

UNIVERSITETI I MITROVICËS

FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE DHE
KOMPJUTERIKE

MAKINERI PRODHUESE



PUNIM DIPLOME

MENTORI:

STUDENTI: Imer Nebihi

Mitrovicë 2023

UNIVERSITETI I MITROVICËS

FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE DHE
KOMPJUTERIKE

MAKINERI PRODHUESE



TEMA: Llogaritja e transmetuesve me zingjirë – rast studimi zingjirët dy radhësh.

LËNDA: Detalet e Makinave II

MENTORI:

STUDENTI: Imer Nebihi

Mitrovicë 2023

UNIVERSITETI I MITROVICËS

FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE DHE
KOMPJUTERIKE

MAKINERI PRODHUESE



TEMA: Llogaritja e transmetuesve me zingjirë – rast studimi zingjirët dy radhësh.

TOPIC: Calculation of chain transmitters – case study two-row chains.

MENTORI:

STUDENTI: Imer Nebihi

Mitrovicë 2023

Deklarata e origjinalitetit / Autorësis

Ky Punim Diplome i nivelit bachelor është puna ime origjinale duke respektuar autorsinë e çdo burimi të informacioneve dhe rregullave për nje punim të mirëfilltë shkencorë, dhe nuk është dorëzuar, në tërsi apo pjesërisht, për ndonje gradë në këtë apo ndonjë universitet tjetër.

Sipas njohurisë time, punimi nuk përmban asnjë material të botuar ose shkruar nga ndonjë person tjetër, përveç siç deklarohet në brendi të tekstit.

Gjithashtu, deklaroj se në shkrimin e punimit kam respektuar rregullat etike të punës shkencore dhe akademike të UMIB-it.

Data: _____2023

Imer Nebihi

(nënshkrimi – signature)

Përmbajtja:

1.0.Hyrje.....	7
2.0. Në përgjithësi për transmetuesit.....	8
3.0. Ndarja e transmetuesve me zinxhirë.....	11
3.1. Zinxhirët e transmisionit.....	14
4.0. Projekti për ventilimin e tymit dhe gazrave në fabrikën e Newcoferronikeli Complex L.L.C.....	21
5.0. LLogaritja e transmetuesve me zinxhirë.....	26
5.1. Zgjedhja e zinxhirit.....	27
5.2. Përmasat gjeometrike të zinxhirit.....	29
5.3. Shkalla e sigurisë dinamike të halkës së zinxhirit.....	30
5.4. Vërtetimi I shtypjes në çiftin rrëshqitës të nyjes së zinxhirit.....	32
6.0. Përfundimi.....	33
7.0. Literatura.....	34

1.0.HYRJE

Gjatë përgaditjes së këtij Punimi të Diplomës isha i përkushtuar maksimalisht dhe u mundova që të shprehem së më mirë, sa më kuptueshëm dhe me shumë domethënie. Makineria është disiplinë inxhinierike e cila përfshinë aplikimin e ligjeve të fizikës për analizë, projektim, ndërtim dhe mirëmbajtje të sistemeve mekanike. Ajo kërkon njohuri solide të koncepteve kyçe siq janë: mekanika , termodinamika , mekanika e fluideve , shkenca për materialet dhe teknologjitë e përpunimit të tyre e të tjera.

Jetojmë në periudhën e arritjeve të mëdha shkencore dhe teknike, është e kuptueshme rritja e pandërprerë e interesimit dhe nevojës për udhëheqje automatike në fusha të ndryshme. Përpjekja e përhershme për realizimin e produktivitetit të lartë, në varg të gjerë prodhimesh, në shkurtrimin e kohës së përpunimit, eliminimin e faktorit subjektiv të punëtorit, zvogëlimin e materialit shkart (mbeturinë), rritja produktive dhe ekonomike, mundësojnë kushtet e aplikimit të kompjuterit edhe në industrinë metalprerëse. Teknika kompjuterike në shekullin XX hynë në të gjitha poret e jetës bashkëkohore dhe mundëson një ritëm të shpejtë të zhvillimit. Jemi dëshmitarë se teknika kompjuterike hyn në industrinë e makinerive, ku në dekadën e fundit punohet intensivisht për trajtimin e makinave prodhuese, puna e të cilave dirigjohet me kompjuter. Lënda e parë shumë rrallë mund të përdoret në gjendje të tillë, andaj njeriu është i detyruar ta përpunojë atë. Përmes procese të ndryshme të përpunimit lënda e parë sillet në formë të dëshiruar për t'i plotësuar kërkesat e njerëzve-konsumatorëve. Për realizimin e këtyre proceseve nevojiten makina të ndryshme të cilat qdo here e me shume po shkojnë duke u avansuar dhe me avansimin e tyre po lehtësohet edhe puna e njeriut dhe po arrihet sipërfaqe përpunuese më e mirë. Për avansimin e këtyre makinave duhet punë dhe studime të ndryshme.

Është e njohur se nga çdo sistem teknik pritet që ai me sukses të kryej funksionin e vet të caktuar sipas kriterëve të caktuar. Aftësia e sistemit teknik që të kryej funksionin e caktuar sipas kriterit të dhënë në kushtet e dhëna të shfrytëzimit, quhet AFTËSIA PUNUESE E TIJ. Prandaj, të gjitha sistemet teknike janë projektuar dhe ndërtuar që të plotësojnë sistemin e caktuar sipas kriterëve të dhëna.

2.0.NË PËRGGJITHËSI PËR TRANSMETUESIT

Transmetuesit paraqesin pjesët e sistemeve makinerike, detyra e të cileve është barjta e fuqisë nga makinat ngasëse (lëvizëse) deri tek makinat punuese ose deri te pjesët punuese të makinave (fig. 1.0). Gjate kësaj bartje behet ndryshimi i parametrave të fuqisë, përkatësisht momenteve të rrotullimit dhe shpejtësisve këndore ose forcave dhe shpejtësisve periferike.

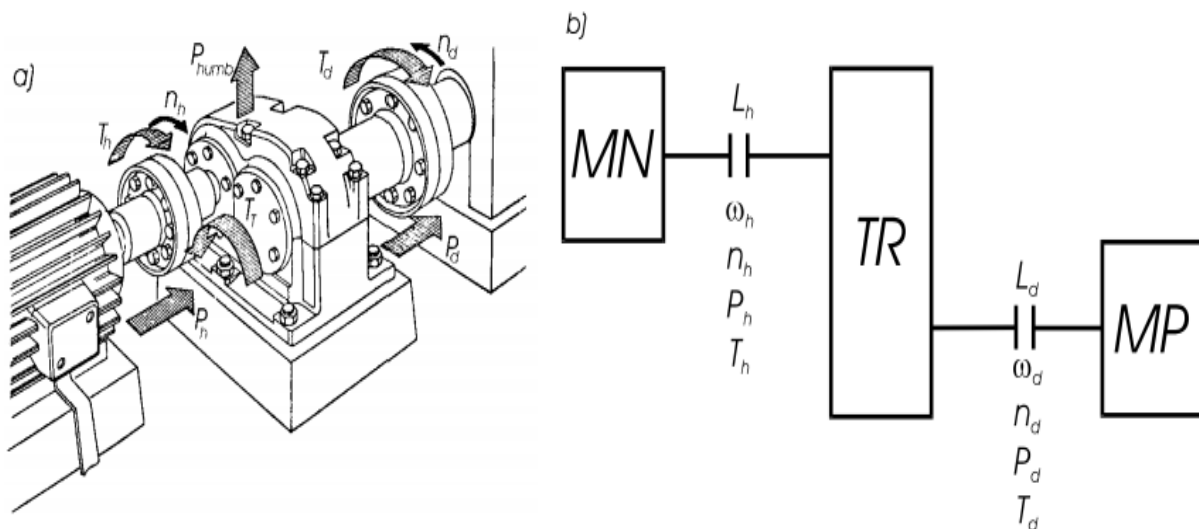


Fig.1.0. Lidhja e transmetuesit(TR) me makinën ngasëse (lëvizëse) (MN) me makinën ngasëse (MP): a) Paraqitja aksonometrike, b) Paraqitja skematike.

