

Optimasi Perancangan Turbin *Crossflow* Terhadap Sudut Masuk *Blade Runner* untuk *Micro Hydro Power Plant* dengan Analisis CFD

Heri Suripto*, Saiful Anwar, Aprizal

Program Studi S1 Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pasir Pengaraian
Jl. Tuanku Tambusai, Rambah, Pasir Pengairan, Kabupaten Rokan Hulu, Riau 28558

*E-mail: herisuripto@upp.ac.id

Abstract

This study optimizes the design of cross flow turbines on the blade runner entry angle for the micro hydro power plant with CFD analysis. Appropriate design and optimization can increase turbine efficiency and generator power, turbine efficiency increases, generator power also rises. The research method used is a simulation method, where the research simulation includes the design of cross flow turbine, cross flow turbine drawing design, and simulation. Turbine design drawings were made using wildfire Pro Engineer 5.0 software and cross flow turbine blade simulation performed using Computational Fluid Dynamic (CFD) 2014. From the simulation results the optimal value is shown at the runner blade angle of 30° and the output of the simulation is tangential speed. To get the maximum generator power, the simulation results will be analyzed numerically where the initial power of 34.5 kW at an angle of 55° rises to 42.5 kW at an angle of 30°. turbine power increased by ± 2.58%. This research was taken from the case at a water level of 10 meters and a discharge of 0.5 m³ / sec.

Keywords: cross flow turbine, blade runner angle, CFD, turbine power

Abstrak

Penelitian ini melakukan optimasi perancangan turbin *cross flow* terhadap sudut masuk *blade runner* untuk mikro hidro *power plant* dengan analisis CFD. Perancangan dan optimasi yang tepat dapat meningkatkan efisiensi turbin dan daya generator, efisiensi turbin naik maka daya generator juga ikut naik. Metode penelitian yang digunakan adalah metode secara simulasi, dimana simulasi penelitian meliputi perancangan turbin *cross flow*, desain gambar turbin *cross flow*, dan simulasi. Gambar perancangan turbin dibuat dengan menggunakan *software Pro Engineer wildfire 5.0* dan Simulasi *blade turbin cross flow* dilakukan dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamic (CFD) 2014*. Dari hasil simulasi nilai optimal ditunjukkan pada sudut *runner blade* 30° dan *output* dari simulasi adalah kecepatan tangensial. Untuk mendapatkan daya generator maksimum maka hasil simulasi akan dianalisis secara numerik dimana daya awal sebesar 34,5 kW pada sudut 55° naik menjadi 42,5 kW pada sudut 30°. daya turbin naik sebesar ± 2.58 %. Penelitian ini diambil dari kasus pada ketinggian air sebesar 10 meter dan debit sebesar 0,5 m³/detik.

Kata kunci: turbin *cross flow*, sudut *blade runner*, CFD, daya turbin

1. Pendahuluan

Pembangkit listrik tenaga mikro hidro termasuk kedalam kategori sumber energi terbarukan yang dapat beroperasi pada *low head*, turbin *crossflow* adalah turbin yang sesuai untuk pembangkit tersebut, di samping murah dan mudah dalam pembuatannya. Untuk menaikkan efisiensi turbin tersebut perlu adanya pengoptimalan parameter-parameter turbin seperti *runner diameter*, panjang *runner*, tebal *water jet*, jumlah *blade*, dan sudut *blade*. Daya yang dibangkitkan turbin naik ketika dilakukan optimasi pada sudut *blade* β_1 .

Pembangkit listrik tenaga mikro hidro terus berkembang di seluruh dunia, hal tersebut menunjukkan bahwa sistem pembangkit listrik tenaga mikro hidro layak pada daerah yang sesuai. Sarat utama untuk membuat pembangkit listrik tenaga mikro hidro adalah sumber air, turbin, generator, desain dan pemasangan yang tepat. Pemilihan turbin akan bergantung pada tinggi tekan yang tersedia, turbin impuls dan turbin raksi adalah turbin yang sesuai dengan pembangkit yang memiliki tinggi tekan rendah. Turbin *crossflow* adalah turbin yang sesuai untuk ketinggian yang rendah, berkisar 5 meter dan laju aliran 1 meter³/detik. [1]

