



Politechnika Wrocławska

ROZPRAWA DOKTORSKA

**METODA MINIMALIZACJI
LUZU MIĘDZYZĘBNEGO
W NAPĘDACH ZĘBATKOWYCH**

mgr inż. Tadeusz Sawicki

Promotor: dr hab. Inż. Przemysław Moczko, Profesor PWr

Słowa kluczowe: zębnik, listwa zębata

WROCŁAW 2022

WSTĘP

Zatrudnienie w przemyśle maszynowym może być także inspiracją do prowadzenia różnych prac projektowych wynikających z potrzeb usprawnienia parku produkcyjnego firmy, jak również oprzyrządowania wyrobów produkcyjnych. W grupie tych prac występują rozwiązania nowatorskie, które kwalifikują się do zgłaszania jako wynalazki do Urzędu Patentowego RP.

Inną formą zaprezentowania niektórych prac projektowych, w tym także tych innowatorskich, są publikacje w czasopismach technicznych.

Przed zapoznaniem się z materiałem rozprawy doktorskiej zatytułowanej „Metoda minimalizacji luzy międzyzębnego w napędach zębatkowych”, której jestem autorem, pragnę przedstawić niektóre prace o charakterze jak wyżej, wykonane w różnych latach kariery zawodowej. W przemyśle maszynowym pracowałem w latach 1973 do 2022, na różnych stanowiskach, między innymi jako technolog, konstruktor, kierownik działu i zastępca głównego technologa.

Pierwszy artykuł naukowy opublikowałem w roku 1977, w numerze 8 Miesięcznika Naukowo–Technicznego Mechanik: T. Sawicki, „Kinematyka procesu gładzenia otworów cylindrycznych” (str. 414–416). Pierwszy mój wynalazek pod tytułem „Mieszadło szybkobieżne” uznany został przez Urząd Patentowy PRL świadectwem autorskim nr 258819 z dnia 10 grudnia 1990. W latach pomiędzy tymi osiągnięciami zajmowałem się przede wszystkim różnego rodzaju projektami racjonalizatorskimi dotyczącymi oprzyrządowania. Zwiększenie tych prac projektowych, jak również publikacji, nastąpiło po roku 1997 i trwało do końca lutego 2022.

Po postawieniu dużego przedsiębiorstwa państwowego APC Metalchem Opole w stan upadłości w roku 1997, na jej terenie powstała firma APC Presmet Sp. z o. o., w której przepracowałem ostatnie 25 lat. Tworząca się nowa spółka potrzebowała do produkcji różnego rodzaju maszyn i urządzeń, które z różnych względów były trudne do zdobycia. Potrzeby te motywowały prace projektowe i wdrożeniowe rozwiązań technicznych, które zawarte są w tej rozprawie. Są to:

- (1) urządzenie do obcinania dennic;
- (2) obrotniki spawalnicze do spawania zbiorników o masie 40 i 80 ton;

- (3) poduszka olejowa stołu obrotowego tokarki karuzelowej;
- (4) ruszt wodny do wypalarki acetylenowo–tlenowej i plazmowej;
- (5) zestaw napędowy z drugim zębniakiem do wiertarko–frezarki firmy „SKODA” typ WD200B;
- (6) podtrzymka detali zwijanych na walcach;
- (7) hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego;
- (8) prasa do prostowania typu „BOXER”.

Dwa z wyżej wymienionych urządzeń technicznych zgłoszone zostały do Urzędu Patentowego jako wynalazki, a mianowicie:

- pozycja (5) jako „Bezluzowy zestaw napędowy do listew zębatych”, zarejestrowany pod numerem P.431714 dnia 5 listopada 2019;
- pozycja (7) jako „Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego” zarejestrowana pod numerem P.430572 dnia 12 lipca 2019.

Głównym i wiodącym tematem niniejszej rozprawy jest zestaw napędowy z drugim zębniakiem do wiertarko–frezarki, pozycja (5) według powyższego wykazu. Rozwiązanie to zostało opisane obszernie jako pierwsze według spisu treści, gdyż zasługuje w mojej opinii na szczególne wyróżnienie. Pozostałe projekty ujęte są w punkcie określonym jako „Inne zaprojektowane i wykonane urządzenia techniczne”.

Urząd Patentowy RP, Departament Elektroniki i Mechaniki, decyzją z dnia 7 marca 2022 udzielił patentu na wynalazek pod tytułem „Bezluzowy zestaw napędowy do listew zębatych”.

Uznanych i udzielonych patentów posiadam łącznie cztery. Wszystkich publikacji zamieszczonych w miesięcznikach naukowo–technicznych, takich jak „Mechanik”, „Napędy i Sterowanie” oraz w Wydawnictwie Politechniki Krakowskiej, posiadam łącznie osiem.

Oprócz pracy w przemyśle prowadziłem zajęcia jako nauczyciel przedmiotów zawodowych w szkołach średnich przez około 12 lat. Wymagało to ukończenia Studium Pedagogicznego. Dokładny opis przebiegu mojej kariery zawodowej oraz moich osiągnięć zamieszczony jest w autoreferacie.

Korzystając z tego, że rozprawę doktorską może stanowić praca projektowa, konstrukcyjna przedstawiam swoje osiągnięcia pod ocenę Promotora, Recenzentów i Komisji.

Spis treści

Lista rysunków	6
1. Wprowadzenie	9
2. Przegląd podstawowych zagadnień dotyczących napędów zębatych.....	11
3. Cel i zakres pracy.....	19
4. Konstrukcja i budowa zestawu napędowego z drugim zębikiem.....	20
4.1. Konstrukcja mocująca drugi zębik w obrabiarce.....	24
4.2. Napęd drugiego zębika.....	28
4.3. Korpus obudowy drugiego zębika.....	31
4.4. Hydrauliczny docisk zębów drugiego zębika do zębów listwy zębatej.....	35
4.5. Obliczenia wytrzymałościowe zębów listwy zębatej i zębika [1] i [2].....	39
4.6. Rysunek zestawieniowy napędu z dwoma zębikami	43
5. Pomiar dokładności pozycjonowania obrabiarki w osi X	46
6. Dostosowanie obrabiarki do sterowania numerycznego	53
7. Rozszerzenie zakresu możliwości produkcyjnych na wiertarko – frezarce z drugim zębikiem	57
7.1. Specjalna głowica frezarska do rowków wpustowych.....	57
7.2. Zestaw obróbkowy do wykonywania prac tokarskich	59
8. Inne zaprojektowane i wykonane urządzenia techniczne.....	61
8.1. Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego	61
8.2. Urządzenie do obcinania dennic.....	69
8.3. Ruszt wodny do wypalarki acetylenowo–tlenowej i plazmowej	77
8.4. Poduszka olejowa stołu obrotowego tokarki karuzelowej	86
8.5. Prasa do prostowania typu „BOXER”	92
8.6. Obrotniki spawalnicze do spawania zbiorników o masie 40 i 80 ton	97
8.7. Podtrzymka zwijanych detali na walcach.....	101

9. Wnioski	105
10. Streszczenie	107
11. Summary	109
Literatura	111

Lista rysunków

Rysunek 1 Rozwiązanie napędu z dwoma zębnikami wg firmy Skoda.....	13
Rysunek 2 Podstawowe wymiary zębów koła zębatego.....	17
Rysunek 3 Układ sił występujący w przypadku uzębienia skośnego i śrubowego. ...	18
Rysunek 4 Zasada działania napędu z dwoma zębnikami.	22
Rysunek 5 Przykładowy kształt i wymiary drugiego zębniaka.	23
Rysunek 6 Konstrukcja mocującą drugi zębnik do przekładni w obrabiarce.....	26
Rysunek 7 Sposób ustawienia drugiego zębniaka względem pierwszego.	27
Rysunek 8 Napęd drugiego zębniaka.....	29
Rysunek 9 Korpus obudowy drugiego zębniaka.....	33
Rysunek 10 Zestawienie drugiego zębniaka wraz z korpusem obudowy.....	34
Rysunek 11 Schemat układu hydraulicznego docisku drugiego zębniaka do listwy zębatej.....	37
Rysunek 12 Rysunek zestawieniowy napędu z dwoma zębnikami.	45
Rysunek 13 Drugi zębnik zainstalowany w obrabiarce SKODA WD200B.....	46
Rysunek 14 Wykresy dokładności pozycjonowania przed dodaniem drugiego zębniaka z 15 stycznia 2008.....	49
Rysunek 15 Pierwszy pomiar pozycjonowania po dodaniu drugiego zębniaka z 20 czerwca 2011.....	50
Rysunek 16 Drugi pomiar pozycjonowania po dodaniu drugiego zębniaka z 20 czerwca 2011.....	51
Rysunek 17 Trzeci pomiar pozycjonowania po dodaniu drugiego zębniaka z 18 grudnia 2019.....	52
Rysunek 18 Schematyczny zakres modernizacji wiertarko–frezarki.....	55
Rysunek 19 Śruba kulowa z nakrętką.....	56
Rysunek 20 Kątowa głowica frezarska do rowków wpustowych.....	58

Rysunek 21 Zestaw obróbkowy do wykonywania prac tokarskich na wiertarko– frezarce SKODA WD200B.....	60
Rysunek 22 Schemat oczyszczarki wibracyjnej rusztu laserowego.....	62
Rysunek 23 Zarys segmentu rusztu czystego i ze zgorzeliną.	65
Rysunek 24 Noże czyszczące oczyszczarki hydraulicznej.	66
Rysunek 25 Głowica czyszcząca zgorzelinę.	67
Rysunek 26 Zestawienie hydraulicznej oczyszczarki rusztu laserowego wraz ze schematem hydraulicznym.	68
Rysunek 27 Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego.....	69
Rysunek 28 Schemat urządzenia do obcinania dennic.	70
Rysunek 29 Wysokość dennicy po obcięciu oraz przykładowe kształty ukosowania.	73
Rysunek 30 Podpora śrubowa do ustawiania dennicy.	74
Rysunek 31 Ustawienie dennicy na podporach śrubowych.	74
Rysunek 32 Pozioma belka do mocowania palników.	75
Rysunek 33 Rysunek zestawieniowy urządzenia do obcinania dennic.	77
Rysunek 34 Urządzenie do obcinania dennic.....	77
Rysunek 35 Segment rusztu wypalarki acetylenowo–tlenowej i plazmowej.	78
Rysunek 36 Ściana boczna komory wodnej rusztu.	81
Rysunek 37 Układ komór wodnych w obszarze wypalarki.....	82
Rysunek 38 Poziom i ruch wody w wannie i komorach wodnych.	83
Rysunek 39 Schemat instalacji sprężonego powietrza.	84
Rysunek 40 Ustawienie poziomu wody do palenia detali z blachy czarnej grubej. ...	85
Rysunek 41 Ruszt wodny wypalarki acetylenowo–tlenowej i plazmowej.....	86
Rysunek 42 Łożysko oporowe kulkowe stołu tokarki karuzelowej.	87
Rysunek 43 Pierścienie poduszki olejowej.	90
Rysunek 44 Układ hydrauliczny poduszki olejowej.....	91
Rysunek 45 Słupek oporowy.	94

Rysunek 46 Stół prasy do prostowania typu BOXER.	95
Rysunek 47 Zestawienie wraz z schematem hydraulicznym prasy do prostowania typu BOXER.	96
Rysunek 48 Prasa do prostowania typu BOXER.	97
Rysunek 49 Obrotnik montażowy.	98
Rysunek 50 Obrotnik spawalniczy.	100
Rysunek 51 Obrotnik spawalniczy o nośności do 80 ton.	101
Rysunek 52 Schemat układu walców do zwijarek do blach.	102
Rysunek 53 Schemat poglądowy podtrzymki zwijanych detali na walcach.	105
Rysunek 54 Podtrzymka zwijanych detali na walcach.	105

1. Wprowadzenie

Przemysł maszynowy, ciężki korzysta w napędach z różnego rodzaju przekładni zębatych. Przekładnie te występują w urządzeniach, maszynach i obrabiarkach. Używane w napędach przekładnie w zdecydowanej większości posiadają budowę zamkniętą, która pozwala na dobre smarowanie i chłodzenie kół zębatych podczas pracy.

Produkowane obecnie przekładnie charakteryzują się tym, że posiadają coraz to lepsze parametry techniczne i ruchowe. Przekładnie takie cechują się tym, że między wałkiem wejściowym a wyjściowym występuje mały zredukowany luz międzyzębny, mierzony w minutach, w skali kątowej.

Wielkość tego luzu ma wpływ na opóźnienie ruchowe między wałkami: wejściowym i wyjściowym, co ujemnie wpływa na pozycjonowanie napędzanego urządzenia podczas pracy.

Oprócz takich przekładni występują tak zwane przekładnie otwarte, typu listwa zębata (zębatka) i zębnik (wałek zębaty). takie rozwiązania występują bardzo często w obrabiarkach skrawających typu wiertarko – frezarki. Napędy oparte na rozwiązaniu typu listwa zębata i zębnik służą do poziomego przemieszczania obrabiarki po prowadnicach. Ze względu na układ otwarty napędu, zarówno uzębienie, jak i prowadnice smarowane są cyklicznie, po odpowiednim nastawieniu. Tego typu rozwiązanie charakteryzuje się jeszcze tym, że długości listew zębatych mogą osiągać kilkanaście, a nawet kilkadziesiąt metrów. Zarys uzębienia w w/w rozwiązaniach najczęściej wykonuje się jako skośne, gdyż to polepsza płynność ruchową. Zęby listwy zębatej i zębnika muszą być wykonywane z zachowaniem odpowiedniej tolerancji wymiarowej. W każdym takim rozwiązaniu występują luzy, przede wszystkim międzyzębny i wierzchołkowy, których wielkości zależą od modułu wykonywanych zębów. Luzy te są korzystne jeżeli chodzi o poprawne zazębienie, gdyż nie powodują zakleszczania się i grzania współpracujących elementów, szczególnie podczas obtaczania się zębника po listwie zębatej. Ujemną stroną szczególnie luzu międzyzębnego jest to, że ma wpływ na błędy w pozycjonowaniu obrabiarki przemieszczającej się po prowadnicach. Eliminowanie tego błędu można uzyskać przez wymianę rozwiązania typu listwa zębata i zębnik na mechanizm śrubowo – kulowy.

