

ANALISIS GAYA PADA SILINDER UNTUK ALAT ANGKUT TIPE HYDRAULIC SCISSOR LIFT KAPASITAS 1.000 KG

Ana Fitriani¹, Muchammad Chusnan Aprianto^{2,*}, Mochamad Abdul Muftinur³, Dadang Amir Hamzah⁴

^{1, 2, 3} Program Studi Teknik Mesin, Sekolah Tinggi Teknologi Dr. KHEZ Muttaqien, Jl. Baru Ciwareng
Kecamatan Babakancikao Kabupaten Purwakarta Jawa Barat 41151

⁴ Program Studi Ilmu Aktuaria, Universitas Presiden, Jl. Ki Hajar Dewantara Jababeka Education Park
Mekarmukti Cikarang Bekasi Jawa Barat 17530

Email: ana.fitriani@gmail.com¹, mchusnanaprianto@gmail.com^{2,*}, muftinoortme91@gmail.com³
dadang.hamzah@president.ac.id⁴

ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis gaya yang bekerja pada bagian silinder pada perancangan alat angkut dengan tipe scissor lift yang saat ini banyak digunakan di dunia industri. Alat yang dirancang mampu mengangkat beban 1000 kg berdasarkan perhitungan menggunakan standar ANSI MH29.1-2012. Selain dirancang secara perhitungan manual, simulasi model juga digunakan untuk mengkonfirmasi hasil perhitungan secara manual. Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh gaya silinder pada posisi terendah sebesar 23.641,74 N. Selain itu, beban gaya silinder pada posisi tertinggi sebesar 74.473,03 N. Berdasarkan hasil perhitungan tegangan manual yang didapat dapat disimpulkan bahwa tegangan yang dihitung tidak melebihi tegangan normal yang diijinkan sehingga desain scissor lift kapasitas 1.000 kg berdasarkan standar ANSI MH29.1-2012 dinyatakan bisa dibuat untuk difabrikasi.

Kata kunci: Scissor lift, hidrolik, struktur, statika.

ABSTRACT

This study aims to analyze the forces acting on cylindrical frames on design of scissor lift type of conveyance which is currently widely used in the industrial manufactures. The tool is designed to be able to lift a load of 1000 kg based on calculations using the ANSI MH29.1-2012 standard. Besides being designed manually, the simulation model is also used to confirm the calculation results manually. Based on the calculation results, the cylindrical force at the lowest position is 23,641.74 N. In addition, the cylindrical force load at the highest position is 74,473.03 N. Based on the results of manual stress calculations, it can be concluded that the calculated stress does not exceed the allowable normal stress so that the scissor lift design with a capacity of 1,000 kg based on ANSI MH29.1-2012 can be made for fabrication.

Keywords: Scissor lift, hydraulic, structure, statics.

PENDAHULUAN

Salah satu alat bantu seperti tangga yang menggunakan teknologi gerak untuk melakukan pekerjaan sulit seperti membawa beban di ketinggian yaitu *scissor lift*. Pada industri jasa pengangkutan sudah banyak menggunakan alat ini karena lebih simple dan lebih efisien sehingga dapat digunakan sesuai keinginan [1]. Selain desain yang simple, scissor lift juga memiliki keistimewaan yaitu memiliki ukuran platform lebih luas sehingga mampu mengangkat 1-2 orang operator atau lebih sekaligus [2] [3]. Berdasarkan cara kerjanya, scissor lift mempunyai sistem kerja seperti dongkrak. Cara kerja dongkrak sendiri dibedakan menjadi tiga jenis yaitu dongkrak hidrolik, pneumatik dan dongkrak mekanik [4].

Dongkrak hidrolik umumnya menggunakan fluida yang diberikan tekanan, cara kerja dongkrak ini dengan cara memompa fluida yang ada pada dongkrak secara manual dan daya yang dihasilkan

digunakan untuk mengangkat beban secara perlahan [5] [6]. Cara kerja dongkrak pneumatik sama dengan dongkrak hidrolik hanya saja dongkrak pneumatik menggunakan fluida kompresibel sedangkan hidrolik menggunakan fluida inkompresibel [7]. Contoh dongkrak mekanik misalnya dongkrak ulir yang menggunakan mekanisme seperti baut untuk meninggikan titik angkat dalam proses pendongkrakannya [8].

Dari kedua jenis dongkrak ini, yang sering digunakan untuk alat bantu dalam mengangkat beban yang besar adalah dongkrak hidrolik [9]. Berdasarkan latar belakang ini, maka penelitian ini bertujuan untuk merancang alat angkut tipe hidrolik scissor lift. Kapasitas yang dirancang adalah 1.000 kg dengan pertimbangan bahwa kapasitas ini yang banyak dipakai oleh perusahaan.

