

Perancangan Konveyor Terintegrasi Dengan Meja Angkat Untuk Penanganan Bahan Target Mesin Berkas Elektron

Yadi Yunus¹, Sutadi², Fadli. M. Ridwan³

¹ Poltek Teknologi Nuklir Indonesia Jl. Babarsari YKBB 6101 Yogyakarta

² Pusat Riset Teknologi Akselerator BRIN Jl. Babarsari Yogyakarta

³ Poltek Teknologi Nuklir Indonesia Jl. Babarsari YKBB 6101 Yogyakarta

Korespondensi : yadiyunus@gmail.com

ABSTRAK

Dalam proses iradiasi benda target dengan Mesin Berkas Elektron (MBE) yang ada di Pusat Riset Teknologi Akselerator Yogyakarta, agar proses iradiasi lebih merata dan ketebalan benda target dapat bervariasi, maka dilakukan perancangan meja konveyor rol yang dapat untuk mengatur gerak dan posisi benda target secara horizontal maupun vertikal. Meja konveyor rol dirancang terintegrasi dengan meja angkat. Konveyor rol lurus sebagai meja, sedangkan pengangkatnya adalah dongkrak mekanisme gunting (*scissor lift table*). Penggerak konveyor menggunakan motor listrik DC, sedangkan penggerak dongkrak menggunakan hidrolik. Dimensi benda target direncanakan 500 x 500 mm, tinggi bervariasi 200 - 700 mm berat maksimum 20 kg. Bahan utama meja konveyor ini dirancang seluruhnya dari *stainless steel* SS304. Rol konveyor dari pipa, diameter 38,1 mm tebal 2 mm panjang 66 cm, poros rol dari batang pejal diameter 3/4 inch. Setiap rol dipasang 2 buah sproket sebagai transmisi antara rol dengan driver dan antara rol depan dan belakangnya. Kerangka konveyor dari beam kanal C 100 x 50 x 5 x 1500 mm. Spacer dari beam kanal siku 50 x 50 x 5 mm panjang 770 mm. Kaki penyangga terdiri dari 4 lengan disusun secara mekanisme gunting dari bahan plat strip ukuran 80 x 15 x 1500 mm. Dari penelitian dihasilkan rancangan meja konveyor rol terintegrasi dengan meja angkat yang dapat memuat benda target berat maksimum 20 kg panjang 500 mm lebar 500 mm. Dengan Meja konveyor ini benda kerja dapat digerakkan horizontal maju-mundur dengan rentang gerak 1500 mm juga dapat digerakkan naik-turun dengan rentang gerak 500 mm.

Kata Kunci : Konveyor rol, Meja angkat, Mekanisme gunting, Bahan target MBE

ABSTRACT

In the process of irradiating the target object with the Electron Beam Machine (MBE) at the Yogyakarta Accelerator Technology Research Center, in order to the irradiation process is more even and the thickness of the target object can be varied, a roller conveyor table is designed that can adjust the motion and position of the target object horizontally and vertical. The roller conveyor table is designed to be integrated with the lift table. The straight roller conveyor acts as a table, while the lift is a scissor lift table. The conveyor drives use a DC electric motor, while the jack drives use hydraulics. The dimensions of the target object are planned to be 500 x 500 mm, the height varies from 200 to 700 mm, the maximum weight is 20 kg. The main material of this conveyor table is designed entirely of SS304 stainless steel. Conveyor roller from pipe, diameter 38.1 mm thick 2 mm long 66 cm, roller shaft from solid rod diameter 3/4 inch. Each roller is installed with 2 sprockets as a transmission between the rollers and the driver and between the front and rear rollers. Conveyor frame from C channel beam 100 x 50 x 5 x 1500 mm. Spacers of the angled canal beam 50 x 50 x 5 mm long 770 mm. The support legs consist of 4 arms arranged in a scissor mechanism from strip plate material measuring 80 x 15 x 1500 mm. The research resulted in the design of an integrated roller conveyor table with a lift table that can load a target object with a maximum weight of 20 kg, length 500 mm, width 500 mm. With this conveyor table, the workpiece can be moved horizontally back and forth with a range of motion of 1500 mm and can also be moved up and down with a range of motion of 500 mm.

Keywords: roller conveyor, lift table, scissor mechanism, MBE target material

1. PENDAHULUAN

Fasilitas MBE 350 keV/10 mA yang ada di Pusat Riset Teknologi Akselerator Yogyakarta, saat ini pemanfaatannya perlu dimaksimalkan dan dioptimalkan. Hal itu dapat dilakukan salah satunya adalah dengan peningkatan kemampuan dari konveyor yang selama ini hanya sebagai mesin pengangkut material target iradiasi, menjadi konveyor yang juga dapat digunakan untuk mengatur gerakan material target maju-mundur

dan naik-turun dengan akurat dan presisi. Sehingga proses iradiasi material target dapat dilakukan lebih matang dan ketebalan material target dapat divariasikan. Oleh sebab itu perlu dilakukan perancangan konveyor yang diintegrasikan dengan meja angkat agar dapat digunakan untuk menggerakkan benda target arah horizontal/maju-mundur juga dapat gerak vertikal/naik-turun. Sebagai penggerak horizontal adalah konveyor bertenaga dengan penggerak motor listrik DC yang torsiya kuat mudah diatur kecepatannya^[1]. Sedangkan gerak vertikal menggunakan meja angkat (*scissor lift table*) dengan hidrolik sebagai sumber tenaga geraknya dimana gaya dorongnya besar juga lebih mudah dikendalikan kecepatannya^[2]. Sebagaimana maksud dan tujuan dari penelitian perancangan ini adalah merancang konveyor yang diintegrasikan dengan meja angkat. Jadi dalam perancangan ini mencakup dua (2) bagian utama yang harus dirancang, yakni konveyor dan meja angkat.

Untuk merancang konveyor hal-hal yang perlu diperhitungkan diantaranya adalah daya angkut, jenis beban yang diangkut, lokasi konveyor akan digunakan. Secara umum konveyor berfungsi sebagai alat/mesin pemindah barang. Jika untuk memindah barang yang bentuk curah (*bulk*) yang cocok adalah konveyor sabuk (*belt conveyor*) seperti Gambar 1 a. Sedangkan konveyor untuk memindah barang yang bentuk unit yang pas adalah konveyor rol (*roller conveyor*) seperti Gambar 1 b.



Gambar 1.a. Conveyor belt^[3], b. Conveyor rol^[4]

Gambar 2. Contoh Meja angkat mekanisme gunting^[5]

Sehubungan benda kerja yang akan ditangani dengan konveyor ini adalah material target iradiasi yang berbentuk unit dengan ukuran panjang lebar tinggi (500 x 500 x 200) mm, berat 20 kg. Oleh sebab itu yang tepat untuk dirancang dan dibuat adalah konveyor rol. Tebal material target yang bisa diiradiasi selama ini sebatas 200 mm. Kali ini konveyor dirancang mampu untuk menangani material target dengan ketebalan yang lebih variatif. Untuk itu maka tiang/lengan pendukung konveyor mesti diformasikan sedemikian rupa sehingga konveyor dapat digerakkan naik-turun. Salah satu formasi yang dapat untuk membuat pergerakan naik-turun adalah formasi meja angkat mekanisme gunting (*scissor lift table*) seperti ditunjukkan Gambar 2. Dari penjelasan itu maka teori dasar yang akan dijelaskan lebih detail adalah tentang konveyor rol dan meja angkat mekanisme gunting

DASAR TEORI

Konveyor rol diklasifikasikan menjadi dua jenis menurut prinsip gerakan pemindahannya yaitu konveyor rol tanpa tenaga (*unpowered roller conveyor*) dan konveyor rol bertenaga (*powered roller conveyor*). Konveyor rol tak bertenaga artinya rol conveyor tidak diputar dengan tenaga dari luar, tetapi beban bergerak di atas serangkaian rol dengan sedikit dipicu dengan gaya dorongan awal secara manual, karena konveyor rol ini di instal dengan kemiringan 1,5% hingga 3% maka beban akan berjalan dengan sendirinya karena gaya gravitasi. Agar material target yang berbentuk unit dapat digerakkan maju-mundur maka yang akan dirancang dalam penelitian ini adalah konveyor rol lurus, sebagaimana telah ditunjukkan di Gambar 1.b. Beberapa komponen utama dari konveyor rol lurus itu sendiri diantaranya adalah^[4],

1. Rangka penyangga rol conveyor

Kerangka penyangga ini berfungsi untuk menopang rol agar posisi rol tidak bergeser. Pemasangan rol dengan kerangka penyangga ini harus pas agar tidak terjadi getaran yang tidak diinginkan saat rol berputar. Selain itu, kerangka badan ini juga menentukan jarak dan panjang roller yang sesuai agar benda kerja yang akan diangkut tidak jatuh^[6].

