

Návrh lisovacího stroje určeného pro studené svařování plechů (clinchng)

Ing. Zdeněk Maršán

Vedoucí práce: Ing. Vladimír Šefrna, CSc.

Abstrakt

Tato práce se zabývá problematikou návrhu koncepce stroje spojujícího plechové díly při snížené spotřebě energie. Na základě analýzy dané problematiky vzniklo pět návrhů na konstrukci tohoto stroje. Z vybraného návrhu byla vytvořena rozpracovaná koncepce stroje.

Klíčová slova

clinchng, návrh, koncepce, stroj

1. Úvod

Cílem této práce je návrh koncepce stroje dle požadavků firmy Triton Pardubice s.r.o. na spojování plechových dílů metodou tzv. "studeného svaru". Stávající technologie ručního svařování elektrickým obloukem je náročná jednak z hlediska spotřebované energie, ale také z hlediska její zátěže pracovního prostředí. Proto vyvstal požadavek na stroj, který bude pro stejnou operaci spotřebovávat méně energie a bude šetrnější k pracovnímu prostředí. Těmto požadavkům vyhovuje technologie studeného svařování, která je méně náročná na spotřebu energie a při níž odpadá nutnost vybavenosti pracovního prostoru odtahem zplodin a jinými ochrannými prvky. Výrobky produkované na tomto stroji budou skříňové rozměrové řady 19“ stojanových rozvaděčů, které se skládají z jednotlivých plechových dílů, proto dalším požadavkem bylo odstranění náročné přípravy dílů na svaření, které spočívalo v upnutí do svařovacích přípravků.

2. Požadavky na funkci stroje

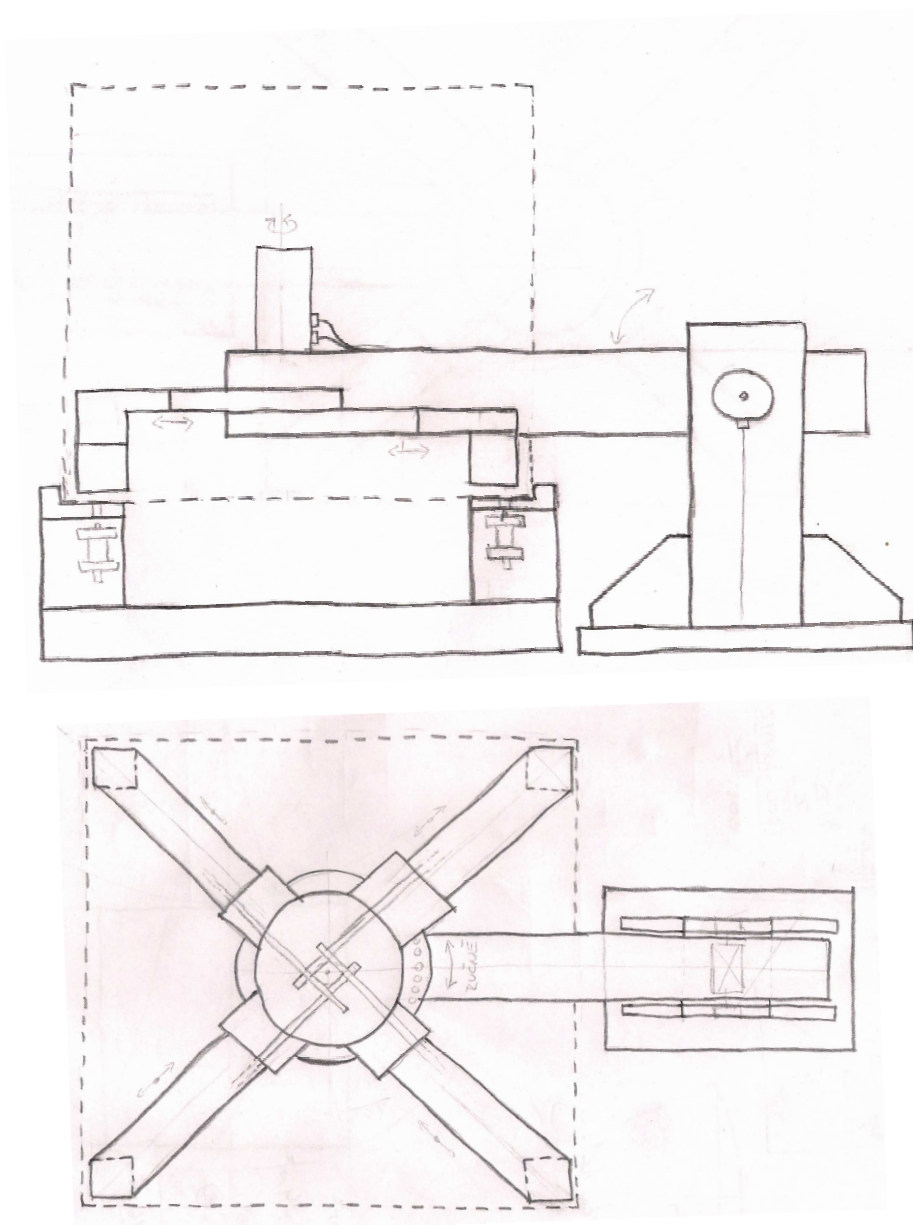
Původně se měly spojovat otevřené plechové součásti. Podle upravených požadavků se mají spojovat části plechových skříní stojanových rozvaděčů, a to dno a strop s pláštěm. Dále vyvstaly požadavky na pracovní médium, jenž má být elektřina, tlakový vzduch nebo jejich kombinace, kvůli dobré síti rozvodů výše zmíněných médií. Použití hydraulického systému by navíc bylo z hlediska výrobních nákladů drahé. Na základě těchto změn jsem byl nucen přepracovat již rozvíjenou koncepci stroje a nalézt vhodný způsob využití pneumatických a elektrických systémů, které v současné době zažívají technologický rozkvět. Výrobek a umístění studených svarů je zobrazeno na následujícím obrázku (viz **Obr. 1.** Stojanový rozvaděč s vyznačenými spoji).



Obr. 1. Stojanový rozvaděč s vyznačenými spoji

3. Návrh koncepce

Po úpravě požadavků na stroj jsem začal navrhovat stroj vhodného uspořádání. Uvažoval jsem stroj s razníky umístěnými na rámu a s přítlačným ramenem, na jehož konci je přítlačná hlava s matricemi. Tato nová koncepce počítá se sklopným ramenem s přítlačnou hlavou, na které budou umístěny matrice, které budou přítlačovány proti razníkům. Razníky budou umístěny v polohovatelných razicích přípravcích, ve kterých budou nejenom tyto razníky, ale samozřejmě i jejich pohon. Zdvih a přítlak ramene má být realizován pomocí dvou elektromotorů připojených k rameni přes harmonické převodovky, které umožní vyvinout potřebný krouticí moment k dosažení nutné přítlačné síly na přítlačné hlavě. V návrhu přítlačné hlavy jsem uvažoval výsuvná ramena s ozubenými hřebeny. Ramena budou vysouvána a zasouvána pomocí elektromotoru (viz **Obr. 2.** *Skica návrhu koncepce*). Od tohoto provedení přítlačného ramene jsem však upustil, protože přestavování výsuvných ramen by bylo náročné, rozměry hlavy by byly z hlediska tuhosti mechanismu nevyhovující a rameno by muselo být velice robustní, abych dosáhl výrobcem nástrojů předepsané přesnosti polohování matric vůči razníkům. Proto jsem rozvinul návrh s využitím paralelní kinematiky a vyvození přítlačné síly mimo přítlačné rameno, abych dosáhl potřebné přesnosti polohování, popsány v následující kapitole.



Obr. 2. Skica návrhu koncepce

4. Finální koncepce

Při tvorbě konečného návrhu jsem vycházel z nedostatků předešlé koncepce. Díky malým rozměrům skříně a umístění spojů ve skříni, je nutné uvažovat i nad kinematikou matic. Zároveň jsem se musel zaměřit na možnosti vyvození přítlaku jiným způsobem než v předchozím návrhu.

