

ANALISIS KEKUATAN KONSTRUKSI MEKANISME PENGGERAK MESIN BENDING PIPA SEMI-OTOMATIS MELALUI PERHITUNGAN TEORITIS DAN SIMULASI STATIS SOLIDWORKS

Fransiska Ayu Nathania¹, Tean Riztando², Puthut Srihardana³, V. Alexander Aditya S.⁴, Cornelius Hendriarto⁵, Fransiska Karlentina H.⁶

^{1,2,3,4,5,6} Program Studi Teknik Perancangan Mekanik dan Mesin, Politeknik ATMI Surakarta
Jl. Mojo No. 1 Karangasem, Laweyan, Surakarta 57145
*Email: fransiska.20203013@atmi.ac.id

Abstrak

Mesin bending pipa semi-otomatis menggunakan metode rotary bend draw dengan alat bantu dies untuk membuat tekukan pada pipa. Mesin ini menggunakan spur gear sebagai mekanisme penggerak utama. Terdapat 4 spur gear dengan modul gigi 5, yaitu driver gear dengan 30 gigi, 2 idler gear dengan 15 dan 18 gigi, serta driven gear dengan 60 gigi yang berperan sebagai penggerak langsung pada produk. Konstruksi yang kuat pada shaft penopang roda gigi dan sambungan pada roda gigi sangat penting untuk memastikan fungsi maksimal mesin dan keselamatan operator. Analisis konstruksi mekanisme penggerak mesin bending pipa semi-otomatis menggunakan perhitungan teoritis dan Software SOLIDWORKS Simulation dengan hasil sebagai berikut: Momen bending pada driver gear = 164,967 Nm, tegangan tarik baut pada driver shaft = 0,41911 N/mm², tegangan geser las pada idler gear shaft = 0,03644 N/mm², tegangan geser las pada idler gear = 0,045 N/mm², tegangan geser maksimum pasak pada driven gear = 0,039 N/mm², stress pada driver shaft = 94.285 N/mm², dan stress pada driven gear = 239.791 N/mm². Semua nilai hasil analisis berada di bawah nilai batas yang diizinkan, menunjukkan bahwa konstruksi mekanisme penggerak aman dan dapat digunakan secara efektif.

Kata kunci: Mesin Bending, Mekanisme Penggerak, Spur Gear, Driver, Driven, Idler Gear.

1. PENDAHULUAN

Mesin bending pipa semi-otomatis menggunakan metode rotary bend draw untuk membuat tekukan pada pipa dengan alat bantu dies. Mesin ini menggunakan spur gear sebagai mekanisme penggerak utama. Spur gear adalah roda gigi yang paling sederhana, terdiri dari silinder atau piringan dengan gigi-gigi yang terbentuk secara radial.

Pada mesin bending pipa semi-otomatis, terdapat 4 buah spur gear dengan modul gigi 5. Keempat spur gear tersebut terdiri dari driver gear dengan jumlah gigi 30 yang digunakan oleh operator untuk menggerakkan komponen bending, 2 roda gigi sebagai idler gear dengan jumlah gigi 15 dan 18, serta driven gear dengan jumlah gigi 60 sebagai penggerak komponen bending yang bersentuhan langsung dengan produk. Keempat spur gear ini memiliki peran penting sebagai penggerak utama mesin agar mesin dapat berfungsi.

Selain spur gear, shaft penopang roda gigi dan konstruksi sambungan pada roda gigi juga memiliki peran yang krusial karena konstruksi yang kuat memastikan mesin berfungsi secara maksimal dan komponen penyusun mesin menjadi lebih aman. Oleh karena itu, kekuatan konstruksi mekanisme penggerak perlu dikaji lebih lanjut mengingat pentingnya fungsinya bagi sebuah mesin dan keselamatan operator mesin bending pipa semi-otomatis.

1.1 Tujuan Penelitian

1. Menganalisis kekuatan konstruksi mekanisme penggerak mesin.
2. Membuktikan hasil analisis shaft penopang tidak melebihi yield strength.
3. Membuktikan bahwa konstruksi mekanisme penggerak mesin aman untuk digunakan.