Untuk merancang kerangka konveyor rol hal-hal yang perlu diperhitungkan diantaranya adalah, kekuatan rangka dalam menerima beban tegangan tarik, tegangan geser dan terutama tegangan bengkok. Persamaan yang digunakan untuk mengetahui tegangan bengkok adalah,^[7]

$$\sigma_b = \frac{M.y}{I} \dots\dots(1)$$

dengan, M adalah momen bengkok (Nm)

σ adalah tegangan bengkok (N)

I adalah momen Inersia (m⁴)

y adalah jarak terjauh ke titik netral (m)

Untuk mengetahui Momen bengkok beban merata digunakan Persamaan (2),

$$M_{mak} = \frac{m \times g \times L^2}{8} \dots\dots\dots(2)$$

Sedangkan untuk beban terpusat Persamaan momen bengkok,

$$M_{mak} = \frac{W \times L}{4} \dots\dots\dots(3)$$

dengan, M_{mak} adalah momen bengkok maksimum karena beban (Nm)

m adalah masa beban (kg)

g adalah gravitasi bumi (9,81 m/det²)

L adalah panjang beam/rangka (m)

Untuk mengetahui momen Inersia untuk beam kanal C Persamaannya adalah,

$$I_c = \frac{1}{12} b \cdot h^3 \dots\dots\dots(4)$$

Pada kerangka konveyor rol, beban yang akan disangga diantaranya, benda kerja, sejumlah rol beserta kelengkapannya (poros, bearing, rumah bearing, sproket, rantai), spacer dan rangka itu sendiri. Oleh karena itu semua komponen tersebut harus diketahui beratnya. Dengan diketahui jumlah berat maka dapat dihitung beban tegangan Lengkung yang akan ditanggung oleh rangka tersebut, dengan Persamaan(1) dan (2). Kemudian dihitung beban tegangan luluh yang diijinkan bagi material, dengan Persamaan,

$$\sigma_i = \frac{Y}{SF} \dots\dots\dots(5)$$

dengan, σ_i adalah tegangan yang diijinkan (N/mm²)

Y adalah tegangan luluh bahan (N/mm²)

SF adalah faktor keamanan,

2. Rol konveyor

Secara teknis panjang, diameter dan bahan rol mesti menyesuaikan dimensi dan berat benda kerja yang akan disangga. Selain itu faktor situasi medan kerja konveyor akan beroperasi juga perlu dipertimbangkan dalam menentukan jenis bahan rol dan lainnya.

Untuk penentuan panjang rol dari konveyor rol lurus sebenarnya cukup menyesuaikan lebar benda kerja yang akan diangkut. Namun untuk keseragaman biasanya, panjang rol konveyor belok digunakan sebagai panjang rol *default* untuk seluruh sistem konveyor, mekipun jika diperhitungkan rol konveyor belok lebih panjang dari pada untuk konveyor lurus. Adapun rumus untuk menghitung panjang rol konveyor belok :

$$BF = \sqrt{(R + B)^2 + \left(\frac{L}{2}\right)^2} - R + (\text{min } 125) \dots\dots(6)$$

dimana, BF – jarak dalam antar rangka (m)

R – radius dalam belokan (m)

B – lebar benda kerja (m)

L – panjang benda kerja (m)

Diameter rol diantaranya bergantung pada berat beban yang ditanggung panjang rol dan jenis bahan yang digunakan. Hal itu bisa ditentukan dari tegangan maksimum yang diijinkan dari bahan rol itu sendiri, yang itu dapat dihitung dengan Persamaan (5). Setelah diketahui tegangan maksimum yang diijinkan, selanjutnya periksa tegangan lengkung yang bakal terjadi bila rol diberi beban, dengan didahului menghitung momen bengkok yang terjadi dengan Persamaan (2). Jika rol yang berupa pipa, maka momen Inersia pipa dapat dihitung dengan Persamaan,^[3]

$$I = \frac{\pi}{64} \times (D_o^4 - D_i^4) \dots\dots\dots(7)$$

dengan, D_o adalah diameter luar pipa (m)

D_i adalah diameter dalam pipa (m)

Selanjutnya tegangan lengkung maksimum pipa akibat adanya beban dihitung dengan Persamaan (8),

$$\sigma_{bmak} = \frac{M_{max} \times R_o}{I} \dots\dots\dots(8)$$

dengan, M_{max} adalah momen bengkok maksimum akibat beban (Nm)

R_o adalah radius luar pipa (m)

I adalah momen Inersia pada pipa (m⁴)

Jarak antar rol disebut lebar *pitch*. Minimal benda kerja tersangga oleh 3 batang rol, agar tidak terjadi benda kerja terjatuh . Berdasar hal itu maka untuk perhitungan lebar pitch dapat menggunakan Persamaan (9)

Lebar *pitch* = $\frac{p}{n} \dots\dots\dots(9)$

dengan,

p adalah panjang benda kerja (mm)

n adalah jumlah rol dimana setiap unit benda kerja minimal disangga oleh 3 buah rol.

3. Penggerak Konveyor

Untuk pelayanan proses iradiasi material, sudah barang tentu konveyor sebagai pengatur gerak material target diperlukan konveyor yang menggunakan penggerak eksternal, yang dapat berupa motor listrik. Dengan motor inilah *drive roller conveyor* dapat selalu berputar sesuai dengan kecepatan yang diinginkan operator. Motor penggerak ini pada umumnya ditempatkan diujung paling akhir jalur konveyor rol agar bisa menjaga rantai transmisi tetap tegang.

Untuk menentukan daya motor konveyor maka perlu diketahui dahulu daya yang diperlukan oleh konveyor. Daya yang dibutuhkan konveyor pada dasarnya menyesuaikan berat, bentuk dan ukuran material serta yang akan ditangani, daya angkut konveyor per jam, kecepatan jalan konveyor dalam mengangkut material, jenis konveyornya serta medan operasional konveyor. Lebih lanjut untuk menentukan daya motor yang dibutuhkan konveyor rol dapat dihitung dengan Persamaan (10),

$$P = \frac{W \cdot v}{\eta} \dots \dots \dots (10)$$

dengan, P adalah daya yang diperlukan conveyor (watt)

W adalah resistansi sistem conveyor termasuk beban (N)

v adalah kecepatan conveyor (m/det)

η adalah faktorefisiensi msneluruh sistem,

Sedangkan tahanan seluruh sistem termasuk beban (W) dapat di Persamaan (11)^[5]

$$W = m \cdot g \cdot z_0 \left[\left(2 \frac{f}{D} + \mu \frac{d}{D} \right) \cos \beta \pm \sin \beta \right] + m_v \cdot g \cdot z \frac{\mu d}{D} \dots \dots \dots (11)$$

dengan, m adalah berat benda kerja (kg)

z_0 adalah jumlah benda kerja per waktu

f adalah koefisien gesek rol

D adalah diameter rol (m)

d adalah diameter bearing rol (m)

m_v adalah berat tiap rol (kg)

μ adalah koefisien gesek bearing

z adalah jumlah rol per segmen conveyor

β adalah sudut kemiringan instalasi conveyor

g adalah gravitasi bumi.

Selanjutnya berdasarkan daya motor yang dibutuhkan maka dapat dihitung besarnya Torsi yang dibutuhkan dengan menggunakan Persamaan (12),

$$T = \frac{60 P}{2 \pi n} \dots \dots \dots (12)$$

dengan, T adalah torsi yang dibangkitkan motor (Nm)

P adalah daya motor yang diperlukan (watt)

n adalah putaran rol conveyor (rpm)

4. Sistem Transmisi

Sistem transmisi mempunyai fungsi untuk mentranmisikan daya dari penggerak ke sistem konveyor. Transmisi pada sistem konveyor rol terbagi menjadi 2 bagian, yaitu transmisi antara motor penggerak dengan drive rol dan transmisi antara drive rol dengan rol lainnya.

Sistem transmisi antara motor penggerak dengan drive rol biasanya ditempatkan di ujung paling akhir dari jalur conveyor. Sistem transmisi ini biasanya terdiri dari motor, *speed reducer*, *coupling*, *sprocket*, dan rantai. Dari berbagai komponen sistem transmisi tersebut tentu harus diperlukan adanya poros berikut bantalan/bearingnya.

5. Poros dan Bantalan (*bearing*)

Untuk menentukan diameter poros utama (poros aktif) perlu mempertimbangkan daya, putaran dan torsi yang akan ditransmisikan, dimana hal itu dapat diketahui dengan Persamaan (13),

$$T_R = 9,74 \times 10^5 \frac{P_R}{n_R}, \dots \dots \dots (13)$$

dengan, T_R adalah torsi rencana (Nm)

P_R adalah daya rencana (watt)

n_R adalah putaran rencana (rpm)

Pada poros juga mengalami tegangan geser yang juga perlu menjadi bahan pertimbangan, dapat diitung dengan Persamaan (14),

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{(Sf1 \times Sf2)} \dots \dots \dots (14)$$

dengan,

σ_a adalah tegangan geser yang diijinkan (N/mm²)

σ_B adalah tegangan geser bahan (N/mm²)
 $Sf1$ adalah faktor pasak (5,6)
 $Sf2$ adalah faktor kekasaran (1,3 sd 3)

Dengan beberapa parameter di atas maka diameter sementara poros dapat ditentukan dengan Persamaan (15),

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T_R \right]^{0,333} \dots\dots\dots(15)$$

dengan, d_s adalah diameter poros rencana (m)
 K_t adalah faktor beban puntir (1 s/d 1,5)
 C_b adalah faktor beban bengkok (1,2 s/d 2,3)

Dari diameter poros yang dihasilkan dengan menggunakan Persamaan (15), tegangan geser yang dapat terjadi pada poros rencana tersebut yang nilainya dapat dihitung dengan Persamaan (16),

$$\tau = \frac{5,1 \cdot T}{d_s^3} \dots\dots\dots(16)$$

Selanjutnya berdasar tegangan geser yang terjadi pada poros rencana, adanya alur pasak serta kemungkinan poros berongga, maka dapat dilakukan koreksi apakah poros hasil rencana dapat diterima atau tidak. Adapun caranya adalah dilakukan dengan perbandingan antara hasil perhitungan yang menggunakan Persamaan (17),^[8]

$$\frac{\tau_a \times Sf_2}{\tau} \dots\dots\dots(17)$$

dan dengan hasil perhitungan dengan Persamaan (18),

$$C_b \times K_t \times \tau \dots\dots\dots(18)$$

Jika diketemukan perbandingan hasil perhitungan dengan Persamaan (17) > Persamaan (18) maka hasil dapat lolos/diterima dan sebaliknya.

