan Crowford (2011). Dengan demikian daya turbin dinyatakan sebagai berikut:

$$P = TV_2 \quad (5)$$

$$P_w = (T + D)U_0 \quad (6)$$

Dimana *thrust*  $T$  dan *drag*  $D$ , ditentukan dengan persamaan (7) dan (8):

$$T = \frac{\rho U_0^2 A_2 C_T}{2} \quad (7)$$

$$D = \frac{\rho U_0^2 A_2 C_D}{2} \quad (8)$$

Berdasarkan teori Lanchester-Betz, untuk turbin tunggal dalam luasan aliran tak terbatas, gaya yang dapat diberikan oleh turbin dapat ditentukan dengan menggunakan prinsip kontinuitas massa, menerapkan prinsip Bernoulli (Draper dan Nishino, 2014) di inlet dan outlet turbin dan perhitungan fluks momentum inlet dan outlet dari volume kontrol di sekeliling turbin,. Dari gambar 2, nilai

kecepatan  $V_2 = V_m$  yaitu kecepatan aliran pada penampang meridian di daerah impeller turbin, Rumaherang dkk. (2018). Kecepatan meridian ini sangat dipengaruhi oleh perbandingan diameter *bosch* dengan diameter *impeller*  $\bar{d}_{bs} = d_b / D_2$  (persamaan 1). Koefesien daya  $C_P$  dinyatakan sebagai berikut, Belloni(2013):

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A_{ref} U_o^3} = 4a(1-a)^2 \quad (9)$$

untuk *ducted turbine*, nilai Betz limit  $C_P$  adalah 0,593, (Lawn, 2003). Koefesien thrust  $C_T$  dinyatakan sebagai, Belloni (2013):

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_{ref} U_o^3} = 4a(1-a) \quad (10)$$

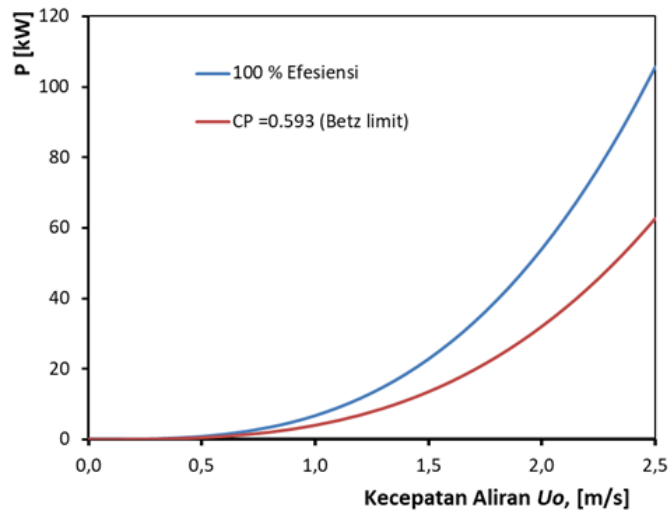
Dimana  $a = \frac{U_0 - V_t}{U_0}$  adalah fackor induksi, (Antonio dkk.,2016),  $P_T$  adalah daya turbin (W),  $V_t$  adalah

kecepatan aliran pada penampang rumah *impeller*,  $A_{ref}$  sama dengan  $A_1$  yaitu luas penampang *inlet*. Pengaruh perubahan bentuk dan ukuran diameter turbin dilakukan melalui analisa parameter energi turbin, yaitu perubahan nilai  $C_P$  dan  $C_T$  terhadap nilai  $K$ ,  $a$  dan  $\bar{d}$ .

### 3. HASIL

#### 3.1. Daya tersedia arus laut

Berdasarkan persamaan (1) untuk turbin aliran tanpa *duct*, maka daya untuk kecepatan  $U_0$  dari 0 m/s sampai dengan 2,5 m/s diekspresikan dalam gambar 4 yang menunjukkan daya sebagai fungsi perubahan kecepatan bebas  $U_0$  untuk luas *swept area*  $A_{ref} = A_1$  untuk efesiensi turbin  $\eta = 1$  atau  $C_P = 1$  dan pada nilai koefesien daya  $C_P = 0,593$  yang merupakan kondisi *Betz limit*.