2. METODOLOGI

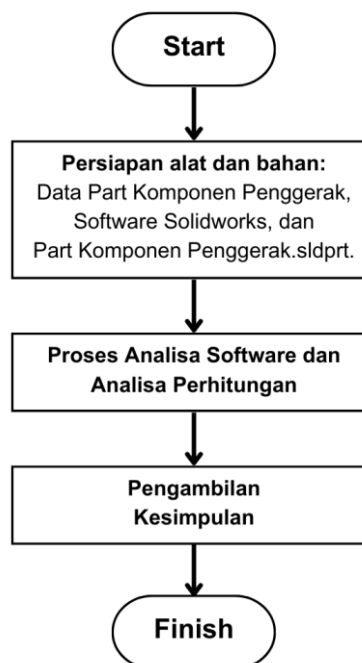
Proses penelitian ini memerlukan beberapa bahan dan peralatan sebagai perlengkapan dalam proses perancangan serta beberapa metode pengumpulan data dan perumusan masalah.

2.1. Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode analisis perhitungan teoritis dan analisis menggunakan *software* simulasi, yaitu menggunakan *software SOLIDWORKS Simulation* dengan mengidentifikasi titik kritis dan besarnya *stress* ketika diberikan pembebanan *statis*. Lalu dari hasil identifikasi atau analisis perhitungan dan *software* tersebut dilakukan proses pengambilan kesimpulan dengan melihat apakah bentuk dan material yang digunakan aman diaplikasikan untuk menopang komponen penggerak pada mesin *bending* pipa semi-otomatis.

2.2. Proses Penelitian

Metode pengerjaan dilakukan dengan beberapa tahapan yang ditunjukkan pada *flowchart* di gambar 1.



Gambar 1. *Flowchart* Proses Penelitian

2.2.1. Persiapan Alat dan Bahan

1. Laptop/PC

Proses perancangan yang dilakukan membutuhkan *laptop/PC* dengan jenis *processor Inter(R) Core(TM) i5-9300H CPU @2.40GHz (8 CPUs)* dan memori minimal *RAM size 8 GB*. *Laptop* ini digunakan untuk operasi analisis dan pembukaan file seperti yang tertera pada **gambar 1**.

2. Software

Proses analisis menggunakan *software SOLIDWORKS* versi 2020 yang dalam paket penginstalannya lengkap atau terdapat *sub-software solidworks simulation*.

2.2.2. Persiapan Data

Persiapan data dilakukan dengan wawancara dan/atau konsultasi dengan *customer* dan pembimbing tugas akhir serta diskusi dengan anggota kelompok tugas akhir, sehingga

didapatkan berbagai data yang dapat digunakan dalam penyusunan *input* pada *software* dan data perhitungan teoritis. Selain melalui wawancara dan/atau konsultasi serta diskusi, data penelitian didapatkan dari jurnal penelitian sebelumnya dan data pendukung lainnya.

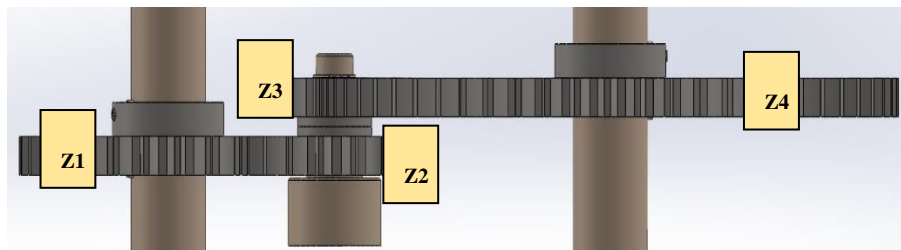
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Komponen yang akan dianalisis menggunakan perhitungan teoritis meliputi perhitungan roda gigi, kekuatan baut pada *shaft driver gear*, kekuatan sambungan las pada *shaft* dan *idler gear*, serta kekuatan pasak pada *driven gear*. Sementara itu, untuk menganalisis kekuatan *shaft* penopang *driver gear* dan *driven gear*, digunakan *software Solidworks Simulation* dengan menggunakan material VCL.

Hasil dari analisis ini bertujuan untuk mengetahui kekuatan dan daerah kritis yang menentukan kualitas sambungan maupun konstruksi penggerak tersebut aman dan dapat digunakan dengan keandalan yang baik.