Përdorimi i transmetueseve si ndërmjetësues në mes të makinës ngasëse dhe asaj punuese diktohet me kushtet e punës së këtyre makinave. Makinat punuese, në raste të shpeshta, kërkojnë shpejtësi këndore të vogla, kurse momente të mëdha. Transmetuesit bëjnë të mundshëm konstruktimin e makinave ngasëse me shpejtësi këndore të mëdha dhe momente të rrotullimit të vogla, sepse ata bëjnë rritjen e momentit të rrotullimit në llogari të zvogëlimit të shpejtësisë këndore. Nganjëherë detyra e transmetuesit është të bëjë vetëm ndryshimin e shpejtësisë këndore.

Në përgjithësi transmetuesit ndahen në 4 grupe:

- Mekanik
- Elektrik
- Hidraulik dhe
- Pneumatik.

Në makineri më së tepërmi përdoren transmetuesit mekanik.

Transmetuesit mekanik mund të bartin fuqinë, pra të ndryshojnë momentin e rrotullimit dhe shpejtësinë këndore me fërkim ose përmes dhëmbëve edhe atë ose me kontaktim direkt të elementit udhëzues dhe të udhëzuar ose nëpërmjet ndërmjetësuesit.

Transmetuesit mekanikë ndahen në katër tipe kryesore:

- Transmetuesit me friksion – pjesët kryesore rrotat me friksion. Fig.1.1.a.
- Transmetuesit me rripa – pjesët kryesore rrotat dhe rripi. Fig. 1.1.b.
- Transmetuesit me dhëmbëzorë – pjesët kryesore rrotat e dhëmbëzuara. Fig.1.1.c.
- Transmetuesit me zingjirë – pjesët kryesore rrotat dhe zingjiri. Fig.1.1.d.

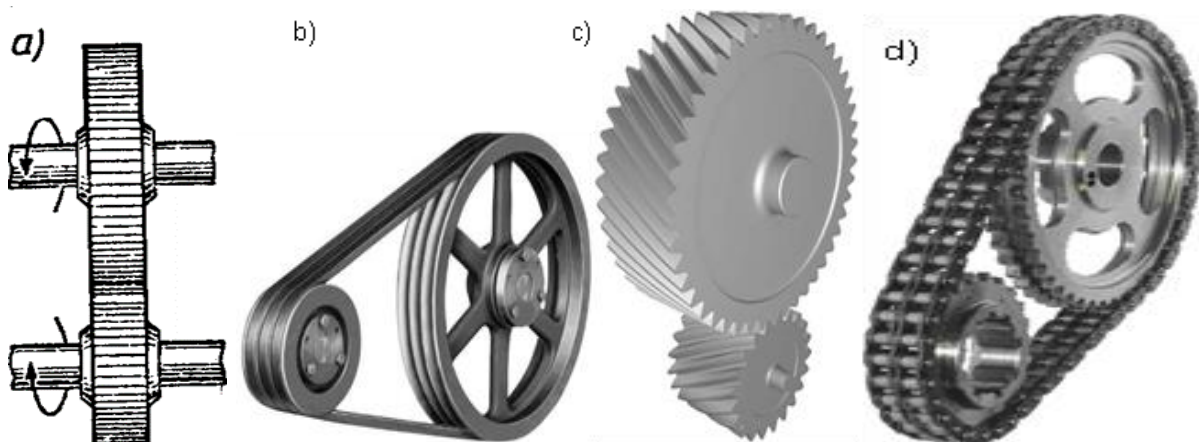


Fig.1.1. Llojet e transmetuesve mekanik.

Transmetuesit me friksion dhe me rripa bëjnë pjesë në grupin e transmestuesve të cilët fuqinë e bartin me fërkim, kurse ata me dhëmbëzorë dhe me zinxhirë në grupin e transmetuesve të cilët fuqinë e bartin me dhëmbë. Transmetuesit me frikson dhe me dhëmbëzore bëjnë pjesë në grupin e transmetuesve të cilët punojnë me kontaktim direkt të elementit udhëzues dhe të udhëzuar, kurse ata me rripa dhe me zinxhirë në grupin e transmetuesve të cilët punojnë nëpërmes ndërmjetësuesit (si element ndërmjetësues është rripi ose (zinxhiri). Te transmetuesit të cilët punojnë me fërkim, lajmërohet rreshqitja e njërës pjesë ndaj tjetrës, ashtu që raporti i shpejtësive këndore nuk është konstant.

Madhësitë karakteristike më të rëndësishme të transmetuesve janë (Fig. 1.0.):

- Shpejtesia këndore në boshtin hyrës ω_h dhe dalës ω_d
- Numri i rrotullimeve në boshtin hyrës k_h dhe dalës k_d
- Momenti i rrotullimit në boshtin hyrës T_h dhe dalës T_d
- Fuqia në boshtin hyrës P_h dhe dalës P_d
- Raporti i transmisionit i , dhe
- Shkalla e shfrytëzimit η

Në mes të karakteristikave kryesore ekzistojnë këto lidhje:

$$P_h = T_h \cdot \omega_h \text{ dhe } P_d = T_d \cdot \omega_d$$

Raporti i transmisionit – paraqet raportin e shpejtësive këndore të boshtit hyrës dhe të boshtit dalës, pra raportin e numrave përkatës të rrotullimit (Fig.1.0.).

$$i = \frac{\omega_h}{\omega_d} = \frac{k_h}{k_d}$$

Nëse $i > 1$, transmetuesi ben zvogëlimin e numrit te rrotullimit, kurse rritjen e

momentit të rrotullimit, duke shkuar nga boshti hyrës nga ai dalës, ky transmetues quhet reduktor.

Nese $i < 1$, transmetuesi bën rritjen e numrit të rrotullimit, kurse zvogëlimin e momentit të rrotullimit, duke shkuar nga boshti hyrës nga ai dalës, ky transmetues quhet multiplikator.

3.0.NDARJA E TRANSMETUESVE ME ZINXHIRË

Transmetuesit me zinxhirë janë transmetues indirekt.

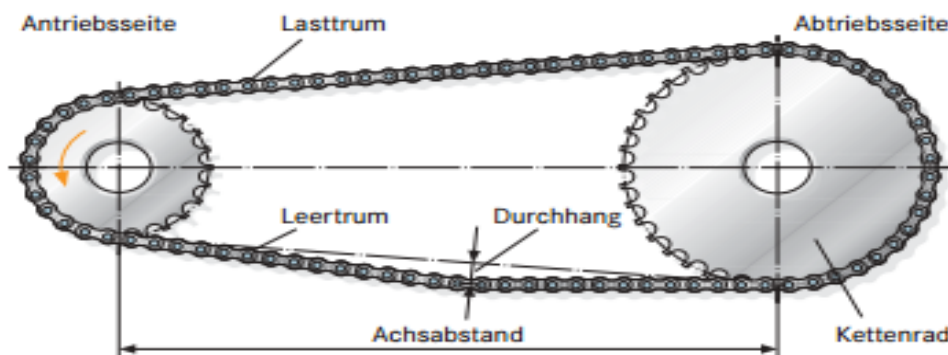
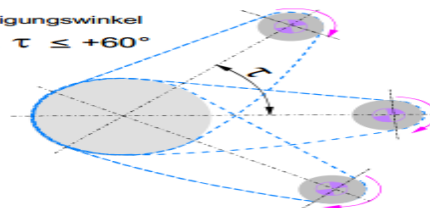


Fig.1.0.Transmetues me zinxhirë.