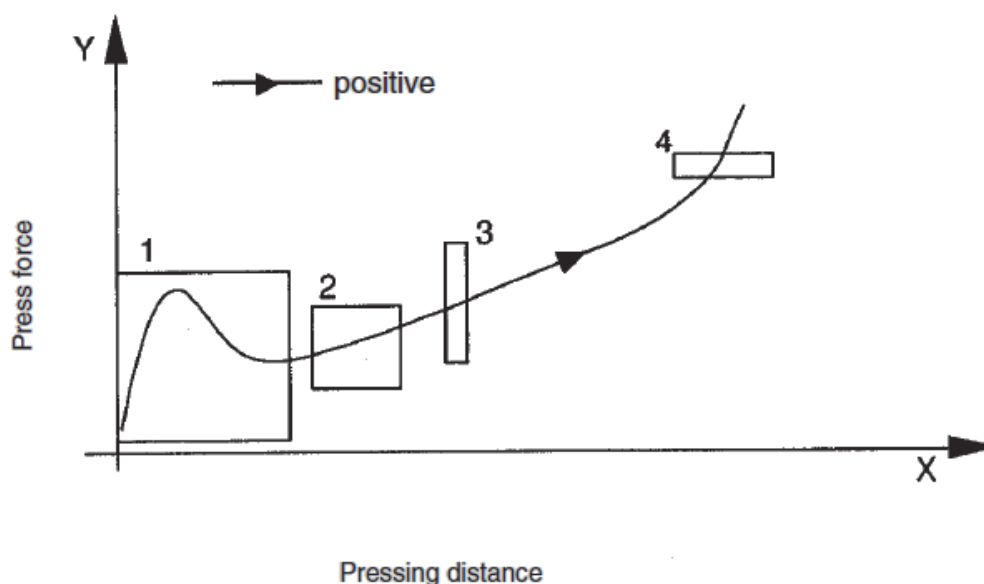
4.1 Volba pohonu stroje

Volba pracovního média byla značně omezena. Při mapování nabízených silových zařízení jsem po úvahách nad nabízeným sortimentem opustil možnost elektrického pohonu razníku kvůli zástavbovým rozměrům pohonů. Při výběru pneumatického pohonu jsem narazil na stejný problém, pro dosažení potřebné tvářecí síly byly pneumotory příliš široké, nemluvě o nestabilitě sloupce stlačeného vzduchu u větších průměrů pístu při rázovém zatížení nástroje. Proto jsem po předběžném stanovení silových parametrů vybral pneumo-hydraulický pohon razníků od firmy TOX. Princip tohoto kombinovaného pohonu tkví v tom, že do centrálního multiplikátoru je přiveden tlakový vzduch, jehož tlak se multiplikuje do hydraulického média

na druhém konci pístu multiplikátoru. Odsud je pak hydraulická kapalina rozvedena do až šesti malých lineárních hydromotorů. Zpětný chod těchto hydromotorů je realizován přivedeným tlakovým vzduchem. Tento pohon mi přišel vhodný jak z hlediska dosahované pracovní síly, tak i z hlediska zástavbových rozměrů. Posuvy ostatních částí stroje budou realizovány pneumatickými lineárními motory.

4.2 Pracovní, silové a technologické parametry stroje

Nejprve bylo nutné zvolit vhodný nástroj pro tvorbu studeného svaru. Nástroj jsem volil podle tloušťky spojovaného materiálu, požadované pevnosti spoje a také podle potřebné tvářecí síly, protože možnosti přitlačné síly jsou díky rozměrům vyráběných skříní omezené. Proto jsem zvolil kruhový tvar spoje o průměru 4 mm a celkové tloušťce spojovaného materiálu 2 mm, který má požadované pevnostní vlastnosti a tvářecí síly splňují požadavky na velikost tvářecí síly. Zvolené provedení razníku a matrice koresponduje s daným konstrukčním řešením. Po zvolení nástroje mohu shrnout parametry daného studeného svaru, jeho tvářecí charakteristiku s výslednými plastickými deformacemi materiálu. Potřebná tvářecí síla na vytvoření tohoto spoje o celkové tloušťce materiálu 2 mm je dle katalogu 15 kN. Spoj má pevnost ve smyku 1300 N a v tahu 850 N. Na následujícím obrázku je znázorněn průběh tvářecí síly.



Obr. 3. Průběh tvářecí síly navrženého spoje

Jak je patrné z průběhu tvářecí síly dochází v oblasti „1“ nejprve elastickým deformacím k mezi kluzu a k počátku plastických deformací. V místech „2“ a „3“ probíhá vytváření spoje a se stupňujícími se deformacemi roste lineárně i tvářecí síla. V oblasti „4“ síla strmě vzroste, to proto že zde dochází k dokončení spoje a k vytvoření finálních plastických deformací je zapotřebí největší síly, jelikož je materiál v oblasti spoje značně přetvořený.

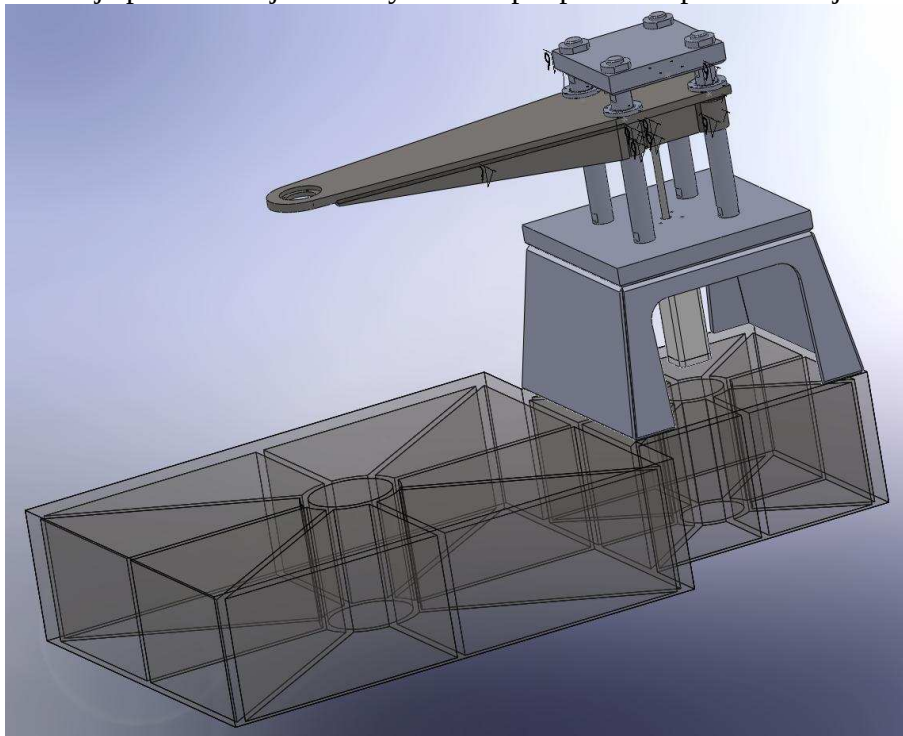
4.3 Volba zařízení na vyvození přitlaku

Přítlačná síla nemůže být vyvozena klasickým způsobem, mám na mysli vyvození krouticího momentu na konci ramene, jako jsem uvažoval ve zmíněné koncepci, nebo silou, která přímo působí na přítlačnou hlavu. Tato klasická řešení vedou k neakceptovatelným zástavbovým rozměrům. Po rozvahách nad danou problematikou jsem dospěl k závěru, že jediným možným řešením této situace je využití moderních výkonných permanentních magnetů, které se dají deaktivovat. Po provedení průzkumu trhu jsem našel dostatečně silné permanentní magnety typu neodým-železo-bór, které vyrábí firma Tecnomagnete. Tento magnet je schopen vyvinout jednotkovou magnetickou sílu 180 N/cm^2 .

4.4 Konstrukční provedení návrhu

Stroj jako takový je rozdělen do tří základních konstrukčních skupin. První skupinu tvoří rám s vodícími sloupky ramene a samotné rameno. Do druhé skupiny patří přestavitelný paralelně kinematický mechanismus přitlačné hlavy, tzv. „pavouk“. Poslední, třetí konstrukční skupina je složena z razicího přípravku a samotné pneumo-hydraulické jednotky.