3.1. Perhitungan Roda Gigi

Roda gigi digunakan untuk mentransmisikan gaya dengan putaran yang tepat. Roda gigi pada unit manual menggunakan roda gigi tipe *spur gear* dengan data sebagai berikut.



Gambar 3.1 Skema Konstruksi Gear

Diketahui :

Modul (m)	= 5
Jumlah gigi <i>driver gear</i> (z1)	= 30
Jumlah gigi <i>idler gear</i> bawah (z2)	= 18
Jumlah gigi <i>idler gear</i> atas (z3)	= 15
Jumlah gigi <i>driven gear</i> (z4)	= 60
Tebal gigi	= 16 mm
Efisiensi Roda Gigi (μ)	= 0,88

Perhitungan Rasio Roda Gigi

$$\begin{aligned} \text{Rasio (i)} &= (z_2/z_1) \times (z_4/z_3) \\ &= (18 / 30) \times (60 / 15) \\ &= 2,4 \end{aligned}$$

Perhitungan Diameter Roda Gigi (D)

$$\begin{aligned} D_1 &= z_1 \cdot m \\ &= 30 \times 5 \\ &= 150 \quad \text{mm} \\ R_1 &= 75 \quad \text{mm} \\ D_2 &= z_2 \cdot m \\ &= 18 \times 5 \\ &= 90 \quad \text{mm} \\ R_2 &= 45 \quad \text{mm} \\ D_3 &= z_3 \cdot m \\ &= 15 \times 5 \\ &= 75 \quad \text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_3 &= 37,5 \quad \text{mm} \\
 D_4 &= z_4 \cdot m \\
 &= 60 \times 5 \\
 &= 300 \quad \text{mm} \\
 R_4 &= 150 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Gaya Tangensial pada *Driven Gear*

$$\begin{aligned}
 F_{t \text{ (Driven Gear)}} &= M / R_4 \\
 &= 2255,338 / 150 \\
 &= 14434,168 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Gaya dengan Efisiensi

$$\begin{aligned}
 \text{Efisiensi gaya} &= F_t / \mu \\
 &= 14434,168 / 0,88 \\
 &= 16402,464 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Momen *Bending* pada *Idler Gear*

$$\begin{aligned}
 M_{\text{ (Idler Gear)}} &= F_{t \text{ (Driven Gear)}} \times R_3 \\
 &= 16402,464 \times 37,5 \\
 &= 615092,404 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

Perhitungan Gaya Tangensial pada *Idler Gear*

$$\begin{aligned}
 F_{t \text{ (Idler Gear)}} &= M_{\text{ (Idler Gear)}} / R_2 \\
 &= 615092,404 / 45 \\
 &= 13668,720 \text{ N}
 \end{aligned}$$

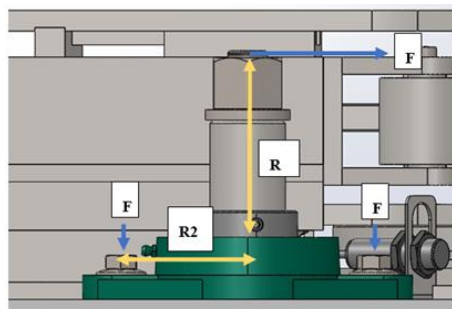
$$\begin{aligned}
 \text{Efisiensi gaya} &= F_t / \mu \\
 &= 13668,720 / 0,88 \\
 &= 15532,636 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Momen *Bending* pada *Driver Gear*

$$\begin{aligned}
 M_{\text{ (Driver Gear)}} &= F_{t \text{ (Idler Gear)}} \times R_1 \\
 &= 15532,636 \times 75 \\
 &= 164947,735 \text{ Nmm} \\
 &= 164,947 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

3.2. Perhitungan Gaya pada Baut pada *Shaft Handle*

Baut pada *shaft handle* terpasang pada *pillow block* berfungsi sebagai penahan agar posisi *shaft* tetap *center* dengan komponen *gear* di bawahnya. Perlu untuk mengetahui gaya yang bekerja pada baut dan menganalisis kekuatan baut tersebut agar konstruksi *handle* kuat ketika digunakan.