METODE PENELITIAN

1. Waktu dan Lokasi Penelitian

Penelitian ini dilaksanakan pada bulan Juli 2019 sampai dengan bulan Agustus 2020. Lokasi penelitian dilakukan di Laboratorium Mesin Sekolah Tinggi Teknologi Dr. KHEZ Muttaqien. Salah satu alasan penelitian di lakukan di laboratorium adalah fasilitas komputer dan workshop yang telah tersedia di laboratorium.

2. Proses Perancangan dan Spesifikasi Bahan

Perancangan alat diawali dengan identifikasi masalah ke dua perusahaan manufaktur di Kabupaten Purwakarta. Setelah itu, dilakukan perancangan alat menggunakan perangkat lunak model simulasi dan perhitungan manual. Kemudian, dilakukan perhitungan tegangan normal dan *bending stress* pada model yang telah disusun. Terakhir kedua hasil perhitungan baik menggunakan model simulasi maupun perhitungan manual dibandingkan satu sama lain.

Perangkat lunak yang dipakai pada penelitian ini yaitu Solidworks 2017[®] versi *trial*. Material bahan yang digunakan adalah Baja S355J2G3 yang mempunyai kekuatan luluh (*yield strength*) diantara 315 – 355 N/mm². Total massa bahan yang digunakan pada perancangan sebesar 716,04 kg.

3. Perhitungan Tegangan Normal dan *Bending Stress*

Perancangan alat ini hanya mempertimbangkan variabel tegangan normal dan *bending stress*. Tegangan normal yang dimaksud adalah tegangan yang terjadi ketika suatu material dibebani oleh gaya aksial. Tegangan normal dirumuskan melalui Persamaan 1 [10].

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad 1$$

Dengan σ adalah tegangan normal (N/m²), P adalah gaya aksial (N), dan A adalah luas penampang (m²). Ketika material dibebani dengan beban, maka akan menghasilkan *bending stress* (tegangan lendut). *Bending stress* merupakan tipe dari normal stress, akan tetapi sedikit lebih spesifik. Ketika material dibebani, maka akan menghasilkan apa yang disebut sebagai tegangan kompresif normal.

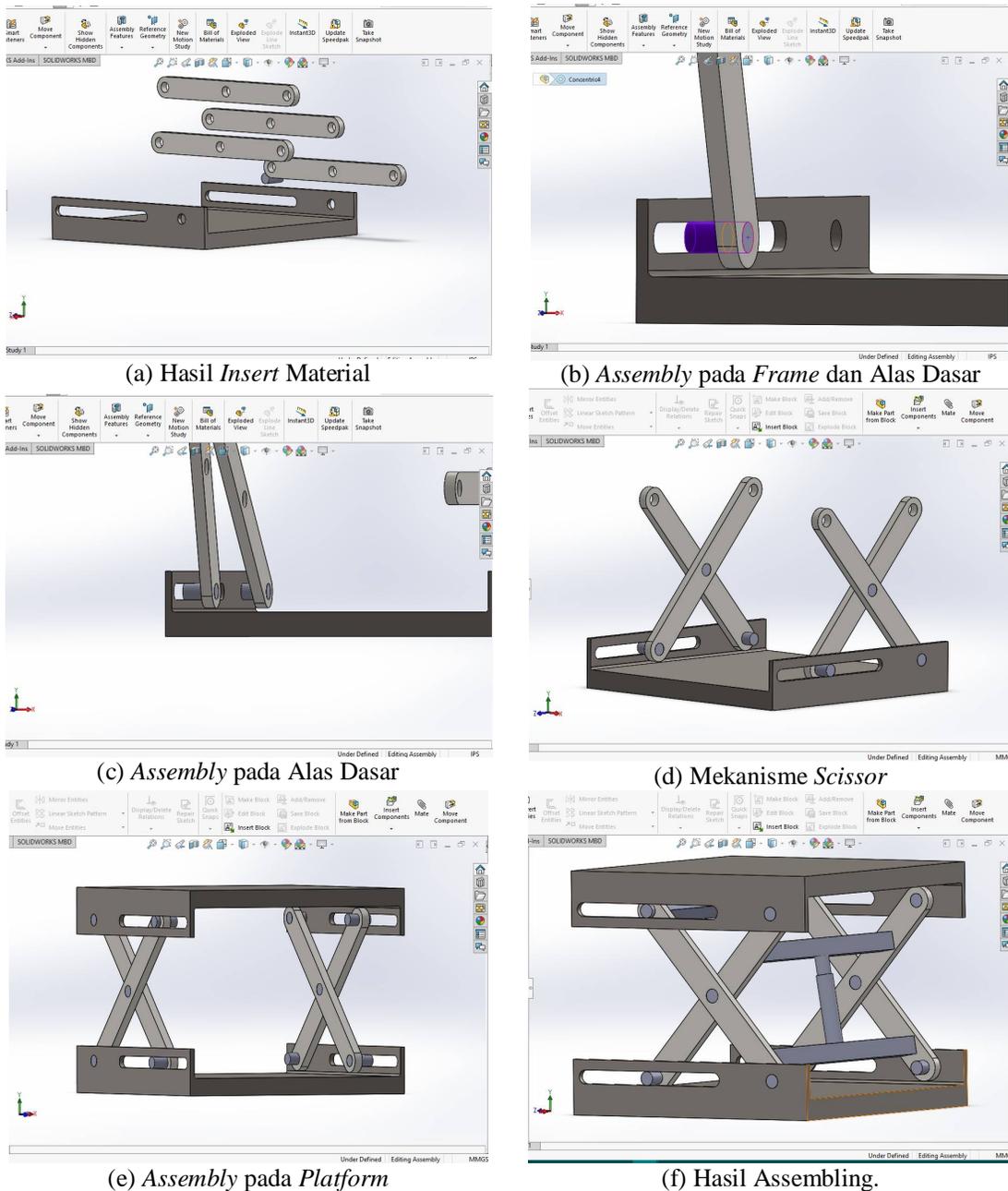
HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Simulasi Model *Hydraulic Scissor Lift*