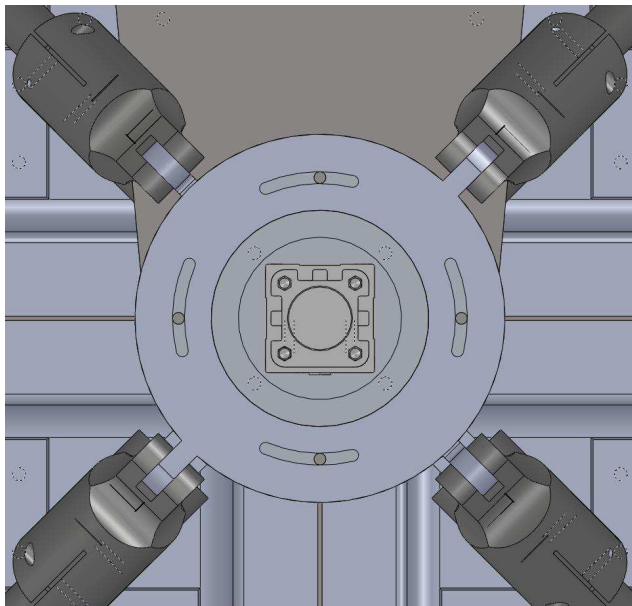
Rám je svařen z plechu o tloušťce 20 mm s vnitřními hvězdicovitě umístěnými výztuhami, tyto výztuhy jsou v obou částech rámu. A jak je patrné z následujícího obrázku, v obou částech se výztuhy sbíhají do středové trubky, která je zde z důvodu středového spojení všech výztuží. Větší část rámu slouží pro uchycení a správnému polohování razicích přípravků. Ke druhé části rámu je přivařen stojan pro vodící sloupky ramene, k tomuto stojanu je přichycen pneumomotor, který bude pohybovat s ramenem. Rameno je svařenec z plechů tloušťky 20 mm a trubek o průměru 70 mm, které slouží jako vodící pouzdra, v nichž jsou bronzová kluzná pouzdra a maznice. Kluzná pouzdra jsou osazeny bronzové trubky, které jsou uzavřeny ve vodících pouzdrech a přimazávány maznicemi. Tento mazací prostor je utěsněn stíracími kroužky. Rameno je po celé svojí délce vyztuženo podporami z plechů o stejné tloušťce.



Obr. 4. První konstrukční skupina

Druhá konstrukční skupina je samotná přitlačná hlava s matricemi. Důležité faktory ovlivňující konstrukci tohoto prvku jsou rozměry spojovaných skříní a také to, že spoje jsou umístěny v rozích skříně, skříně však mají zárubně, skrz které by se rozevřené desky dovnitř nedostaly. Proto musejí být přitlačné desky při nasazování plechových částí v takové výchozí poloze, která zajišťuje bezproblémové nasazení těchto částí, proto byl navržen po předchozích úvahách paralelní mechanismus přitlačné hlavy. Toto konstrukční řešení je složeno z osazené trubky, pomocí níž je celá přitlačná hlava vsazena do ramene. Na tuto trubku jsou nasazena dvě přestavitelná mezikruží, ke kterým jsou přichycena ramena spojujícími prvky s matricemi a přitlačnými deskami. Tyto rozpěrné prvky s přitlačnými deskami jsou spojeny s lineárním pneumotorem, opět přes přestavitelná mezikruží. Vzhledem k požadavkům na přestavitelnost stroje kvůli rozměrovým řadám vyráběných skříní, musejí být přestavitelné i prvky této kinematiky, a to jak jejich délka, tak i úhel jimi svíraný. Změna svíraného úhlu je realizována

mezikružím na trubce přítlačné hlavy i na prvku spojeném s pístnicí pneumotoru, která jsou proti sobě otočná. Tato změna je umožněna tím, že v osazené trubce je otvor pro šroub, který prochází skrz drážky v mezikružích. Po otočení mezikruží vůči sobě lze nastavit požadovaný svěrný úhel a následovně budou obě mezikružím pevně přitažena k osazené trubce, potažmo k prvku pístnice pneumotoru.



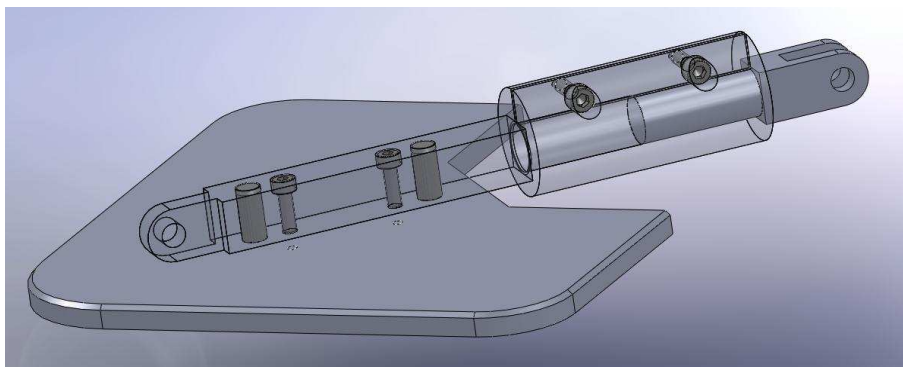
Obr. 5. Horní mezikružím na osazené trubce přítlačné hlavy

Délková přestavitelnost ramen je řešena výměnnými středními částmi. U ramen spojujících mezikružím na trubce a rameno s matricemi, dále také jako spojovací rameno, je střední část osazená tyč s broušenými čely osazení, která dosedají na taktéž broušená čela kloubových součástí, střední část je dále středěna přesnými válcovými plochami na krajích této tyče.



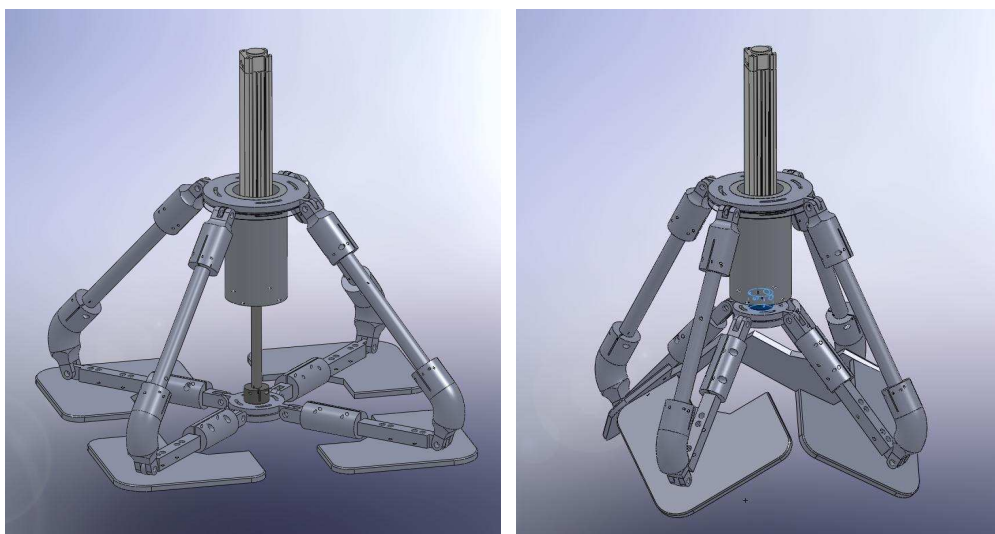
Obr. 6. Spojovací rameno

Další délkově přestavitelnou součástí je rameno s přítlačnou deskou, kde je deska spojena s ramenem kolíky a šrouby. Zde je změna délky ramene realizována obdobně jako u spojovacího ramene s tím rozdílem, že střední výměnný díl není osazená tyč, nýbrž tyčový díl s broušenými čely, na která dosedají broušená čela kloubových součástí. Otvor ve středním prvku je excentricky vyvrtaný z důvodu zástavbových rozměrů. Rozměr středního prvku se tentokrát nemění, mění se díl s přítlačnou deskou, protože natočení čtyřhranné tyče vůči matricím je odvislé o svěrného úhlu ramen kinematiky, který se s měnícími se rozměry skříní také mění.



Obr. 7. Rameno s přítlačnou deskou

V obou případech spojení středních dílů jsou funkční válcové plochy tolerovány na její průměr kvůli středění a je realizováno svěrným spojením.