Gambar 3.2 Gaya pada Dudukan *Handle*

Diketahui:

F	= 200	N
R1	= 92	mm
R2	= 72	mm

Perhitungan Gaya pada Baut

Gaya (F)	= F x R1	≤ 2F x R2
	= 18400	≤ 4.F x 72
	= 255,55 N	≤ 4.F x 72
		≤ 4F
F	≥ 63,88	N

Perhitungan Kekuatan Baut

Diketahui :

Material	= SS 304	
Tensile Strength (σ)	= 646	N/mm ²
Angka Keamanan (ν)	= 7	
F	= 63,88	N
n	= 2	pcs
Diameter Mayor (D)	= 12	mm
Diameter Minor (d)	= 9,853	mm

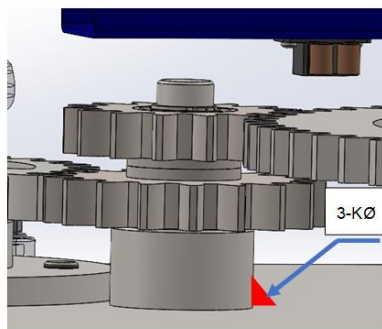
Kekuatan baut berdasarkan perhitungan tegangan tarik

Gaya (F)	= $\pi/4 \cdot d^2 \cdot \sigma \cdot n$
Tegangan Tarik (σ)	= $4 \cdot F / \pi \cdot d^2 \cdot n$
	= $4 \times 63,88 / 3,14 \times (9,853)^2 \times 2$
	= 0,41911 N/mm ²

Tegangan Tarik (σ) < tegangan Tarik izin (σ), maka baut padaudukan *shaft handle* aman.

3.3. Perhitungan Sambungan Las *Idler Gear Shaft*

Perhitungan sambungan las pada *shaft idler gear* dan *base gear plate* diperlukan untuk mengetahui apakah konstruksi aman dan kuat. Sambungan las yang digunakan adalah sambungan las sudut dan juga sambungan las *V fillet* tunggal dengan tebal kampuh adalah 3 mm.



Gambar Error! No text of specified style in document..1 *Idler Gear Shaft*

Diketahui :

Tebal kampuh (s)	= 3	mm
Diameter <i>shaft</i> (D)	= 50	mm
Massa (m)	= 1,75	kg
Percepatan gravitasi (g)	= 9,81	m/s ²
Tegangan geser maksimal	= 340	N/mm ²

Perhitungan Mencari Panjang Las (L)

$$\begin{aligned} L &= \pi D \\ &= 3,14 \times 50 \\ &= 157 \text{ mm} \end{aligned}$$

Mencari Luas Penampang Minimum (a)

$$\begin{aligned} a &= t \times L \\ &= 3 \times 157 \\ &= 471 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Perhitungan Gaya Pengelasan (F)

$$\begin{aligned} F &= m \times g \\ &= 1,75 \times 9,81 \\ &= 17,1675 \text{ N} \end{aligned}$$

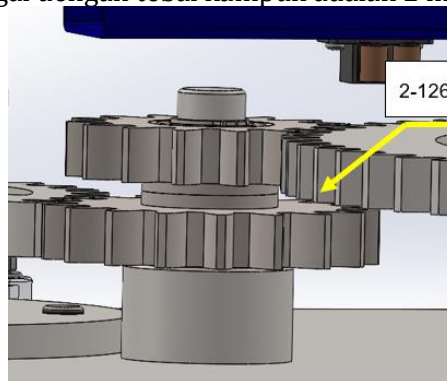
Perhitungan Tegangan Geser Las (Tg)

$$\begin{aligned} T_g &= F/A \\ &= 17,1675/471 \\ &= 0,03644 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser pada penampang las adalah 0,03644 N/mm², tegangan geser yang diizinkan St.35 adalah 340 N/mm² maka dapat disimpulkan bahwa tebal las kuat dan aman untuk menerima beban yang diberikan.

3.4. Perhitungan Sambungan Las *Idler Gear*

Perhitungan sambungan las pada *idler gear* diperlukan untuk mengetahui apakah konstruksi aman dan kuat. Sambungan las yang digunakan adalah sambungan las sudut dan juga sambungan las *V fillet* tunggal dengan tebal kampuh adalah 2 mm.