Perancangan model simulasi ini menggunakan *Solidworks* 2017 versi *trial*. Pada lembar kerja yang dibuka terdapat berbagai jenis macam perintah untuk menjalankan atau mengatur perintah yang dibuat terhadap benda kerja. Setelah lembar kerja dibuka, kemudian klik *front plane* pada jendela fitur hirarki untuk menentukan pandangan pada perancangan yang akan dibuat. Setelah itu klik *insert component* pada *command manager* untuk memasukkan material yang akan digunakan. Selanjutnya, pilih komponen *base plate*/alas dasar kemudian klik *open*. Selanjutnya *insert* komponen *frame* dan klik *open*, ulangi sebanyak 4 kali. Kemudian *insert long pin*. Setelah itu klik *mates* lalu klik *long pin* dan *slot* pada alas dasar, setelah itu klik *mechanical mates* lalu klik *slot*, lalu klik ok. Langkah berikutnya adalah klik *mates* lalu klik *long pin* dan *slot* ujung pada *frame* pilih *concentric* lalu klik ok. Klik *edge* pada *long pin* dan *frame* yang bersinggungan kemudian klik *concident* lalu klik ok, ulangi pada sisi yang satunya.

Kemudian dilanjutkan klik *mates* lalu klik *long pin* dan klik *slot* alas dasar yang berbentuk lingkaran, klik *concentric* lalu klik ok. Setelah itu klik *long pin* dan *slot* pada *frame* lalu pilih *concentric* lalu klik pada masing-masing *edge* dan klik *concident* lalu klik ok. *Insert* 2 pin untuk membentuk mekanisme gunting, klik *mates*, klik *edge* pada *frame* yang bersinggungan lalu pilih *concident*, klik ok. Kemudian klik pin dan *slot* pada tengah *frame* pilih *concentric*, klik ok. Klik *edge* pada pin dan *frame* yang bersinggungan, pilih *concident*, klik ok. Hasil *assembly* dapat dilihat pada Gambar 1. Setelah itu *insert platform*, kemudian lakukan *mates* seperti yang dilakukan pada saat melakukan *mates* pada alas