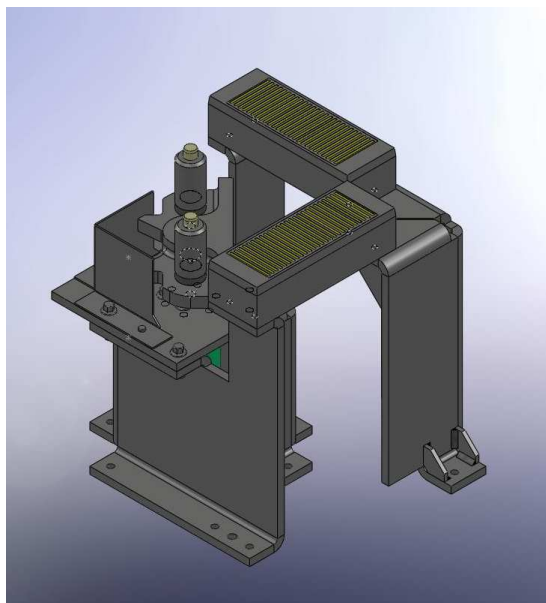
Obr. 8. Druhá konstrukční skupina v rozevřeném a složeném stavu

Toto řešení jsem navrhl proto, že provedení je lehce přestavitelné, kompaktní a snadno řeší problematiku vsunutí přítlačných desek do vnitřního prostoru skříně v souladu se zachováním potřebné tuhosti mechanismu a tím i v souladu s přesným polohováním matic.

Do třetí konstrukční skupiny patří razicí přípravek, který je tvořen malými razicími kombinovanými lineárními motory. Ty jsou spojeny se součástí z ohýbaného plechu s deskou, do které je v každém přípravku usazen jeden lineární motor. Na pístnici motoru je našroubována plechová destička, ve které jsou umístěny dva razníky. Destička s razníky je při celém pohybu vedena pomocí dvou vedení. Součástí přípravku jsou dva silné deaktivovatelné permanentní magnety typu neodym-železo-bór od firmy Tecnomagenete. Tyto magnety vyvozují potřebnou přítlačnou sílu na desky s maticemi, proto jsou desky tak velké, protože je nutné využít beze zbytku celou aktivní plochu magnetů. Dále je součástí této skupiny pneumo-hydraulická jednotka vyvozující pracovní tlak v hydraulické části technologie.

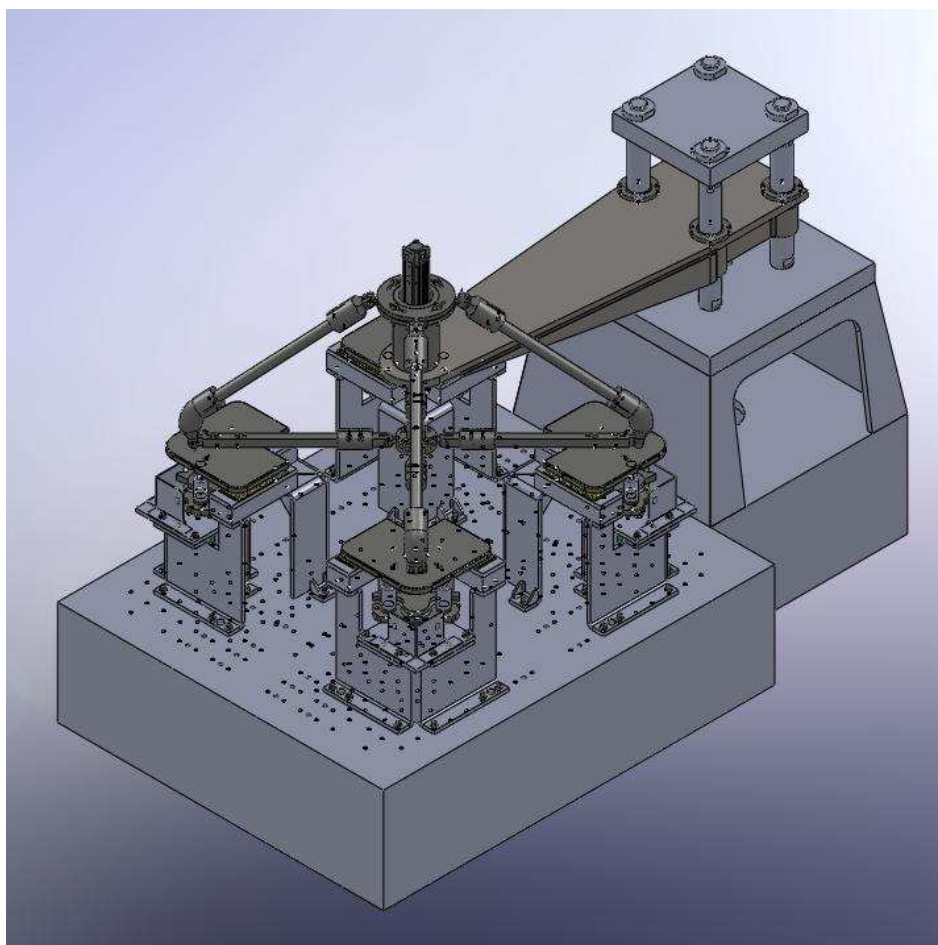
4.5 Konstrukční provedení návrhu

Stroj jako takový je rozdělen do tří základních konstrukčních skupin. První skupinu tvoří rám s vodíci sloupky ramene a samotné rameno. Do druhé skupiny patří přestavitelný paralelně kinematický mechanismus přítlačné hlavy, tzv. „pavouk“. Poslední, třetí konstrukční skupina je složena z razicího přípravku a samotné pneumo-hydraulické jednotky.



Obr. 9. Razicí přípravek

Tyto přípravky budou k rámu upevněny pomocí šroubů a ustaveny čepy, které zajistí správné polohování těchto přípravků. Plochy rámu, se kterými tento přípravek bude v kontaktu budou obrobena z důvodu malých tolerancí rozměrů, kterých by vlivem vnitřních pnutí svařence nedosáhlo.



Obr. 10. Finální koncepce

4.6 Návrh pracovního cyklu stroje

Pracovníkem obsluhy budou vloženy na razicí přípravky sestavené části dna a pláště skříně tak, že přítlačná hlava bude uvnitř skříně. Správné polohování spojovaných částí je zajištěno mechanickými dorazy. Po umístění prvků skříně dojde ke spuštění stroje. Pneumotor přítlačné hlavy rozevře její ramena, poté pneumotor na rámu stroje posune rameno s přítlačnou hlavou na dno skříně. Po dosednutí přítlačné hlavy se aktivují elektromagnety, které vytvoří nutný přítlak matric. V této fázi vytvoří razníky do matric spoje. Kombinované lineární motory zasunou razníky zpět do výchozí polohy, pneumotor na rámu stroje zdvihne rameno s přítlačnou hlavou nade dno skříně. Po zdvižení se pístnice pneumotoru přítlačné hlavy zasune zpět do válce, čímž dojde ke složení ramen paralelní kinematiky přítlačné hlavy. Nyní je skříň připravena na vyjmutí, připojení stropu a jeho spojení se zbytkem skříně, které probíhá na stroji obdobně jako připojení jejího dna.

4.6 Shrnutí vlastností návrhu stroje

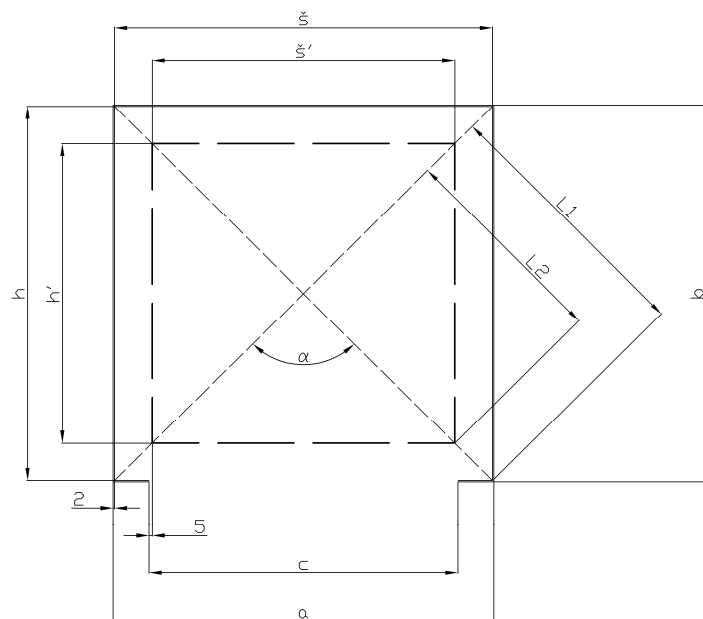
Stroj má zástavbové rozměry 1000x1805x1445 mm. Lze na něm spojovat díly skříní rozměrové řady 19“. Rozvaděčů firmy Triton, případně i jiné plechové součásti skříňového typu. Toto je podmíněno výrobou výměnných součástí ramen přítlačné hlavy pro dosažení požadovaných roztečí spojů, které se mohou lišit od roztečí spojů skříní dané rozměrové řady. Stroj může být bez technických problémů dovybaven válečkovou tratí pro snazší vkládání plechových dílů, popřípadě je možné i začlenění stroje do automatizované linky

5. Výpočtová část

Ve výpočtové části tohoto projektu jsem se nejprve zabýval výpočtem konstrukčních rozměrů. Po vytvoření 3D modelů jsem přistoupil k MKP analýze.