Mechanizm taki jest drogi i trudny do zabudowy, szczególnie w przypadku długich poziomych przejazdów obrabiarki po prowadnicach. Trudności te biorą się stąd, iż długi poziomy mechanizm śrubowo – kulowy ma skłonności do zwisania pod własnym ciężarem. Mechanizm taki dobrze nadaje się do pionowego przemieszczania np. wrzeciennika wiertarko – frezarki po prowadnicach.

Ponieważ w dalszym ciągu bardzo dużo obrabiarek typu wiertarko – frezarki przemieszcza się po prowadnicach za pomocą napędu typu listwa zębata i zębniak, dlatego należało szukać rozwiązania technicznego pozwalającego wyeliminować ujemny wpływ luzu międzyzębego.

Rozwiązanie takie, które eliminuje ujemny wpływ luzu międzyzębego w mechanizmach typu listwa zębata i zębniak zostało opracowane i zgłoszone do Urzędu Patentowego Rzeczypospolitej Polskiej, jako wynalazek, zarejestrowane pod numerem P.431714 dnia 2019-11-05 i zatytułowane: „Bez luzowy zestaw napędowy do listew zębatych”.

Niniejsze rozwiązanie będzie również między innymi przedmiotem tej pracy.

Projekt rozwiązania zgłoszonego do Urzędu Patentowego dotyczy konkretnej wiertarko – frezarki „SKODA” typ WD 200B. Podczas realizacji tego projektu wykonane zostały także prace konstrukcyjne i wdrożeniowe, które przyczyniły się do modernizacji w/w obrabiarki, jak również do rozszerzenia zakres jej możliwości obróbkowych.

Projekty służące do modernizacji i usprawnienia w/w obrabiarki były inspiracją do wykonania i wdrożenia innych rozwiązań technicznych, które są w tej pracy wykazane.

2. Przegląd podstawowych zagadnień dotyczących napędów zębatych

Przekładnie zębate ogólnie można podzielić na dwie grupy:

- zamknięte;
- otwarte.

Wśród przekładni zamkniętych występują czołowe i śrubowe. Do przekładni czołowych zalicza się wg [1] walcowe i stożkowe o zarysach uzębienia: proste, śrubowe, skośne, strzałkowe i daszkowe oraz łukowe. Najczęściej spotykane śrubowe to przekładnie ślimakowe.

W grupie przekładni otwartych występują walcowe przekładnie czołowe zębatkowe o dwóch rodzajach zębów:

- zębach prostych;
- o zębach skośnych.

Typowa przekładnia zębatkowa otwarta, to zestaw: listwa zębata i zębniak.

Obrabiarki typu wiertarko – frezarki najczęściej wyposażone są w przekładnie zębatkową o zębach śrubowych, gdzie listwa zębata (zębatka) ma zęby skośne, a zębniak (walcowe koło) ma zęby śrubowe.

Przekładnie zębatkowe o zębach śrubowych charakteryzują się lepszą płynnością ruchową w porównaniu z taką samą przekładnią o zębach prostych, co wpływa na częstsze jej stosowanie w praktyce.

Przekładnie zębatkowe o zębach prostych stosuje się najczęściej w mechanizmach, które nie wymagają dokładnych ustawień lub dokładnego pozycjonowania.

Duże wiertarko – frezarki o znacznych parametrach obróbkowych, poruszane są po długich prowadnicach rzędu kilkunastu metrów za pomocą napędu zębatkowego typu listwa zębata i zębniak. Wiertarko – frezarki te zwane krócej obrabiarkami produkowane są przez różne firmy na świecie, do których zliczyć można między

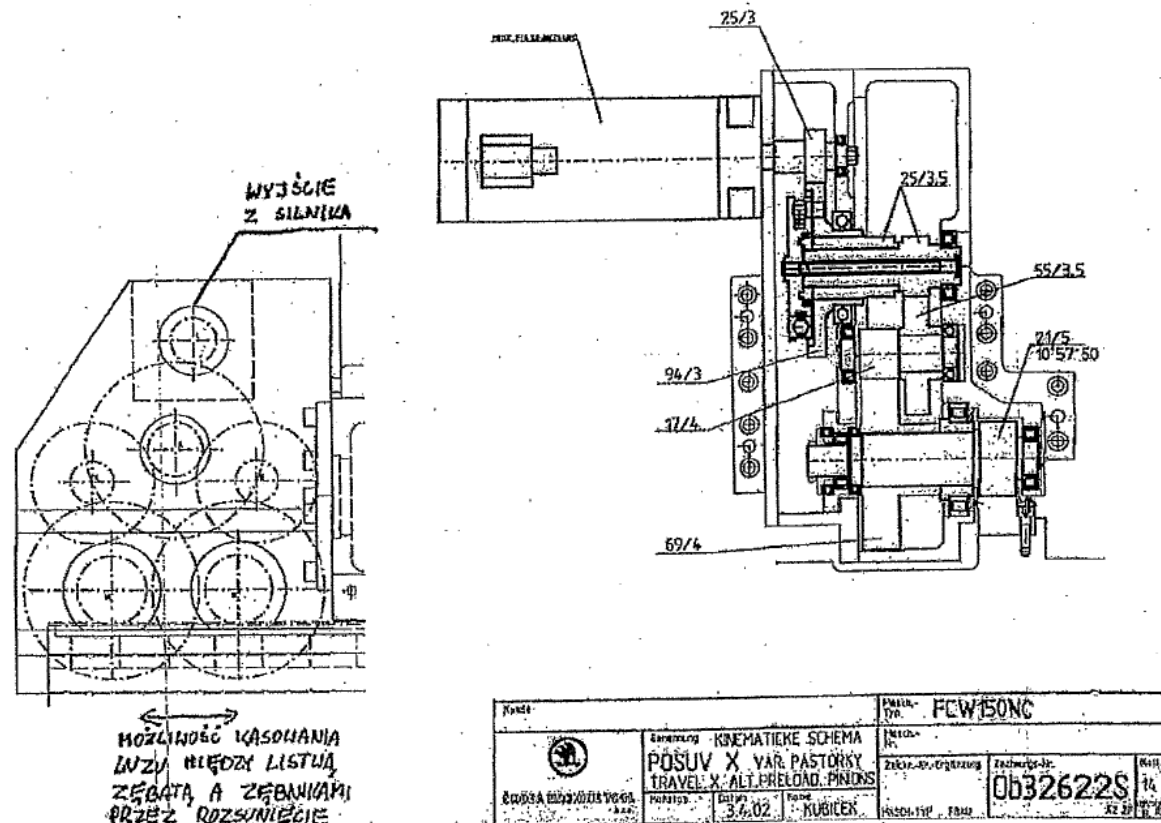
innymi czeską „SKODA” lub niemiecką „UNION WERKZEUGMASCHINEN GmbH” Chemnitz.

W polskich zakładach specjalizujących się w obróbce detali o dużych gabarytach najczęściej występują obrabiarki czeskie „SKODA”. Produkcja czeskich obrabiarek rozwinęła się w latach powojennych dwudziestego wieku.

Produkowane obrabiarki różnego typu i wielkości różniły się długością przejazdu po prowadnicach i średnicą wrzeciona.

Jednym z przedstawicieli tej grupy obrabiarek jest typ WD 200B, gdzie 200 to średnica wrzeciona wyrażona w mm. Zdecydowana większość tych obrabiarek wyposażona jest w napęd typu listwa zębata i zębnik. To rozwiązanie napędu obarczone jest błędem w pozycjonowaniu powstałym w wyniku luzu międzyzębego. Podobne napędy zębatkowe stosowane są również w stołach obrotowych służących do mocowania przedmiotów obrabianych. Skutecznym sposobem poprawy pozycjonowania obrabiarki z napędem zębatkowym jest zastosowanie drugiego zębniaka.

Rozwiązanie napędu tego typu przedstawia firma SKODA, jako mechanizm oparty na kołach zębatych dociskanych sprężyną. Firma SKODA jest producentem wiertarko – frezarek, między innymi tej typu WD200B.



Rysunek 1. Rozwiązanie napędu z dwoma zębnikami wg firmy Skoda.

Poglądowo rozwiązanie to obrazuje rysunek 1.

Na tym rysunku przedstawione są zespoły współpracujących ze sobą kół zębatych wraz z wyszczególnieniem ich ilości zębów i modułów. W tabelce podano typ obrabiarki jakiej to dotyczy, a mianowicie FCW150NC.

Między wałkiem napędowym z silnika elektrycznego, a zębnikiem, który zazębia się z listwą zębatą, są trzy stopnie przełożenia. Takie same trzy stopnie zazębienia występują do napędu drugiego zębnika.

Twórca tego napędu z dwoma zębnikami tj. firma SKODA, nie podaje jakie są efekty tego rozwiązania. Można przypuszczać, że tyle stopni przełożeń zębatych może prowadzić do błędów w pozycjonowaniu ze względu na występujące luzy międzyzębne.

Producenci obrabiarek napędzanych za pomocą listwy zębatej i zębnika od dawna próbowali rozwiązać problem polepszenia efektów zazębiania, co w dalszej kolejności prowadziło do poprawy dokładności obróbkowych.

Przedstawiony na rysunku Ob32622S projekt pochodzi z roku 2002. Ponieważ nie jest możliwe wyeliminowanie tego typu napędu tzn. listwa zębata, zębnik, dlatego ciągle poszukiwane są rozwiązania, które mogą takie napędy udoskonalić i dalej stosować z należywym efektem.

Inne firmy światowe, które stosują napędy zębatkowe z dwoma zębnikami, przedstawiają jego zalety w różnych mechanizmach. Z internetowych informacji można wybrać kilka firm, które stosują napędy z drugim zębnikiem, a mianowicie:

- (1) Wg poz. [14] to Union Werkzeugmaschinen GmbH Chemnitz, Germany. Firma ta stosuje drugi zębnik w „Precise horizontal boring and milling machines” w PR130/PR150/PR160/PR180 design. Przedstawia to następująco: “Precision boring due to highest rigidity: the robust machine bed with a zero backlash double pinion drive and rock combined with the highly ribbed steel column guarantee the highest stiffness”.
- (2) Wg poz. [15] to Kuraki Co., Ltd. Japan. Firma ta stosuje drugi zębnik w „High-Accuracy Table Indexing for Wider Ranges of Machining”. “The rotary table capable of multiple face machining is accurately indexed at every 0,001° NC. Moreover KURAKI original location pin (positioning pin) ensures accurate positioning at every 90°. In addition to the powerful hydraulic T-bolt clamp, the table sliding face has a back plate that restrains the table from floating to ensure stable rotations. The drive of double pinion gears achieves high – speed & high – accuracy indexing while performing continuous rotary milling.”
- (3) Wg poz. [16] to Sheng Hui Machinery Design Co., Ltd Taiwan. Firma ta stosuje drugi zębnik w „High accuracy performance tolerance within 7,5 seconds”. „The rotary table is driven by servo motor via high precision twin-pinion mechanism: delivering maximum thrust force up to 12240 Nm. The continuous immense power easily handles deep cavity milling, cam groove slotting or milling on rotating axis with accurate and satisfactory results”.

Pracownicy naukowci Politechniki Koszalińskiej wg poz. [4] opatentowali rozwiązanie przekładni ślimakowej z dwoma ślimakami, co jest również eliminacją luzu międzyzębnego.

Przedstawione powyżej przykłady napędów z dwoma zębnikami są znane i stosowane z pozytywnym skutkiem. Same rozwiązania są chronione patentami i stanowią własność firm, które je stosują.