Trumneigungswinkel für den Betrieb ohne Spanneinrichtung bei stoßfreiem Betrieb und geringen Geschwindigkeiten (Leertrum stets unten)

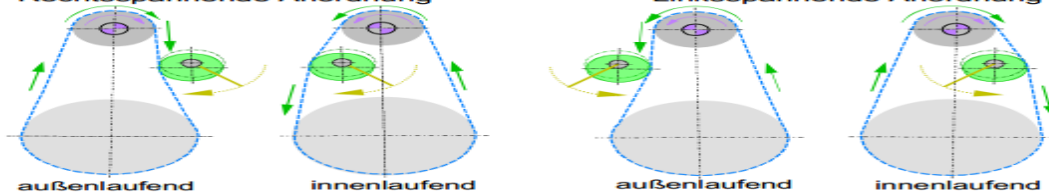
$$\text{Trumneigungswinkel} \\ -60^\circ \leq \tau \leq +60^\circ$$



Spanneinrichtungen zur dauernden Erhaltung der Stützkraft und zum Ausgleich von Kettenlängung

Rechtsspannende Anordnung

Linksspannende Anordnung



Folie ME-26-07.dsf

Fig.1.1.Llojet e transmetuesve me zinxhirë.

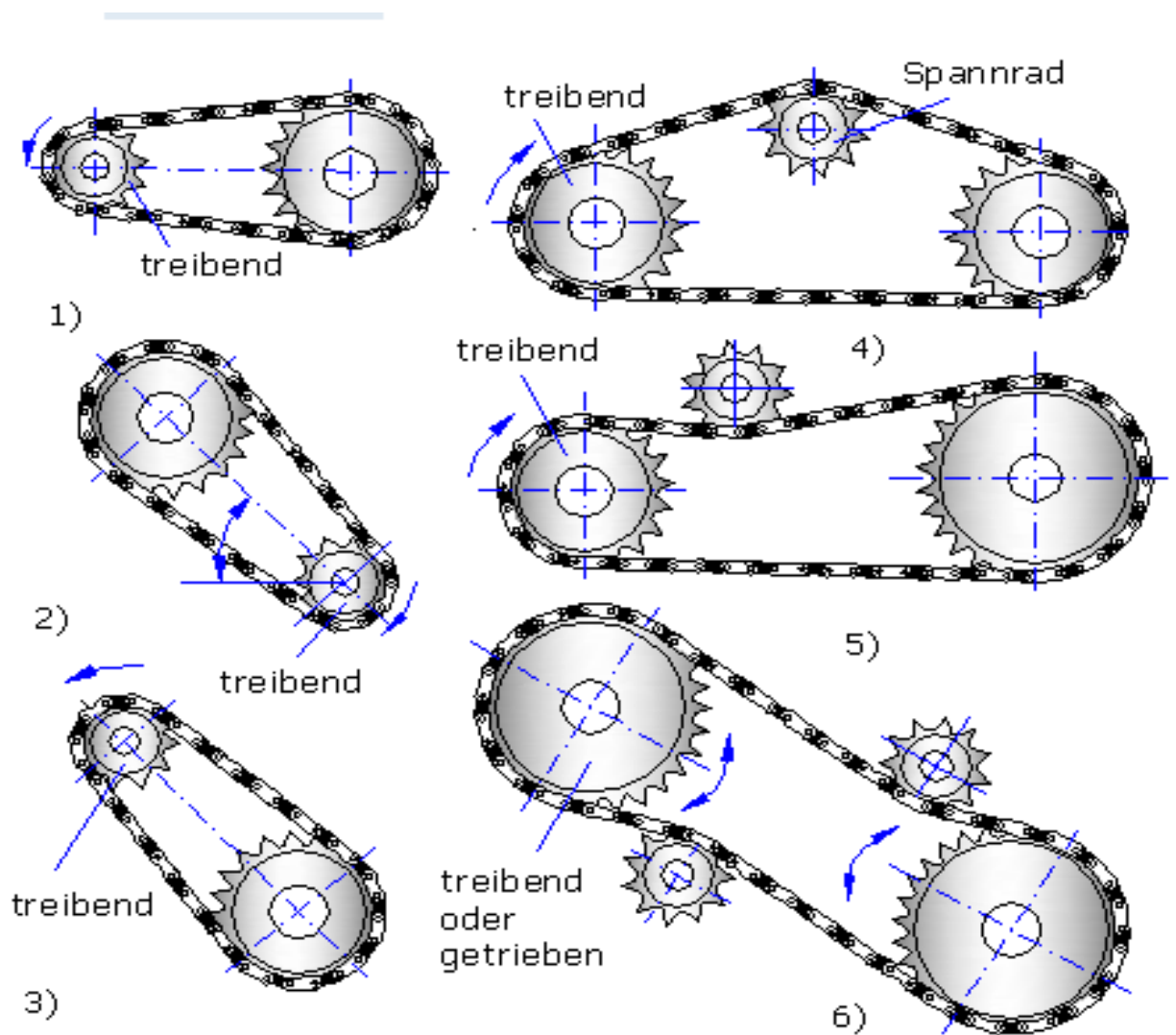


Bild 5: Anordnung und Lage von Kettentrieben

Fig.1.2.Llojet e transmetuesve me zinxhirë.

Veqoritë e transmetuesve me zinxhirë:

- Përdoren për raporte të mëdha të transmisionit,
- Distancat e mëdha boshtore,
- Shpejtësia e kufizuar e zinxhirit,

- Mundësia e transmetimit të fuqive të mëdha.

Përparësitë e transmetuesve me zinxhirë:

- Dimensionet e vogla,
- Shkalla e shfrytëzimit e lartë,
- Shpenzimet e mirëmbajtjes janë të vogla,
- Nuk ka rrëshqitje,
- Raporti konstant i transmisionit,
- Temperaturat e larta punuese,
- Ngarkesa e vogël e kushinetave dhe boshteve,
- Afati i përdorimit i lartë.

Të metat e transmetuesve me zinxhirë:

- Thyerja e pjesëve të zinxhirit,
- Hargjimi i paevitueshëm i pjesëve të zinxhirit,
- Boshtet mund të kenë vetëm pozitë paralele,
- Çmimi mjaftë i lartë,
- Bëjnë zhurmë.

3.1.ZINXHIRËT E TRANSMISIONIT

Kemi disa lloje të ndryshme të zinxhirëve të transmisionit të cilët janë:

- Zinxhirët rul standard,
- Zinxhirët rul standard të shumëfishtë,
- Zinxhiri i series BS,
- Zinxhirë pa lubrifikim,
- Zinxhirët e tipit H,
- Zinxhirët me qëndrueshmëri të gjatë,
- Zinxhirët kundër korrodimit,
- Zinxhirët me një rresht,
- Zinxhirët me dy rreshta,
- Zinxhirët me tre rreshta,



Fig.1.0. Zinxhirët rul standard.