Gambar 4. Daya turbin pada efesiensi 100% dan pada nilai  $CP=0,593$  (*Betz limit*).

Gambar 4 menunjukkan bahwa pada kecepatan bebas,  $U_0$ , sebesar 1,5 m/s dan koefesien daya  $C_P$  sebesar 1 maka daya fluida  $P_w$  sebesar 22,83 kW, dan untuk nilai  $C_P$  sama dengan 0,593, daya turbin maksimum  $P_T$  yang dihasilkan adalah 13,54 kW. Selanjutnya karakteristik turbin dari hasil modifikasi penampang meridian melalui variasi diameter impeller ditinjau berdasarkan kedua nilai daya ini.

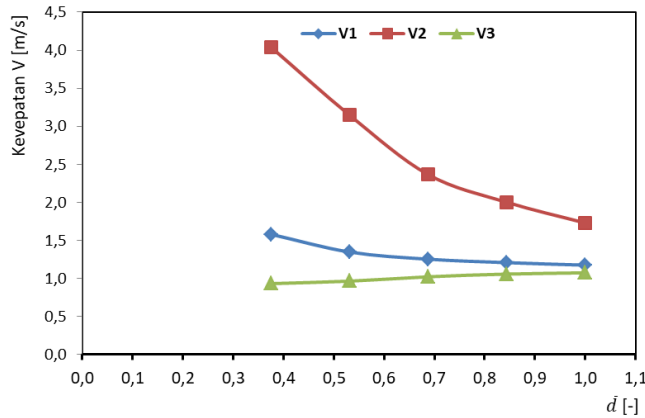
#### 3.2. Parameter-parameter energi turbin

Hasil pengukuran kecepatan aliran pada setiap penampang meridian untuk kelima kasus bentuk dan ukuran turbin ditampilkan pada tabel 2.

Table 2. Data hasil pengukuran pada 3 titik penampang meridional turbin.

| No. | $D_1$ (m) | $D_2/D_1$ | $U_0$ (m/s) | $V_1$ (m/s) | $V_2$ (m/s) | $V_3$ (m/s) |
|-----|-----------|-----------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 1   | 1,50      | 0,38      | 1,50        | 1,58        | 4,04        | 0,93        |
| 2   | 2,13      | 0,53      | 1,50        | 1,35        | 3,15        | 0,96        |
| 3   | 2,75      | 0,69      | 1,50        | 1,25        | 2,36        | 1,02        |
| 4   | 3,38      | 0,84      | 1,50        | 1,21        | 2,00        | 1,06        |
| 5   | 4,00      | 1,00      | 1,50        | 1,17        | 1,73        | 1,07        |

Berdasar pada data tabel 2, perubahan kecepatan aliran meridional pada berbagai penampang turbin untuk kecepatan  $U_0$  sebesar 1,5 m/s secara grafis ditunjukkan pada gambar 5.

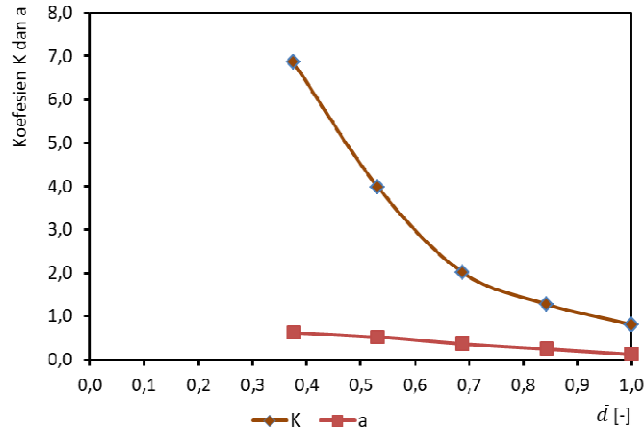


Gambar 5. Kecepatan rata-rata pada 3 titik penampang meridional pada  $U_0$  sama dengan 1,5 m/s.