Optimasi turbin *cross flow* dengan CFD melalui dua metode yaitu Algoritma Genetika multi-objektif (GA) dan Metode Metamodel-Assisted Optimization (MMAO) dari alat OASIS. kedua metode pengoptimalan menunjukkan peningkatan 4,73% dan 5,33% pada output. metode ini menghasilkan desain kinerja yang lebih baik, dan lebih efektif dari pada metode GA dalam mengidentifikasi perbatasan Pareto. Metode MMAO juga telah terbukti lebih murah secara komputasi dari metode GA [2]. Optimasi numerik dengan metodologi permukaan respons (RSM) dengan menggunakan hasil komputasi dinamis (CFD), juga dapat menemukan kinerja terbaik atau koefisien torsi maksimum pada turbin *cross*

flow. Pengujian dilakukan untuk dua kecepatan sudut rotor dan kecepatan konstan. Akhirnya, desain komposit pusat atau CCD Analisis diterapkan pada hasil untuk dioptimalkan [3].

Desain mata pisau savonius diffuser menggunakan simulasi CFD menunjukkan bahwa prosedur pemilihan radius tandem bergantung pada metode RSM dapat digunakan untuk optimalisasi kuantitatif dari kinerja yang disediakan dalam berbagai tandem radius. Sayangnya dengan metode RSM tidak dapat mengoptimalkan parameter geometris deflektor bergerak karena tidak mampu menghasilkan permukaan kanonik dalam berbagai sudut deflektor. Desain deflektor terbaik dapat dipilih dengan memplot kedua model dalam kisaran diameter (Dtp) dan rasio kecepatan pada celah sempit (Rcv) pada grafis aerodinamis kinerja. Rotor bilah savonius diffuser dengan deflektor yang bergerak meningkatkan rasio kecepatan pada celah sempit (Rcv) untuk hampir semua konfigurasi dan meningkatkan torsi akibat gaya pada blade balik yang dihasilkan oleh "jet efek" melalui celah sempit di tengah rotor. Sementara itu, turbin blade tandem konvergen Savonius tanpa deflector. Desain diffuser menggunakan model konvergensi dengan diameter hub D = 68 mm diperoleh Rt = 27 mm atau 0,4 D; e = 2.75 mm atau 0,04 D; dan menggunakan tangential blade Pemindah (moving deflector) dengan diameter Tip Dtp = 140 mm atau 2.06 D yang mampu menghasilkan maksimum poros daya atau penurunan tekanan minimum pada simulasi CFD [4].

Optimasi menggunakan CFD pada sudut blade pitch turbin memaparkan hasil yang optimum pada sudut blade pitch untuk NACA 0021 adalah sebesar 0,3° yang mana optimasi blade adalah 0,6°. Ini menunjukkan hasil optimasi sudut blade tergantung pada *airfoil geometry*. Koefisien gaya tangensial meningkat. Peningkatan performa turbin terutama pengurangan kerugian aerodinamik dengan mengoptimasikan sudut *blade pitch* [5].

Untuk mengetahui pola aliran kerja turbin crossflow dapat dilakukan dengan analisis CFD, berdasarkan hasil analisis numerik steady state dilakukan dan itu dimodifikasi secara geometris untuk meningkatkan kinerja. Efisiensi turbin ditingkatkan dari 63,67% (model dasar) menjadi 76,60% (Model yang dimodifikasi dengan 7 GV Pembukaan dan 22 jumlah bilah). Peningkatan total 12,93% dalam efisiensi dengan daya total output 7,24 kW. Juga dari analisis kualitatif, kecepatan vektor dan kontur tekanan dianalisis sehingga memvisualisasikan bidang aliran [6].

2.1. Perhitungan kecepatan terhadap *shaft* torsi turbin

Untuk menganalisis besar pengaruh kecepatan mutlak turbin terhadap *shaft* torsi dapat diketahui dengan cara analisis numerik. Adapun persamaan yang dapat digunakan adalah sebagai berikut [7].

$$T_s = T_{1 \rightarrow 2} + T_{3 \rightarrow 4} \quad (1)$$

$$T_{1 \rightarrow 2} = \rho \cdot Q \cdot (\vec{V}_{t1} \cdot r_1 - \vec{V}_{t2} \cdot r_2) \quad (2)$$

$$T_{3 \rightarrow 4} = \rho \cdot Q \cdot (\vec{V}_{t3} \cdot r_2 - \vec{V}_{t4} \cdot r_1) \quad (3)$$

dimana:

$T_{1 \rightarrow 2} + T_{3 \rightarrow 4}$ = torsi yang bekerja berdasarkan radius *runner* (N.m)

T_s = *shaft* torsi (N.m)

ρ = massa jenis air (kg/m³)

Q = debit air (m³/s)

$\vec{V}_{t1}, \vec{V}_{t2}, \vec{V}_{t3}, \vec{V}_{t4}$ = kecepatan tangensial (m/s)

r_1 dan r_2 = jari-jari *runner blade* turbin (m)

$$\vec{V}_{t1} = u_1 + W_1 \cos \beta_1 \quad (4)$$

Untuk mengetahui besar $T_{1 \rightarrow 2}$ dan $T_{3 \rightarrow 4}$ maka yang perlu diketahui terlebih dahulu adalah besar kecepatan tangensial pada turbin tersebut. Untuk mengetahui besar kecepatan tangensial dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut [7].

$$\vec{V}_{t1} = u_1 + W_1 \cos \beta_1 \quad (5)$$

$$\text{atau } \vec{V}_{t1} = C_1 - u_1 \quad [8] \quad (6)$$

dimana:

u_1 = kecepatan relatif (m/s)

C_1 = kecepatan mutlak (*absolute*) (m/s)

$u_1 = W_1$ = kecepatan sudut *runner* konstan (ω)

Sehingga:

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \quad (7)$$

$$u_2 = \omega \cdot r_2 \quad (8)$$

$$\vec{V}_{t2} = u_2 = \vec{V}_{t3} \text{ dan } \vec{V}_{t4} = V_4 \cos \alpha_4 \quad (9)$$

sehingga:

$$\vec{V}_{t2} = u_1 (1 + \cos \beta_1) \quad (10)$$

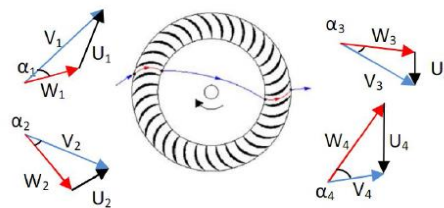
menjadi,

$$\vec{V}_{t2} = \omega \cdot r_1 (1 + \cos \beta_1) \quad (11)$$

Kecepatan tangensial diketahui dari kecepatan *magnitude* atau kecepatan mutlak masuk sudu turbin. Untuk menentukann besar kecepatan tangensial maka analisis numerik yang dilakukan adalah menghitung kecepatan dari simulasi CFD [7].

$$\vec{V}_{t1} = W_1 - u_1 \quad (12)$$

Kecepatan tangensial diketahui dari kecepatan *magnitude* atau kecepatan mutlak masuk sudu turbin [7].



Gambar 1. Berbagai kecepatan pada turbin *cross flow* [7]

2.2. Perhitungan Efisiensi turbin

Efisiensi turbin didefinisikan sebagai rasio *Output* daya turbin ke generator dan energi yang mengalir ke turbin [7].

$$\eta_t = \frac{T_s \omega}{\rho Q g H_n} \quad (13)$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot N}{60} \quad (14)$$

dimana:

ω = Kecepatan sudut (rps) [9]

2.3. Perhitungan Efisiensi generator

$$\eta_g = \frac{P}{T_s \cdot \omega} \quad (15)$$

dimana:

η_g = efisiensi generator [10]

2.4. Perhitungan Daya output turbin

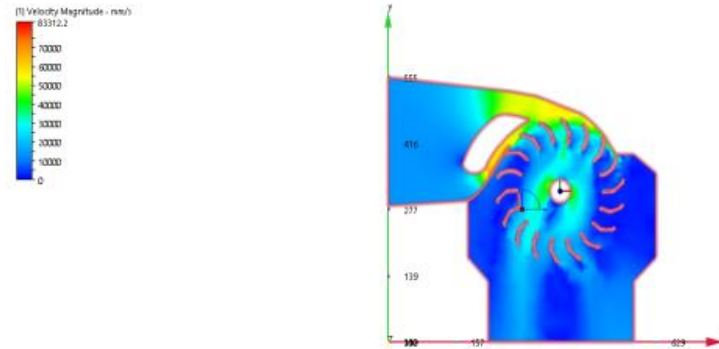
Daya *output* generator dapat dihitung dengan persamaan [11].