Fig.1.1.Zinxhirët rul standard të shumëfishtë.



Fig.1.2.Zinxhirët e series BS.



Fig.1.2. Zinxhirët pa lubrifikim.



Fig.1.3. Zinxhirët e tipit H.



Fig.1.4.Zinxhirët me qëndrueshmëri të gjatë.



Fig.1.5.Zinxhirët kundër korrodimit.



Fig.1.6.Zinxhirët me një rresht.



Fig.1.7. Zinxhirët me dy rreshta.



Fig.1.8.Zinxhirët me tre rreshta.

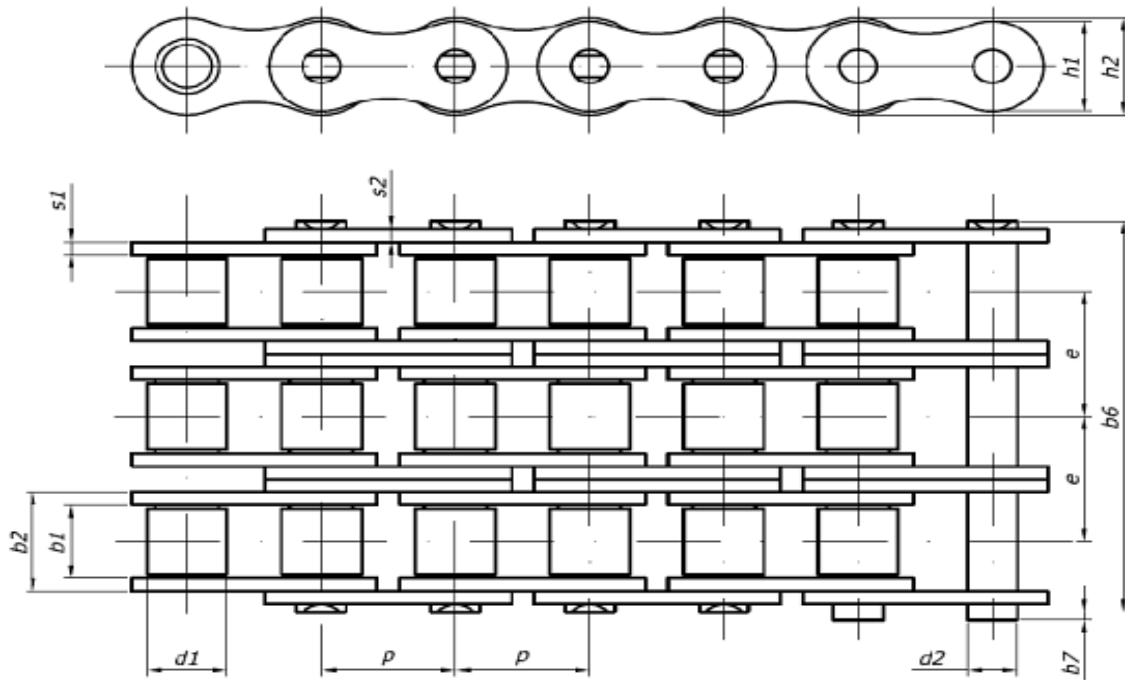


Fig.1.9. Vizatimi i Zinxhirëve me tre rreshta.

4.0. PROJEKTI PËR VENTILIMIN E TYMIT DHE GAZRAVE NE FABRIKËN E NEWCOFERRONIKELI COMPLEX L.L.C

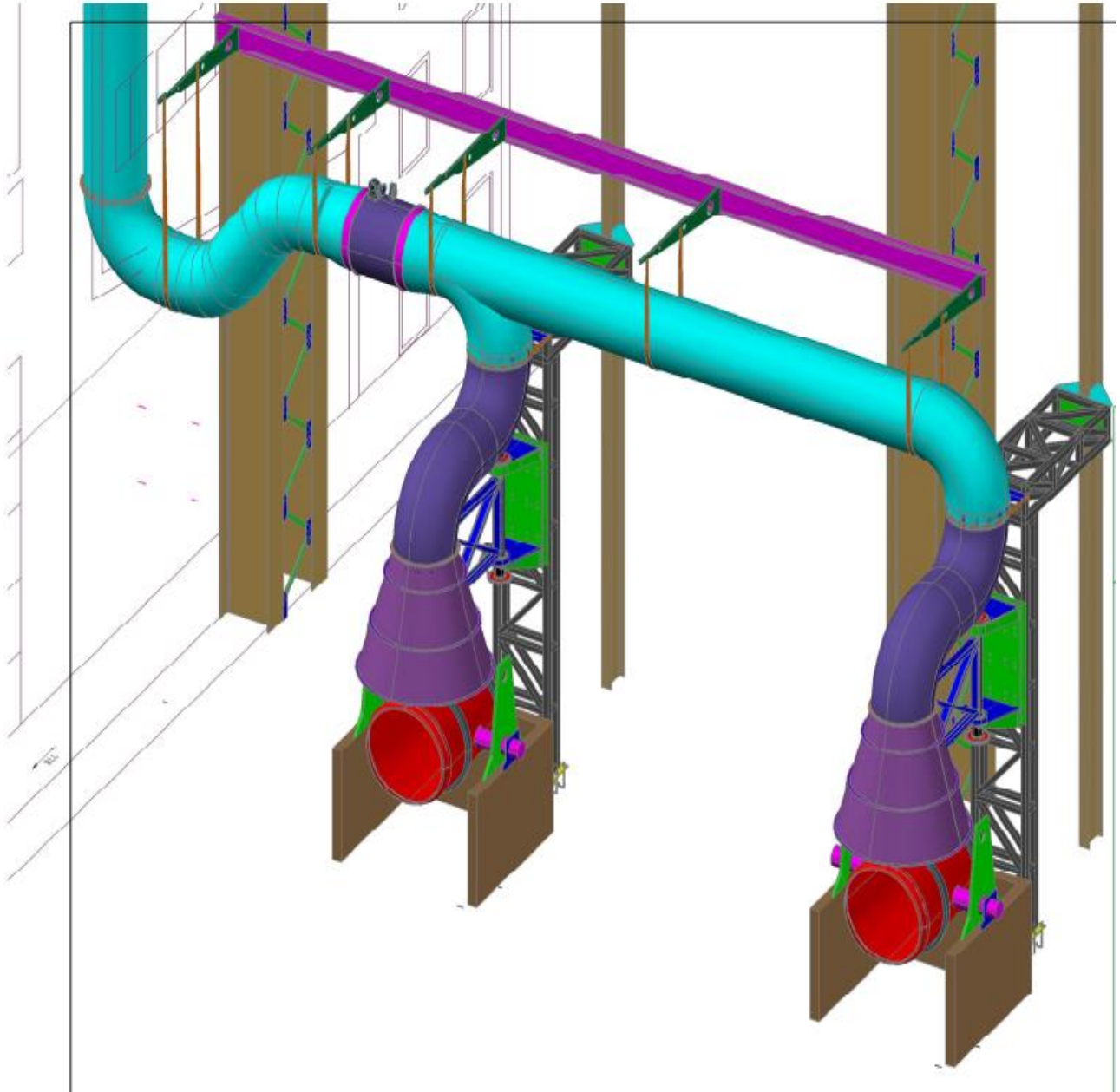


Fig.1.0.Pamje nga projekti.