Przedmiotem tej pracy jest również rozwiązanie napędu z dwoma zębnikami, które zastosowane zostało we wiertarko – frezarce typu „SKODA WD 200B” wyprodukowanej w roku 1972. Projekt ten jest zgłoszony do Urzędu Patentowego jako wynalazek. Wymienione wyżej rozwiązanie napędu wykonane zostało: listwa zębata o zębach skośnych, zębnik o zębach śrubowych i wielkości wynikających z modułu 6 mm. Rysunek 2 przedstawia podstawowe wymiary zębniaka wg poz. [1] i [2], jako koła zębatego, które zależą od modułu wyrażanego w mm, oznaczonego przez „m” i liczby zębów oznaczonych przez „z”. Wymiary te określa się następującymi zależnościami:

$$d_p = m \cdot z - \text{średnica podziałowa}$$

$$d_g = m (z + 2) - \text{średnica głowy zęba}$$

$$d_s = m (z - 2,4) - \text{średnica stóp zębów}$$

$$g = \frac{t}{2} - \text{grubość zęba na średnicy podziałowej}$$

$$t = m \cdot \pi - \text{podziałka uzębienia}$$

$$w = \frac{t}{2} = \frac{m \cdot \pi}{2} - \text{szerokość wrębu międzyzębego}$$

$$h_g = m - \text{wysokość głowy zęba}$$

$$h_s = 1,2 m - \text{wysokość stopy zęba}$$

Wielkości te w praktyce wykonywane są w odpowiednich tolerancjach. Grubość zęba „g” wykonywana jest z odchyłką w głąb materiału, czyli ujemną co powoduje powstawanie luzu międzyzębego. Występujący w zazębieniu luz międzyzębny i wierzchołkowy wielkością zależy przede wszystkim od modułu. Zgodnie z definicją luzu międzyzębny jest to najkrótsza odległość między niepracującymi bokami zęba przy istnieniu kontaktu boków pracujących. Luz międzyzębny mierzony jest wzdłuż linii przyporu. Luz wierzchołkowy zwany bywa też luzem promieniowym. Oprócz tych określa się też luz obwodowy, który mierzy się wzdłuż okręgu kół tocznych (podziałowych). Związek między luzem obwodowym a międzyzębny określa zależność:

$$l_m = l_o \cdot \cos \alpha_w, \text{ gdzie}$$

$$l_m - \text{luz międzyzębny}$$

l_o – luz obwodowy

α_w – kąt przyporu

Wartości orientacyjne luzu obwodowego wahają się od (0,05 ÷ 0,12) dla modułu 1 mm, do (0,30 ÷ 0,55) dla modułu 10 mm. Dlatego też wielkości luzu obwodowego wyrażane są w dziesiątych częściach mm. Kąt przyporu α_w często wynosi 20°, stąd $\cos \alpha_w = 0,9397$. Wyliczony ze wzoru luz międzyzębny waha się od (0,046 ÷ 0,1) dla modułu 1 mm, do (0,28 ÷ 0,516) dla modułu 10 mm. Wyznaczony luz międzyzębny dla modułu 6 mm wynosi od (0,17 ÷ 0,386), średnio 0,254 mm. Podane wielkości luzów są teoretycznymi, które mogą wystąpić w czasie wykonywania uzębienia. Rzeczywiste wartości luzów są inne, gdyż powiększają się zależnie od ilości godzin pracy układu listwa zębata i zębniak. Oprócz tego wielkości luzu międzyzębnego w różnych miejscach na listwie zębatej jest różna, gdyż rzadko obrabiarka podczas pracy przemieszcza się od skrajności do skrajności w ciągłym ruchu.

Rysunek 3 przedstawia układ sił występujący w przypadku uzębienia skośnego i śrubowego [2]. Główną siłą występującą podczas pracy zębów jest siła obwodowa P. Siły promieniowa P_r i osiowa P_a są pochodnymi od siły P według zależności:

$$P_r = P \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad , \quad P_a = P \cdot \operatorname{tg} \beta_t$$

Siła obwodowa P zależna jest od momentu obrotowego jaki występuje na zębniku. Moment obrotowy jest podstawową wielkością charakterystyczną każdego napędu, zwany bywa też momentem znamionowym.

Wielkość tego momentu wyznacza się ze wzoru:

$$M_o = 9550 \frac{K}{n} [\text{Nm}] \quad ; \quad \text{gdzie } K - \text{moc silnika napędu w kW}$$

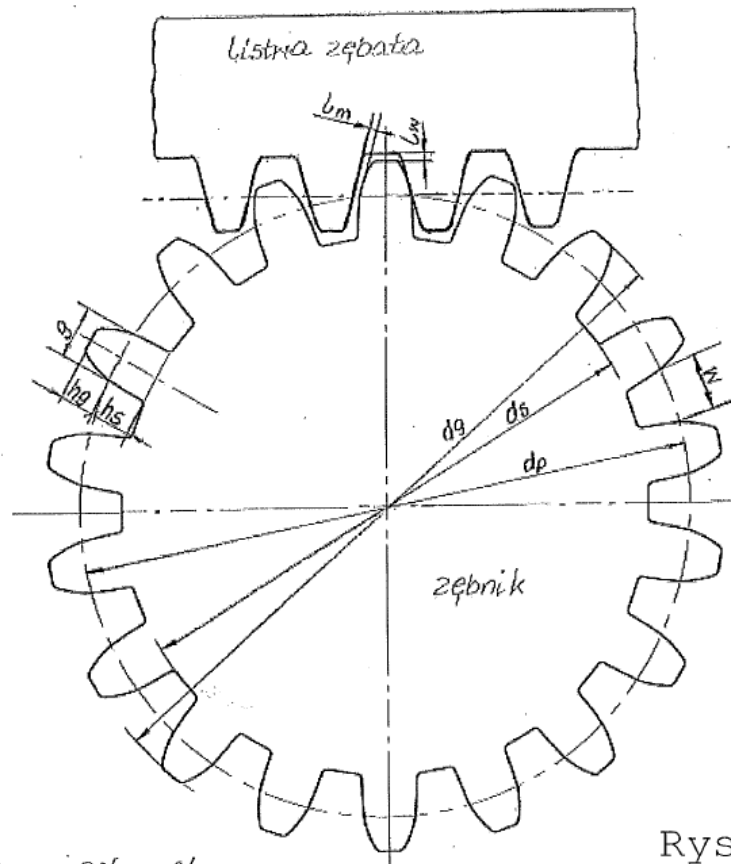
n – ilość obrotów wałka wyjściowego przekładni w 1/min

Wielkość siły obwodowej P wyznacza się z następujących zależności:

$$P = \frac{2 \cdot M_o}{d_p} \quad ; \quad \text{gdzie } M_o - \text{moment obrotowy}$$

d_p – średnica podziałowa koła zębatego (zębniaka)

Wyznaczenie wielkości tej siły ma znaczący wpływ na dalsze rozwiązania konstrukcyjne.

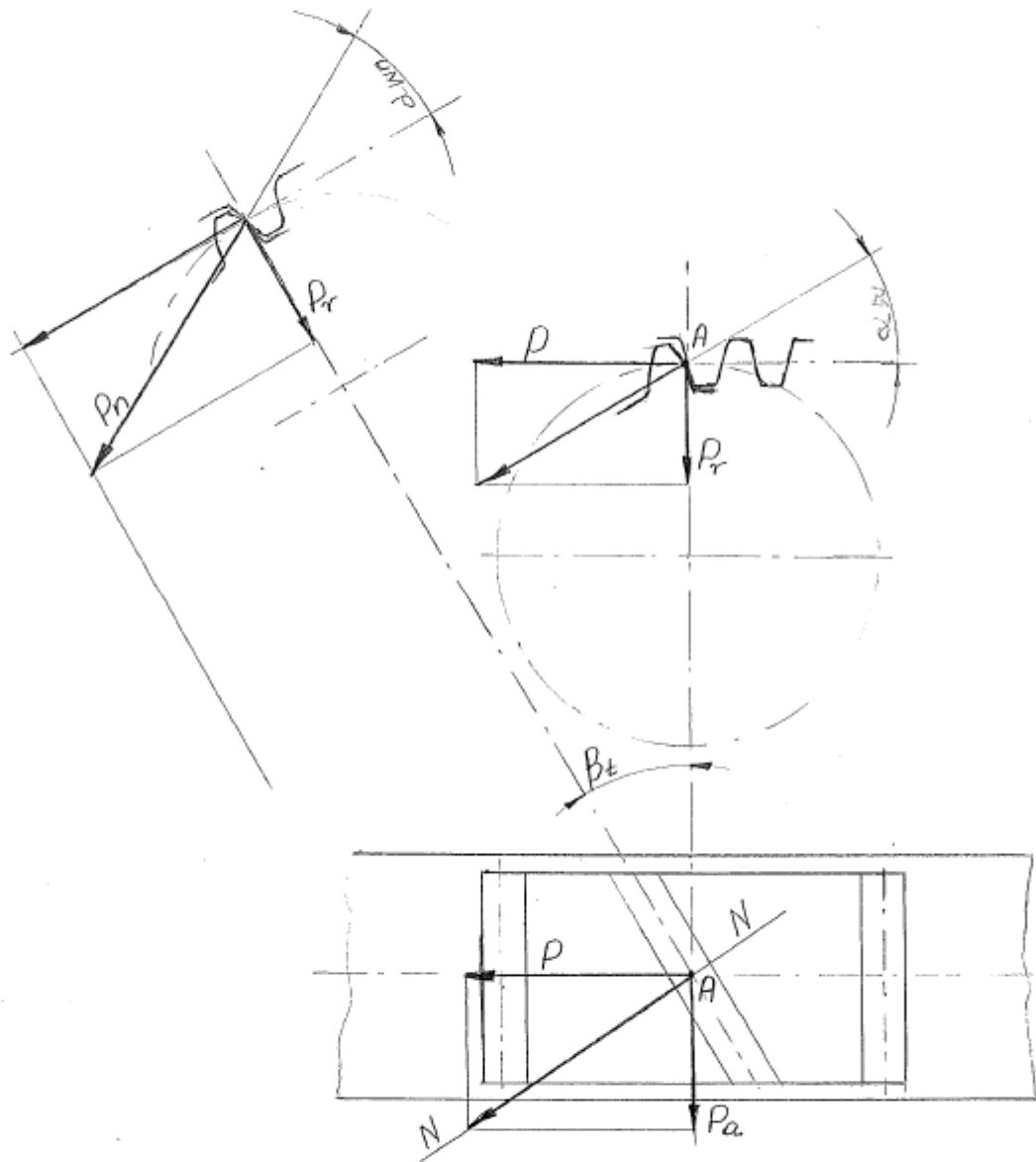


Rys. 1

- l_m - luz międzyzębny
 l_w - luz wierzchołkowy
 d_p - średnica podziałowa
 d_g - średnica głowy zębów
 d_s - średnica stóp zębów
 g - grubość zęba na średnicy podziałowej
 h_g - wysokość głowy zęba
 h_s - wysokość stopy zęba
 w - szerokość wrębu międzyzębego

Rysunek 2. Podstawowe wymiary zębów koła zębatego.

11



P - siła obwodowa
 P_r - siła promieniowa
 P_a - siła osiowa
 d_w - kąt przyporu w płaszczyźnie osiowej
 d_{wn} - kąt przyporu w płaszczyźnie normalnej
 β_t - kąt pochylecia linii zęba

Rys. 2

Rysunek 3. Układ sił występujący w przypadku uzębienia skośnego i śrubowego.

3. Cel i zakres pracy

Duże obrabiarki typu wiertarko – frezarki występujące w przemyśle maszynowym wykonują obróbkę skomplikowanych i ciężkich elementów. Obróbka ta często bywa skomplikowana i wymaga dużej dokładności wymiarowej i kształtowej.

Zdecydowana większość tych obrabiarek porusza się po poziomych prowadnicach za pomocą napędu zębatkowego tj. listwy zębatej i zębniaka. Stwierdzone jest, że napęd zębatkowy tylko z jednym zębniakiem obciążony jest błędem w pozycjonowaniu, który powstaje w wyniku występującego luzu międzyzębnego, co w dalszej kolejności przekłada się na dokładności obróbkowe. Dodatkowym utrudnieniem jest jeszcze to, że luz międzyzębny jest wielkością zmienną. Wobec powyższego należało szukać takiego rozwiązania konstrukcyjnego napędu, który te błędy wyeliminuje.

Ogólnie można stwierdzić, że jednym ze sposobów rozwiązania tego problemu jest napęd z dwoma zębniakami. Rozwiązanie to jest znane i jest stosowane w obrabiarkach i innych urządzeniach pomocniczych do produkcji. Firmy światowe stosujące napęd z dwoma zębniakami informują o nim nie podając szczegółów rozwiązania.

Nadrzędnym celem tej pracy było takie rozwiązanie napędu z dwoma zębniakami, które spełni stawiane wymagania i jednocześnie da się zamontować w obrabiarence, w której jej producent tego nie przewidywał. Cel nadrzędny został zrealizowany dzięki rozwiązaniu kilku celów podrzędnych, które wchodzi w zakres tej pracy, a mianowicie:

- (a) konstrukcja samego drugiego zębniaka;
- (b) korpus obudowy drugiego zębniaka;
- (c) napęd drugiego zębniaka;
- (d) konstrukcja mocująca drugi zębniak w obrabiarence;
- (e) hydrauliczny docisk zębów drugiego zębniaka do zębów listwy zębatej.

Wymienione projekty w punktach od a do e są zastrzeżone w zgłoszeniu patentowym. Realizacja w/w celów wyznaczyła zakres pracy, który został rozszerzony jako pochodna napędu z drugim zębniakiem, przyczyniając się do modernizacji obrabiarki, jak również do zwiększenia jej możliwości obróbkowych.

W dalszej kolejności do zakresu pracy weszły inne projekty, które nie są związane z drugim zębnikiem, a które realizowane były równolegle.

Projektami tymi innymi są:

- (1) Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego;
- (2) Urządzenie do obcinania dennic;
- (3) Ruszt wodny do wypalarki acetylenowo – tlenowej i plazmowej;
- (4) Poduszka olejowa stołu obrotowego tokarki karuzelowej;
- (5) Prasa do prostowania typu „BOXER”;
- (6) Obrotniki spawalnicze do spawania zbiorników o masie 40 i 80 ton;
- (7) Podtrzymka zwijanych detali na walcach.

Wszystkie wymienione projekty stanowiące cel i zakres pracy zostały całkowicie zaprojektowane i wdrożone jako wyposażenie produkcyjne firmy przez autora tej rozprawy doktorskiej.