$$P_g = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta \quad (16)$$

2. Hasil dan Pembahasan

3.1. Simulasi CFD

Tahap simulasi adalah proses untuk mengetahui sudut *runner blade* turbin yang optimal kemudian di hitung berdasarkan nomerik. Adapun tahapan simulasi meliputi sudut 50°, 40°, 30°, 20°. dari hasil simulasi menunjukkan sudut 30° menunjukkan sudut optimal, menghasilkan kecepatan tertinggi dibandingkan variasi sudut yang lain. Adapun gambar simulasi dari sudut 30° adalah seperti ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Kontur kecepatan masuk *blade* turbin

3.2. Analisis Numerik

Kecepatan tangensial diketahui dari kecepatan *magnitude* atau kecepatan mutlak masuk sudu turbin.

Tabel 1. Kecepatan tangensial 1-2

No	Sudut β_1 (°)	Kecepatan tangensial 1 \vec{V}_{t1} (m/s)	Kecepatan tangensial 2 \vec{V}_{t2} (m/s)
1.	50	25,7	10,5
2.	40	34,5	11,3
3.	30	47,6	11,95
4.	20	40	12,4

Dari Tabel 1 dapat dianalisis bahwa kecepatan tangensial maksimum ditunjukkan pada sudut 30° sebesar 47,6 m/s, besaran angka kecepatan tangensial diperoleh dari simulasi CFD yang sebelumnya telah di desain dengan menggunakan *Pro Engineer wildfire 5.0*

Tabel 2. Torsi yang bekerja pada turbin ($T_{1 \rightarrow 2}$)

No	Besar sudut β_1 (°)	$T_{1 \rightarrow 2}$ (N)
1.	50	1402,5
2.	40	2022,5
3.	30	2972,5
4.	20	2380

Tabel 2 adalah nilai dari torsi 1- 2 yang dianalisis berdasarkan analisis numerik, dimana nilai torsi maksimum ditunjukkan pada sudut 30°

Tabel 3. Analisis *shaft* torsi turbin

No	Sudut β_1 (°)	$T_{1 \rightarrow 2}$ (N.m)	$T_{3 \rightarrow 4}$ (N.m)	T_s (N.m)
1.	50	1402,5	262,5	1665
2.	40	2022,5	282,5	2305
3.	30	2972,5	298,8	3271,3
4.	20	2380	310	2690

Pada Tabel 3 menunjukan nilai dari torsi 1-4 dan *shaft* torsi, nilai ini dianalisis berdasarkan analisis numerik yang dituangkan dalam persamaan 2 dan 3, dimana nilai maksimum ditunjukkan pada sudut 30°

Tabel 4. Hasil analisis perhitungan efisiensi turbin

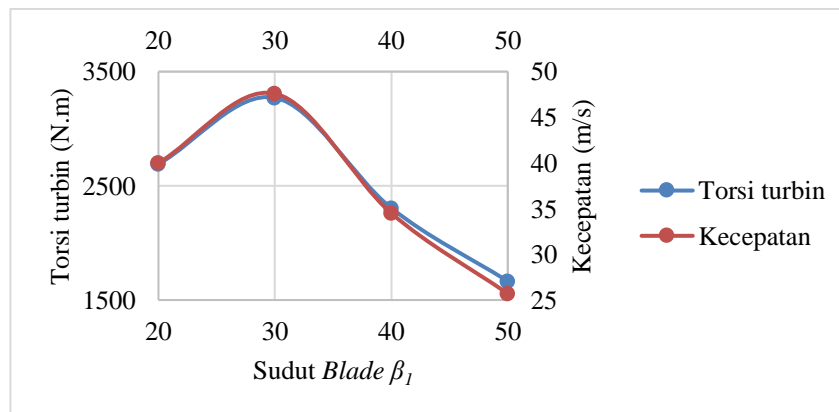
No	Sudut β_1 (°)	Efisiensi Turbin (%)
1.	50	91,3
2.	40	91,8
3.	30	92,5
4.	20	92,1

Untuk menentukan besar daya turbin maka perlu dilakukan analisis numerik *shaft* torsi terhadap daya turbin. Dari analisis pengaruh *shaft* torsi terhadap efisiensi turbin diketahui bahwa sudut maksimum ditunjukkan pada sudut 30° (lihat Tabel 4), sehingga untuk mengetahui pengaruh *shaft* torsi dapat dilakukan melalui analisis efisiensi turbin dengan daya turbin.