Berdasarkan gambar 5, kecepatan meridional pada penampang daerah *inlet*  $A_1$ , daerah *impeller*  $A_2$  dan *outlet diffuser*  $A_3$  berubah secara proporsional dengan perubahan rasio diameter  $\bar{d}$ . Kecepatan meridional  $V_2$  berkurang secara signifikan dengan perubahan rasio diameter, sedangkan kecepatan *outlet* cenderung naik proporsional dengan pertambahan rasio diameter  $\bar{d}$ . Walaupun kecenderungan belum digambarkan pada penelitian-penelitian sebelumnya, namun dapat dijelaskan bahwa pada  $\bar{d} = 0,53$  atau  $D_2 = 2,13$  meter, nilai kecepatan rata-rata  $V_2 = 3,15$  sebanding dengan kecepatan maksimum  $V_2 = 4,8$  m/s yang terukur pada jarak *hub* ke *shroud*  $(R_2-r_b)/2+r_b$  seperti dijelaskan oleh Rumaherang dkk. (2018). Pada kecepatan babas  $U_0 = 1,5$  m/s dengan perubahan rasio diameter  $\bar{d} = 0,38-1,0$  atau pada perbandingan luas penampang daerah impeller dengan luas penampang *outlet*  $A_2/A_3 = 0,08-0,68$ , nilai rasio kecepatan  $U_1/U_0 = V_3/V_2$  (Lawn, 2003) berkisar antara 0,31 – 0,78. Pada penelitian optimasi, Lawn (2003), rasio kecepatan untuk rasio  $A_2/A_3 = 0,5$  berkisar antara  $V_3/V_2 = 0,3-0,98$ . Validasi hasil ini dapat dilakukan dengan bantuan nilai koefisien tahanan aksial  $K$  yang dihitung persamaan (4), yaitu  $K = 0,81-6,87$ . Pada nilai  $K = 2$  dan  $A_2/A_3 = 0,48$  nilai rasio kecepatan  $U_1/U_0 = 0,52$ , yang mendekati nilai yang diperoleh Lawn (2003), yaitu  $U_1/U_0 = 0,58$  pada untuk  $A_2/A_3 = 0,5$  (Lawn, 2003) .

### 3.3. Karakteristik Turbin

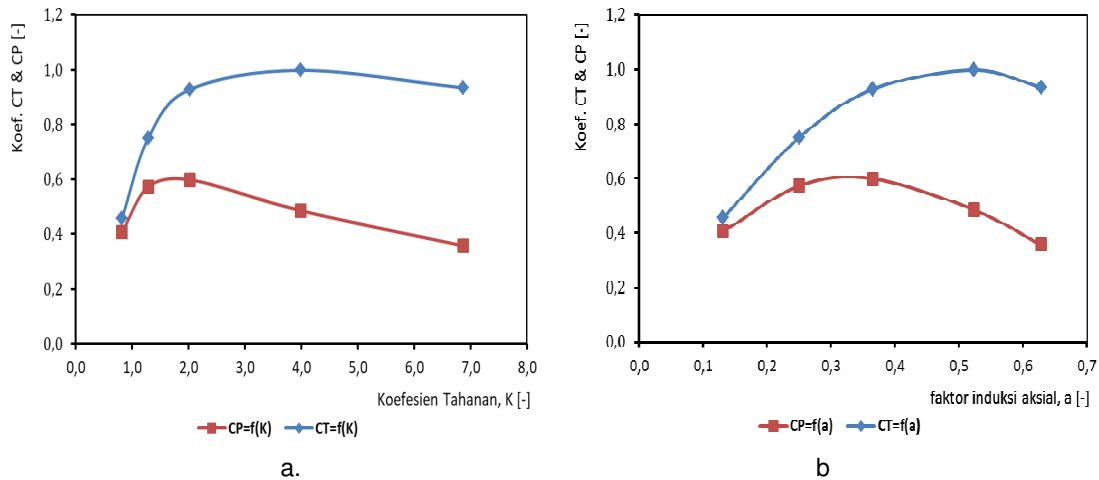
Berdasarkan data nilai kecepatan meridional  $V$  pada penampang-penampang turbin yang diukur, selanjutnya dengan menggunakan persamaan (6), (9), dan (10) dihitung koefisien tahanan  $K$ , factor induksi  $a$ , koefisien daya  $C_p$  dan koefisien thrust  $C_T$ . Pengaruh perubahan rasio diameter  $\bar{d}$  terhadap nilai koefisien tahanan  $K$  dan factor induksi aksial  $a$  digambarkan pada gambar 6.