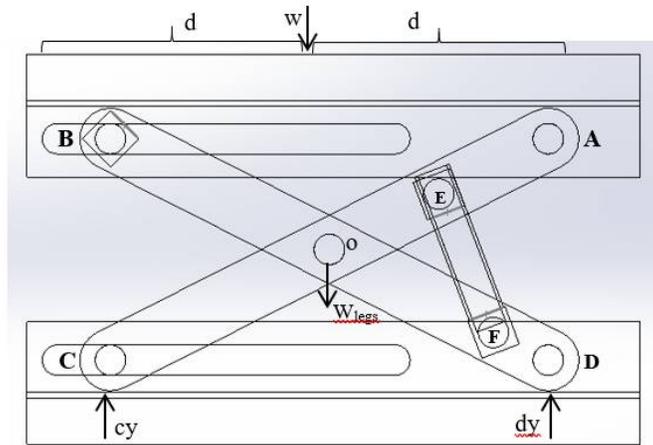
dasar. *Insert link connector* sebanyak 2 buah, klik tanda *circle* pada *frame* dan permukaan dalam *link connector* pilih *concentric*, lalu klik ok. Lakukan hal yang sama pada *link* yang lainnya. Setelah itu *insert hidrolik* lalu *assembling* pada pertengahan *link connector*. Hasil simulasi perancangan ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Proses Simulasi Perancangan Hidrolik *Scissor Lift*.

2. Gaya pada Silinder Saat Posisi Terendah

Untuk merancang alat angkut yang mampu mengangkat beban 1.000 kg, maka perlu dihitung gaya pada silinder saat posisi terendah. Gambar 2 menunjukkan berbagai gaya yang bekerja pada rancangan *scissor lift* saat posisi terendah.



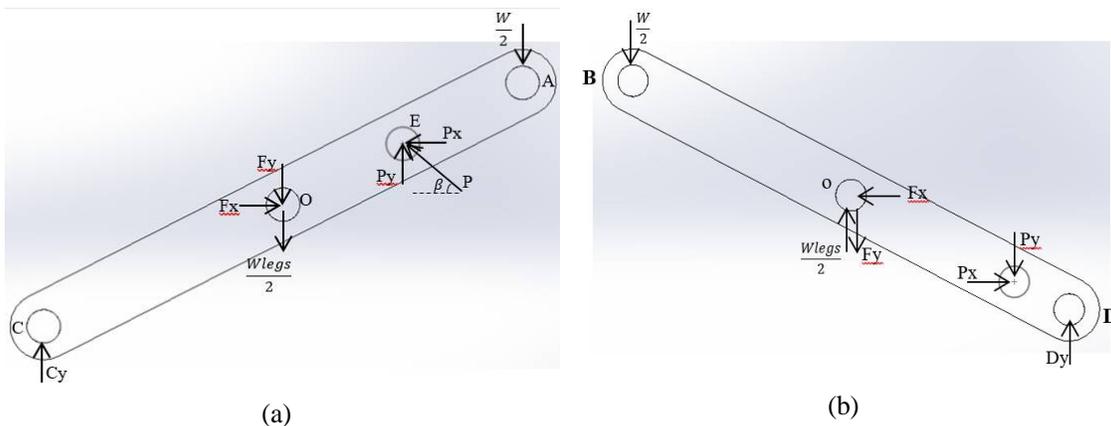
Gambar 2. Berbagai Gaya yang Bekerja pada Silinder saat Posisi Terendah.

Seperti yang dapat dilihat pada Gambar 2 di atas, titik B dan titik C adalah penopang rol dan titik A dan titik D adalah penopang pin, titik O juga merupakan peniti pin antara dua kaki lift. Gaya W diterapkan sebagai berat beban dan bekerja di tengah meja, dimensi "d" sebagai acuannya. Ketika gaya yang bekerja di tengah atau dibagi di atas meja, beban tersebut ditransmisikan secara merata ke titik A dan B. "Wlegs" adalah beban yang disebabkan oleh berat frame, selain itu juga bertindak di tengah, tetapi hanya di posisi awal. Juga, total gaya masuk harus sama dengan total keluar, yang berarti bahwa apa pun yang terjadi di dalam sistem, jumlah reaksi Dy dan Cy akan sama dengan berat keseluruhan. Kemudian reaksi vertikal titik D dan titik C adalah setengah dari beban utama ditambah berat frame.

$$C_y = D_y = \frac{W + W_{legs}}{2} \quad 2$$

Titik EF dari Gambar 2 di atas adalah silinder hidrolik dan disini bertindak seperti rangka. Komponen tersebut dikenai gaya kompresi, yang berarti silinder bekerja dengan gaya tertentu ke titik E dan titik F. Pada Gambar 3 di bawah dapat dilihat bagaimana gaya P ini diuraikan menjadi komponen Y dan X sesuai dengan sumbu. Besarnya sudut yang membentuk gaya P pada komponen Y dan X adalah