5.1 Konstrukční výpočty

Průmět prostoru, který zabírá rozložená přítlačná hlava byl zmenšen vůči ploše dna skříně na každé straně o 2 mm, protože dané rozměry skříní jsou vnější, používá se plech o tloušťce 1 mm a spojované kusy jsou vyráběny v jistém tolerančním rozmezí. Dále jsem musel uvažovat i průmět složeného mechanismu. Tento průmět je důležitý pro snadné vložení i vyjmutí výrobku obsluhou. K určení tohoto průmětu je důležitá šířka otvoru mezi zárubněmi skříně. Šířka průmětu bude stanovena tak, aby při vkládání/vyjímání výrobku byla na každé straně vůle 5 mm. Vedení částí skříně či výrobku v potřebné toleranci bude zajištěno vodíci prvky na razicích přípravcích. V následujícím výpočtu jsou některé rozměry zakótované číselně, to z toho důvodu, že se jedná o rozměry částí mechanismu, které nezávisí na rozměrech skříně a jsou tudíž neměnné, a zřehlední to schéma výpočtu. Výpočty mají dvě části, první část rovnic je vytvořena z průmětu zástavbového prostoru a druhá ze samotného mechanismu jednoho ramene. Nejprve se tedy budu zabývat výpočty základní prakticky úhlopříčky podstavy dané skříně, které jsou upraveny tak, aby daný mechanismus byl funkční, jedná se spíše o maximální půdorysné průměty mechanismu přítlačné hlavy.



Obr. 11. Schéma průmětů zástavbových prostorů mechanismu

$$\check{s} = a - 4 \quad (1)$$

$$h = b - 4 \quad (2)$$

$$L_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\check{s}^2 + h^2} \quad (3)$$

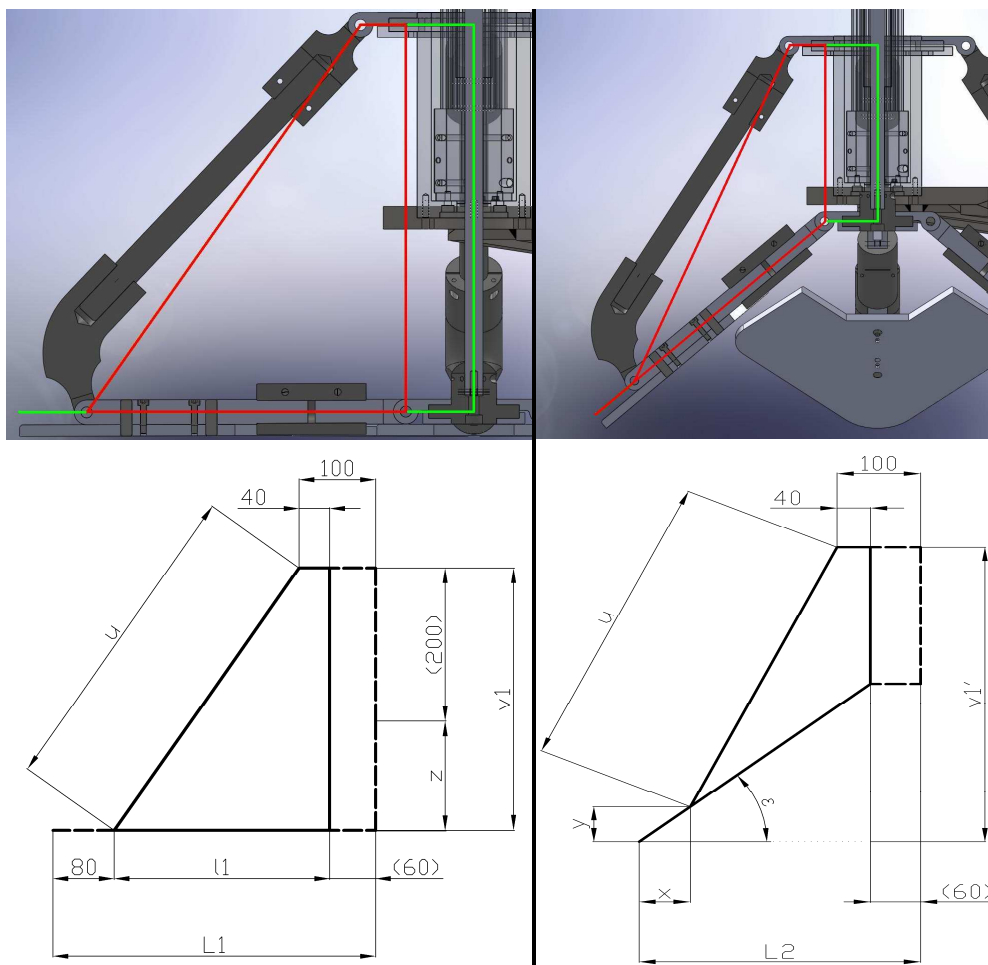
$$\check{s}' = c - 10 \quad (4)$$

$$h' = \check{s}' \frac{b}{a} \quad (5)$$

$$L_2 = \frac{1}{2} \sqrt{\check{s}'^2 + h'^2} \quad (6)$$

$$\alpha = \arctg \frac{\check{s}}{L_1} \quad (7)$$

Ve druhé části výpočtu základních rozměrů jsem vycházel z řezu ramene přítláčné hlavy. V grafickém znázornění jsou červenou barvou vyznačeny obrazce, ze kterých jsem sestavoval dané rovnice, ve schématech jsou vyznačeny plnou čarou. Zeleně jsou vyznačeny části, které v rovnicích i ve schématech vystupují jako konstantní, nebo do rovnic vůbec nevstupují, ve schématech jsou vyznačeny čárkovanou čarou a jsou zakótovány reálnými hodnotami (číslly) protože, jak jsem již naznačil výše, jedná se o pevné konstrukční rozměry, které se v závislosti na velikosti skříně nemění.



Obr. 12. Grafické znázornění a schémata dvou poloh mechanismu ramene

$$v_1' = 200 + \sqrt{(L_1 - 60)^2 - (L_2 - 60)^2} \quad (8)$$

$$\varepsilon = \arccos \frac{L_2 - 60}{L_1 - 60} \quad (9)$$

$$x = 80 \cdot \cos \varepsilon \quad (10)$$

$$y = 80 \cdot \sin \varepsilon \quad (11)$$

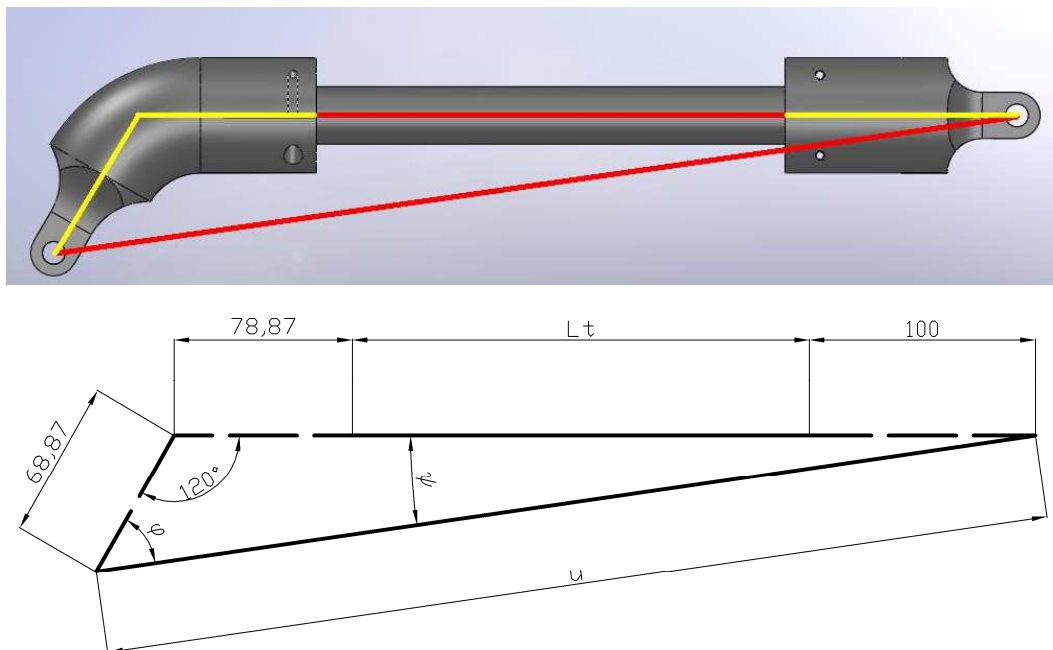
$$u = \sqrt{(L_2 - 100 - x)^2 + (v_1' - y)^2} \quad (12)$$

$$v_1 = \sqrt{u^2 + (L_1 - 180)^2} \quad (13)$$

$$z = v_1 - 200 \quad (14)$$

Dle výše uvedených rovnic jsem vypočítal potřebné základní rozměry mechanismu, které jsou potřebné pro výpočet rozměrů jednotlivých komponent, jejichž výpočty následují.