4. Konstrukcja i budowa zestawu napędowego z drugim zębnikiem

Tradycyjne rozwiązanie napędu poruszającego obrabiarkę po poziomych prowadnicach składa się z listwy zębatej i jednego koła zębatego zwanego zębnikiem. Zębnik taki zamocowany jest na sztywno w przekładni zębatej, co pozwala na prawidłowe zazębianie się współpracujących zębów. Układ taki nie posiada żadnej możliwości kasowania luzów, a szczególnie międzyzębnego. Wyeliminowanie problemu związanego z luzem międzyzębnym wystąpi wtedy, kiedy oba boki zęba zębniaka będą zawsze stykały się z bokami zęba listwy zębatej. Stosując napęd z jednym zębnikiem nie jest to możliwe do uzyskania. Dlatego powstało rozwiązanie konstrukcyjne zestawu napędowego, w którym oprócz jednego stałego zębniaka wbudowano drugi zębnik. Zasada działania takiego rozwiązania obrazuje rysunek 4. Na rysunku tym poz. 1 to listwa zębata, poz. 2 to stały sztywno zamocowany zębnik, poz. 3 to drugi dołożony zębnik. Drugi zębnik wbudowany jest w sposób wahliwy, przyciągany do zębów listwy zębatej z odpowiednią siłą i musi spełniać warunki prawidłowego zazębiania. Podczas pracy obrabiarki, która przemieszcza się np. w prawo, pracuje bezluzowo zębnik stały poz. 2, po zmianie

kierunku ruchu w lewo, pracuje bezluzowo drugi zębniak poz. 3. Odpowiedni docisk zębów drugiego zębniaka musi być tak dobrany, aby pokonać opory skrawania i opory ruchu przemieszczania się obrabiarki po prowadnicach. Docisk ten musi zapewniać stałe i sztywne położenie zębniaka w każdym umiejscowieniu obrabiarki. Poniżej przedstawiono konstrukcję i zabudowę drugiego zębniaka wykonaną we wiertarko – frezarce „SKODA” typ WD200B, rok budowy obrabiarki 1972.

Parametry drugiego zębniaka:

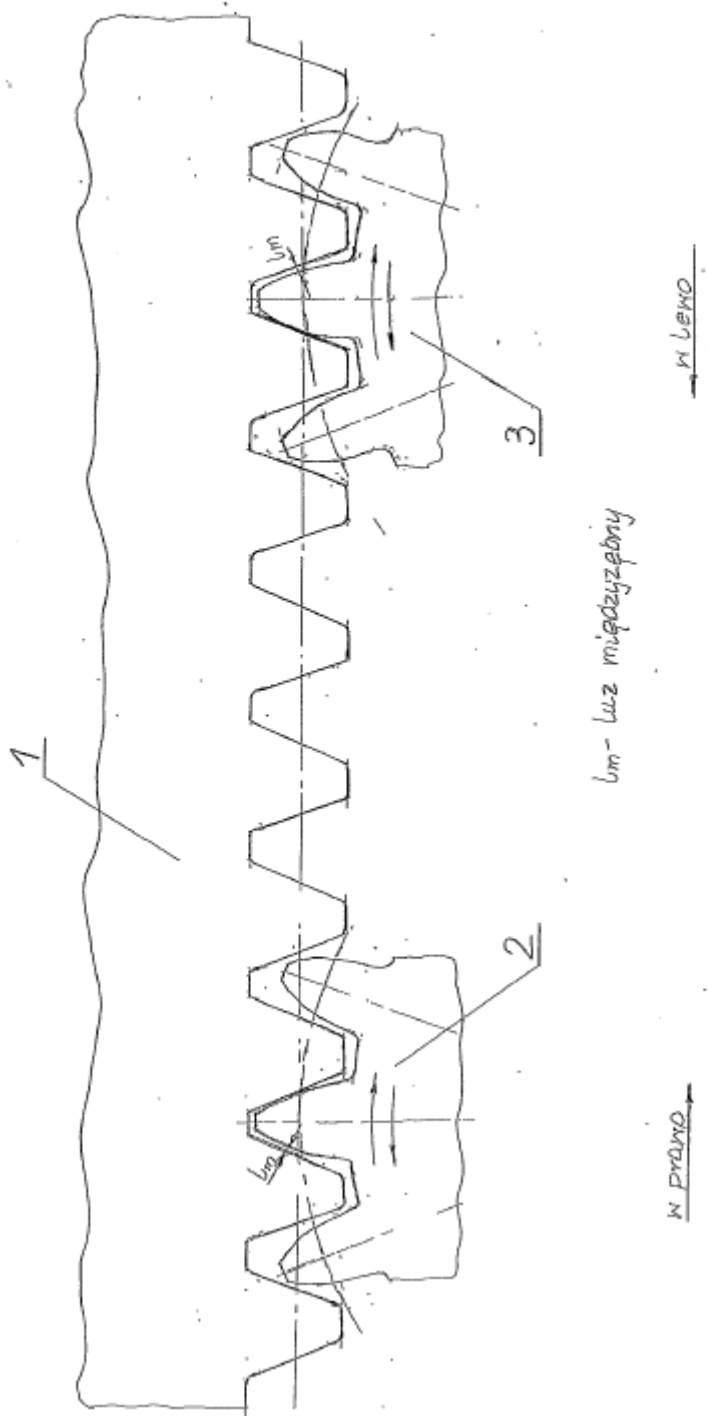
- ilość zębów $z = 29$
- moduł normalny = 6 mm
- moduł czołowy = 6,059 mm
- kąt pochylenia zębów $\beta = 8^{\circ}0'0''$
- średnica zewnętrzna $d_z = 187,72$ mm
- średnica podziałowa $d_p = 175,71$ mm
- średnica stopy zęba $d_s = 161,31$ mm

Parametry robocze wiertarko – frezarki typu WD200B:

- przesuw poziomy „X” – 11600 mm
- przesuw pionowy „Y” – 4000 mm (wrzeciennika)
- przesuw poprzeczny „Z” – 1800 mm (wysuw roboczy pinoli).

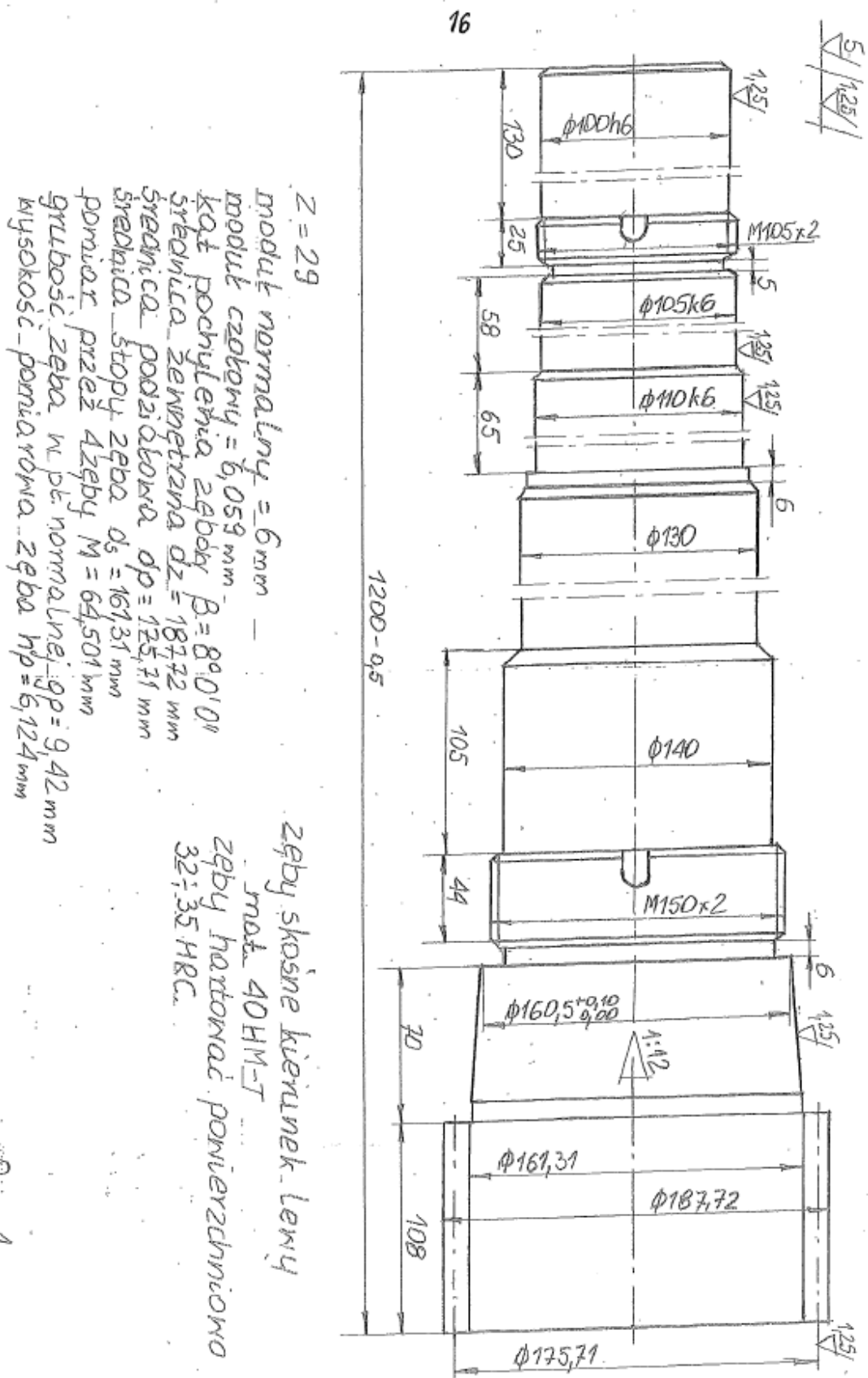
Przykładowy kształt i wymiary drugiego zębniaka przedstawia rysunek 5. Zębniak ten jest zamontowany w napędzie wiertarko – frezarki typu WD200B. W następnych rysunkach jest on oznakowany jako pozycja 3.

Przedstawione wyżej wymiary drugiego zębniaka są ściśle dobrane wg pierwszego stałego zębniaka muszą być jednakowe i jednocześnie oba wykonane, co w dalszej kolejności zapewni właściwy ruch obrabiarki w obu kierunkach. Jest to podstawowy warunek poprawności i skuteczności działania napędu z dwoma zębniakami.



Rys. 3

Rysunek 4. Zasada działania napędu z dwoma zębnikami.



Rysunek 5. Przykładowy kształt i wymiary drugiego zębika.

4.1. Konstrukcja mocująca drugi zębnik w obrabiarce

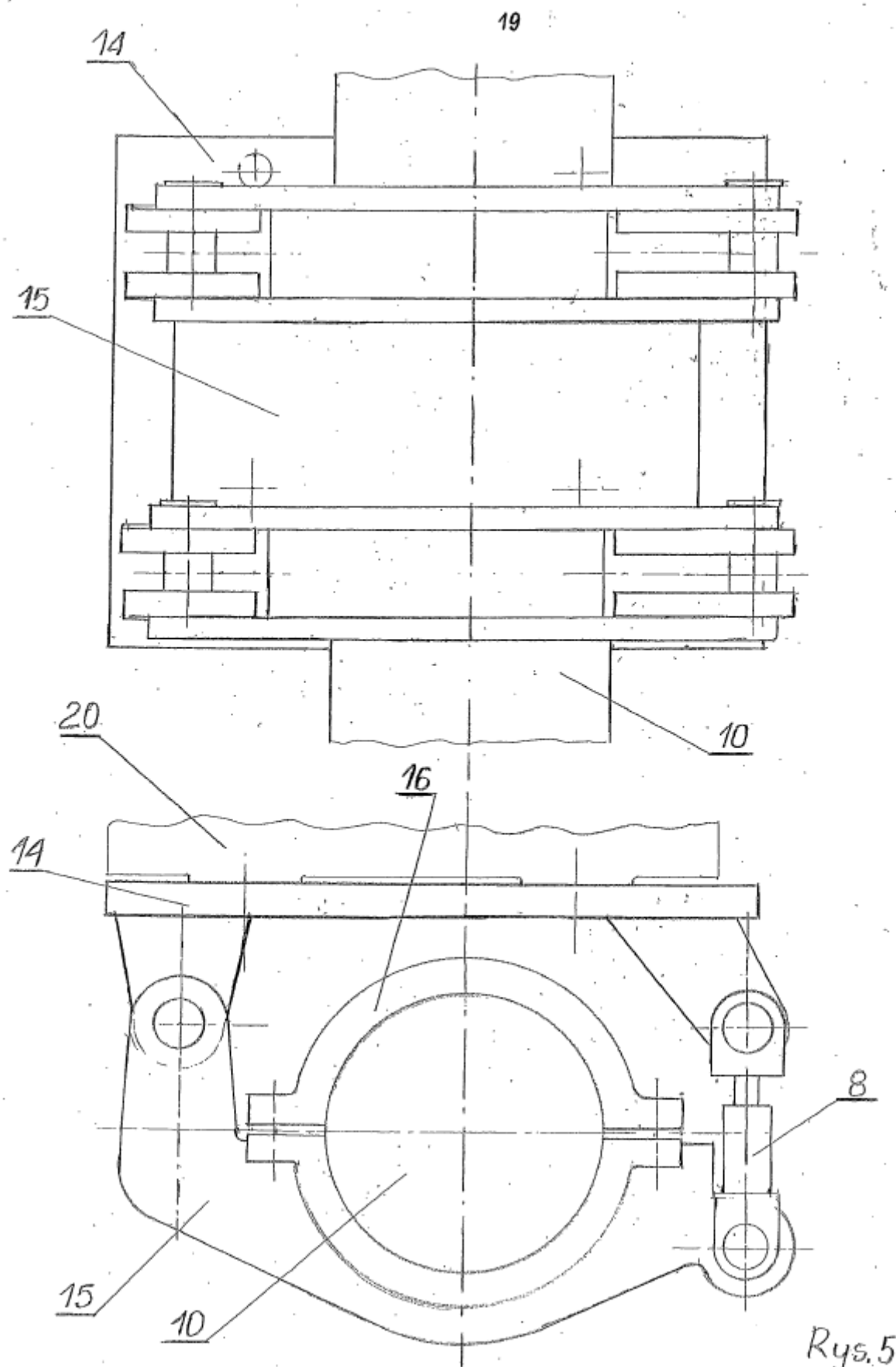
Bardzo ważnym zagadnieniem w przedstawionym rozwiązaniu konstrukcyjnym jest prawidłowe zamocowanie i ustawienie drugiego zębniaka do pracy w powiązaniu z pierwszym zębniakiem.