VENTILIMIN E TYMIT DHE GAZRAVE TE PASTRIMI I KAZANËVE TE KONVERTORËT NË FABRIKËN NEW CO FERONIKELI.
POZICIONIMI I TUBIT VERTIKAL TE VENTILIMIT NE FASADEN E OBJEKTIT

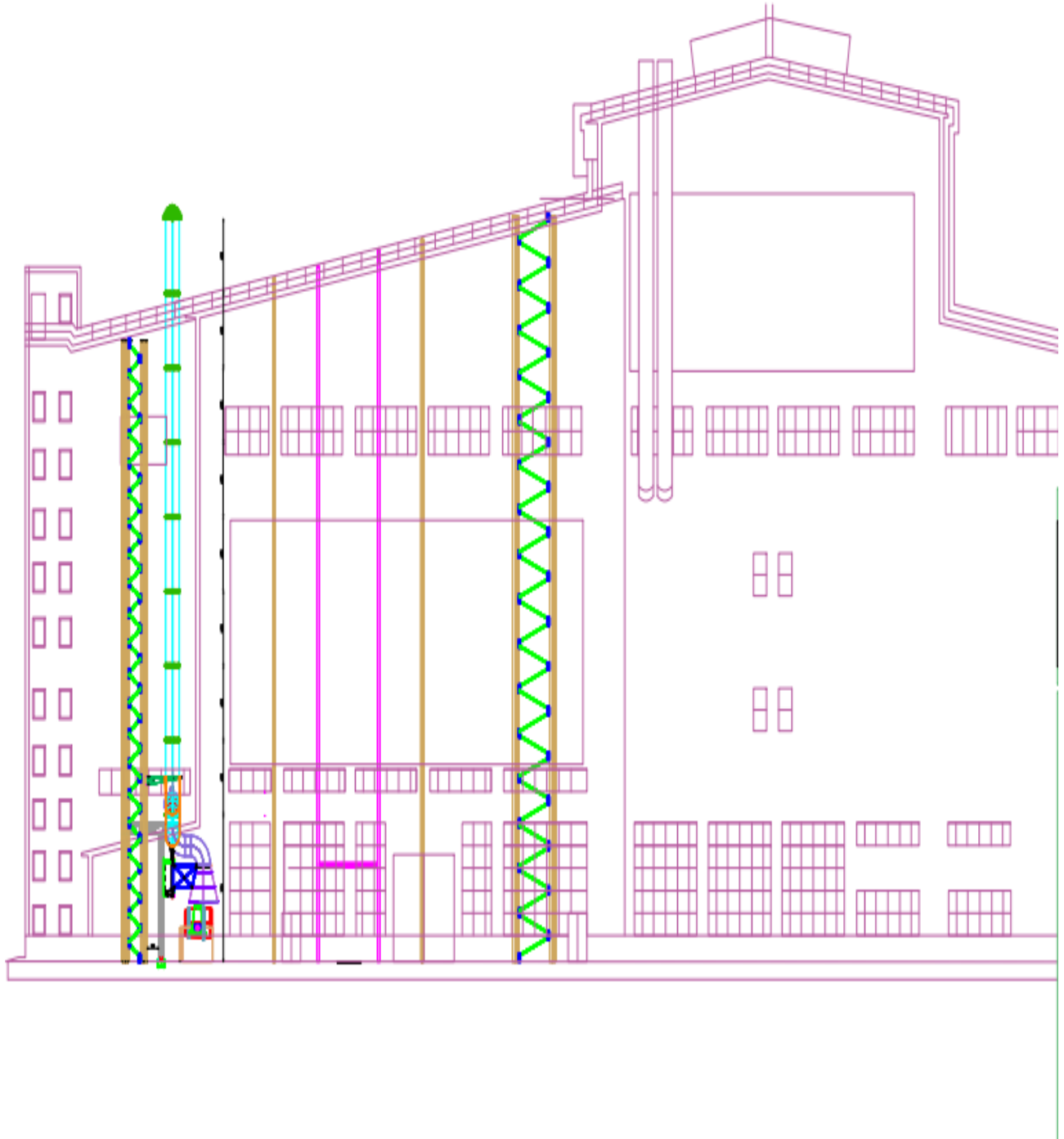


Fig.1.1.Pamje nga projekti.

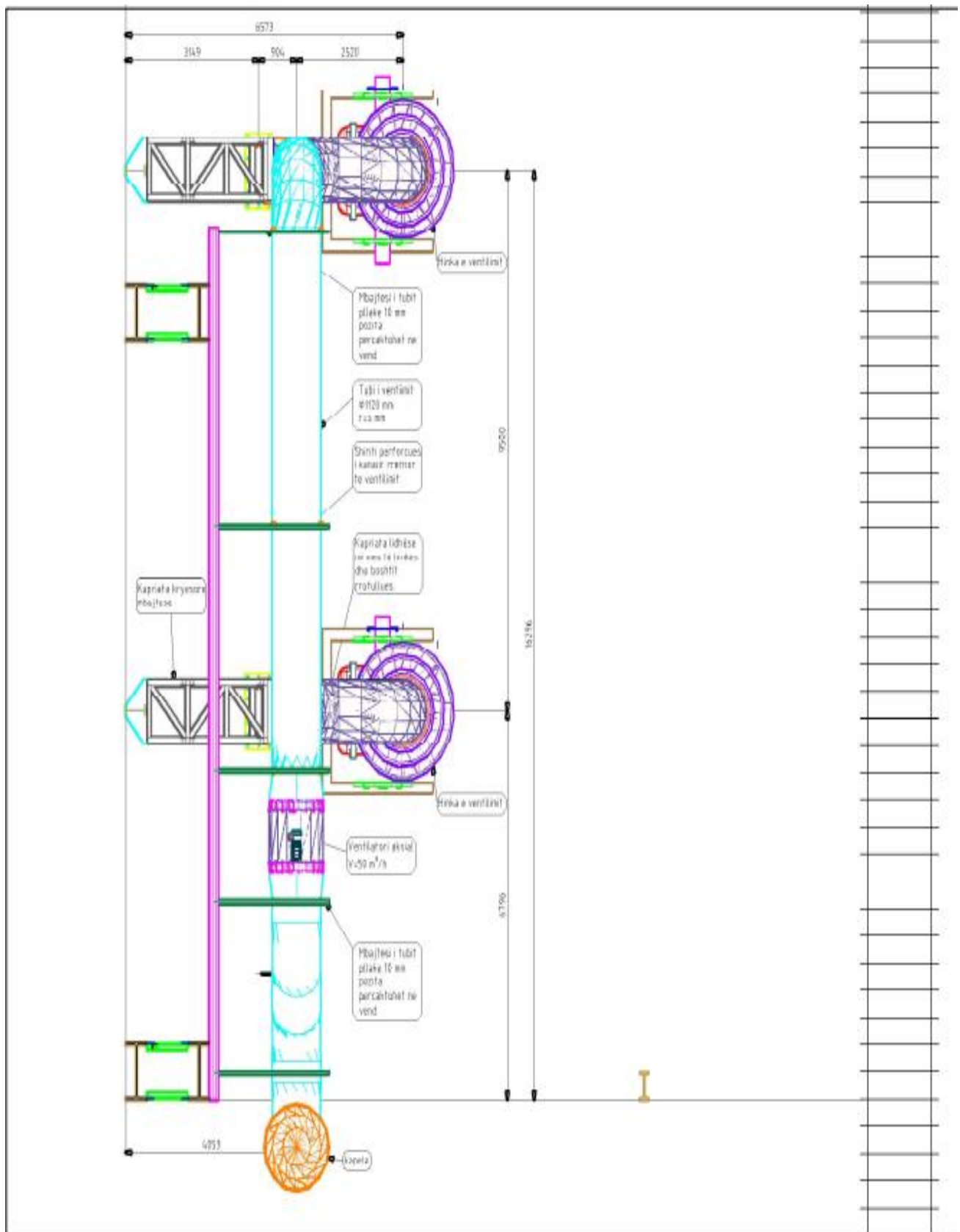


Fig.1.2.Pamja e projektit nga lart.