Velikost, myšleno především délka, horního táhla ramene je odvislá od výše vypočteného rozměru u . Z důvodu přestavitelnosti při změně rozměrů vyráběné skříně je horní táhlo ramene složeno ze tří částí, z nichž jenom střední část bude při přestavení stroje vyměněna. Lépe je vše vidět na obrázku níže, kde jsou konstantní, tedy pevně navržené rozměry vyznačeny žlutě a rozměry závislé na velikosti skříně červeně. Ve schematickém zobrazení je žlutá barva nahrazena čárkovanou čarou a červená barva čarou plnou.



Obr. 13. Grafické znázornění a schéma horního táhla ramene

Pro výpočet funkční délky tyče jsem sestavil rovnice, které vycházejí ze sinové a kosinové věty.

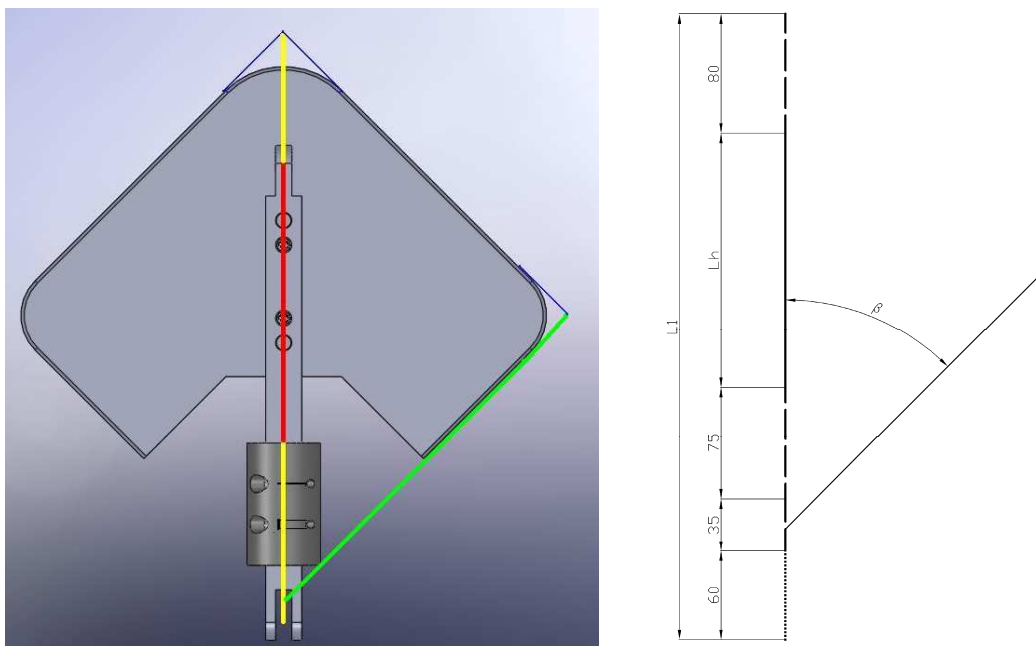
$$\psi = \arcsin\left(\frac{68,87}{2u} \cdot \sin 120^\circ\right) \quad (15)$$

$$\varphi = 180^\circ - 120^\circ - \psi \quad (16)$$

$$L_t = \sqrt{u^2 + 68,87^2 - 2 \cdot 68,87 \cdot u \cdot \cos \varphi} - 78,87 - 100 \quad (17)$$

Tyč horního táhla ramene je samozřejmě delší než je její funkční délka, ale jedná se o ustavovací válcové plochy, které mají u každé tyče stejnou délku.

Dále následuje výpočet rozměru spodního táhla ramene, které nese funkční část celé přitlačné hlavy, tj. ocelovou desku s matricemi, která je při vytváření spoje přitahována magnety. U této části ramene přitlačné hlavy je důležitá nejenom jeho délka, ale i natočení samotného členu táhla, které se v závislosti na velikosti skříně liší. Na následujícím obrázku jsou pevné konstrukční rozměry vyznačeny žlutě/čárkovanou čarou, proměnné červeně/plnou čarou, zeleně/tenkou plnou čarou je pak vyznačeno rameno úhlu beta, který se také mění s velikostí skříně.

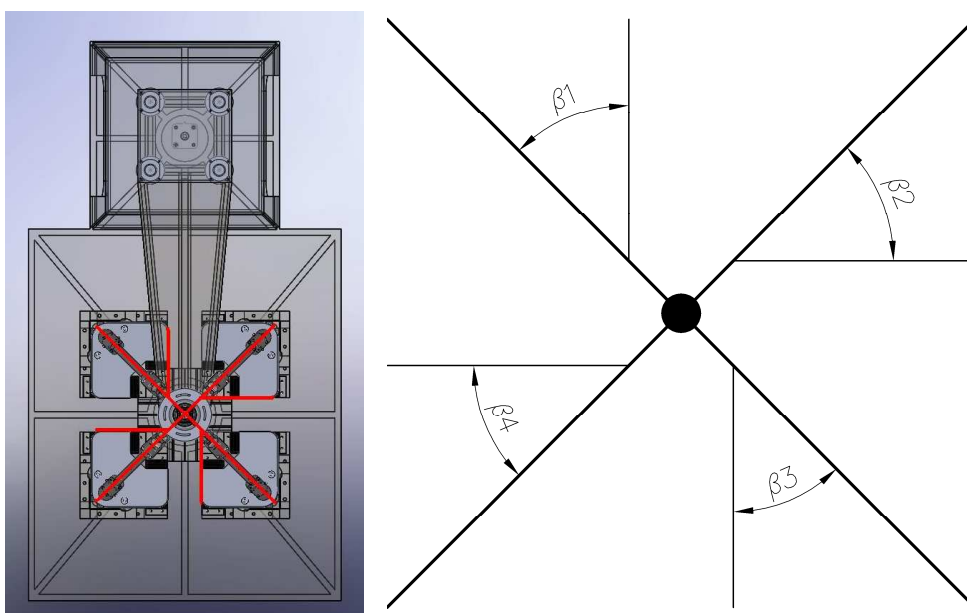


Obr. 14. Grafické znázornění a schéma spodního táhla ramene

$$L_h = L_1 - 60 - 35 - 75 - 80$$

(18)

Úhel beta nabývá pro jedno nastavení stroje dvou hodnot a to v závislosti na poloze přitlačné desky. Desky na stejné úhlopříčce mají i stejné velikosti tohoto úhlu. Lepší vysvětlení podává následující obrázek.



Obr. 15. Grafické znázornění a schéma poloh úhlů beta

Na předchozím obrázku mají úhly beta stejnou velikost, to je proto že se jedná o konfiguraci pro spojování plechových dílů skříně o půdorysu 600x600 mm. Úhel beta se stanoví z následujících rovnic.

Následovali výpočty pohonu razníků, kde jsem postupoval podle metodiky firmy TOX uvedené v návrhovém katalogu na internetových stránkách. Tento výpočet je složen ze dvou

částí. Před návrhem pneumo-hydraulické jednotky je nutné vypočítat parametry malých hydromotorů, které pohánějí razníky.