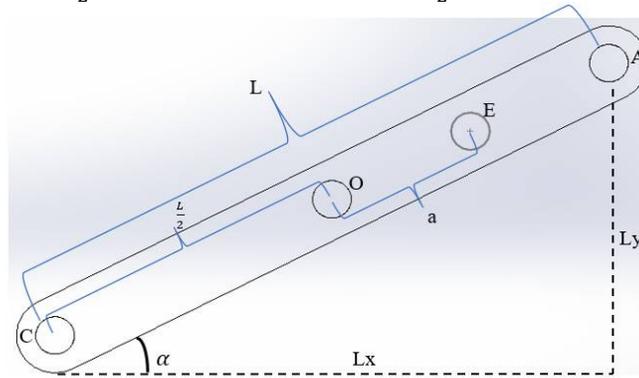
$$\sin \beta = \frac{P_y}{P} \rightarrow P_y = P \sin \beta \text{ dan } \cos \beta = \frac{P_x}{P} \rightarrow P_x = P \cos \beta$$



Gambar 3. Gaya yang Bekerja antara Titik AC (a) dan Titik BD (b).

Proyeksi untuk mendapatkan dimensi frame yang disebut "L", titik E dan titik O disebut "a". Hasil analog dapat digunakan untuk proyeksi CE, yaitu "(L / 2 + a)" seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4. Sedangkan besarnya sudut silinder α dan panjang proyeksi L pada komponen X dan Y adalah

$$\cos \alpha = \frac{Lx}{L} \rightarrow Lx = L \cos \alpha \text{ dan } \sin \alpha = \frac{Ly}{L} \rightarrow Ly = L \sin \alpha$$



Gambar 4. Proyeksi Panjang Silinder pada Sumbu-x dan Sumbu-y.

Kemudian, dengan menggunakan diagram pada Gambar 3, perlu dipertimbangkan keseimbangan gaya dalam arah Y dan X dan juga keseimbangan momen yang terbentuk oleh gaya yang terbentuk. Karena masing-masing silinder identik dalam hal dimensi, maka perhitungan gaya hanya dilakukan pada titik AC.

$$\sum Fx = 0 \rightarrow Px - Fx = 0 \rightarrow Fx = Px \rightarrow Px = P \cos \beta$$

karena $Fx = P \cos \beta$, maka

$$\sum Fy = 0 \rightarrow Cy - \frac{W_{legs}}{2} - Fy + Py - \frac{W}{2} = 0 \rightarrow \frac{W+W_{legs}}{2} - \frac{W_{legs}}{2} - \frac{W}{2} - Fy + Py = 0$$

dengan $Fy = Py \rightarrow Fy = P \sin \beta$. Momen pada titik C, searah jarum jam (+) adalah $\sum Mc = 0 \rightarrow \sum F \cdot d$, sehingga diperoleh

$$\begin{aligned} \frac{W_{legs} L}{2} \cos \alpha + \frac{W}{2} L \cos \alpha - Py \left(\frac{L}{2} + a \right) \cos \alpha + Fy \frac{L}{2} \cos \alpha - Px \left(\frac{L}{2} + a \right) \sin \alpha \\ + Fx \frac{L}{2} \sin \alpha = 0 \end{aligned} \quad 3$$

$$\begin{aligned} \frac{W_{legs} L}{2} \cos \alpha + \frac{W}{2} L \cos \alpha - P \sin \beta \left(\frac{L}{2} + a \right) \cos \alpha + P \sin \beta \frac{L}{2} \cos \alpha \\ - P \cos \beta \left(\frac{L}{2} + a \right) \sin \alpha + P \cos \beta \frac{L}{2} \sin \alpha = 0 \end{aligned} \quad 4$$

$$\begin{aligned} \frac{W_{legs} L}{2} \cos \alpha + \frac{W}{2} L \cos \alpha + P \left(-\sin \beta \left(\frac{L}{2} + a \right) \cos \alpha + \sin \beta \frac{L}{2} \cos \alpha - \right) \cos \beta \left(\frac{L}{2} \right. \\ \left. + a \right) \sin \alpha + \cos \beta \frac{L}{2} \sin \alpha = 0 \end{aligned} \quad 5$$

$$\begin{aligned} \frac{W_{legs} L}{2} \cos \alpha + \frac{W}{2} L \cos \alpha + P \left(\sin \beta \cos \alpha \left(-\left(\frac{L}{2} + a \right) + \frac{L}{2} \right) + \cos \beta \sin \alpha \left(-\left(\frac{L}{2} + a \right) \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{L}{2} \right) \right) = 0 \end{aligned} \quad 6$$