6. Sprocket dan Rantai

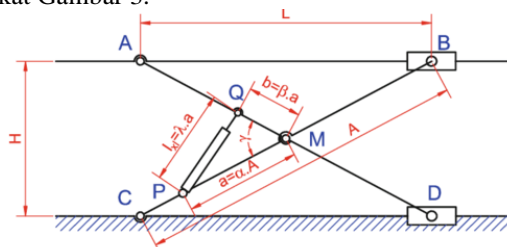
Rantai dan sprocket adalah salah satu jenis transmisi, yang penerapannya biasanya untuk penggerakan mesin-mesin yang memerlukan torsi besar, salah satunya adalah koveyor. Sprocket berupa roda yang memiliki banyak gigi, sedangkan rantai merupakan kumpulan banyak roller yang saling terhubung. Paling tidak membutuhkan satu rantai untuk menghubungkan dua sprocket supaya transmisi dapat bekerja. Untuk memilih sprocket dan rantai sebagai transmisi pada conveyor tentu saja juga memerlukan pertimbangan tertentu, diantaranya diameter dan jumlah gigi (teeth) serta panjang rantai. Untuk menghitung diameter roda-roda transmisi dapat menggunakan Persamaan,^[8]

$$n_1 : n_2 = \phi_2 : \phi_1 \rightarrow \phi_2 = (n_1 : n_2) \cdot \phi_1 \dots\dots(19)$$

Jadi jika ukuran motor penggerak sudah diketahui serta kecepatan pengangkutan conveyor diketahui maka sprocket dan rantai dapat menyesuaikan kondisi barang di pasaran.

7. Tiang Penyangga

Telah dijelaskan sebelumnya bahwa agar ketebalan material target dapat lebih variatif tiang conveyor diformasikan sedemikian rupa yaitu membentuk pola penyangga lipat yang terhubung dalam pola silang, yang disebut mekanisme gunting (lihat Gambar 2). Parameter-parameter yang amat perlu diperhitungkan dan diperhatikan dalam merancang meja angkat dengan mekanisme gunting diantaranya panjang lengan/tiang, panjang meja, posisi tertinggi dan paling rendah dari meja. Untuk lebih jelasnya perhatikan parameter yang terdapat pada skema meja angkat Gambar 3.



Gambar 3. Skematika dasar meja angkat mekanisme gunting

a. Analisis Kinematika

Dari Gambar 3, perubahan panjang silinder dari L_{min} ke L_{maks} berpengaruh langsung pada posisi terendah H_{min} dan posisi tertinggi H_{maks} dari meja. Selain itu variasi perubahan H ini juga bergantung pada panjang tiang/lengan AD dan BC serta besar kecilnya sudut antara lengan γ . Dari Anh-Tuan Dang dkk disampaikan

beberapa parameter untuk analisis kinematis dan kinetis pada meja angkat mekanisme gunting diantaranya $a = \alpha * A$, $b = \beta * a$, and $I_{x1} = \lambda * a$ (Gambar 2) dengan $0.5 > \alpha > 0$; $1 \geq \beta > 0$ and $\lambda > 0$.
 Berdasar Gambar 2 dan parameter/faktor yang disampaikan diatas, ketinggian meja dapat ditentukan dengan persamaan :

$$H = A \cdot \sin \frac{\gamma}{2} \dots\dots\dots(20)$$

Sudut antar lengan (γ) ditentukan dari persamaan relasi segitiga MPQ

$$\cos \gamma = \frac{a^2 + b^2 + I_{x1}^2}{2ab} = \frac{a^2 + (\beta \cdot a)^2 - (\lambda \cdot a)^2}{2 \beta a^2} = \frac{1 + \beta^2 - \lambda^2}{2 \beta} \dots\dots\dots(21)$$

Substitusi ke Persamaan (20)

$$H = A \sin (\gamma/2) = A \sqrt{\frac{1 - \cos \gamma}{2}} = A \sqrt{\frac{\lambda^2 - (1 - \beta)^2}{4 \beta}} \dots\dots\dots(22)$$

Untuk memperoleh keseimbangan meja angkat perlu diperhitungkan dalam penentuan kisaran sudut γ (γ_{min} ke γ_{max}), yang Persamaannya,

$$\cos \gamma_{min} > \cos \gamma = \frac{1 + \beta^2 - \lambda^2}{2 \beta} > \cos \gamma_{max} \dots\dots\dots(23)$$

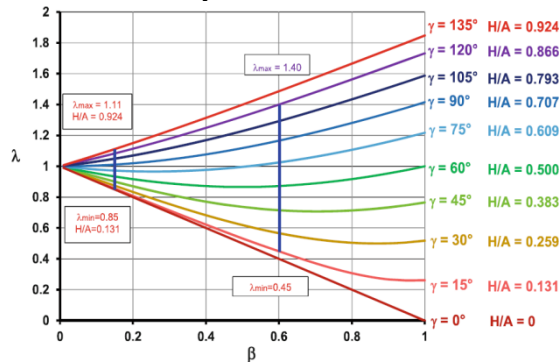
Substitusikan ke Persamaan (21);

$$\sqrt{1 + \beta^2 - 2\beta \cdot \cos \gamma_{max}} \geq \lambda \geq \sqrt{1 + \beta^2 - 2\beta \cdot \cos \gamma_{min}} \dots\dots\dots(24)$$

Untuk rasio penambahan ketinggian (dari posisi terendah ke tertinggi meja) dapat ditentukan dengan;

$$k_H = \frac{H_{max}}{A} - \frac{H_{min}}{A} = \sqrt{\frac{\lambda_{max}^2 - (1 - \beta)^2}{4 \beta}} - \sqrt{\frac{\lambda_{min}^2 - (1 - \beta)^2}{4 \beta}} \dots\dots\dots(25)$$

Berdasar Persamaan (25) dapat dibuat gambar grafik seperti Gambar (4) yang mana menggambarkan daerah kerja piston silinder hidrolik yang mengikuti nilai koefisien β dan λ (perhatikan Gambar 3). Misal dipilih $\beta=0,6$ dan rentang sudut γ antara 15° sd 120° , parameter λ bagisilinder yang sesuai $\lambda_{min} = 0,45$ dan $\lambda_{max} = 1,55$. Jadi rasio peregangan silindernya; $k_c = \lambda_{max} / \lambda_{min} = 1,55 / 0,45 = 3,44$
 Tetapi untuk mendapatkan silinder yang rasio peregangan sebesar itu adalah mustahil, karena silinder hidrolis yang dipasarkan maksimum adalah nilai rasionya 1,8.



Gambar 4. Jangkauan kerja lengan sudut γ dengan variabel β dan λ

Jika $\beta = 0,15$ dan kisaran sudut γ antara 15° hingga 135° , maka $\lambda_{min} = 0,85$ dan $\lambda_{max} = 1,11$ hingga rasio peregangan silinder $k_c = 1,11 / 0,85 = 1,31$. Untuk rasio peregangan silinder senilai itu sangatlah mudah didapatkan silinder di pasaran. Perlu diketahui bahwa kurva rasio H/A dan rentag sudut γ adalah sama, dimana masing-masing fungsi β dan λ , sehingga bila kombinasi rasio yang ditampilkan di Gambar 4 dengan rasio hasil perhitungan dengan Persamaan (25);

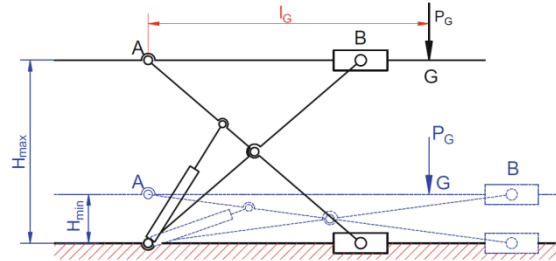
$$k_H = 0,924 - 0,131 = 0,793$$

Arti dari rasio $k_H = 0,793$ adalah, jika panjang lengan/kaki gunting $A = 100$ cm, maka penambahan ketinggian meja dari posisi terendah dimana sudut $\gamma = 15^\circ$ ke posisi tertinggi meja dengan sudut $\gamma = 165^\circ$ adalah $0,793 \times 100$ cm = 79,3 cm.

b. Analisa Kinetis

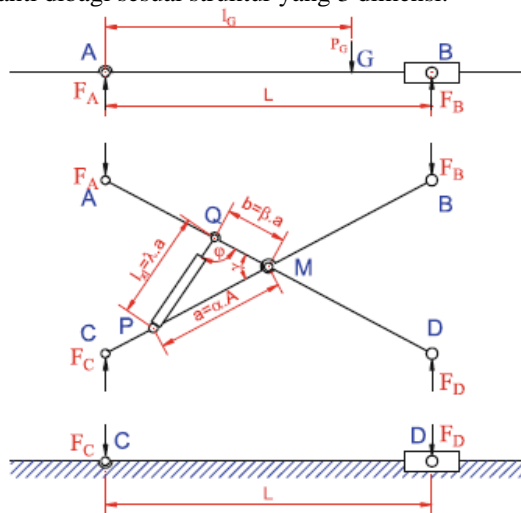
Gaya gerakan yang terjadi pada joint mekanisme gunting selalu berubah-ubah selama operasional kerja mekanisme gunting tersebut baik itu besaran maupun arahnya, artinya pada sudut γ yang berbeda memiliki nilai besar dan arah gaya yang berbeda pula. Perhatikan Gambar 5, ketika meja pada posisi terendah

posisi beban P_G berada diantara peluncur, A dan B, tetapi ketika meja dinaikkan beban P_G menjadi dijauhi B dan B mendekati A, sementara jarak AG tetap. Hal itu tentu akan mempengaruhi keseimbangan struktur dan besarnya gaya pada lengan-lengan meja. Namun sejauh ini penelitian mengenai meja angkat dengan mekanisme gantung kebanyakan berdasar hasil besar dan arah gerakan yang terjadi, jadi tidak sampai menganalisis kesetimbangan dan optimalisasi. Untuk analisis kinetis guna mengetahui besar dan arah gaya yang terjadi pada meja angkat mekanisme gantung hidrolik, guna penyederhanaan dalam analisa ada beberapa parameter yang perlu diabaikan. Misalnya gerakan naik turun meja dianggap lambat maka efek inersia diabaikan, demikian pula berat meja, berat lengan dan komponen meja angkat lainnya juga diabaikan karena dianggap jauh lebih kecil dari beban yang diangkat.