Tabel 5. Hasil analisis perhitungan daya turbin

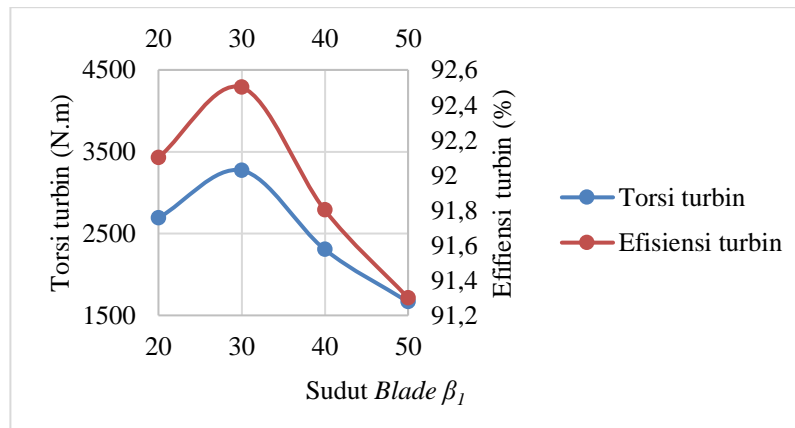
No	Sudut β_1 (°)	Daya Turbin kW
1.	50	44,7
2.	40	44,9
3.	30	45,3
4.	20	45

Tabel 5 menunjukkan perhitungan numerik dari daya turbin, berdasarkan Persamaan 16 dapat diketahui bahwa efisiensi turbin dapat mempengaruhi besar daya yang di bangkitkan turbin, dari hasil numerik besar daya maksimum ditunjukkan pada sudut 30° dimana daya sebesar 45,3 kW

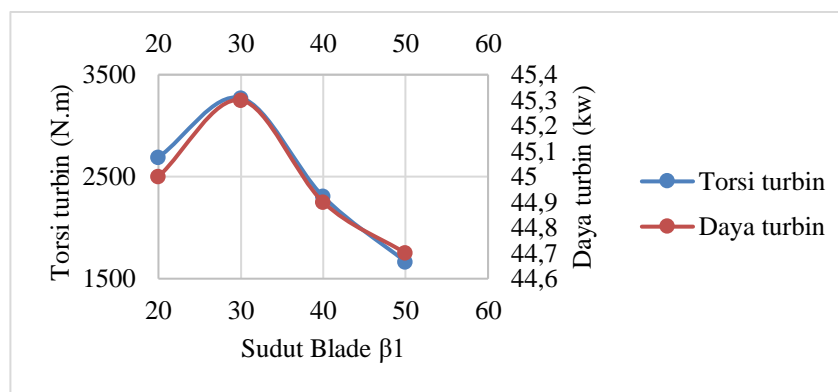


Gambar 3. Grafik kecepatan masuk turbin, torsi turbin terhadap sudut *blade* β_1

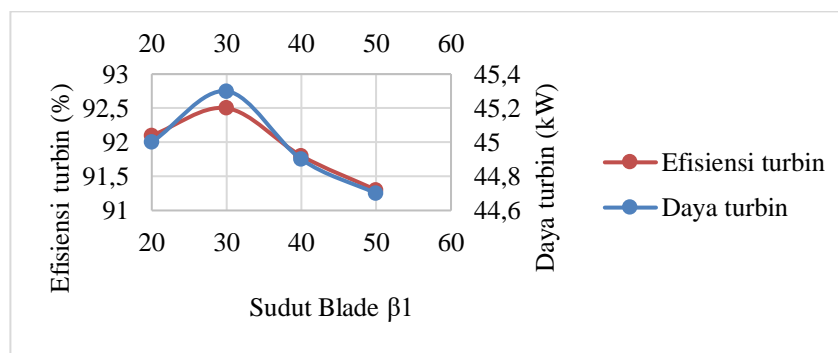
Gambar 3 adalah grafik perbandingan antara torsi turbin dan kecepatan tangensial, tren fluktuatif ditunjukkan pada gambar tersebut dimana nilai maksimum antara kecepatan dan torsi turbin berada pada sudut 30°.