Sehingga

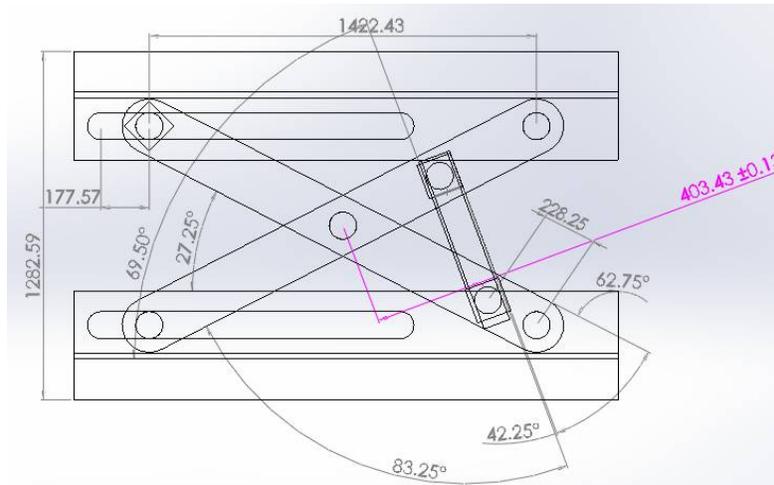
$$\frac{W_{legs} L}{2} \cos \alpha + \frac{W}{2} L \cos \alpha + P \left(-a (\sin \beta \cos \alpha + \cos \beta \sin \alpha) \right) = 0 \quad 7$$

Karena $\sin \beta \cos \alpha + \cos \beta \sin \alpha = \sin(\alpha + \beta)$, maka Persamaan 7 berubah menjadi bentuk

$$\frac{Wlegs}{4} L \cos \alpha + \frac{W}{2} L \cos \alpha - P(a \sin(\alpha + \beta)) = 0 \quad 8$$

dan

$$P = \frac{L \cos \alpha \left(\frac{Wlegs}{4} + \frac{W}{2} \right)}{a \sin(\alpha + \beta)} \quad 9$$



Gambar 5. Simulasi Besar Sudut α dan β Pada Posisi Terendah.

Berdasarkan simulasi, posisi terendah terukur pada sudut $\alpha = 27,25^\circ$ dan $\beta = 69,50^\circ$ (Gambar 5). Desain alat angkut yang akan dibuat memiliki dimensi L sebesar 1,6 m, a sebesar 0,4 m, massa beban sebesar 1.000 kg dan massa *frame* sebesar 716,04 kg. Percepatan gravitasi pada simulasi ditetapkan sebesar $9,80665 \text{ m.s}^{-2}$. Dengan menggunakan Persamaan 9, maka diperoleh

$$P = \frac{L \cos \alpha \left(\frac{Wlegs}{4} + \frac{W}{2} \right)}{a \sin(\alpha + \beta)} = \frac{1,6 \cos 27,25^\circ \left(\frac{7021,95}{4} + \frac{9806,65}{2} \right)}{0,40303 \sin(27,25^\circ + 69,50^\circ)} = 23.641,74 \text{ N}$$

Beban gaya minimal untuk mengangkat massa 1.000 kg ($g = 9,806 \text{ m.s}^{-2}$) sebesar 9.806 N. Berdasarkan perhitungan di atas, nilai P lebih besar dari pada gaya minimal, sehingga silinder mampu mengangkat beban massa 1.000 kg.