Gambar 5. Posisi beban P_G selama sistem beroperasi

Dengan berdasar Gambar 5 dapat dilakukan analisis kinetik meja angkat untuk mengetahui/mengkalkulasi gaya-gaya yang timbul pada joint/sambungan dan pada batang-batang/lengan meja. Karena sistem mekanisme meja sesungguhnya model 3 dimensi, sedangkan dalam perhitungannya berdasar 2 dimensi, maka hasilnya nanti dibagi sesuai struktur yang 3 dimensi.



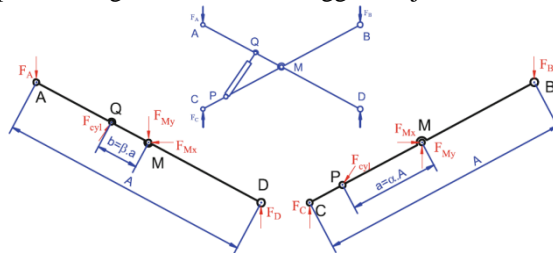
Gambar 6. Diagram bebas dari platform meja dan rangka dasar

Selanjutnya untuk menginvestigasi gaya-gaya pada rangka dan joint A, B, E, F akibat efek pembebanan P_G , besarnya gaya reaksi pada platform meja dan pada rangka dasar dapat dihitung dengan persamaan;

$$F_B = F_D = \frac{P_G \cdot l_G}{L} \dots\dots\dots(26)$$

$$F_A = F_C = P_G - P_B = P_G - \frac{P_G \cdot l_G}{L} \dots\dots\dots(27)$$

Kemudian dari Gambar 6 lepaskan lengan AD dan BC hingga menjadi Gambar 7 ;



Gambar 7. Diagram bebas lengan AD dan BC

Berdasar Gambar 7 gaya beban gerak yang harus di tanggung silider hidraulik F_{cyl} dapat dicari melalui momen lengan AD dengan pusat M;

$$M_M = \bar{M}_{FA} + \bar{M}_{FD} + \bar{M}_{F_{cyl}} = 0 \dots \dots \dots (28)$$

$$|\bar{M}_{F_{cyl}}| = |\bar{M}_{FD} + \bar{M}_{FA}| \dots \dots \dots (29)$$

$$F_{cyl} \cdot b \cdot \sin \varphi = F_A \cdot \frac{A}{2} \cos \frac{\gamma}{2} + F_D \cdot \frac{A}{2} \cos \frac{\gamma}{2} = (F_A + F_D) \cdot \frac{A}{2} \cos \frac{\gamma}{2} = P_G \cdot \frac{A}{2} \cos \frac{\gamma}{2} \dots \dots \dots (30)$$

$$F_{cyl} = \frac{P_G \cdot \frac{A}{2} \cos \frac{\gamma}{2}}{b \cdot \sin \varphi} \dots \dots \dots (31)$$

Sudut φ dapat dicari dengan menghubungkan persamaan sudut γ dan φ melalui segitiga MPQ;

$$\frac{a}{\sin \varphi} = \frac{l_{x1}}{\sin \gamma} = \frac{a \lambda}{\sin \gamma} \dots \dots \dots (32)$$

$$\sin \varphi = \frac{\sin \gamma}{\lambda} \dots \dots \dots (33)$$

Substitusi ke Persamaan (31);

$$F_{cyl} = \frac{P_G \cdot \frac{A}{2} \cos \frac{\gamma}{2}}{\beta \cdot \alpha \cdot A \cdot \sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{P_G \cdot \lambda}{4 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{P_G \cdot \lambda}{4 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \sqrt{\frac{\lambda^2 - (1-\beta)^2}{4\beta}}} = \frac{P_G \cdot \lambda}{2 \cdot \alpha \cdot \sqrt{\beta[\lambda^2 - (1-\beta)^2]}} \dots \dots \dots (34)$$

Jumlah vektor gaya pada lengan AD;

$$\vec{F}_A + \vec{F}_D + \vec{F}_{cyl} + \vec{F}_{Mx} + \vec{F}_{My} = 0 \dots \dots \dots (35)$$

Proyeksi gaya pada arah x dan y;

$$F_{Mx} = F_{cyl} \cdot \cos \left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \right) = \frac{P_G \cdot \lambda}{4 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \sin \frac{\gamma}{2}} \cdot \cos \left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \right) \dots \dots \dots (36)$$

$$F_{My} = F_{cyl} \cdot \sin \left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \right) - F_A + F_D = \frac{P_G \cdot \lambda}{4 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot \sin \frac{\gamma}{2}} \sin \left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \right) - P_G + 2 \frac{P_G l_G}{L} \dots \dots \dots (37)$$

Substitusi Persamaan (21) ke Persamaan (37);

$$\cos \left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \right) = \cos \varphi \cdot \cos \frac{\gamma}{2} - \sin \varphi \cdot \sin \frac{\gamma}{2} = \cos \frac{\gamma}{2} \left(\cos \varphi - \frac{2}{\lambda} \sin^2 \frac{\gamma}{2} \right) = \frac{\beta-1}{\lambda} \cos \frac{\gamma}{2} \dots \dots \dots (38)$$

$$\sin \left(\varphi + \frac{\gamma}{2} \right) = \cos \varphi \cdot \sin \frac{\gamma}{2} + \sin \varphi \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = \sin \frac{\gamma}{2} \left(\cos \varphi + \frac{2}{\lambda} \cos^2 \frac{\gamma}{2} \right) = \frac{\beta+1}{\lambda} \sin \frac{\gamma}{2} \dots \dots \dots (39)$$

Masukkan ke dalam Persamaan F_{Mx} dan F_{My} ;

$$F_{Mx} = \frac{P_G(\beta-1)}{4 \cdot \alpha \cdot \beta} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = \frac{P_G(\beta-1)}{4 \cdot \alpha \cdot \beta} \cdot \sqrt{\frac{(\beta+1)^2 - \lambda^2}{\lambda^2 - (1-\beta)^2}} \dots \dots \dots (40)$$

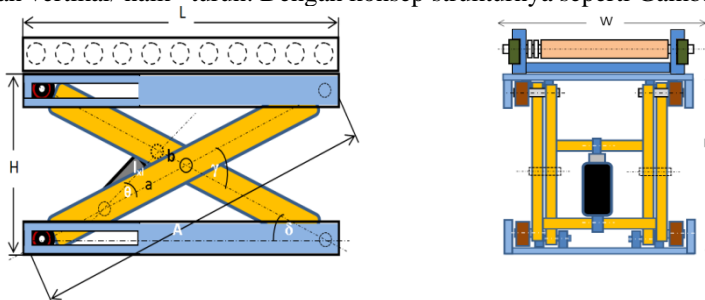
$$F_{My} = P_G \left[\frac{(\beta+1)}{4 \cdot \alpha \cdot \beta} + \frac{4 \cdot l_G}{A \sqrt{\frac{(\beta+1)^2 - \lambda^2}{\beta}}} - 1 \right] \dots \dots \dots (41)$$

Gaya reaksi total pada joint gantung M ;

$$F_M = \sqrt{F_{Mx}^2 + F_{My}^2} \dots \dots \dots (42)$$

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Meja konveyor dirancang mampu mengangkat / menggerakkan material target secara horizontal/ maju-mundur dan vertikal/ naik –turun. Dengan konsep strukturnya seperti Gambar 8.



Gambar 8. Konsep conveyor rol terintegrasi dengan meja angkat hidrolik mekanisme gantung tampak samping dan depan

Dengan memperhatikan struktur dan fungsi gerakannya, meja konveyor itu terdiri dari 2 bagian sistem mesin, yaitu sistem mesin konveyor rol lurus sebagai penggerak horizontal dan penggerak vertikal adalah meja angkat mekanisme gunting (*scissor lift table*).

1. Penggerak Horizontal

Guna menggerakkan material target radiasi MBE secara horizontal maju-mundur sistem mekaniknya menggunakan conveyor rol lurus. Komponen-komponen utama conveyor rol adalah Rol (*Roller*) berikut poros, kerangka berikut spacernya, *gear (sprocket)* berikut rantai serta motor penggerak.

a. *Roller* dan poros

Roller dan poros berfungsi menyangga benda kerja, oleh sebab itu dalam perancangan dan pembuatannya harus menyesuaikan dengan dimensi benda kerja. Direncanakan dimensi benda kerja yang akan diangkut panjang 500 mm, lebar 500 mm, dan tinggi dapat variatif 200 sd 700 mm, serta berat maksimum 20 kg. Tinggi benda kerja dapat variatif, dimaksudkan agar ketebalan benda kerja yang akan di iradiasi tidak hanya 1 macam ketebalan saja.