Gambar 6. Pengaruh perubahan  $\bar{d}$  terhadap  $K$  dan  $a$ .

Berdasar pada gambar 6, dijelaskan bahwa semakin bertambah besar rasio diameter impeller, maka nilai koefisien tahanan  $K$  dan factor induksi  $a$  akan semakin berkurang. Hal ini menunjukkan bahwa koefisien tahanan dan factor induksi pada arah aksial dalam turbin akan berkurang dengan membesarnya rasio diameter atau ukuran diameter impeller mendekati nilai diameter inlet (Michael dan Crawford, 2011). Semakin besar penampang aliran pada daerah impeller, tahanan pada *duct* akan semakin kecil. Nilai  $K$  pada koefisien daya  $C_p$  maksimum berada pada  $K = 0,15-2,0$  (gambar 7a) yang sesuai dengan hasil yang diperoleh untuk  $K = 2$  (Lawn, 2003) dan faktor induksi aksial  $a = 0,348$  (gambar 7b) yang juga sesuai dengan nilai  $a = 0,35$  (Belloni, 2013; Rumaherang dkk., 2018).

Dalam berbagai penelitian diatas, optimalisasi bentuk dan ukuran turbin dinyatakan melalui analisa perubahan nilai koefisien daya  $C_p$  dan koefisien thrust  $C_T$  terhadap nilai Koefisien tahanan  $K$  dan faktor induksi aksial  $a$ . Hubungan parameter-parameter yang menunjukkan performance turbin digambarkan dalam gambar 7.

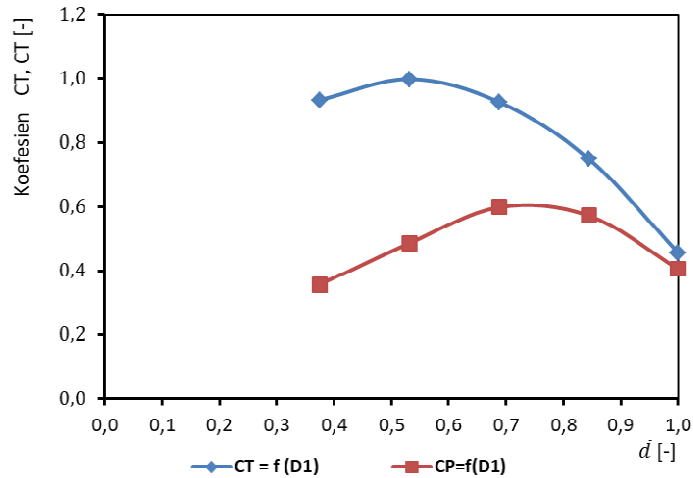


Gambar 7. Pengaruh koefisien  $K$  dan  $a$  terhadap  $C_p$  dan  $C_T$ : a.  $C_p, C_T = f(K)$ , b.  $C_p, C_T = f(a)$