Gambar 4. Grafik efisiensi turbin, torsi turbin terhadap sudut *blade* β_1



Gambar 5. Grafik daya turbin, torsi turbin terhadap sudut *blade* β_1



Gambar 6. Grafik daya turbin, efisiensi turbin terhadap sudut *blade* β_1

Pada Gambar 4, 5 dan 6 pengaruh torsi turbin dan efisiensi turbin terhadap daya yang dibangkitkan turbin, pada gambar tersebut ditunjukkan nilai maksimum pada sudut 30° , dimana torsi turbin sebesar 3271,3 (N.m), dan efisiensi sebesar 92,5 % dan daya sebesar 45,3 kW.

3. Kesimpulan

Untuk mendapatkan efisiensi maksimum maka penelitian ini melakukan perubahan sudut masuk turbin. Simulasi CFD menunjukkan peningkatan kecepatan pada sudut 30° , dan menghasilkan daya turbin sebesar 45,3 kW. Penelitian ini dilakukan pada debit $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ dan ketinggian 10 m. Simulasi CFD dilakukan pada kondisi mesh otomatis, ini tidak menunjukkan hasil yang maksimal, untuk mendapatkan keakuratan simulasi maka analisis mesh dilakukan secara manual. Semakin kecil ukuran mesh maka semakin baik hasil yang akan dihasilkan dari simulasi.

Ucapan Terima Kasih

Terima kasih disampaikan kepada LPPM Universitas Pasir Pengaraian yang telah mendanai skema Penelitian Internal Dosen Tahun 2019.

Daftar Pustaka

- [1] Bilal Abdullah Nasir, "Design Considerations Of Micro Hydro Electric Power Plant", *The International Journal Conference of Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability, TMREES14 Energy Procedia* 50 (2014) 19 – 29
- [2] Endashaw Tesfaye Woldemariam, Hirpa G. Lemu 1, and G. Gary Wang, "CFD-Driven Valve Shape Optimization for Performance Improvement of a Micro Cross-Flow Turbine", *Journal energies* 2018, 11, 248; doi:10.3390/en11010248.
- [3] M. Jafaryar, R. Kamrani, M. Gorji-Bandpy, M. Hatami, D.D. Ganji, "Numerical optimization of the asymmetric blades mounted on a vertical axis cross-flow wind turbine", *International Communications in Heat and Mass Transfer* 70 2016.
- [4] Bagus Wahyudi, Sudjito Soeparman, H W M Hoeijmakers, "Optimization design of Savonius diffuser blade with moving deflector for hydrokinetic cross flow turbine rotor", *Energy Procedia* 68 2015.
- [5] M.H. Mohamed, S. Shaaban, "Optimization of blade pitch angle of an axial turbine used for wave energy conversion", *Journal Energy* 2013 1e11.
- [6] Nirmal Acharya, Chang-Gu Kim, Bhola Thapa, Young-Ho Lee, "Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flflow hydro turbine", *Renewable Energy* xxx (2015) 1e8
- [7] Nang Saing Nuet, Myat Myat Soe, Aung Myat Thu, "Experimental Investigation Of Cross-Flow Turbine; International Journal of Mechanical And Production Engineering", ISSN: 2320-2092, Volume- 4, Issue-12, Dec.-2016.
- [8] Fritz Dietzel, Dakso Sriyono, *Turbin, Pompa dan Kompresor*, Erlangga 1992.
- [9] Irene Samora, Vlad Hasmatuchi, Cecile Münch-Alligne, Mario J. Franca, Anton J. Schleiss, Helena M. Ramos, "Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation", *Renewable Energy* 95 2016.
- [10] Kyu-Jung Chae, In-Soo Kim, Xianghao Ren, Kyeong-Ho Cheon, "Reliable energy recovery in an existing municipal wastewater treatment plant with a flow-variable micro-hydropower system", *Energy Conversion and Management* 101 2015.
- [11] Zeina bitar, Imad Khamis, Ziad Alaska, Samih Al jabi, "Pre-Feasibility Study For Construction of Mini Hydro Power Plant", *Energy Procedia* 74 2015.