Dengan lebar benda kerja 500 mm, maka panjang *roller* dihitung dengan Persamaan (6) perhitungan panjang roller conveyor belok didapatkan, $BF = 644,08$ mm, dibulatkan menjadi 650 mm. Sedangkan diameternya dihitung berdasarkan panjangnya dan berat beban yang akan disangga. Berat benda kerja yang akan diangkut/disangga sebenarnya hanya 20 kg, namun dikehendaki angka keamanan 2, maka berat beban maksimum menjadi 40 kg. Pada conveyor rol, satu unit beban harus disangga minimal oleh 3 batang *roller*, jadi jika berat beban 40 kg maka tiap *roller* menyangga beban $40/3 = 13,33$ kg, dibulatkan 15 kg. Momen lengkung yang terjadi pada *roller* setelah dihitung dengan Persamaan (2), didapat $M_b = 7,77$ Nm, dan momen Inersia dihitung dengan Persamaan (7) $I = 3,706 \times 10^{-8}$, sehingga tegangan lengkungnya dengan Persamaan (1) $\sigma_{max} = 5,27$ kPa.

Dengan diameter pipa rol 38,1 mm dari bahan SS-304 yang tegangan luluhnya $\gamma = 240$ Mpa, jika diambil angka keamanan $S_f = 1,5$ maka tegangan maksimum yang diijinkan bagi pipa tersebut $\sigma_{i\ max} = 160$ Mpa, maka disimpulkan ukuran rol dengan pipa diameter 1,5 inc. = 38,1 mm tebal 2 mm panjang rol 650 mm adalah sangat aman.

Untuk poros rol dirancang dari bahan yang sama yaitu SS-304, setelah dihitung dengan Persamaan (15) hasilnya dengan poros rol berdiameter = 15,204 mm pada prinsipnya bisa diterima, namun untuk menyesuaikan diameter bearing yang tersedia di pasaran akan dipilih diameter poros menjadi 17 mm dengan bearing SKF no 6203. Dari hasil itu setelah dicek dengan perhitungan Persamaan (17) dan (18) hasilnya dapat diterima.

Setiap rol selain poros juga dipasang 2 buah *sproket* berikut rantai untuk transmisi gaya antara rol satu dengan rol kanan dan kirinya. Dari penelusuran catalog yang ada didapatkan *sproket* 2-Row no seri 40B berat 0,33 kg gigi 12 merek MISUMI dan rantai type RS 40B. Jarak antar rol (*roll pitch*) sebagaimana telah ditetapkan bahwa setiap satu unit benda kerja minimal harus tersangga oleh 3 rol, sehingga jika panjang benda kerja 500 mm, maka jarak antar rol maksimal 166,67 mm. Namun dengan menyesuaikan kondisi lapangan dan bahan, maka ditetapkan jarak antar rol dipilih 150 mm.

b. Rangka penyangga

Meja Conveyor yang dirancang adalah conveyor rol lurus panjang 1500 mm. Rangka sebagai penyangga rol-rol conveyor direncanakan menggunakan beam kanal C 100 X 50 X 5 mm, bahan SS-304 dengan setiap jarak 1/2 m dipasang spacer dari bahan sama dengan profil siku-siku 50 x 50 x 5 mm. Dengan meja conveyor panjang 1500 mm, jika jarak antar sumbu rol 150 mm maka jumlah rol 11 batang rol. Seluruh beban rangka bila dirangkum menjadi data-data dalam Tabel 1.

Tabel 1. Daftar beban rangka conveyor lurus

No	Nama komponen	Jmlh	Kg/piece	Kg total
1	Rangka kanal C 100x50x5x 6000	2	12,50	25
2	Spacer profil siku 50x50x5	3	3	9
3	Rol dan poros do 38,1 mm	11	3,5	38,5
4	Sproket dan rantai	11	1	11
5	Bearing dan rumahnya 6203	22	1	22
6	Benda kerja 50x50x20 mm	1	40	40
7	Motor dan gearbox	1	5	5
			Jumlah berat (Kg)	150,5

Dari Tabel.1 terlihat bahwa berat total material conveyor rol lurus adalah 150,5 kg. Dengan dasar beban itu, dengan menggunakan Persamaan (4) momen Inersia I rangka kanal C didapat = $4166666,67$ mm⁴. Dengan

beban aktual $150,5 \text{ kg} \times 9,81 = 1476,41 \text{ N}$ dan panjang kanal/rangka 1,5 m, maka momen lengkungnya dihitung dengan Persamaan (2) $M_b = 415,24 \text{ N}\cdot\text{m}$. Kemudian dihitung dengan Persamaan (1), tegangan lengkung maksimum aktual yang dapat terjadi pada rangka adalah, $\sigma_b = 2,49 \text{ MPa}$. Dengan tegangan lengkung maksimum yang di ijinakan bahan SS 304 kanal C 100 x 50 x 5 mm 160 Mpa, maka rangka conveyor sangat aman.

c. Motor Penggerak Konveyor

Untuk menentukan daya motor yang akan digunakan pada conveyor, beberapa faktor hambatan yang perlu perhitungkan, diantaranya hambatan karena gesekan, rugi-rugi sistem transmisi dari motor ke rol dan dari rol ke rol lainnya serta tentu juga berat beban benda kerja/material target yang akan diangkut. Dari semua itu dikalkulasi dengan Persamaan (11) menjadi resistansi sistem mekanis dari conveyor W . Jika sudah diketahui berat benda kerja $m = 40 \text{ kg}$, kecepatan angkut unit benda kerja ditetapkan sesuai permintaan $z_0 = 25 \text{ unit/jam}$, panjang total conveyor rol lurus 1,5 m jumlah rol 11 batang. Berdasar data-data permintaan dan perhitungan, selanjutnya dilakukan perhitungan kecepatan jalan conveyor $v = 25 \times 60 \text{ m/jam} = 0,42 \text{ m/s}$. Diameter rol telah dihitung dan dianalisis didapatkan $D = 38,1 \text{ mm}$, diameter bearing/poros $d = 17 \text{ mm}$, hingga didapatkan massa rol dan poros $m_v = 3,5 \text{ kg}$. Dan jika diasumsikan nilai koefisien gesek rol $f = 0,015$, koefisien gesek bearing $\mu = 0,002$, efisiensi sistem conveyor rol keseluruhan $\eta = 0,5$, sudut inclinasi $\beta = 0$ (karena conveyor bertenaga). Maka setelah dihitung dengan Persamaan (11) didapatkan resistansi mekanis seluruh sistem conveyor $W = 309,663 \text{ N}$, jadi daya total yang diperlukan motor setelah dihitung dengan Persamaan (10) dengan asumsi efisiensi 0,65 didapatkan $P = 200 \text{ watt}$.

d. Transmisi Konveyor

Dengan kecepatan conveyor $v = 0,42 \text{ m/s}$, diameter rol $D = 0,0381 \text{ m}$, maka putaran rol conveyor adalah $n = 60 \cdot v/\pi D = 210 \text{ rpm}$. Berdasar diameter rol dan putaran rol itu, dipilih pemutar rol berupa sproket diameter $\phi_1 = 55 \text{ mm}$ dengan jumlah gigi (*teeth*) 12. Berdasar daya yang dibutuhkan motor $P = 200 \text{ W}$ dalam perancangan ini dipilih motor DC 1/2 HP yang *includ* dengan gearbox sebagai pereduksi putaran dan penguat torsi. Data dari gearbox input putaran 1750 rpm, rasio 10, ini menunjukkan bahwa bila jika putaran output motor 1750 rpm (input pada gearbox), maka putaran output gearbox adalah 175 rpm. Jika output putaran gearbox dinyatakan sebagai $n_2 = 175 \text{ rpm}$ dan putaran rol $n_1 = 210 \text{ rpm}$, maka diameter sproket driver pada output gearbox dihitung dengan Persamaan (19) didapatkan $\phi_2 = 66 \text{ mm}$, jumlah gigi 15. Sproket berikut rantai yang memiliki spesifikasi tersebut dapat dibeli di pasaran merek Misumi SP40SD, sedangkan rantai pasangannya merek sama type RS 40B.

2. Tiang/Lengan Penyangga Meja Angkat

Dengan lengan/tiang penyangga meja angkat conveyor rol yang diformasikan seperti mekanisme gantung, sebagaimana ditampilkan Gambar 8, maka benda kerja yang dimuat di atas conveyor rol tersebut bisa digerakkan maju-mundur maupun naik-turun. Benda kerja disini adalah material target untuk diiradiasi dengan MBE yang ada di Pusat Riset Teknologi Akselerator Yogyakarta. Ketebalan material target MBE sebelumnya hanya sampai dengan 200 mm, sedangkan dalam perancang ini ketebalan material target dapat divariasikan mulai 200 hingga 700 mm. Berarti rentang gerak naik-turun meja adalah 500 mm.

Ketinggian maksimum platform meja conveyor dirancang 1000 mm atau $H_{max} = 1000 \text{ mm}$ dan terendah $H_{min} = 500 \text{ mm}$. Panjang meja conveyor ditetapkan = panjang conveyor yaitu $L = 1500 \text{ mm}$, kemudian panjang tiang/lengan gantung dibuat sama dengan panjang meja yakni $A = 1500 \text{ mm}$. Lebar meja minimal = lebar conveyor total yaitu $W = 800 \text{ mm}$. Perhatikan Gambar 8, ketika $H_{min} = 500 \text{ mm}$ besar sudut γ setelah dikalkulasi dengan Persamaan (20) $\gamma = 60^\circ$, sedangkan ketika $H_{max} = 1000 \text{ mm}$, sudut $\gamma = 83,62^\circ$. Kemudian berdasarkan Gambar 3 dan 4 jika faktor β ditetapkan 0,7 dan sudut γ operasi $60^\circ - 90^\circ$, dengan panjang kaki tetap 1500 mm, maka $H_{min} = 500 \text{ mm}$ dan H_{max} menjadi 1060 mm sehingga menjadikan faktor peregangan/pemanjangan silinder $\lambda_{min} = 0,88$ dan $\lambda_{max} = 1,15$ silinder. Dengan demikian rasio pemanjangan silinder hidrolik yang dibutuhkan adalah $k_c = 1,39$. Silinder yang demikian termasuk mudah ditemukan di pasaran. Karena tinggi maksimum yang dapat dicapai lebih dari 1000 mm, maka untuk membatasi ketinggian maksimum tersebut maka dapat dipasang *limit switch*.