3. Gaya pada Silinder Saat Posisi Tertinggi

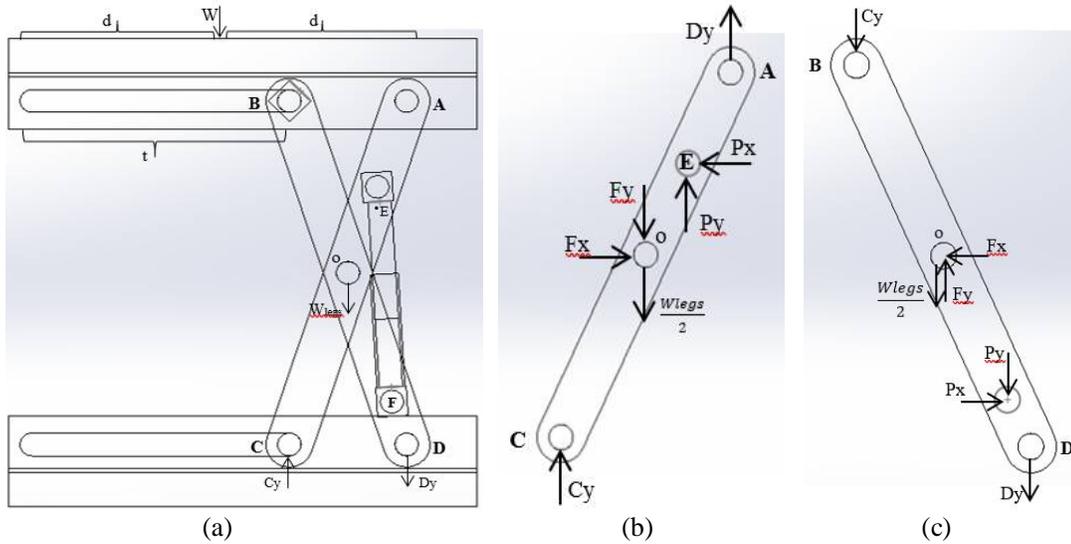
Gambar 6 menunjukkan skema alat angkut pada posisi tertinggi. Kedua dimensi untuk silinder AC dan BD sama, oleh karena itu perhitungan hanya dilakukan pada silinder AC. Saat keadaan diam, gaya bekerja pada posisi tertinggi, maka momen gaya yang teramati adalah $\sum Mc = 0 \rightarrow -W(t - d) + Wlegs \left(\frac{AB}{2} \right) + Dy AB = 0$, dengan $Dy = 0,3W - 0,5Wlegs$. Sedangkan untuk resultan gaya yang bekerja pada posisi tertinggi adalah $\sum Fy = 0 \rightarrow Cy - Dy - Wlegs - W = 0$, dengan $Cy - 0,3W + 0,5Wlegs - Wlegs - W = 0$.

Komponen gaya lain yang bekerja pada komponen-x adalah $\sum Fx = 0 \rightarrow Px - Fx = 0 \rightarrow Fx = Px \rightarrow Fx = P \cos \beta$. Sedangkan gaya yang bekerja pada komponen-y adalah $\sum Fy = 0 \rightarrow Cy + Py - \frac{Wlegs}{2} + Dy = 0$. Sehingga gaya pada komponen-y menjadi:

$$Fy = Cy + Py - \frac{Wlegs}{2} + Dy = 1,3W + 0,5Wlegs + Py - \frac{Wlegs}{2} + 0,3W - 0,5Wlegs = P \sin \beta + 1,6W - 0,5Wlegs \quad 10$$

Resultan momen gaya pada titik C sama dengan nol, sehingga

$$\begin{aligned} \frac{Wlegs}{2} \frac{L}{2} \cos \alpha + Fy \frac{L}{2} \cos \alpha - Py \left(\frac{L}{2} + a \right) \cos \alpha - DyL \cos \alpha + Fx \frac{L}{2} \sin \alpha \\ = -Px \left(\frac{L}{2} + a \right) \sin \alpha = 0 \end{aligned} \quad 11$$



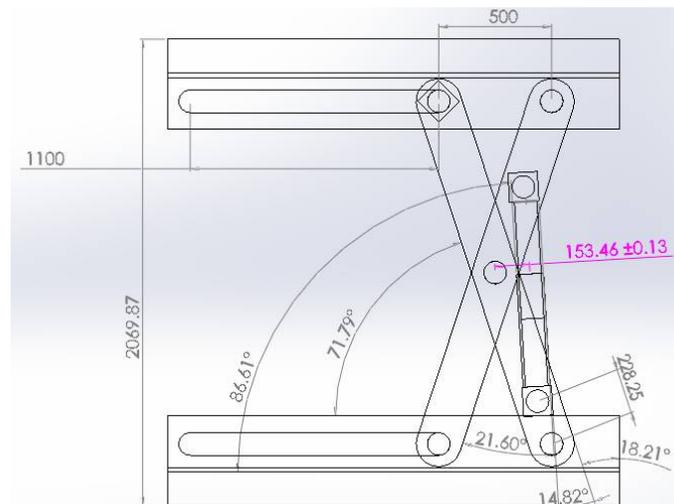
Gambar 6. (a) Posisi pada Silinder saat Posisi Tertinggi; (b) Gaya pada Silinder AC; (c) Gaya pada Silinder BD

Dengan langkah yang sama seperti pada Bagian 2, maka diperoleh

$$0,5L \cos \alpha (W + Wlegs) - P \cdot a (\sin \beta \cos \alpha + \cos \beta \sin \alpha) = 0 \quad 12$$

Karena $\sin \beta \cos \alpha + \cos \beta \sin \alpha = \sin(\alpha + \beta)$, maka Persamaan 12 menjadi:

$$P = \frac{L \cos \alpha \left(\frac{Wlegs}{2} + \frac{W}{2} \right)}{a \sin(\alpha + \beta)} \quad 13$$



Gambar 6. Simulasi Besar Sudut α dan β Pada Posisi Tertinggi.