**Gambar 3.4 Idler Gear**

Diketahui :

Tebal kampuh (s)	= 2	mm
Panjang Las (L)	= 126	mm
Massa (m)	= 1,156	Kg
Percepatan gravitasi (g)	= 9,81	m/s ²
Tegangan geser maksimal	= 655	N/mm ²

Perhitungan Luas Penampang Minimum (a)

$$\begin{aligned} a &= t \times L \\ &= 2 \times 126 \\ &= 252 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Mencari Gaya (F)

$$\begin{aligned} F &= m \times g \\ &= 1,156 \times 9,81 \end{aligned}$$

$$= 11,340 \quad \text{N}$$

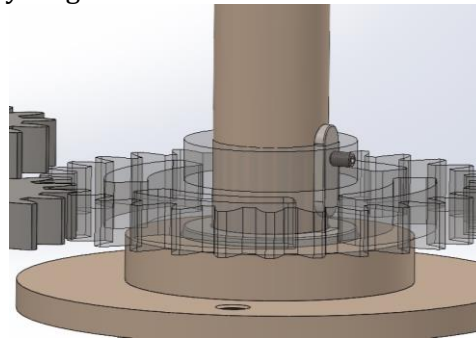
Mencari Tegangan Geser Las (Tg)

$$\begin{aligned} T_g &= F/A \\ &= 11,340/252 \\ &= 0,045 \quad \text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser pada penampang las adalah 0,045 N/mm², tegangan geser yang diizinkan VCL 140 adalah 655 N/mm² maka dapat disimpulkan bahwa tebal las kuat dan aman untuk menerima beban yang diberikan.

3.5. Perhitungan Pasak pada *Handle Shaft*

Pasak digunakan untuk menghubungkan *handle shaft* dengan *driver gear*. Torsi dan daya ditransmisikan melalui pasak dari gear menuju *shaft*. Perhitungan pasak diperlukan untuk mengetahui aman tidaknya digunakan dalam konstruksi.



Gambar 3.5 Pasak pada *Handle Shaft*

Diketahui :

Diameter poros (d)	= 40	mm
Lebar pasak (b)	= 12	mm
Panjang pasak (l)	= 32	mm
Tebal pasak (h)	= 8	mm
Kedalaman pasak pada poros (t ₁)	= 4	mm
Material pasak	= S30C	
Tensile Strength (σ)	= 48	N/mm ²
Angka Keamanan (v)	= 7	

Perhitungan Mencari Tegangan Tarik Ijin

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \sigma / v \\ &= 48/7 \\ &= 6,857 \quad \text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

Perhitungan Tegangan Geser Izin

$$\begin{aligned} \sigma_g &= 0,5 \times \sigma_t / v \\ &= 0,5 \times 6,857 / 7 \\ &= 0,489 \quad \text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

Perhitungan Gaya Tangensial Pasak

$$\begin{aligned} F_t &= 2.T/d \\ &= 2 \times 200 / 40 \\ &= 10 \quad \text{N} \end{aligned}$$

Perhitungan Tegangan Geser Maksimum Pasak

$$\begin{aligned} \sigma_g &= F_t / b.l \\ &= 10 / 8 \times 32 \\ &= 0,039 \quad \text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

Tegangan geser pasak lebih kecil nilainya dari tegangan yang diizinkan maka pasak yang digunakan aman.

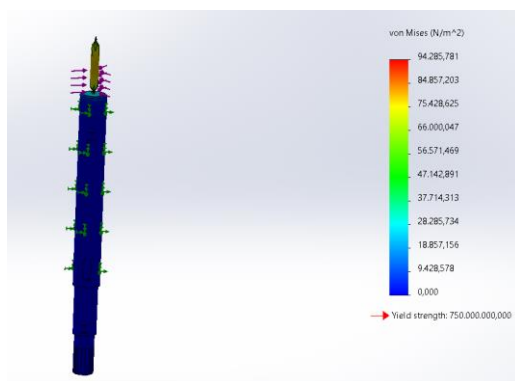
3.6. Hasil Analisis Software

Driver shaft digunakan untuk menopang *driver gear* atau penggerak utama mesin dari operator maupun motor yang kemudian akan menggerakkan *idler gear* dan *driven gear* untuk memutar komponen penekuk pipa. *Driver gear* menggunakan material VCL dan telah dilakukan analisis dengan pembebanan statis sebesar 200 Newton yang disesuaikan dengan gaya pada manusia.