Analisis Kinetik

Berat beban benda kerja yang akan diangkut direncanakan 20 kg, untuk angka keamanan diambil 2, maka berat beban diperhitungkan sebagai $20 \text{ kg} \times 2$ menjadi 40 kg. Namun untuk berat beban yang akan ditanggung oleh meja angkat selain benda kerja juga mencakup seluruh komponen conveyor rol. Dari analisa dan

perhitungan sebelumnya berat total conveyor plus benda kerja telah ditampilkan di Tabel 1 yakni 150,5 kg atau $P_G = 1476,405$ N.

Dalam perancangan ini diasumsikan beban tersebut merata pada *platform* meja angkat sehingga gaya-gaya reaksi yang terjadi pada simpul-simpul dan lengan meja (perhatikan Gambar 5, 6 dan 7) juga diasumsikan sama besarnya yaitu,

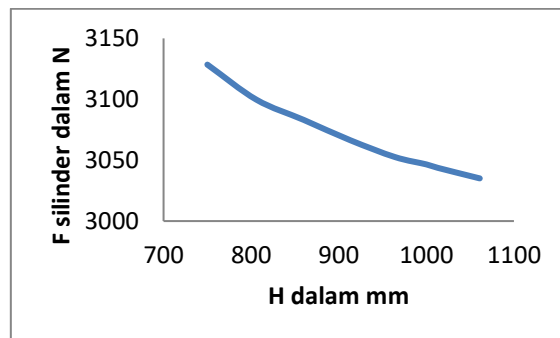
$$F_A = F_B = \frac{1}{2} P_G$$

dan $F_C = F_D = \frac{1}{2} (P_G + P_L)$(43)

dengan, P_G = Berat total conveyor rol + benda kerja (N)
 P_L = Berat lengan/kaki meja (N)
 F_A = Gaya reaksi pada simpul A (N)
 F_B = Gaya reaksi pada simpul B (N)
 F_C = Gaya reaksi pada simpul C (N)
 F_D = Gaya reaksi pada simpul D (N)

Jadi jika $P_G = 1476,405$ N maka, $F_A = F_B = 738,202$ N, kemudian berat lengan diasumsikan, $P_L = 20$ kg = $20 \times 9,81 = 196,2$ N. Jadi $F_C = F_D = \frac{1}{2} (1476,405 + 196,2)N = 836,30$ N.

Berdasar gaya beban dan gaya-gaya reaksi di atas serta dari analisis kinematis telah dikalkulasi $H_{min} = 500$ mm, $\gamma = 60^\circ$ dari Gambar Grafik 4 $\lambda_{min} = 0,88$, $\beta = 0,7$ dan ditetapkan $\alpha = 0,3$ kemudian dihitung dengan Persamaan (34) maka gaya dorong silinder hidrolik yang diperlukan minimal adalah $F_{cyl} = 3128,48$ N. Gaya sebesar itu adalah gaya awal dimana posisi meja konveyor di posisi paling rendah. Sedangkan ketika posisi meja di posisi tertinggi $H_{max} = 1000$ mm, dimana saat itu sudut $\gamma = 83,62^\circ$, $\lambda_{max} = 1,15$ gaya dorong yang perlu dihasilkan silinder $F_{cyl} = 3046,559$ N. Bila diperhatikan ternyata gaya silinder ketika posisi rendah lebih besar dari pada posisi tertinggi. Kemudian dengan variasi sudut lengan γ dan variasi faktor λ dan dengan Persamaan (34) dapat diperoleh data grafik korelasi antara posisi meja dengan gaya dorong seperti Gambar 9;



Gambar 9. Kurva Gaya angkat silinder F_{cyl} vs posisi tinggi meja H dengan sudut operasional $\gamma = 60^\circ$ s/d 90°

Dari Gambar 9 dapat diketahui bahwa gaya reaksi yang harus dibangkitkan oleh silinder hidrolik paling besar ketika pada posisi meja paling rendah. Oleh sebab itu dalam perancangan ini dipilih silinder hidrolik yang memiliki gaya angkat/dorong minimal sama dengan ketika gaya posisi meja paling rendah $F_{cyl} = 3128,48$ N dengan faktor peregangan α minimal 0,3. Untuk keamanan silinder hidrolik yang dapat menghasilkan gaya dorong 4000 N merk Parker dengan diameter batang silinder satu (1) inch dengan peregangan hingga 10 inch. Selanjutnya agar pemilihan bahan dan ukuran lengan-lengan meja tepat ukuran maka gaya-gaya aksi-reaksi yang terjadi di lengan dan simpul pada struktur meja angkat sistem mekanisme gunting penting untuk dianalisa dengan mengacu Gambar 4, 5, 6 dan 8. Berdasarkan hasil analisa kinematik dan kinetik, salah satu hasilnya dibuat gambar grafik seperti Gambar 9, yang mana menunjukkan bahwa semakin tinggi posisi meja semakin kecil gaya angkat/dorong yang diperlukan. Maka dalam tulisan ini hanya akan dilakukan analisa gaya-gaya reaksi yang timbul pada lengan meja ketika pada posisi meja paling rendah. Dengan memperhatikan bahwa pada posisi ini gaya dorong yang diperlukan maksimum, sehingga tentunya gaya-gaya reaksi di tempat lain juga maksimum. Dengan didapatkan besaran-besaran gaya yang maksimum maka dapat dipilih dan ditentukan bahan dan ukuran dari lengan meja dan komponen mekanik lainnya. Sebagaimana telah dikalkulasi sebelumnya gaya maksimum $F_{cyl} = 3128,48$ N dengan posisi meja angkat paling rendah $H_{min} = 500$ mm, sudut $\gamma = 60^\circ$ dan faktor pengali $\alpha = 0,3$ $\beta = 0,7$ dan $\lambda = 0,88$. Angka/faktor itu dapat digunakan untuk menentukan panjang sisi-sisi segitiga MPQ yakni a , b dan l_{xl} lihat Gambar (5 dan 8). Dengan diketahui panjang lengan A

= 1500 mm, maka $a = \alpha \cdot A = 0,3 \times 1500 \text{ mm} = 450 \text{ mm}$, $b = \beta \cdot a = 0,7 \times 450 \text{ mm} = 315 \text{ mm}$ dan $I_{xl} = \lambda \cdot a = 0,88 \times 450 \text{ mm} = 396 \text{ mm}$

Jika a dianggap sebagai alas segitiga MPQ maka tinggi segitiga maka, $t = b \cdot \sin \gamma = 315 \text{ mm} \times \sin 60^\circ = 272,8 \text{ mm}$.

Selanjutnya besar sudut θ (antara sisi a dan I_{xl}) dapat dicari yaitu,

$$\text{Sudut } \theta = \arcsin (t / I_{xl}) = \arcsin (272,8 / 396) = 43,54^\circ,$$

Sedangkan besar sudut δ (sudut antara sumbu datar dengan kaki) adalah, $\frac{1}{2} \cdot \gamma = \frac{1}{2} \times 60^\circ = 30^\circ$.

Di atas telah dijelaskan bahwa beban yang berupa meja conveyor $P_G = 1476,405 \text{ N}$ diasumsikan beban tersebut merata pada *platform* meja angkat sehingga gaya-gaya reaksi yang terjadi pada simpul- simpul dan lengan meja juga diasumsikan sama besarnya sebagaimana Persamaan (43).

Jadi jika $P_G = 1476,405 \text{ N}$ maka, $F_A = F_B = 738,202 \text{ N}$,

kemudian berat lengan diasumsikan $P_L = 20 \text{ kg} = 20 \times 9,81 = 196,2 \text{ N}$.

Jadi $F_C = F_D = \frac{1}{2} (1476,405 + 196,2) \text{ N} = 836,30 \text{ N}$.

Berdasarkan gaya beban tersebut maka gaya-gaya reaksi yang terjadi pada lengan meja (lihat Gambar 4, 5, 6 dan 8) diantaranya dapat dianalisa sebagai berikut.

Gaya-gaya pada simpul A

Gaya beban di simpul A adalah, $F_A = A_y = \text{berat beban tak termasuk kaki} = 738,20 \text{ N}$

Gaya geser di simpul A

$$A_{yy} = A_y \times \sin \gamma = 738,20 \text{ N} \times \sin 60^\circ = 639,30 \text{ N}$$

Gaya Normal di simpul A,

$$A_{yx} = A_y \times \cos \gamma = 738,20 \text{ N} \times \cos 60^\circ = 369,10 \text{ N}$$

Gaya-gaya pada simpul B

Karena proses pembebanan diasumsikan merata maka gaya-gaya di simpul B adalah sama dengan gaya yang terjadi pada simpul A,

Gaya-gaya pada simpul C

Gaya reaksi karena beban adalah $F_C = C_y = \text{berat beban total ditambah berat lengan/kakinya sendiri dibagi 2}$ sehingga, $C_y = (1476,41 + 196,20) / 2 = 836,30 \text{ N}$.