Nilai koefisien thrust akan cenderung naik dengan naiknya koefisien tahanan  $K$  dan mencapai maksimum pada nilai  $K = 4$ . Demikian juga koefisien daya naik dan mencapai maksimum pada nilai *Betz limit* pada nilai  $K = 2,02$  (gambar 7a). Nilai  $C_p$  maksimum (*Betz limit*) ditemukan pada nilai faktor induksi aksial  $a = 0,37$  dan koefisien  $C_T$  maksimum berada pada nilai  $a = 0,52$  yang sama dengan nilai faktor induksi pada kondisi beban tertinggi (Steven dkk. (2017)). Nilai  $C_p$  maksimum pada penelitian melebihi *Betz limit* yaitu  $C_p = 0,598$  pada nilai  $a = 0,365$  yang hampir sama dengan nilai yang diperoleh dari hasil yang diperoleh Lawn (2003), yaitu  $C_p = 0,61$  dan pemodelan dengan CFD yang dilakukan oleh Belloni (2013) yaitu  $C_p = 0,62$  pada nilai  $a = 0,35$  dan nilai maksimum  $C_T = 1$  pada nilai  $a = 0,5$ .



Pengaruh perubahan rasio diameter terhadap parameter-parameter pada karakteristik energi turbin digambarkan pada gambar 8.



Gambar 8. Pengaruh rasio diameter  $\bar{d}$  terhadap  $C_P$  dan  $C_T$ .

Gambar 8 menunjukkan bahwa pada rasio diameter yang kecil nilai koefisien thrust cenderung lebih tinggi dan mencapai maksimum pada nilai  $\bar{d} = 0,53$ , kemudian berkurang dengan pembesaran rasio diameter  $\bar{d}$ . Nilai koefisien daya meningkat dengan pembesaran rasio diameter sampai mencapai maksimum pada nilai  $\bar{d} = 0,69$  dan selanjutnya berkurang dengan pembesaran nilai  $\bar{d}$ . Nilai koefisien daya  $C_P$  maksimum ditemukan pada nilai rasio diameter  $\bar{d} = 0,69$  (kasus 3) dengan koefisien tahanan  $K=2$  dan factor induksi  $a = 0,37$  (gambar 7), sedangkan nilai koefisien thrust  $C_T$  maksimum ditemukan pada nilai  $\bar{d} = 0,53$  atau pada nilai  $K = 4$  dan  $a = 0,52$ . Pada  $\bar{d} = 0,69$  atau pada perbandingan luas penampang  $A_2/A_3 = 0,48$  nilai koefisien daya maksimum  $C_p = 0.598$  ditemukan pada nilai  $K$  yang berbeda dengan pemodelan yang dilakukan oleh Lawn (2003) dimana  $C_p = 0.61$  pada nilai  $K < 1$  (Lawn, 2003) yang dilakukan pada  $A_2/A_3 = 0,5$ .

Dengan demikian untuk kelima kasus modifikasi penampang turbin, ditemukan bahwa nilai maksimum karakteristik energi turbin diperoleh rasio diameter  $\bar{d} = 0,69$  (kasus 3).