Výpočet maximální síly nutné pro pohon paralelní kinematiky přítlačné hlavy je vzhledem k počtu částí mechanismu a trajektorií jejich pohybu složitý. Proto jsem vycházel z celkové hmotnosti mechanismu a ze změny polohy jeho těžiště. Hmotnost i změnu polohy těžiště, která probíhá z důvodu symetričnosti kinematiky pouze ve svislém směru, jsem odečetl v programu SolidWorks, ve kterém je celý stroj vymodelován. Celý mechanismus je lineární převodník pohybu pístnice pneumotoru na pohyb těžiště. Proto jsem vycházel z úvahy, že maximální silové nároky jsou při uvedení mechanismu do pohybu. Tuto maximální nutnou sílu zjistím z celkové energie dodané těžišti a z práce vykonané pneumotorem. Převodový poměr vypočítám z poměru celkového zdvihu motoru a z celkové změny polohy těžiště mechanismu při jeho uvedení s rozevřeného stavu do stavu složeného, dle tohoto poměru lze převádět i rychlosti. Nejprve jsem si určil vstupní parametry výpočtu, jako je pracovní rychlost pístnice pneumotoru a její počáteční zrychlení v kladném smyslu svislé osy. Tyto parametry a výpočtové rovnice jsou uvedeny níže.

$$v_{p1} = 2m / \min$$

$$a_{p1} = 0,3ms^{-2}$$

$$n_p = \frac{z'}{z} \quad (19)$$

$$v_t = v_p \cdot n_p \quad (19)$$

$$t_a = \frac{v_p}{60 \cdot a_p} \quad (21)$$

$$s_{ap} = \frac{1}{2} \cdot a_p \cdot t_a^2 \quad (20)$$

$$h = s_{ap} \cdot n_p \quad (21)$$

$$E_{t_{CELKOV8}} = E_P + E_K \quad (24)$$

$$E_P = m_1 \cdot g \cdot h \quad (25)$$

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_t^2 \quad (26)$$

$$W_p = F_1 \cdot s_{ap} \quad (27)$$

$$E_{t_{CELKOV8}} = W_p \Rightarrow F_1 = \frac{m_1 \cdot g \cdot |h| + \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_t^2}{s_{ap}} \quad (28)$$

Výpočet maximální potřebné síly pneumotoru byl proveden pro každou konfiguraci. Z vypočtených hodnot síly jsem vybral tu největší, podle které jsem určil minimální plochu pístu pro dosažení stanovené síly při standardním tlaku vzduchu v rozvodech. Z tohoto výpočtu pak mohu zvolit vhodný pneumotor z katalogu firmy Festo.

Pro tento další výpočet, kterým je výpočet pohonu ramene s přítlačnou hlavou, je nejprve nutné stanovit parametry pohybu pneumotoru jako je doba rovnoměrně zrychleného pohybu a pracovní rychlost. Při tomto výpočtu jsem vycházel z hmotnosti přítlačné hlavy s ramenem a jím udělené zrychlení. Zrychlení se však skládá ze dvou složek, první složka překonává zemskou přitažlivost, je tedy rovna gravitačnímu zrychlení, druhou složku jsem volil podle požadavků na dynamiku pohonu. Tyto parametry a výpočtové rovnice jsou uvedeny níže.

$$v_{p2} = 2m / \min$$

$$a_{p2} = 0,3ms^{-2}$$

$$a'_{p2} = g + a_{p2} \Rightarrow a'_{p2} = 9,81 + 0,3 = 10,11ms^{-2} \quad (29)$$

$$F_2 = (m_1 + m_2) \cdot a'_{p2} \quad (30)$$

Výpočet maximální potřebné síly pneumotoru byl proveden pro každou konfiguraci. Z vypočtených hodnot síly jsem vybral tu největší, podle které jsem určil minimální plochu pístu pro dosažení stanovené síly při standardním tlaku vzduchu v rozvodech. Z tohoto výpočtu pak mohu zvolit vhodný pneumotor z katalogu firmy Festo.

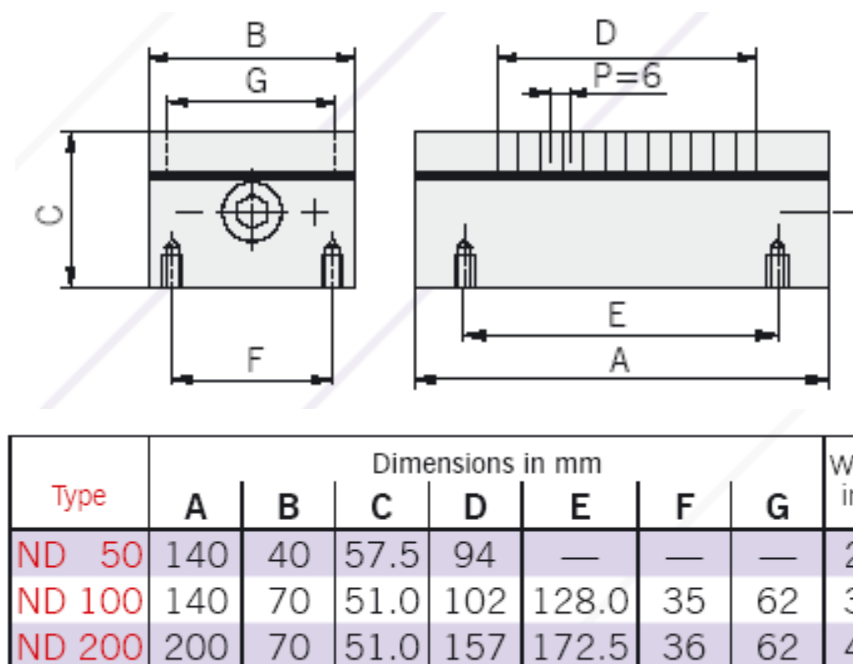
Poslední návrhový výpočet je výpočet pro výběr vhodného přítlačného magnetu. Dle volby velikosti spoje a koncepce razicího přípravku je zřejmé, že je potřeba minimálně tak velká přítlačná síla, jakou vyvinou oba razníky pro vytvoření spoje. Daná síla je stanovena ve výpočtu ke stanovení pohonu. Pro přítlak desek jsem zvolil ovladatelné permanentní magnety, jediné vhodné však vyrábí pouze firma Tecnomagnete. Dané magnety jsou velice silné a jsou typu neodým-železo-bór. Pro stanovení potřebné velikosti přítlačného magnetu jsem použil pracovní sílu a nominální magnetickou sílu dané skupiny magnetů.

$$F_p = 30kN$$

$$Fn = 180N / cm^2 \quad (31)$$

$$S_M = \frac{F_p}{F_n} \Rightarrow S_{EM} = \frac{30000}{180} = 166,67cm^2 \quad (32)$$

Z vypočtené potřebné aktivní plochy magnetu jsem určil jejich počet a velikost.



Obr. 16. Skica permanentního magnetu Tecnomagnete řady ND a rozměry magnetů dané řady

V dané rozměrové řadě elektromagnetů jsem vybral největšího zástupce ND200, jehož aktivní plocha $S_{M_{ND200}} = 97,34 \text{ cm}^2$. Proto jsem do každého razicího přípravku zakomponoval tyto elektromagnety dva.

$$S_C = 2 \cdot S_{M_{ND200}} \Rightarrow S_c = 2 \cdot 97,34 = \underline{194,68 \text{ cm}^2} \quad (33)$$

Celková aktivní plocha dvou magnetů je větší než aktivní plocha nutná pro vytvoření minimální přitlačné síly.

5.1 MKP výpočty

Pevnostní kontroly byly provedeny metodou konečných prvků softwarovém produktu CosmosWorks, který je součástí použitého CAD programu SolidWorks. Byly prováděny k orientačnímu zjištění průběhu napětí a posunutí částí stroje. Jako materiál součástí byla implicitně použita ocel z knihovny programu která má stejné parametry jako mnou zvolená konstrukční ocel. Vlastnosti tohoto materiálu jsou:

$$E = 2,11 \cdot 10^6 \text{ MPa}$$

$$G = 7,9 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\mu = 0,28$$

$$\rho = 7800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

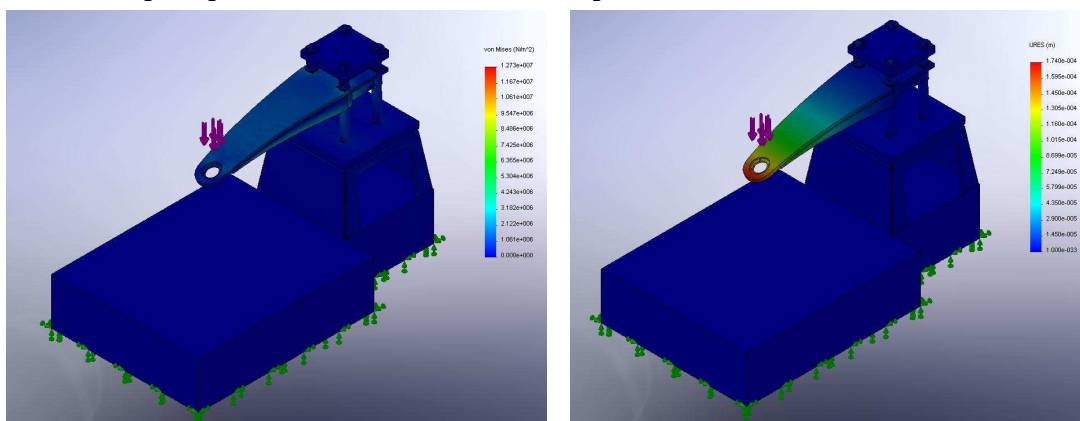
$$R_e = 221 \text{ MPa}$$

$$R_z = 400 \text{ MPa}$$

V analýze sestavy jsem kontroloval průběh napětí v posuvném rameni a vodících sloupcích. Setrvačná a gravitační síla přitlačné hlavy, které působí na rameno při jeho zdvihu, byly nahrazeny silou F_{3MAX} z důvodu snížení nároků na hardwarové vybavení počítače.