Detali 2

Rrota udhëzuese dhe asaj të udhëzuar me zingjir dyradhësh

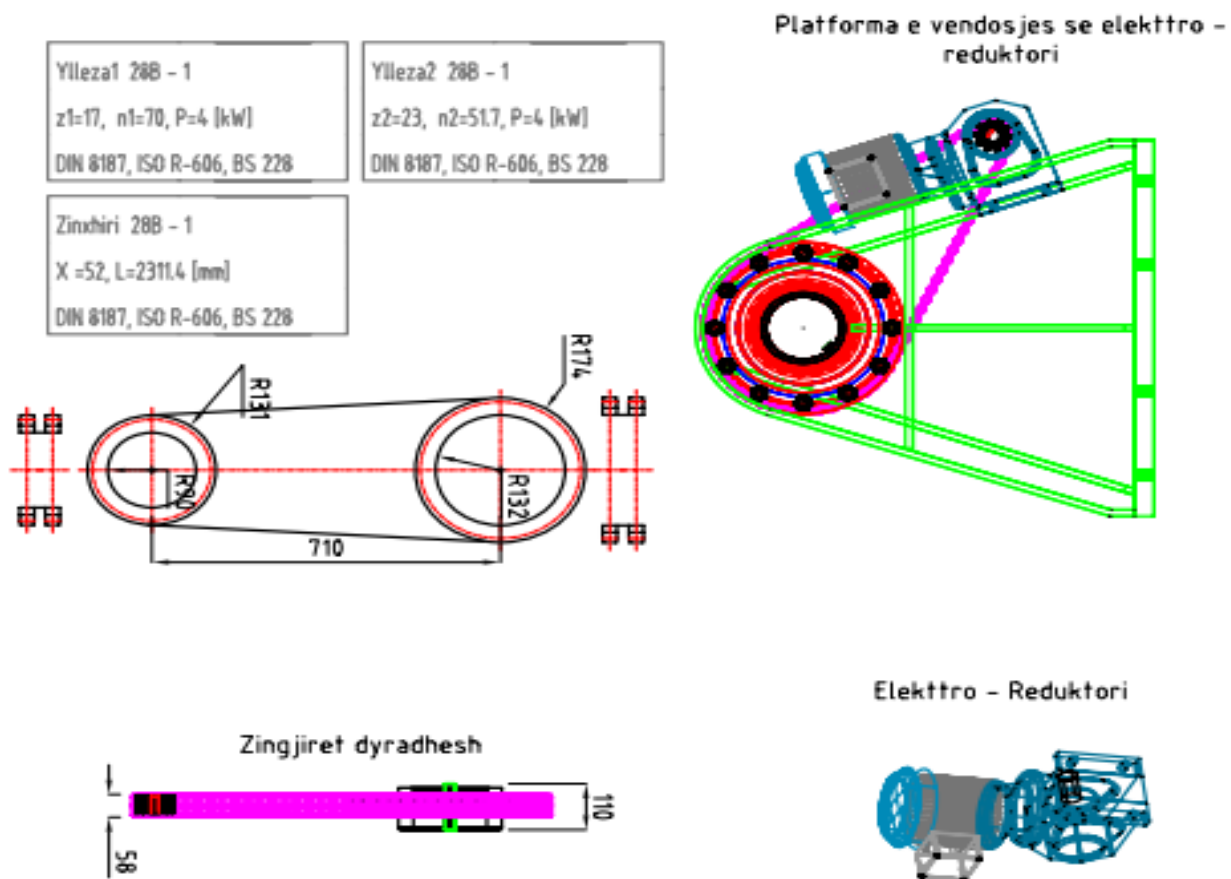


Fig.1.3.Platforma.



Fig.1.4. Pamje gjatë punës.

Ky projekt u bë dhe u realizua për arsye të pastrimit të ajritë si dhe ventilimit të hapsirës.

5.0.LLOGARITJA E TRANSMETUESVE ME ZINXHIRË

Shmb.1. - Për transmetuesin me zinxhirë me rula, të caktohen: madhësitë gjeometrike, ngarkesat, shkalla e sigurisë dhe shtypja në nyje të zinxhirit, për të dhënat:

$$P = 25 \text{ kW}; n_1 = 65 \text{ min}^{-1}; n_2 = 34 \text{ min}^{-1}; z_1 = 26; a = 45 p; t = 12500 \text{ ORË.}$$