#### 4. KESIMPULAN

Berdasar pada hasil dan pembahasan, diperoleh beberapa kesimpulan sebagai berikut. Untuk kondisi geometri *inlet* dan *outlet* tetap, perubahan penampang daerah *impeller* mempengaruhi kecepatan aliran bebas yang masuk ke turbin melalui penampang *inlet*. Pada kecepatan  $U_0$  tetap, aliran yang melewati turbin berubah sesuai dengan perubahan rasio diameter. Pada luas penampang turbin yang kecil, kecepatan aliran lebih tinggi dan menghasilkan nilai koefisien tekanan dan faktor induksi yang tinggi. Nilai koefisien tahanan  $K$  dan faktor induksi aksial  $a$  berkurang dengan penambahan nilai rasio diameter. Selanjutnya parameter-parameter pada kurva karakteristik energi meningkat proporsional dengan perubahan rasio diameter, dan mencapai maksimum pada rasio diameter  $\bar{d} = 0,69$  kemudian berkurang pada nilai  $\bar{d} > 0,69$ . Betz limit untuk koefisien daya ( $C_P = 0,593$ ) ditemukan pada nilai  $K = 2$  yang sama dengan nilai *Betz limit*. Nilai koefisien *thrust* mencapai maksimum ( $C_T = 0,99$ ) berada pada nilai factor induksi aksial  $a = 0,52$ . Dengan demikian rasio diameter  $\bar{d} = 0,69$  merupakan ukuran geometri optimal turbin pada kondisi *inlet* dan *outlet* turbin yang ditetapkan.

#### DAFTAR PUSTAKA

- Antonio B.J., Mendes R.C.F., Taygoara F., Andriamparany T., Koudri, Maine, Mesquita, Andre L.A., 2016, On the hydrodynamics of a row arrangement of hydrokinetic propeller turbines, American Journal of Hydropower, Water and Environment Systems Publisher, 3, 19-24.
- Belloni C., 2013, Hydrodynamics of ducted and open-centre tidal turbines, PhD Thesis, University of Oxford, Oxford.



- Draper S., Nishino T., 2014, Centred and staggered arrangements of tidal turbines, *Journal of Fluid Mechanics*, 739, 72-93.
- Harkins H.P., Susilohadi, 2014, Summary of mapping and modeling ocean current energy in potential straits in indonesia, Center for Research and Development of Marine Geology Energy and Minerals Resources Research and Development Agency Ministry of Energy and Mineral Resources, R.I., Bandung.
- Lawn C.J., 2003, Optimization of the power output from ducted turbines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A, Journal of Power and Energy*, 217, 107-117.
- Michael S., Crawford C., 2011, Developing an empirical model for ducted tidal turbine performance using numerical simulation results, *Journal of Power and Energy*, 226, 112-125.
- Muller M.W., Rue Z., Hiebler K., 2016, Investigation of the potential use of tidal current turbines in the ocean city, *Smart Grid and Renewable Energy*, 7, 142-146.
- Roberts A., Thomas B., Sewell P., Khan Z., Balmain S., Gillman J., 2016, Current tidal power technologies and their suitability for applications in coastal and marine areas, *Journal of Ocean Engineering and Marine Energy*, 2, 227-245.
- Rumaherang W.M., Ufie R., Louhenapessy J., Latuny J., 2018, Design and evaluation of energy characteristics of a horizontal Venturi bulb turbine based on sea current data of the Haya strait. *Prosiding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin*, 17, 88-92.
- Rumaherang W.M., Ufie R., Latuny J., 2018, Optimization of output parameters of the horizontal tidal turbine by modifying its meridional section, *Proceedings of the 2nd Borneo International Conference on Applied Mathematics and Engineering*, 2, 16-22.
- Rumaherang, W.M., Simanjuntak A., Ufie R., Latuny, J., Lohenapessy, J., 2015, Kajian potensi arus laut sebagai energi alternatif pembangkitan listrik kepulauan Maluku, *Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon*.
- Simon P.N., Reza H.M., Matt J.L., 2016, Tidal energy leasing and tidal phasing, *Renewable Energy*, 85, 580-587.
- Steven A., Christophe P., Philipp R.T., Evangelos B., Gareth P.H., 2017, Hydrodynamic analysis of a ducted, open centre tidal stream turbine using blade element momentum theory, *Ocean Engineering*, 141, 531-542.
- Steven A., Christophe P., Pierre B., Philipp R.T., 2018, Adapting conventional tools to analyse ducted and open centre tidal stream turbines, *International Marine Energy Journal*, 1(2), 91-99.