Zębnik pierwszy jest to ten, który zamontowany jest bezpośrednio w głównej przekładni napędu poziomego, który porusza obrabiarke po prowadnicach. Przedstawiony jest ten pierwszy zębnik schematycznie jako pozycja 2 na rysunku nr 4, jak również w następnych rysunkach będzie występował pod tym samym numerem pozycji. Przekładnia główna będąca na wyposażeniu obrabiarke posiada korektę regulacji ustawienia, tak aby zamontowany w niej zębnik miał możliwość prawidłowego zazębienia się z zębami listwy zębatej. Korpusy aktualnie produkowanych przekładni zębatach posiadają obrobione prawie wszystkie boki. Na bokach tych znajdują się otwory gwintowane lub przelotowe, co pozwala mocować do tych boków inne elementy lub części. Obrobione boki, jak i rozstawy otworów są dokładnie zwymiarowane w zależności od osi głównej, czyli osi zębniaka. Do prawidłowego zamocowania i ustawienia drugiego zębniaka wykorzystano jeden z takich boków przekładni. Pozwoliło to na takie zazębienie się drugiego zębniaka podczas pracy jakiego posiada pierwszy zębnik. Na boku tym prostopadłym do podstawy przekładni znajdują się cztery otwory gwintowane. Dzięki temu do tego boku przekładni przytwierdzona została podstawa konstrukcji mocującej drugi zębnik w obrabiarce.

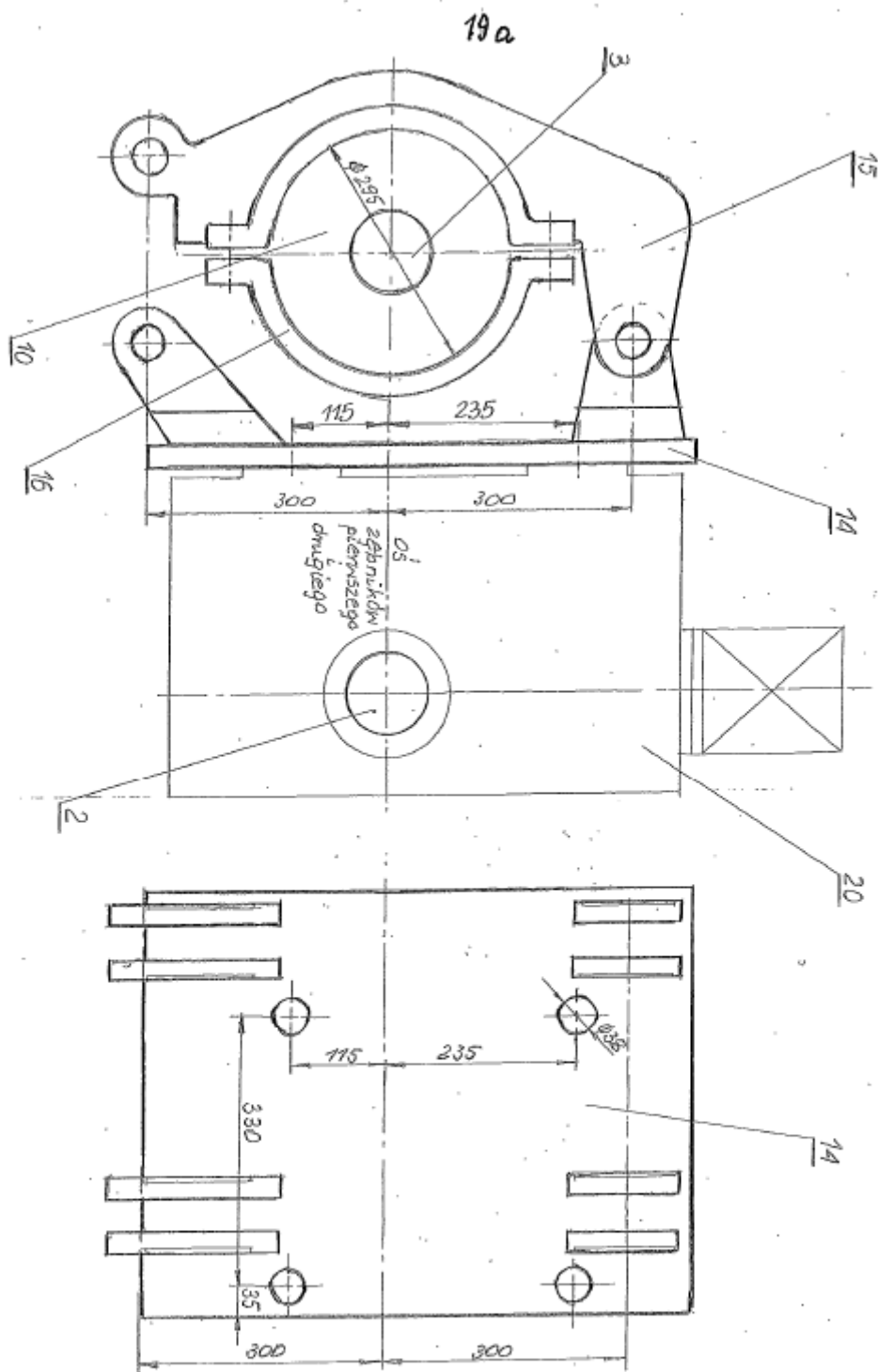
Rysunek 6 przedstawia konstrukcję mocującą drugi zębnik do przekładni w obrabiarce. Podstawa konstrukcji pozycja 14 przykręcona jest do korpusu przekładni pozycja 20. Podstawa konstrukcji pozycja 14 wyznacza i ustawia położenie drugiego zębniaka dokładnie zgodnie z pierwszym zębniakiem, co obrazuje rysunek nr 5a. Na obu tych rysunkach występują następujące części składowe konstrukcji mocującej drugi zębnik w obrabiarce:

- (1) poz. 10 korpus (rura) obudowy drugiego zębniaka $\varnothing_z = 295$ mm;
- (2) poz. 14 podstawa (płyta) przykręcona do boku przekładni;
- (3) poz. 15 i poz. 16 obejmują korpusu obudowy drugiego zębniaka;
- (4) poz. 3 drugi zębnik;
- (5) poz. 8 siłowniki hydrauliczne docisku zazębienia drugiego zębniaka z listwą zębatą, szt. 2.

Po odpowiednim ustawieniu drugiego zębika względem pierwszego, podstawa poz. 14 została przykręcona do korpusu przekładni i zabezpieczona w tym położeniu dwoma kołkami \varnothing 25 mm. Siłowniki poz. 8 szt. 2 zapewniają stały docisk między współpracującymi zębami. Rysunek 7 przedstawia sposób ustawienia drugiego zębika względem pierwszego. Położenie pierwszego zębika poz. 2 w przekładni stałej poz. 20 wyznacza oś główną, oś obu zębików. Względem tej osi na boku przekładni stałej poz. 20 znajdują się otwory mocujące \varnothing 38 w rozstawach 115 i 235 mm. Wymieniona wyżej oś główna przeniesiona została na płytę poz. 14 i na niej wykonano otwory mocujące o takich samych rozstawach tj. 115 i 235 mm. Następnie względem tej osi wykonane zostały otwory mocujące elementów drugiego zębika, a mianowicie w podstawie (płycie) poz. 14 i w obejmach poz. 15 i 16 o symetrycznych rozstawach po 300 mm. Takie wykonanie zapewniło ustawienie obu zębików w osi głównej. Korekta położenia przekładni poz. 20 z zębikiem poz. 2 powoduje automatycznie taką samą korektę drugiego zębika poz. 3 dzięki temu, że podstawa poz. 14 jest na stałe połączona z tą przekładnią.



Rysunek 6. Konstrukcja mocującą drugi zębnik do przekładni w obrabiarce.



Rys. 5a

Rysunek 7. Sposób ustawienia drugiego zębniaka względem pierwszego.

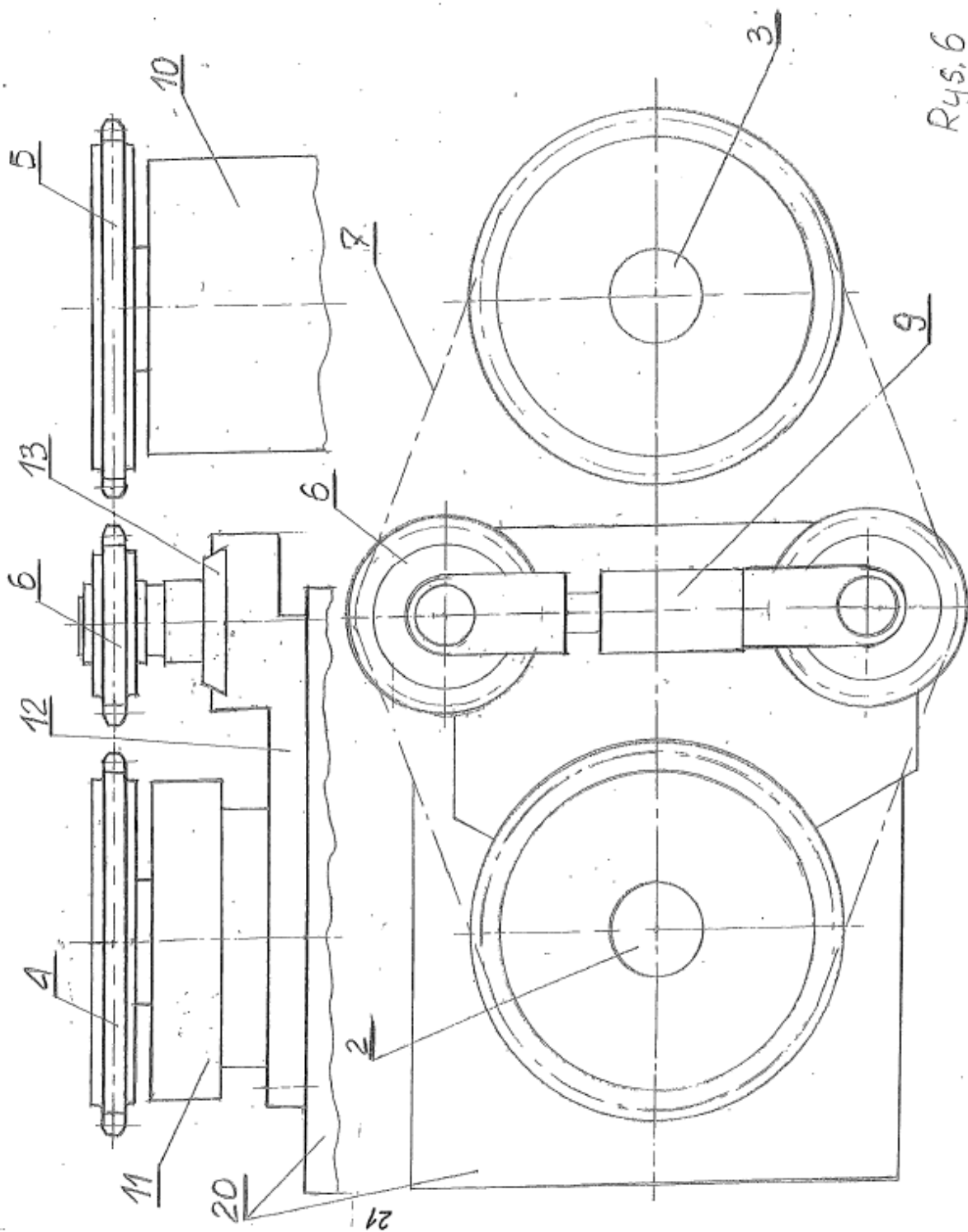
4.2. Napęd drugiego zębniaka

Zamocowany i przytwierdzony do korpusu przekładni drugi zębniak stanowi zestaw napędowy poruszający się po listwie zębatej.

Rysunek 8 pokazuje poglądową budowę napędu drugiego zębniaka. Na rysunku tym występują następujące części składowe napędu, a mianowicie:

- (1) poz. 2 zębniak stały w przekładni;
- (2) poz. 3 drugi zębniak w obudowie;
- (3) poz. 4 koło łańcuchowe zamocowane na zębniku poz. 2;
- (4) poz. 5 koło łańcuchowe zamocowane na zębniku poz. 3;
- (5) poz. 6 kołom łańcuchowe naciągu łańcucha szt. 2;
- (6) poz. 7 łańcuch sworzniowy Galla 1 ½” – siła zrywająca 170000 N;
- (7) poz. 9 siłownik naciągu łańcucha;
- (8) poz. 10 korpus obudowy drugiego zębniaka poz. 3;
- (9) poz. 11 obudowa dodatkowego ułożyskowania zębniaka stałego poz. 2;
- (10) poz. 12 korpus prowadników naciągu łańcucha;
- (11) poz. 13 prowadniki kół łańcuchowych naciągu łańcucha;
- (12) poz. 20 główna przekładnia zębata.

Taki układ połączonych ze sobą części zapewnia prawidłowy i wymagany napęd drugiego zębniaka. Napęd ten przenoszony jest z przekładni poz. 20, na zębniak poz. 2 i dalej poprzez koła łańcuchowe poz. 4, poz. 5 i łańcuch poz. 7 na drugi zębniak poz. 3.



Rysunek 8. Napęd drugiego zębnika.