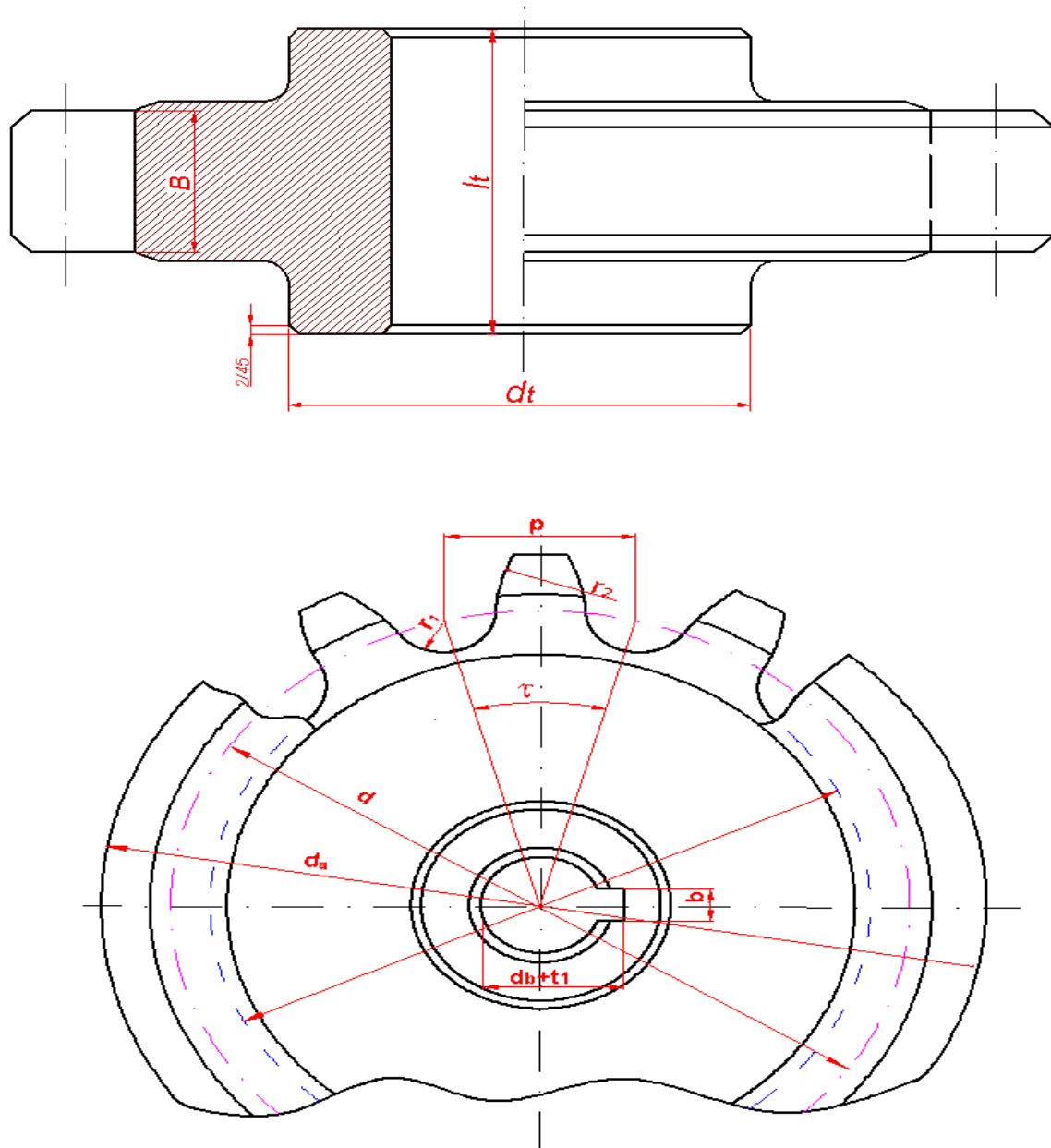


Fig.1.0. Transmetuesi me zinxhirë me rula.

TRANSMETUESI PUNON ME GODITJE MESATARE. LYERJA ËSHTË E MIRË PA PLUHUR,
POZITA E TRANSMETUESIT ËSHTË HORIZONTALE.

ZGJIDHJE

5.1. ZGJEDHJA E ZINXHIRIT

FUQIA, SIPAS TË CILËS BËHET ZGJEDHJA E ZINXHIRIT, ÇAKTOHET ME SHPREHJEN:

$$P_o = \frac{P_1 \cdot K_A \cdot K_z}{K_a \cdot K_z \cdot K_x \cdot K_u \cdot K_t \cdot K_l} = \frac{25 \cdot 1,4 \cdot 0,712}{1,020 \cdot 0,6 \cdot 1,0 \cdot 1,092 \cdot 1,063 \cdot 1,0} = 37,226 \text{ kW},$$

KU JANË: $P_1 = P = 25 \text{ kW}$, - FUQIA E DHËNË,

$K_A = 1,4$ - FAKTORI I NGARKESAVE TË JASHTME DINAMIKE PUNA ME GODITJE
MESATARE, Tab.3.19, F.56,

FAKTORI I LLOJIT TË ZINXHIRIT, PËR ZINXHIRË ME RULA PËR NGARKESA TË VOGLA,
Tab.3.20, F.56.

$K_z = 0,6$ - FAKTORI I DISTANCËS BOSHTORE

$K_a = 0,45 \cdot \left(\frac{a}{p}\right)^{0,215} = 0,45 \left(\frac{45p}{p}\right)^{0,215} = 1,020$ - FAKTORI I NUMRIT TË
DHËMBËVE TË YLLZËS UDHËZUESE,

$$K_z = \left(\frac{19}{z_1}\right)^{1,085} = \left(\frac{19}{26}\right)^{1,085} = 0,712 \text{ - FAKTORI I NUMRIT TË YLLZAVE,}$$

$$K_x = 0,9^{(x-9)} = 0,9^{(2-2)} = 1,0 \text{ - NUMRI I YLLZAVE,}$$

$x = 2$ - FAKTORI I RAPORTIT TË TRANSMISIONIT Tab.3.21, F.56, PËR:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{65}{34} = 1,912,$$

$$K_u = 1,092$$

$$K_t = \sqrt[3]{\frac{15000}{t}} = \sqrt[3]{\frac{15000}{12500}} = 1,063 \text{ - FAKTORI I AFATIT TË PËRDORIMIT TË}$$

ZINXHIRIT,

$t = 12500$ ORË – AFATI I PËRDORIMIT TË ZINXHIRIT, I DHËNË ME DETYRË,

$K_i = 1,0$ – FAKTORI I LYERJES, PËR TRANSMETUES TË LYER MIRË PA PLUHUR,

PËR $P_o = 37,226 \text{ kW}$ DHE NUMËR TË RROTULLIMEVE

$n_1 = 1,083 \text{ s}^{-1} = 65 \text{ min}^{-1}$, NGA FIG.3.13., ZGJEDHET TRERADHËSH ME HAP
 $p = 31,75 \text{ mm}$.

5.2.PËRMASAT GJEOMETRIKE TË ZINXHIRIT

PËR HAPIN E PËRVETËSUAR $p = 31,75 \text{ mm}$, DISTANCA BOSHTORE NË MES
YLLZAVE DO TË JETË:

$$a = m \cdot p = 45 \cdot 31,75 = 1428,750 \text{ mm},$$

KU ËSHTË:

$m = 45$ – KOEFICIENTI, I DHËNË ME DETYRË.

PËR DISTANCËN E TILLË BOSHTORE, NUMRI I HALLKAVE TË ZINXHIRIT ËSHTË:

$$Z = \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a} + \frac{2 \cdot a}{p} = \frac{26 + 50}{2} + \left(\frac{50 - 26}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{45p} + \frac{2 \cdot 45p}{p} = 128,324$$

PËRVETËSOHET: $Z = 128$,

KU JANË:

z_1 – NUMRI I DHËMBËVE TË YLLZËS UDHËZUESE, I DHËNË ME DETYRË,

$z_2 = u \cdot z_1 = 1,912 \cdot 26 = 49,706$ – NUMRI I DHËMBËVE TË YLLZËS SË
UDHËZUAR, PËRVETËSOHET $z_2 = 50$,

PËRVETËSOHET NUMËR ÇIFT I HALLKAVE TË ZINXHIRIT Z, ME QËLLIM TË PUNËS LINEARE TË ÇIFTIT TË ZINXHIRËVE, E MANDEJ ÇAKTOHET DISTANCA BOSHTORE E NEVOJSHME, ME SHPREHJEN:

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[Z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(Z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{31,75}{4} \cdot \left[128 - \frac{26 + 60}{2} + \sqrt{\left(128 - \frac{26 + 50}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{50 - 26}{\pi} \right)^2} \right] = 1423,584 \text{ mm}$$

5.3.SHKALLA E SIGURISË DINAMIKE TË HALLKËS SË ZINXHIRIT

SHKALLA E SIGURISË KUNDËR THYERJES DINAMIKE TË HALLKËS SË ZINXHIRIT NË VENDIN E VRIMËS PËR AKSIN E VOGËL PËR SHKAK TË LODHJES ÇAKTOHET ME SHPREHJEN:

$$S = \frac{F_M}{F} = \frac{270000}{39877,961} = 6,771 \geq 5$$

KU JANË:

$F_M = 270000N$ – FORCA MINIMALE E KËPUTJES SË ZINXHIRIT, TABELA 3.16.,
PËR ZINXHIR TRERADHËSH ME HAP $p = 31,75mm$

$F = K_A \cdot F_1 + F_c + F_G = 1,4 \cdot 27886,258 + 828,369 = 39877,961 N$ – FORCA E PËRGJITHSHME TËRHEQËSE NË DEGËN PUNUESE TË ZINXHIRIT,

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 3672,690 \cdot 10^3}{263,405} = 27886,258 \text{ N} - \text{FORCA PERIFERIKE,}$$

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{25 \cdot 10^3}{6,807} = 3672,690 \text{ N} \cdot \text{m} - \text{MOMENTI I RROTULLIMIT,}$$