Berdasarkan simulasi, posisi tertinggi terukur pada sudut $\alpha = 71,79^\circ$ dan $\beta = 86,61^\circ$ (Gambar 6). Desain alat angkut yang akan dibuat memiliki dimensi L sebesar 1,6 m, a sebesar 0,153 m, massa beban sebesar 1.000 kg dan massa *frame* sebesar 716,04 kg. Percepatan gravitasi pada simulasi ditetapkan sebesar $9,80665 \text{ m.s}^{-2}$. Dengan menggunakan Persamaan 9, maka diperoleh

$$P = \frac{L \cos \alpha \left(\frac{W_{legs}}{2} + \frac{W}{2} \right)}{a \sin(\alpha + \beta)} = \frac{1,6 \cos 71,79^\circ \left(\frac{7021,95}{2} + \frac{9806,65}{2} \right)}{0,15346 \sin(71,79^\circ + 86,61^\circ)} = 74.473,03 \text{ N}$$

Beban gaya minimal untuk mengangkat massa 1.000 kg ($g = 9,806 \text{ m.s}^{-2}$) sebesar 9.806 N. Berdasarkan perhitungan di atas, nilai P lebih besar dari pada gaya minimal, sehingga silider mampu mengangkat beban massa 1.000 kg.

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisis, gaya pada silider dengan sudut minimal untuk posisi terendah P sebesar 23.641,74 N, sedangkan gaya beban pada silider dengan sudut maksimal untuk posisi tertinggi P sebesar 74.473,03 N. Nilai ini memenuhi syarat gaya minimal pada silinder untuk mengangkat massa 1.000 kg adalah 9.806 N.

REFERENSI

- [1] T. Bhatnagar, D. Ansari, S. Varshney, B. Kumar and S. Sharma, "Low Cost Hydraulic Lift," *International Research Journal of Engineering and Technology*, vol. 4, no. 4, pp. 2639-2641, 2017.
- [2] A. A. Adeleye, S. A. Alabdulkarim and M. A. Nussbaum, "Impacts of different fabric scissor designs on physical demands and performance in simulated fabric cutting tasks," *Applied Ergonomics*, vol. 89, no. November, p. 103219, 2020.
- [3] D. Burlet-Vienney, B. Galy and K. C. Bertrand, "Analysis of vehicle stability when using two-post above-ground automotive lifts: Distribution of forces in arms," *Safety Science*, vol. 134, no. February, p. 105042, 2021.
- [4] N. Upara and A. Adhara, "Perancangan Anjungan Angkat Hidraulik (Hydraulic Lifting Platform) Dengan Kapasitas 5 Ton," in *Seminar Rekayasa Teknologi*, Jakarta, 2018.
- [5] L. Stawinski, A. Kosucki, A. Morawiec and M. Sikora, "A new approach for control the velocity of the hydrostatic system for scissor lift with fixed displacement pump," *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, vol. 19, no. 4, pp. 1104-1115, 2019.
- [6] C. P. Pan, S. S. Chiou, T.-Y. Kau, M. B. Wimer, X. Ning and P. Keane, "Evaluation of postural sway and impact forces during ingress and egress of scissor lifts at elevations," *Applied Ergonomics*, vol. 65, pp. 152-162, 2017.
- [7] S.-H. Ham and M.-I. Roh, "Time-domain structural analysis during block turnover and lifting using 2D flexible multibody dynamics," *Marine Structures*, vol. 75, no. January, p. 102841, 2021.
- [8] B. Wang, L. Xie, J. Song, X. He, W. Luo, B. Zhao and T. Mu, "Failure behavior of aerial bomb lifting lug under variable amplitude loading: Failure analysis and life prediction," *Engineering Failure Analysis*, vol. 120, p. 105000, 2021.
- [9] C. J. Garcia-Mora and J. S. Sanchez, "The convergence surface method for the design of deployable scissor structures," *Automation in Construction*, vol. 122, no. February, p. 103488, 2021.
- [10] Ecoalifts, "Scissor Lifts," 2016. [Online]. Available: <http://www.ecoalifts.com/category/ScissorLifts/>.
- [11] S. A. Manoharrao and R. Jamgekar, "Analysis & Optimization of Hydraulic Scissor Lift," *International Journal of Engineering Development and Research*, vol. 4, no. 4, pp. 329-347, 2016.