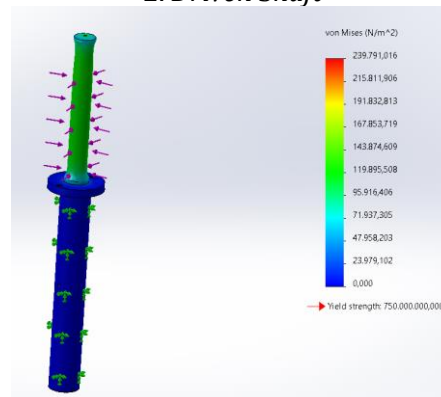
Driven gear digunakan untuk menopang *drive gear* dan komponen yang digunakan saat proses penekukan pipa. *Driven gear* menggunakan material VCL dan telah dilakukan analisis dengan pembebanan sebesar 2255 Newton berdasarkan hasil perhitungan gaya tangensial yang dibutuhkan sistem untuk membengkokkan pipa ukuran 2 inci dengan ketebalan 1,5 mm. Bagian *fix* adalah bagian yang dalam perakitannya terdapat sambungan baut. Pada Tabel 1 akan dipaparkan hasil dari analisis yang sudah dilakukan.

Tabel 1. Hasil Analisis Cover menggunakan *SOLIDWORKS Simulation*

1. Driver Shaft



2. Driven Shaft



Stress dan Yield Strength

Tabel 2. Perbandingan Hasil Analisis *Stress* dengan *Yield Strength*.

Nama Part	Stress (N/mm ²)	Yield Strength (N/mm ²)
<i>Driver Shaft</i>	94.285	750.000
<i>Driven Shaft</i>	239.791	750.000

Dari **Tabel 2** disimpulkan bahwa kedua *part* yang menjadi perhatian masih dalam kondisi aman karena tidak melebihi *yield strength*.

4. KESIMPULAN

Setelah melakukan analisis menggunakan perhitungan teoritis dan bantuan *Software SOLIDWORKS Simulation* maka dapat disimpulkan bahwa konstruksi mekanisme penggerak mulai dari *gear*, kekuatan baut, kekuatan pengelasan antar komponen, penggunaan pasak, dan kekuatan *shaft* penopang memiliki hasil analisis sebagai berikut : Momen *bending* pada *driver gear* = 164,967 Nm, tegangan tarik baut pada *driver shaft* = 0,41911 N/mm², tegangan geser las pada *idler gear shaft* = 0,03644 N/mm², tegangan geser las pada *idler gear* = 0,045 N/mm², tegangan geser maksimum pasak pada *driven gear* = 0,039 N/mm², *stress* pada *driver shaft* = 94.285 N/mm², dan *stress* pada *driven gear* = 239.791 N/mm². Dari hasil simulasi tersebut, nilai yang didapatkan tidak melebihi nilai yang diizinkan sehingga aman dan dapat digunakan.

DAFTAR PUSTAKA

- Garad, S., Ahire, S., Gaidhani, A., Bagul, P., & Kakade, Dr. A. (2020). Design and Development of Automatic Bending Machine. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 9(6). <https://www.ijert.org/research/design-and-development-of-automatic-bending-machine-IJERTV9IS060977.pdf>
- B. Sudibyo. 1991. **Roda Gigi Jilid 1**. Surakarta: ATMIPRESS SOLO.
- B. Sudibyo. 2018. **Bantalan Gelinding**. Diktat. Surakarta: ATMIPRESS SOLO.
- Heftrich, C., Steinheimer, R., & Engel, B. (2018). Rotary Draw Bending Using Tools with Reduced Geometries. *Procedia Manufacturing*. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.07.410>
- Vikram, P. (2021). Design and Analysis of Rotary Draw Tube Bending. *Dogo Rangsang Research Journal*, 8(14). https://www.journal-dogorangsang.in/no_3_Book_21/57.pdf