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{31,75}{\sin\left(\frac{180^\circ}{26}\right)} = 263,405 \text{ mm} - \text{DIAMETRI I YLLZËS UDHËZUESE,}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 65}{30} = 6,807 \text{ s}^{-1} - \text{SHPEJTËSIA KËNDORE E YLLZËS,}$$

$$F_c = q \cdot v^2 = 11 \cdot 0,896^2 = 8,831 \text{ N} - \text{FORCA CENTRIFUGALE,}$$

$q = 11 \text{ kg/m}$ – MASA NË NJËSI TË GJATËSISË SË ZINXHIRIT, TABELA 3.16., PËR ZINXHIR TRERADHËSH ME HAP $p = 31,75 \text{ mm}$

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 263,405 \cdot 10^{-3} \cdot 65}{60} = 0,896 \text{ m/s} - \text{SHPEJTËSIA}$$

PERIFERIKE E ZINXHIRIT,

$$F_G = \frac{q \cdot g \cdot L^2}{8 \cdot f} \cdot \cos \alpha = \frac{11 \cdot 9,81 \cdot 1,424^2}{8 \cdot 0,033} \cdot \cos 0^\circ = 828,369 \text{ N} - \text{PËR:}$$

$$\alpha < 70^\circ,$$

$L = 1,424 \text{ m}$ – GJATËSIA LLOGARITËSE E ZINXHIRIT E CILA E NGARKON ZINXHIRIN (MERRET SE ËSHTË E BARABARTË ME DISTANCËN BOSHTORE $L \cong a$),

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 - \text{SHPEJTIMI I GRAVITETIT TOKËSOR,}$$

$f = (0,02 \dots 0,025) \cdot a = 0,023 \cdot 1423,584 \cdot 10^{-3} = 0,033 \text{ m}$ – SPOSTIMI
MAKSIMAL I DEGËS SË LIRË TË ZINXHIRIT,

5.4.VËRTETIMI I SHYTPJES NË ÇIFTIN RRËSHQITËS TË NYJËS SË ZINXHIRIT

SHYTPJA PUNUESE SIPËRFAQSORE NË ÇIFTIN RRËSHQITËS TË NYJEVE TË ZINXHIRIT
DUHET TË JETË MË E VOGËL SE SHYTPJA E LEJUAR SIPËRFAQSORE

$p = \frac{F}{A} = \frac{39877,961}{886} = 45,009 \text{ N/mm}^2 > 14,109 \text{ N/mm}^2$ – NUK E
PLOTËSON KUSHTIN,

KU JANË:

$F = 39877,961 \text{ N}$ – FORCA E PËRGJITHSHME TËRHEQËSE NË DEGËN PUNUESE
TË ZINXHIRIT, $A = 886 \text{ mm}^2$ – SIPËRFAQJA BARTËSE E NYJËS SË ZINXHIRIT,
TABELA 3.1., PËR ZINXHIR TRERADHËSH ME HAP $p = 31,75 \text{ mm}$,

$p_{lej} = p_n \cdot K_h \cdot K_t \cdot K_z \cdot K_x = 28,128 \cdot 0,836 \cdot 1,0 \cdot 0,6 \cdot 1,0 = 14,109 \text{ N/mm}^2$ –

SHYTPJA E LEJUAR SIPËRFAQSORE, $p_n = 28,128 \text{ N/mm}^2$ –
QËNDRUESHMËRIA SIPËRFAQËSORE E ZINXHIRIT PËR KUSHTET PROVUESE,

TABELA 3.23. „PËR: $z_1 = 26$ DHE $v_1 = 0,896 \text{ m/s}$,

$$K_h = \sqrt{\frac{226 \cdot u}{t} \cdot \left(\frac{a}{p} \cdot \frac{1}{u+1} + 4,75 \right)} =$$

$$= \sqrt{\frac{226 \cdot 1,925}{12500} \cdot \left(\frac{1423,584}{31,75} \cdot \frac{1}{1,923 + 1} + 4,75 \right)} = 0,836 -$$

FAKTORI I HARXHIMIT TË NYJEVE.

6.0. PËRFUNDIMI

Makinat metalprerëse së bashku me mekanizmat e tyre me kalimin e kohës janë duke u avansuar dhe përparuar. Gjatë punës me makinat metalprerëse duhet të kemi kujdes të madhë dhe të punojmë sipas udhëzimeve të mbrojtjes në punë sepse mund të jete rrezik për shëndetin tonë. Mbrojtja dhe siguria në punë nënkupton mbrojtjen e shëndetit të punësuarve dhe ambientit të punës, parandalimin e lëndimeve, sëmundjet profesionale dhe mbrojtjen e ambientit të punës. Vendi i punës është çdo hapësirë punuese ku kryhet veprimtari punuese. Siguria në punë, mbrojtja e shëndetit të punësuarve dhe e ambientit të punës është pjesë integrale e organizimit të punës dhe e procesit të punës. Ajo duhet të vihet në funksion përmes ligjit të punës, aktivitetit të punëdhënësit dhe punëmarrësit, përmes marrëveshjeve obliguese, rregullave të kontraktuara dhe të pranuar për siguri në punë, mbrojtjen e shëndetit të punësuarve dhe ambientit të punës, masave tjera shtesë dhe udhëzimeve të përcaktuara nga punëdhënësi.

Qëllimi i mbrojtjes në punë është përcaktimi i masave për përmirësimin e shkallës së sigurisë dhe shëndetit të të punësuarve në punë. Ky qëllim përmban parimet e përgjithshme për parandalimin e rreziqeve profesionale,eliminimin e faktorëve të rrezikut dhe aksidentev, informimit, konsultimit,pjesëmarrjes sëbalancuar në përmirësimin e nivelit të sigurisë dhe shëndetit në punë, trajnimit të tëpunësuarve, përfaqësuesve të tyre dhe udhëzimeve të përgjithshme për zbatimin e këtyre parimeve. Në përgjithësi por edhe në industri metalike, mbrojtja në punë është një disiplinë mësimore-shkencore, relativisht e re dhe pëson ndryshime paralele me ndryshimin e teknologjisë së punës. Në botë: - ndodhin rreth 250.000.000 fatkeqësi në punë, - rreth 160.000.000 punëtorë sëmuren nga sëmundjet profesionale, [9] - çdo vit në tërë botën rreth 1,2 milion punëtorë vdesin nga fatkeqësitë në punë dhe sëmundjet profesionale, - harxhimet nga humbjet, dëmshpërblimet, ditët e punës të humbura, ndërprerja e prodhimit dhe harxhimet e tjera për shkak të fatkeqësive në punë arrin rreth 4% të bruto prodhimit botëror.

7.0.LITERATURA

- [1] Nijazi Ibrahim, Detalet e Makinave II, Prishtinë, 2006.
- [2] Nijazi Ibrahim, Transmetuesit special, Prishtinë, 2006.
- [3] Dr.sc. Sadullah Avdiu, Vizatimi me Kompjuter, Prishtinë, 2008.
- [4] Software AutoCAD Mechanical, user'guide, Autodesk, 2014.
- [5] Software KISSsoft 03-2013, Tutorial Guide,2013.
- [6] Materiale nga ligjëratat dhe ushtrimet gjatë studimeve në Fakultet.
- [7] Materiale nga Interneti si: a). https://group_catalog_groupPower , b). <https://transsmision-chain-ren1-eng07-14>.
- [8] Materiale nga Fabrika e NewCoFerronikeli-Complex-L.L.C.