Oba zębniiki zarówno pierwszy w przekładni, jak i drugi w korpusie obudowy muszą obracać się w tych samych kierunkach. Obracający się zębnik poz. 2 nadaje ruch obrotowy zębnikowi drugiemu poz. 3. Ruchy obrotowe obu zębniików muszą odbywać się bezpośrednio. Przeniesienie napędu z zębniika poz. 2 na zębnik poz. 3 odbywa się poprzez koła łańcuchowe poz. 4, poz. 5 i łańcuch poz. 7. Koła łańcuchowe poz. 4 i poz. 5 mają tę samą średnicę i liczbę zębów. Ustawione i zamocowane są obu zębniikach, na ich końcach, specjalnie do tego celu wykonanych. Końcówka do mocowania na zębniiku koła łańcuchowego pokazana jest na przykładowym rysunku zębniika rys. 4 i oznaczona wymiarem $\varnothing 100h6$, długości 130 mm. Wystająca z przekładni poz. 20 końcówka zębniika poz. 2 zabezpieczona jest przed działaniem siły promieniowej pochodzącej od naciągu łańcucha poz. 7 dodatkowym łożyskowaniem, które znajduje się w elemencie poz. 11. Drugi zębnik poz. 3 też jest odpowiednio łożyskowany, co pozwala również przenosić siłę promieniową od naciągu tego samego łańcucha. Połączenie kół łańcuchowych poz. 4 i poz. 5 z wałkami zębniików wykonane jest za pomocą sprzęgieł Clampex. Łańcuch sworzniowy poz. 7, typu Galla o podziałce $1\frac{1}{2}$ " musi posiadać stały naciąg podczas pracy obu zębniików. Stały naciąg łańcucha zapewnia siłownik poz. 9 poprzez dwa koła łańcuchowe poz. 6. Koła łańcuchowe poz. 6 umieszczone są na prowadnikach poz. 13 i osadzone w korpusie poz. 12. Prowadniki poz. 13 mają możliwość przemieszczania się w korpusie 12 w prowadnicach wykonanych konstrukcyjnie na tak zwany jaskółczy ogon. Zapewnia to właściwe położenie obu kół łańcuchowych poz. 6 w osi łańcucha i jednocześnie jego naciąg. Opasujący łańcuch poz. 7 koła łańcuchowe poz. 4 i poz. 5 blisko 180° , z odpowiednim naciągiem zapewnia bezpośrednio ruch obrotowy obu zębniików. Wielkość i rodzaj łańcucha jest tak dobra, że występujące w nim siły obciążające nie powodują jego wydłużania się. Jednorzędowy łańcuch typu 24B o podziałce $1\frac{1}{2}$ " ma siłę zrywającą 170000 N, co pozwala spełnić wszelkie wymagania stawiane temu napędowi. Źródłem napędu całego zestawu tj. pierwszego i drugiego zębniika jest serwośilnik z przekładnią stożkową kątową typu K1014SNGD2900EK803BMOM140 o parametrach:

- moment znamionowy 7849 Nm
- przełożenie całkowite $i = 270,65$
- prędkość obrotowa na wyjściu 10 min^{-1}
- moc znamionowa 9 kW

- moment znamionowy silnika 29 Nm
- prędkość znamionowa silnika 3000 min⁻¹
- współczynnik przeciążenia S = 1,1

4.3. Korpus obudowy drugiego zębника

Istotne znaczenie w całym tym napędzie zębatkowym z drugim zębikiem, ma jego sztywność. Zapewnieniem tej sztywności jest korpus obudowy i osadzenia drugiego poz. 3, który jest wykonany z rury grubościennej o wymiarach początkowych $\varnothing 300/\varnothing 220$, w gatunku S355J2H. Korpus ten pokazany jest na Rysunek 9, na którym również zaznaczono dodatkową tuleję o wymiarach otworów $\varnothing 190H7$ i $\varnothing 200H7$ pod łożyska stożkowe. Otwory pod łożyska wyżej wymienione jak i $\varnothing 240H7$ są ściśle współosiowe ze średnicą zewnętrzną rury, tj. $\varnothing 295$. Wskaźnik wytrzymałości przekroju rury na zginanie wyliczony ze wzoru:

$$W_x = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D}$$

wynosi [5]

$$W_x = \frac{\pi}{32} \frac{(29,5)^4 - (22)^4}{29,5} = 1739,9 \text{ cm}^3 = 1739900 \text{ mm}^3$$

gdzie: D – średnica zewnętrzna rury
d – średnica wewnętrzna rury

Wyliczony wskaźnik wytrzymałości rury na zginanie pozwoli w dalszej części na obliczenia wytrzymałościowe zginające. Osadzenie drugiego zębника w korpusie oraz odpowiednie jego ułożyskowanie pozwoliło na uzyskanie wymaganej sztywności. Zestawienie drugiego zębника wraz z korpusem obudowy pokazano na Rysunek 10.

Wykaz części na tym rysunku:

- (1) poz. 3 drugi zębник;
- (2) poz. 10 korpus obudowy drugiego zębника;
- (3) poz. 21 dodatkowa tuleja do osadzenia łożysk;
- (4) poz. 22 łożysko walcowe dwurzędowe NN3032K z wewnętrzną tuleją stożkową;
- (5) poz. 23 łożysko stożkowe 32221;

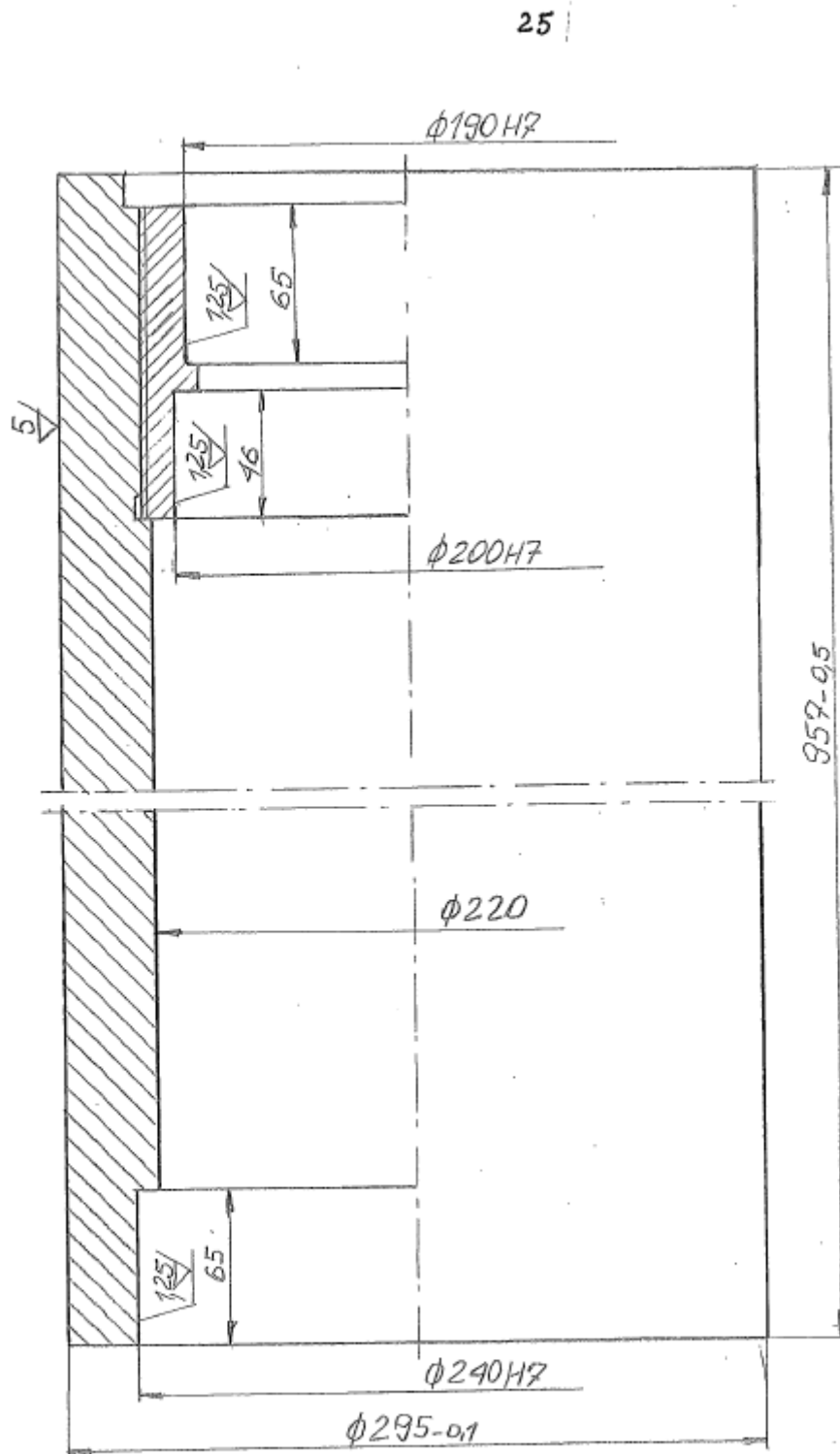
(6) poz. 24 łożysko stożkowe 32222;

(7) poz. 25 i 26 pokrywy;

(8) poz. 27 i 28 nakrętki łożyskowe wraz z podkładkami zabezpieczającymi zębatymi;

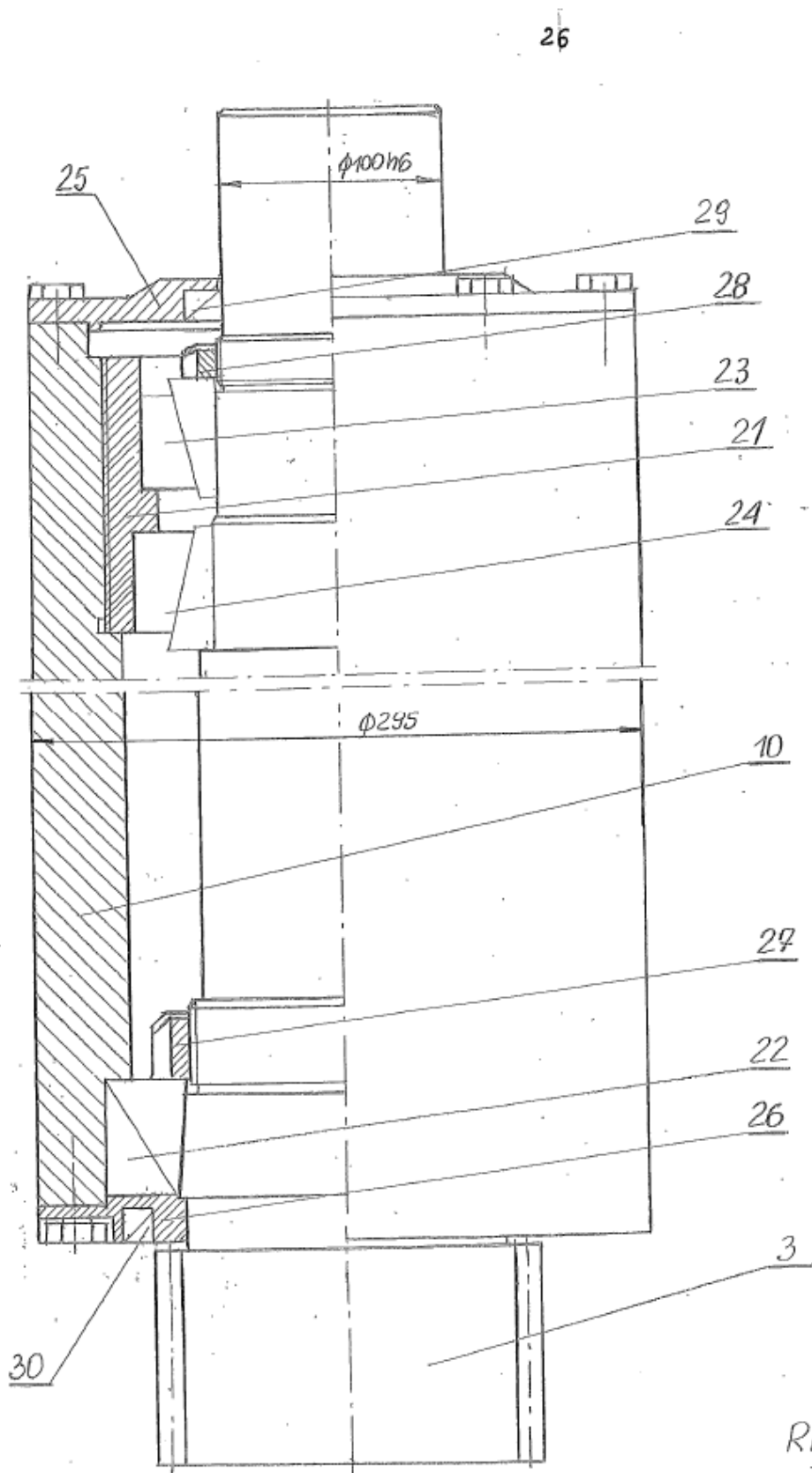
(9) poz. 29 i 30 uszczelnienia.

Wymiary wieńca zębatego na zębniku drugim są takie same jak na wieńcu zębniaka pierwszego. Wystająca z obudowy końcówka drugiego zębniaka wykonana na wymiar $\varnothing 100h6$ służy do zamocowania koła łańcuchowego napędzanego.



Rys. 7a

Rysunek 9. Korpus obudowy drugiego zębnika.



Rysunek 10. Zestawienie drugiego zębniaka wraz z korpusem obudowy.