$$F_3 = m_1 \cdot a'_{p2} \quad (22)$$

Výpočet silových účinků přítlačné hlavy byl proveden pro každou konfiguraci a byla vybrána její maximální hodnota. Toto zjednodušení jsem si mohl dovolit, protože do přítlačné hlavy nebudou přenášeny síly vzniklé při pracovním cyklu stroje. Dále bylo zjednodušeno i posuvné rameno, ze stejných důvodů nebyly uvažovány svary svařence, proto jsem posuvné rameno analyzoval zvlášť. Vetknutí je znázorněno zelenými šipkami a působení zátěžné síly fialovými. Následuje obrázek průběhu napětí a posunutí, pod ním je tabulka s výsledným maximálním napětím, posunutím a koeficientem bezpečnosti.



Obr. 17. Zobrazení průběhu napětí a posunutí v rámci sestavy stroje

Tabulka 1. – Výsledné hodnoty zjednodušeného MKP výpočtu sestavy stroje

Název	Hodnoty	Jednotky
Maximální napětí	12,7	MPa
Maximální posunutí	0,17	mm
Koeficient bezpečnosti	17,32	-

Ostatní součásti stroje byly podrobeny zjednodušenému výpočtu zvlášť. Výsledky těchto výpočtů nabývaly příznivějších hodnot než jsou hodnoty uvedené výše, proto lze konstatovat, že navrhovaná koncepce z hlediska pevnosti a bezpečnosti vyhovuje.

5. Závěr

Výsledkem této studie je návrh stroje, který je schopen pomocí technologie studeného svaru spojovat komponenty plechových skříní dané rozměrové řady z produkce firmy Triton Pardubice s.r.o. Stroj je přestavitelný na žádané rozměry, je zde však po menších úpravách dosáhnout jakéhokoli rozměru do hodnot 1200x1200 mm, dále stroj nepotřebuje žádné odsávání jako stávající technologie, navíc je energeticky nenáročný, využívá stávajících rozvodů energií výrobní haly, počítá se s jednodušším sestavováním dílců a obsluha se přímo nepodílí na vytvoření spojů. To vše vede ke zlepšení pracovního prostředí a zvýšení bezpečnosti při práci obsluhy. Výsledek studie tedy vyhovuje zadaným kritériím, která všechna beze zbytku splňuje.

Seznam symbolů

a	šířka skříně	[mm]
b	hloubka skříně	[mm]
c	šířka mezi zárubněmi	[mm]
h	hloubka půdorysu roztaženého mechanismu přítlačné hlavy	[mm]
h'	hloubka půdorysu složeného mechanismu přítlačné hlavy	[mm]
$\bar{s}$	šířka půdorysu roztaženého mechanismu přítlačné hlavy	[mm]

$\acute{s}$	šířka půdorysu složeného mechanismu přitlačné hlavy	[mm]
L_1	délka úhlopříčky půdorysu roztaženého mechanismu přitlačné hlavy	[mm]
L_2	délka úhlopříčky půdorysu složeného mechanismu přitlačné hlavy	[mm]
α	svěrný úhel ramen mechanismu přitlačné hlavy	[°]
u	délka horního táhla ramene přitlačné hlavy	[mm]
v_1	výška roztaženého mechanismu přitlačné hlavy bez tělesa pneumotoru	[mm]
v_1'	výška složeného mechanismu přitlačné hlavy bez tělesa pneumotoru	[mm]
x	vodorovný rozměr přesahující části spodního táhla ramene přitlačné hlavy	[mm]
y	svislý rozměr přesahující části spodního táhla ramene přitlačné hlavy	[mm]
z	zdvih pneumotoru	[mm]
ε	svěrný úhel spodního táhla ramene mechanismu přitlačné hlavy s horizontálou	[°]
L_t	délka osazené broušené tyče	[mm]
φ	svěrný úhel osazené broušené tyče s délkou horního táhla ramene přitlačné hlavy	[°]
ψ	svěrný úhel spojovacího prvku s délkou horního táhla ramene přitlačné hlavy	[°]
L_h	funkční délka čtyřhranné osazené broušené tyče	[mm]
v_{p1}	pracovní rychlost pneumotoru 1	[m/min]
a_{p1}	zrychlení pístnice pneumotoru 1	[ms ⁻²]
n_p	převodový poměr	[-]
z	celkový zdvih pneumotoru	[mm]
z'	celková změna polohy těžiště mechanismu	[mm]
v_t	rychlost těžiště	[m/min]
t_a	čas trvání zrychleného pohybu	[s]
s_{ap}	dráha, kterou urazí pístnice na konci zrychleného pohybu	[m]
h	dráha, kterou urazí těžiště na konci zrychleného pohybu	[m]
$E_{tCELKOVÁ}$	celková energie udělená mechanismu na konci zrychleného pohybu	[J]
E_p	potenciální energie udělená mechanismu na konci zrychleného pohybu	[J]
m_1	hmotnost mechanismu přitlačné hlavy	[kg]
g	gravitační zrychlení	[ms ⁻²]
E_k	kinetická energie udělená mechanismu na konci zrychleného pohybu	[J]
W_p	práce vykonaná pneumotorem na konci zrychleného pohybu	[J]
F_1	nutná síla vyvinutá pneumotorem 1 pro uvedení mechanismu přitlačné hlavy	[N]
v_{p2}	pracovní rychlost pneumotoru 2	[m/min]
a_{p2}	zrychlení pístnice pneumotoru 2	[ms ⁻²]
a'_{p2}	celkové zrychlení, kterého musí dosáhnout pneumotor 2	[ms ⁻²]
m_2	hmotnost ramene včetně hmotnosti pístnice pneumotoru 2	[kg]
F_2	nutná síla vyvinutá pneumotorem 2 pro uvedení mechanismu přitlačné hlavy	[N]
F_n	jednotková síla vyvinutá magnetem	[N/cm ²]
S_M	aktivní plocha magnetu	[cm ²]
S_C	celková aktivní plocha magnetů	[cm ²]
S_{MND200}	aktivní plocha magnetu Tecnomagnete typu ND 200	[cm ²]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
G	modul pružnosti v krutu	[MPa]
R_e	mez pružnosti oceli	[MPa]
R_z	mez pevnosti oceli	[MPa]

μ	Poissonova konstanta	[-]
ρ	hustota oceli	[kg/m ³]
F_3	setrvačné a gravitační účinky přitlačné hlavy na rameno	[N]

Seznam použité literatury

- [1] Švec V.: Části a mechanismy strojů – příklady, 3. vydání, Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003, ISBN 80-01-02157
- [2] Řezníček J. – Řezníčková J.: Pružnost a pevnost v technické praxi – příklady I, 1. vydání, Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, ISBN 80-01-03209-4
- [3] Puchmajer P. – Řezníčková J.: Sbírka úloh z pružnosti a pevnosti, 1. vydání, Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, ISBN 80-01-02448-2
- [4] Pospíchal J.: Technické kreslení, 3. vydání, Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, ISBN 80-01-03214-0
- [5] Leinveber J. – Vávra P.: Strojnické tabulky, 1. vydání, Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2
- [6] firemní literatura Festo – www.festo.cz
- [7] firemní literatura Eckold – www.eckold.cz
- [8] firemní literatura Tecnomagnete - www.sav-workholding.com
- [9] firemní literatura Tox – www.tox-de.com
- [10] firemní literatura Trumpf – www.cz.trumpf.com