Gaya reaksi Geser

$$C_{yy} = C_y \times \sin (90^\circ - \delta) = 836,30 \text{ N} \times \sin 60^\circ = 836,30 \text{ N} \times 0,866 = 724,26 \text{ N}$$

Gaya reaksi Normal

$$C_{yx} = C_y \times \cos 60^\circ = 836,30 \text{ N} \times \cos 60^\circ = 418,15 \text{ N}$$

Gaya-gaya pada simpul D

Gaya di simpul D adalah sama dengan gaya yang terjadi di simpul C dimana pada simpul C dan D terdapat penambahan beban dari lengan meja.

Gaya pada simpul Q

Pada simpul Q ini terdapat gaya dorong yang bersumber dari silinder hidrolik yang dipasang padanya. Gaya ini hanya akan timbul jika diperlukan untuk mengangkat meja conveyor. Adapun besar gaya itu setelah dianalisis kinetik didapatkan sebagai berikut.

Gaya resultan dari silinder hidrolik

$$F_{cyl} = 3128,48 \text{ N}$$

Gaya geser dari silinder hidrolik

$$F_{cyl y} = F_{cyl} \times \sin (\gamma - \theta) = 3128,48 \times \sin 76,46^\circ = 3041,53 \text{ N}$$

Gaya Geser resultan di simpul Q

$$F_{Qy} = -F_{cyl y} + A_{yy} = -3041,53 \text{ N} + 639,30 \text{ N} = -2402,23 \text{ N}$$

Gaya Normal dari silinder hidrolik simpul Q

$$F_{cyl x} = 3128,48 \times \cos 76,46^\circ = 732,453 \text{ N}$$

Momen Lengkung di simpul Q

$$M_Q = A_{yy} \times L_{Q-A} = 639,30 \text{ N} \times 0,44 \text{ m} = 281,29 \text{ Nm}$$

Gaya reaksi pada simpul P,

Simpul P berada pada lengan kiri luar. Pada simpul ini gaya-gaya terjadi selain gaya beban adalah gaya silinder hidrolik yaitu $F_p = F_{cyl} = 3128,48 \text{ N}$

Gaya Normal di simpul P

Gaya Normal reaksi dari gaya silinder

$$F_{px} = F_p \times \cos 43,54^\circ = 2267,815 \text{ N}$$

Gaya Normal resultan simpul P dan C

$$F_{Pxr} = 2267,815 \text{ N} - 418,15 \text{ N} = 1849,67 \text{ N}$$

Gaya Geser pada simpul P,

Gaya Geser reaksi gaya silinder

$$F_{py} = F_p \times \sin \theta = 3128,48 \text{ N} \times 43,54^\circ = 2155,087 \text{ N}$$

Gaya Geser resultan di simpul P,

$$F_{pyr} = 2155,087 \text{ N} - 724,26 \text{ N} = 1430,83 \text{ N}$$

Momen di simpul P karena gaya reaksi pembebanan

$$M_P = C_{yy} \times 0,3 \text{ m} = 724,26 \text{ N} \times 0,3 \text{ m} = 217,28 \text{ Nm}$$

Gaya-gaya pada simpul M (pusat gunting)

Pada simpul M ini terdapat 2 macam gaya, pertama gaya beban oleh lengan gunting itu sendiri yang nilainya setengah (1/2) dari total berat lengan $W_L = 20 \text{ kg}$. Kedua adalah gaya reaksi atas adanya gaya dorong dari silinder hidrolik yang nilainya sama dengan nilai gaya hidrolik (F_{cyl}) dengan arah berlawanan. Selain itu pada simpul M terdapat dua (2) lengan gunting yaitu lengan kanan dalam dan lengan kiri luar.

Gaya beban lengan nilainya adalah,

Gaya berat lengan

$$F_L = \frac{1}{2} \times W_L \times 9,81 = 10 \times 9,81 = 98,10 \text{ N}$$

$$F_{Lx} = F_L \times \cos 60^\circ = 49,05 \text{ N}$$

$$F_{Ly} = 98,10 \text{ N} \times \sin 60^\circ = 84,96 \text{ N}$$

Gaya Normal reaksi karena gaya silinder

$$F_M = F_{cyl} = 3128,48 \text{ N}$$

$$F_{MX} = F_{cylx} = 732,45 \text{ N}$$

$$F_{MY} = F_{cylly} = 3041,53 \text{ N}$$

Gaya Normal Resultan di simpul M

$$F_{MXT} = F_{cylly} + A_{yx} = 732,45 \text{ N} + 369,10 \text{ N} = 1101,55 \text{ N}$$

Momen gaya pada simpul M pada lengan kiri/luar akibat gaya dorong silinder hidrolik dapat dihitung,

$$M_{MHL} = F_{py} \times 0,45 \text{ m} = 2155,087 \text{ N} \times 0,45 \text{ m} = 969,79 \text{ Nm}$$

Gaya momen resultan lengan kiri/luar,

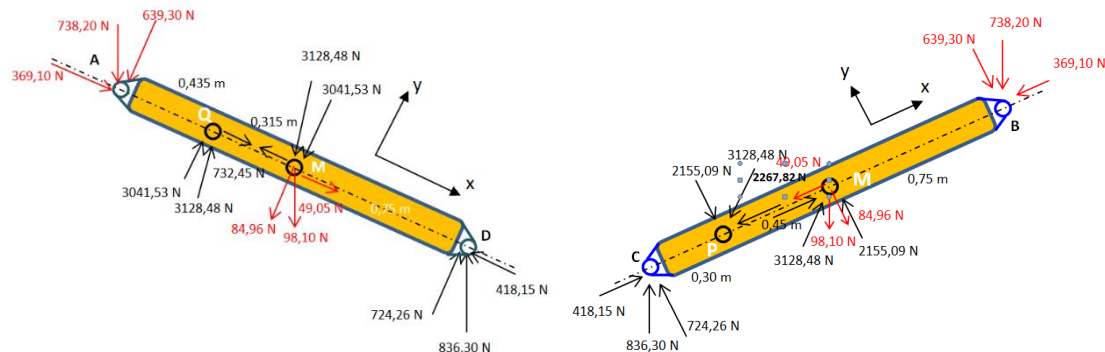
$$M_{MLR} = M_{MHL} - M_P = 969,79 \text{ Nm} - 217,28 \text{ Nm} = 426,60 \text{ Nm}.$$

Untuk lengan kanan/dalam gaya momen dihitung seperti berikut,

$$M_{MHD} = F_{Qy} \times 0,31 \text{ m} = 2402,23 \text{ N} \times 0,31 \text{ m} = 744,69 \text{ Nm}$$

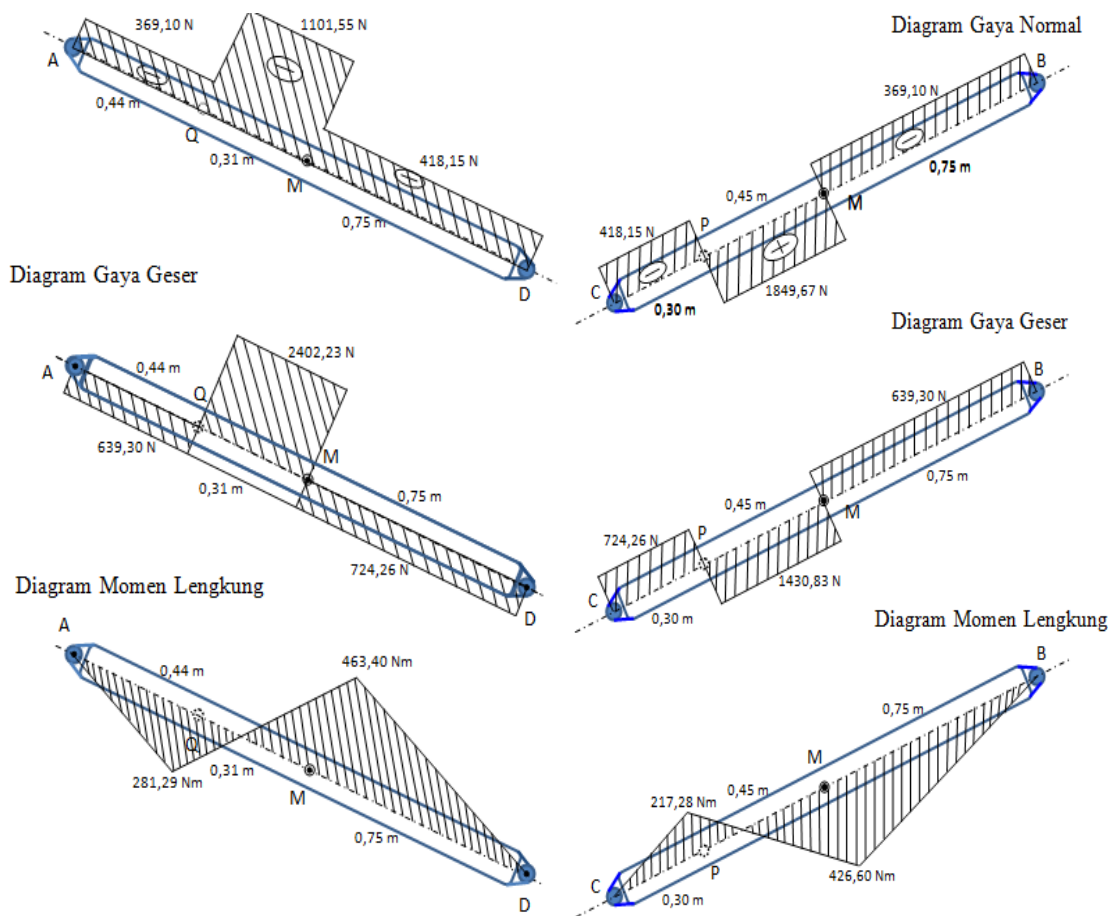
$$M_{MDR} = M_{MHD} - M_Q = 744,69 \text{ Nm} - 281,29 \text{ Nm} = 463,40 \text{ Nm}$$

Dari hasil perhitungan gaya beban dan gaya-gaya rekasi tersebut bila ditampilkan diagram vektornya adalah seperti Gambar 10 .