4.4. Hydrauliczny docisk zębów drugiego zębnika do zębów listwy zębatej

Ważnym zagadnieniem do rozwiązania tego pomysłu, oprócz budowy drugiego zębnika jest to, aby jego zęby miały zapewniony stały kontakt z zębami listwy zębatej. Kontakt ten to siłowy, hydrauliczny docisk taki, który zapewni całkowicie wymagane parametry obrabiarki podczas pracy. Jak już wykazano wcześniej na rysunku 6 poz. 8 i na rysunku 8 poz. 9, w rozwiązaniu tym występują siłowniki hydrauliczne. Dwa siłowniki poz. 8 służą wyłącznie do zapewnienia właściwego siłowego nacisku między zębami, a jeden siłownik poz. 9 oprócz wymaganego naciągu łańcucha również pośrednio przyczynia się do tego nacisku.

Wbudowanie napędu z dwoma zębnikami do korpusu obrabiarki, w której jej producent tego nie zakładał ograniczone było ilością miejsca, co spotkało się z dużymi trudnościami. Konstrukcyjnie w pierwszej kolejności zaprojektowane zostały siłowniki, ich średnice korpusów, tłoków, tłoczków i skoki. Ograniczona przestrzeń do zabudowy wyznaczyła następujące gabaryty siłowników:

- (1) siłowniki docisku, średnica tłoka $D=70$ mm, średnica tłoczyska $d=32$ mm i skok $h=120$ mm;
- (2) siłownik naciągu łańcucha, średnica tłoka $D=50$ mm, średnica tłoczyska $d = 28$ mm i skok $h = 160$ mm.

Wymagane: siła docisku zębów i siła naciągu łańcucha zależą od średnicy tłoka i ciśnienia oleju. Ciśnienie oleju po wyznaczeniu jego wielkości ustawia się zaworem przelewowym, który znajduje się w układzie hydraulicznym. Elementy składowe układu hydraulicznego drugiego zębnika przedstawia Rysunek 11. Ciśnienie oleju występujące w układzie hydraulicznym jest jednakowe dla obu typów siłowników. Wielkość tego ciśnienia wyliczono na podstawie następujących wyliczeń: siła obwodowa na średnicy podziałowej zębnika wynosi:

$$P = \frac{2 \cdot M_o}{d_p}$$
$$P = \frac{2 \cdot 7849}{0,17571} = 89340,4 [N]$$

gdzie: M_o to moment znamionowy przekładni stałej pierwszego zębnika
i równy 7849 Nm

d_p to średnica podziałowa pierwszego i drugiego zębniaka, równa 175,71 mm czyli 0,17571 m

Wyliczona wielkość siły 89340,4 N może wystąpić na pierwszym zębniaku napędzanym bezpośrednio z przekładni zębatej. Na drugim zębniaku, który jest obciążony wspólnymi siłami pochodzącymi od siłowników docisku i siłownika naciągu łańcucha, też musi wystąpić taka sama siła, czyli 89340,4 N. Wyliczona z warunku równowagi sił siła docisku wyniosła 57751,1 N. Jest to siła łączna jaka wystąpi w obu siłownikach docisku poz. 8 na rysunkach i schemacie układu hydraulicznego. dzieląc to przez dwa uzyskuje się siłę na jeden siłownik docisku wynoszącą 28875,55 N. Siłę tę należy pomniejszyć o siłę wzdłużną P_w wynikającą z układu sił pochodzących od naciągu łańcucha. Siłowniki dociskowe poz. 8 pracują czynnie powierzchnią od strony tłoczyska. Dlatego też powierzchnia czynna tłoka $\varnothing 70$ mm jest pomniejszona o powierzchnię przekroju tłoczyska $\varnothing 32$ mm.

Wyliczona powierzchnia czynna siłownika wynosić będzie:

$$S_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

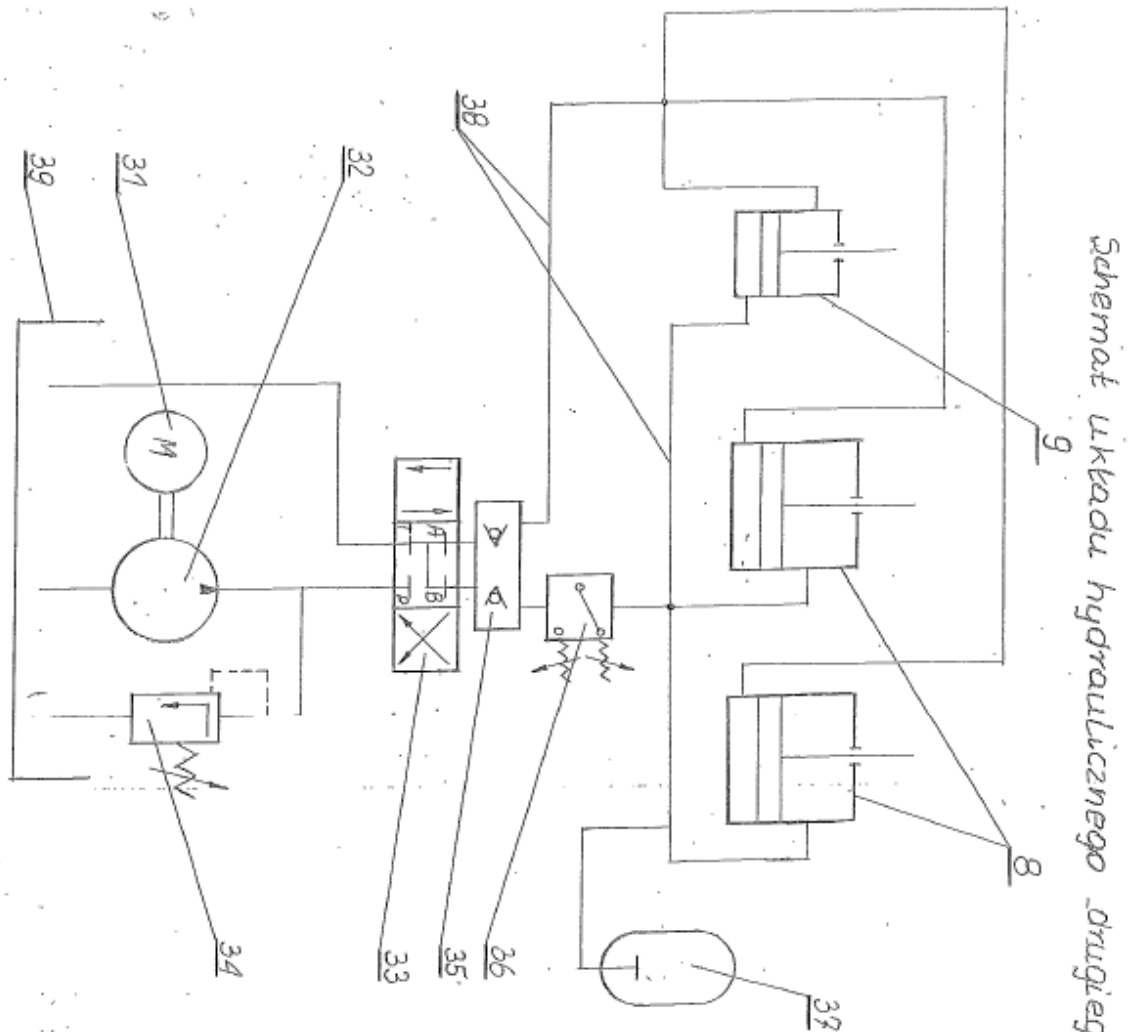
Siłownik naciągu łańcucha pracuje powierzchnią czynną od strony tłoka $\varnothing 50$ mm i powierzchnia ta wynosi:

$$S_2 = \frac{\pi D^2}{4}$$

gdzie: D – średnica tłoka

d – średnica tłoczyska

29

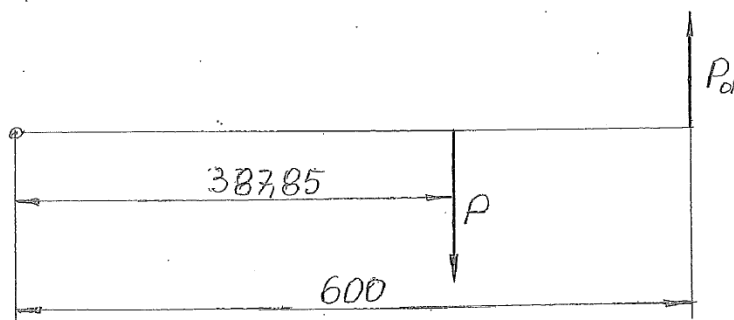


klucz części:

- 8. siłownik docisku zębniaka
- 9. siłownik naciągu korbuchta
- 31. silnik el. SKH90L-4, 1,5 kW, $n=1410 \frac{1}{min}$
- 32. pompa ol. zębata DZ3-2,5/120-2-122
- 33. rozdzielacz 4W/M/M5T30F
- 34. zawór przelewowy DBDS6P19-20C sterowany 2256, 40
- 35. przełącznik ciśnienia HED-4
- 37. Akumulator hydrauliczny
- 38. Przemowy hydrauliczne
- 39. zbiornik oleju

Rys. 8

Rysunek 11. Schemat układu hydraulicznego docisku drugiego zębniaka do listwy zębatej.

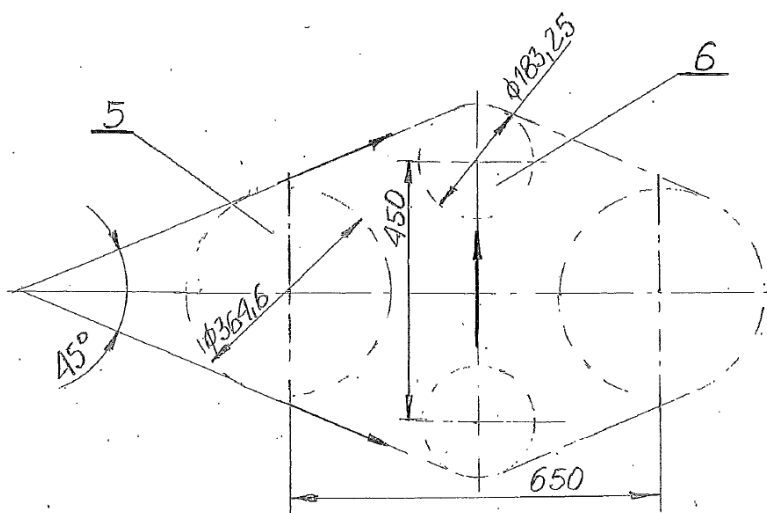


$$P \cdot 387,85 - P_d \cdot 600 = 0$$

$$P_d = \frac{P \cdot 387,85}{600} = \frac{89340,4 \cdot 387,85}{600} = 57751,1 \text{ N (5887 kG)}$$

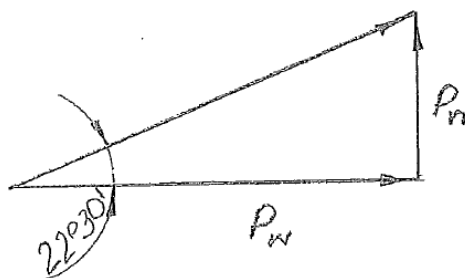
gdzie: $P = 89340,4 \text{ N}$ – siła obwodowa na średnicy podziałowej zębniaka

P_d – siła docisku łączna



gdzie: $\phi 364,6$ – średnica podziałowa koła łańcuchowego napędowego

$\phi 183,25$ – średnica podziałowa koła łańcuchowego napinającego



gdzie: P_n – siła napinająca łańcucha

P_w – siła wzdłużna od napinania łańcucha

$$\frac{P_n}{P_w} = \operatorname{tg} 22^\circ 30' \rightarrow P_w = \frac{P_n}{\operatorname{tg} 22^\circ 30'} = \frac{P_n}{0,4142}$$

Spełniając warunek prawidłowego docisku zębów drugiego zębnika do zębów listwy zębatej, siła docisku musi wynosić $P_d = 57751,1$ N. W wielkości tej siły wystąpi też siła P_w od naciągu łańcucha. Siły w układzie hydraulicznym zależą od powierzchni i działającego na nie ciśnienia oleju „p” stąd:

$$P_d = p \cdot 2S_1 = p \cdot 2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = p \cdot \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{2} [(7)^2 - (3,2)^2] \cdot p$$

$$= 60,85 \cdot p$$

$$P_n = p \cdot S_2 = p \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (5)^2 \cdot p = 19,625 \cdot p$$

$$P_w = \frac{P_n}{0,4142} = \frac{19,625}{0,4142} \cdot p = 47,38 p$$

Powierzchnie tłoków siłowników wyrażono w cm^2 . Sumując te dwie siły spełnimy wymagany warunek docisku tj. 57751,1 N lub 5887 kG.

$$5887 = 60,85 \cdot p + 47,38 p = 108,23 \cdot p$$

Stąd wymagane ciśnienie oleju w układzie hydraulicznym wynosi:

$$p = \frac{5887}{108,23} = 54,39 \frac{\text{kG}}{\text{cm}^2} = 54,39 \text{ at} \cong 5,439 \text{ MPa}$$

Ciśnienie oleju $p \cong 5,439$ MPa.

4.5. Obliczenia wytrzymałościowe zębów listwy zębatej i zębnika [1] i [2]

Materiały użyte na wykonanie listwy zębatej i zębników, to stale konstrukcyjne wyższej jakości. Listwa zębata wykonana została ze stali w gatunku 16HG, tj. stali do nawęglania i hartowania powierzchniowego. Warstwa nawęglana ok. (0,8 ÷ 1,0) mm. Granica plastyczności R_e tej stali waha się w granicy około 590 MPa.

Zębniki wykonane zostały ze stali w gatunku 40HM-T, to jest stali ulepszonej cieplnie, o dużej wytrzymałości. Granica plastyczności R_e tej stali waha się w granicy około 900 MPa.