Gambar 10. Diagram vektor gaya pada lengan kiri dalam dan pada lengan kanan luar meja angkat

Selanjutnya dari data-data hasil perhitungan Gambar vektor gaya pada Gambar 10 dan 11 dibuatlah gambar Diagram Gaya Normal, Diagram Gaya Geser dan Diagram Momen yang terjadi pada tiang/lengan kanan dalam dan kiri luar dari meja angkat seperti ditunjukkan pada Gambar 12 dan 13.



Gambar 12 Diagram Gaya pada Lengan kiri dan kanan dalam meja angkat.

Analisis Kekuatan Lengan

Sebagaimana komponen meja angkat lainnya, bahan tiang/lengan meja angkat adalah SS304. Pada bahan ini tegangan lentung maksimum yang diijinkan γ (yield stress) adalah $240 \text{ Mpa} = 240 \text{ N/mm}^2$. Untuk angka keamanan lengan meja angkat menurut standard ANSI MH29.1 ditetapkan 3.

Jadi tegangan lentung yang diijinkan, $\sigma_{na} = 240/3 = 80 \text{ N/mm}^2$, sedangkan tegangan geser yang diijinkan adalah, $\sigma_{Gi} = 0,58 \times \sigma_{na} = 0,58 \times 80 \text{ N/mm}^2 = 46,40 \text{ N/mm}^2$.

Penampang lengan dirancang, $\phi = b \times h = 15 \times 80 = 1200 \text{ mm}^2$, maka Tegangan geser aktual yang terjadi pada lengan kanan pada simpul Q, $\sigma_{GQ} = F_{GQ} / 2 \times \phi = 2402,23 \text{ N} / 2 \times 1200 \text{ mm}^2 = 1,00 \text{ N/mm}^2$. $\sigma_{GQ} \ll \sigma_{Gi}$

Tegangan geser aktual yang terjadi pada lengan kiri luar titik P,

$$\sigma_{GP} = F_{QN} / 2 \times \phi = 1430,83 / 2 \times 800 \text{ mm}^2 = 0,89 \text{ N/mm}^2. \sigma_{GP} \ll \sigma_{Gi}$$

Dari analisa di atas terlihat bahwa tegangan geser aktual pada lengan \ll tegangan geser yang diijinkan berarti ukuran lengan meja masih dalam batas sangat aman.

Tegangan lentung aktual,

Direncanakan diameter lubang pin joint pusat gunting 15 mm. Dari Gambar 13 Gaya Momen maksimum pada lengan kanan/dalam di simpul joint M (pusat gunting), $M_{MDR} = 463,40 \text{ Nm}$

$$\text{Momen Inersia di titik M dihitung dengan Persamaan (4); } I = \frac{1}{12} (10 \cdot 80^3 - 10 \cdot 15^3) = 635781,3 \text{ mm}^4$$

Jadi tegangan lentung aktual pada lengan kanan/dalam di simpul M dihitung dengan Persamaan (1),

$$\sigma_{LMd} = \frac{463,40 \times 40 \times 1000}{635781,3 \times 2} = 21,87 \text{ N/mm}^2, \sigma_{LMd} \ll \sigma_{na}$$

Sedangkan Momen maksimum pada lengan kiri/luar di simpul M (pusat gunting), $M_{MLR} = 426,60 \text{ Nm}$.

$$\text{Momen Inersia di titik M dihitung dengan Persamaan (4); } I = \frac{1}{12} (15 \cdot 80^3 - 15 \cdot 15^3) = 635781,3 \text{ mm}^4$$

Jadi Tegangan lentung aktual pada lengan kiri/luar di simpul M dihitung dengan Persamaan (1),

$$\sigma_{LMI} = \frac{426,60 \times 40 \times 1000}{635781,3 \times 2} = 19,99 \text{ N/mm}^2, \sigma_{LMI} \ll \sigma_{na}$$

Pin joint silinder hidrolik lengan penopangnya juga mengalami tegangan geser sebesar gaya dorong silinder hidrolik, $F_{cyl} = 3128,48 \text{ N}$. Jika diameter pin ditetapkan 15 mm , maka tegangan geser aktual pada pin, $\sigma_{Gpi} = (F_{cyl} \times 4) / (2 \times \pi \times d^2) = (3128,48 \times 4) \text{ N} / (2 \times \pi \times 15^2 \text{ mm}^2) = 8,84 \text{ N/mm}^2, \sigma_{Gpi} \ll \sigma_{Gi}$

Lengan penopang silinder hidrolik menerima gaya beban terpusat dari gaya dorong silinder hidrolik. Jika Lengan penopang direncanakan dari pipa SS304 diameter luar $d_o = 73 \text{ mm}$, diameter dalam $d_i = 65 \text{ mm}$, panjang lengan sama dengan lebar conveyor yakni $L = 800 \text{ mm}$, maka Gaya Momen yang terjadi dihitung dengan Persamaan (3), $M_{BL} = (3128,48 \text{ N} \times 0,800 \text{ m}) / 4 = 625,70 \text{ Nm}$

Momen Inersia pada lengan dari pipa dihitung dengan Persamaan (6), $I_{BL} = 5,17963 \times 10^{-7} \text{ mm}^4$, jadi tegangan lengkung yang terjadi pada lengan dihitung dengan Persamaan (1)

$$\sigma_{Lpa} = \frac{625,7 \times 0,0365}{5,17963 \times 10^{-7}} = 44,09 \text{ N/mm}^2, \sigma_{Lpa} < \sigma_{na} \text{ (dimana } \sigma_{na} = 80 \text{ N/mm}^2)$$

KESIMPULANAN

Setelah dilakukan analisa dan perhitungan dari penelitian perancangan conveyor terintegrasi dengan meja angkat dapat disimpulkan:

1. Conveyor rol (*roller conveyor*) yang dirancang dengan tiang penyangga diformasikan dengan mekanisme gunting (*scissor lift table*) dapat difungsikan sebagai mesin penggerak benda kerja unit secara maju-mundur rentang gerak 1500 mm dan naik-turun rentang gerak 500 mm .
2. Conveyor rol terintegrasi dengan meja angkat dirancang mampu menggerakkan bahan target iradiasi MBE yang berukuran ($500 \times 500 \times 200$) mm dengan berat 20 kg . Dan dengan rentang gerak naik-turun 500 mm , maka tebal/tinggi material target dapat divariasikan mulai 200 mm sampai dengan 700 mm .
3. Dari hasil analisa dan perhitungan, gaya tegangan dan daya aktual pada sistem konstruksi conveyor integrasi meja angkat yang dirancang semuanya lebih kecil/lebih rendah dibanding dengan gaya tegangan dan daya maksimum yang diijinkan sehingga dapat disimpulkan bahwa hasil perancangan ini layak dan aman untuk direalisasikan pembuatannya.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Wisam NAJM AL-DIN Abed, "Field Voltage Speed Control of DC Motors Based Foraging Strategy", International Journal Mechatronics, Electrical and Computer Technology (IJMEC) May 2015.
- [2]. Anthony Eposito, "Fluid Power with Applications" Fourth edition 1997 by Prentice-Hall, Inc. Simon & Schuster/A Viacom Company Upper Saddle, New Jersey 07458.
- [3]. <https://www.industrysearch.com.au/belt-conveyor-systems-series-30/p/91342-12/3/2021>
- [4]. N Miloradović, et al, "Modeling and calculation of the powered roller conveyor" IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 393 (2018) 012037 doi:10.1088/1757-899X/393/1/012037
- [5]. <https://www.liftmate.co.uk/product/5000kg-single-static-scissor-lift-table-copy/> 12/3/2021
- [6]. Mondol.S.S," Gravity Roller Conveyor Design", A report submitted for the partial fulfilment of the subject 'Design of a Mechanical System' for the course of Bachelor of Technology in Mechanical Engineering, 22nd May, 2017, Department of Mechanical Engineering, Heritage Institute of Technology
- [7]. R. L. Mott, *Machine Element in Mechanical Design*, Fourth. New Jersey Columbus, Ohio: Pearson Education, Inc, 2004
- [8]. S. Sularso and K. Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita, 2013
- [9]. Nalgeshi.S.K, "Design And Weight Optimization Of Gravity Roller Conveyor", International Journal Of Innovations In Engineering Research And Technology [IJERT], ISSN: 2394-3696, VOLUME 3, ISSUE 8, Aug.-2016
- [10]. Olenin.G, "Design of hydraulic scissors lifting platform", Saimaa University of Applied Sciences Faculty of Technology Lappeenranta Degree Programme in Mechanical Engineering and Production Technology Thesis 2016
- [11]. A.T. Dang et al, "A Study of Scissor Lifts Using Parameter Design", Conference Paper · November 2020 Thainguyen University of Technology, Thai Nguyen, Vietnam
- [12]. Upara.N, Adhara.A, "Perancangan Anjungan Angkat Hidraulik (Hydraulic Lifting Platform) Dengan Kapasitas 5 Ton" Seminar Rekayasa Teknologi (SEMRESTEK), Agustus 2018, Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Indonesia