Dopuszczalne naprężenia dla tych stali wynoszą odpowiednio:

(a) na zginanie

$k_g = (0,55 \div 0,65) R_e$, średnio $0,6 R_e = 540$ MPa, dla stali 40HM-T

$k_g = (0,55 \div 0,6) R_e$, średnio $0,6 R_e = 354$ MPa, dla stali 16HG

(b) na ścinanie

$k_t = (0,33 \div 0,4) R_e$, średnio $0,365 R_e = 328,5$ MPa, dla stali 40HM-T

$k_t = (0,33 \div 0,4) R_e$, średnio $0,365 R_e = 215,35$ MPa, dla stali 16HG

Szerokość listwy zębatej, a tym samym długość zębów wyniosła 120 mm. Szerokość części zębatej zębnika, a tym samym długość zębów wyniosła 108 mm. Moduł uzębienia wynosi $m = 6$ mm, kąt pochylenia $\beta_t = 8,0^\circ$.

Wyliczona siła docisku występująca między zębami zębnika i listwy zębatej wyniosła 57751,1 N. Siła ta powiększona o $\cos\beta_t$ działa prostopadle do powierzchni zęba i wynosi wg rysunku 2:

$$N = \frac{57751,1}{\cos \beta_t} = \frac{57751,1}{0,9903} = 58317 \text{ N}$$

Do obliczeń przyjęto najgorszy przypadek jaki może wystąpić w pracy uzębienia tj. wtedy, kiedy największa siła na wierzchołek zęba. Zginanie i ścinanie zęba może wystąpić w płaszczyźnie oddalonej od wierzchołka zęba i oznaczonej jako hg . Wielkość tego wymiaru przyjęto jako 2 m , czyli 12 mm. Powierzchnia przekroju zęba narażonej na zginanie i ścinanie oznaczona jest wymiarami „s” i „b”, gdzie:

s – szerokość stopy zęba

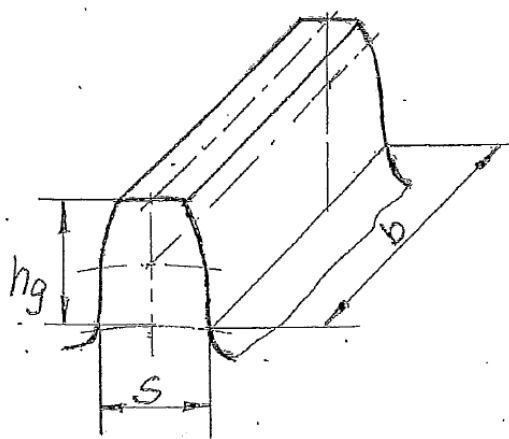
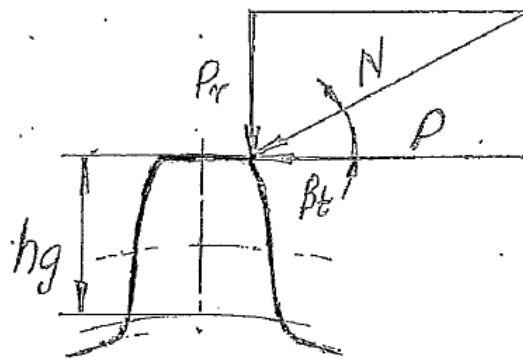
b – długość stopy zęba, czyli długość zęba

Szerokość stopy zęba „s” można wyliczyć w przybliżeniu ze wzoru na grubość zęba

$$S \cong \frac{m \cdot \pi}{2} = \frac{6 \cdot \pi}{2} = 9,42 \text{ mm}$$

Długość stopy zęba „b” równa długości zęba odpowiednio wynosi:

- dla zębnika 108 mm
- dla listwy zębatej 120 mm.



Moment gnący zęba wynosi:

$$M_g = P \cdot h_g = 57751,1 \cdot 0,012 = 693 \text{ Nm}$$

gdzie: $h_g = 12 \text{ mm} = 0,012 \text{ m}$

Powierzchnia przekroju zęba wynosi:

$$F_1 = s \cdot b_1 = 0,012 \cdot 0,108 = 0,001296 \text{ m}^2$$

dla zębnika

$$F_2 = s \cdot b_2 = 0,012 \cdot 0,12 = 0,00144 \text{ m}^2$$

dla listwy zębatej

Wskaźniki wytrzymałości przekroju na zginanie odpowiednio wynoszą wyliczone wg wzoru:

$$W_g = \frac{b \cdot s^2}{6}$$

wynoszą:

- dla zębnika

$$W_{g1} = \frac{0,108 \cdot (0,012)^2}{6} = 0,0000025 \text{ m}^3$$

- dla listwy zębatej

$$W_{g2} = \frac{0,12 \cdot (0,012)^2}{6} = 0,0000028 \text{ m}^3$$

Wielkość naprężeń zginających wyliczona ze wzoru:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_g} \leq k_g$$

wynosi:

- dla zębnika

$$\sigma_g = \frac{693 \text{ Nm}}{0,0000025} = 277,2 \text{ MPa} < k_g$$

- dla listwy zębatej

$$\sigma_g = \frac{693 \text{ Nm}}{0,0000028} = 247,5 \text{ MPa} < k_g$$

Wielkość naprężeń ścinających w przekroju niebezpiecznym wyliczona wg wzoru:

$$\tau = \frac{P}{F}$$

wynoszą:

- dla zębniaka

$$\tau = \frac{57751,1}{0,001296} = 44,56 \text{ MPa} < k_t$$

- dla listwy zębatej

$$\tau = \frac{57751,1}{0,00144} = 40,105 \text{ MPa} < k_t$$

Wyliczone naprężenia występujące podczas pracy zazębienia tj. listwa zębata i zębniak są dużo mniejsze od dopuszczalnych naprężeń materiałów użytych do ich wykonania. Potwierdziło się to w praktyce, o czym świadczy długa i poprawna praca tych elementów zamontowanych w wiertarko – frezarce „SKODA” typu WD200B. Obliczenia sprawdzające wykonano przyjmując obciążenie mniejsze od znamionowego momentu obrotowego przekładni, gdyż w rzeczywistości obrabiarka na tak dużych obciążeniach nie pracuje w sposób ciągły.

Obciążenia uzębienia między zębniakiem a listwą zębatą pochodzące od frezowania głowicą frezarską można wyliczyć korzystając z następujących zależności:

$$P_z = C_{pz} \frac{B^{wz} \cdot g^{ez} \cdot p_z^{uz} \cdot z}{d^{az}} \cdot K_v \cdot K_y [kG] \cdot 9,81 [N]$$

gdzie:

P_z – sumaryczna siła obwodowa występująca na głowicy frezarskiej

C_{pz} – wielkość stała uwzględniająca wpływ pozostałych czynników
nie wyodrębnionych we wzorze

w_z, e_z, u_z, a_z – wykładniki potęgowe

B – szerokość frezowania w [mm]

g – głębokość frezowania w [mm]

p_z – posuw na jedno ostrze głowicy [mm/ostrze]

z – ilość ostrzy głowicy frezarskiej

d – średnica głowicy frezarskiej

K_v , K_y – współczynniki poprawkowe uwzględniające wpływ szybkości skrawania

i kąta natarcia

Moment obrotowy przy frezowaniu głowicą oblicza się ze wzoru:

$$M = \frac{P_z \cdot d}{2} [Nm]$$

Przykładowe obliczenie siły P_z występujące podczas frezowania głowicą frezarską o średnicy $d=250$ mm i posiadającej 12 ostrzy.

Pozostałe parametry przyjęto:

$B = 5$ mm, $g = 3$ mm, $p_z = 1$ /ostrze

$K_v = 0,92$ przy szybkości skrawania 150m/min

$K_y = 1$ przy kącie natarcia $\gamma = +10^\circ$

w_z , e_z , u_z , a_z – przyjęto 1

$C_{pz} = 82$ dla głowic frezarskich

Stąd P_z po wstawieniu tych wielkości wyniesie:

$$P_z = 82 \frac{5 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 12}{250} \cdot 0,92 \cdot 1 = 532,86 \text{ N}$$

Moment obrotowy wyliczony wyniesie:

$$M = \frac{P_z \cdot d}{2}$$

$$M = \frac{532,86 \cdot 0,25}{2} = 66,6 \text{ Nm}$$

Wyliczony moment obrotowy, który może wystąpić podczas frezowania głowicą frezarską, przy tych parametrach, jest znacznie mniejszy w porównaniu z momentem pochodzącym od obciążeń znamionowych.

4.6. Rysunek zestawieniowy napędu z dwoma zębnikami

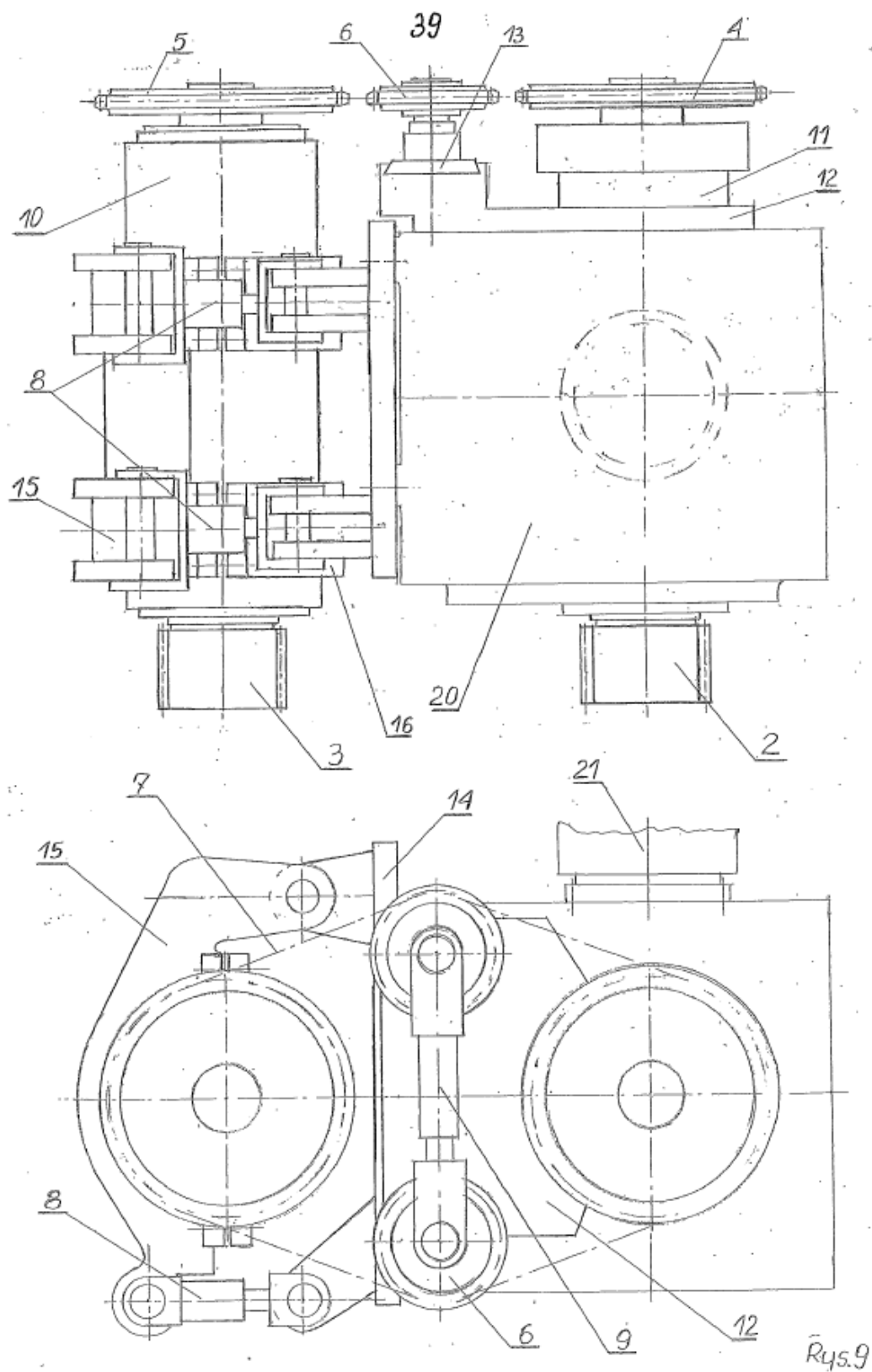
Zestawienie napędu zębatkowego z kasowaniem luzu międzyzębnego obrazuje Rysunek 12.

Główne elementy składowe tego zestawienia to:

- poz. 2 zębnik stały w przekładni.
- poz. 3 drugi zębnik w obudowie.
- poz. 4 koło łańcuchowe napędzające na zębniku stałym.
- poz. 5 koło łańcuchowe napędzane na drugim zębniku.
- poz. 6 koła łańcuchowe napinające.
- poz. 7 łańcuch sworzniowy 1 ½”.
- poz. 8 siłowniki docisku.
- poz. 9 siłownik naciągu łańcucha.
- poz. 10 korpus obudowy drugiego zębника.
- poz. 11 obudowa dodatkowego ułożyskowania zębника stałego.
- poz. 12 korpus prowadników naciągu łańcucha.
- poz. 13 prowadniki kół łańcuchowych naciągu łańcucha.
- poz. 14 podstawa, płyta mocowania drugiego zębника z przekładnią.
- poz. 15 obejma stała korpusu obudowy drugiego zębника.
- poz. 16 obejma ruchoma korpusu obudowy drugiego zębника.
- poz. 20 przekładnia zębata kątowna.
- poz. 21 serwosilnik napędu.

Konstrukcja napędu zębatkowego jest zwarta i bez większego problemu można ją było zabudować w korpusie obrabiarki. Na korpusie przekładni zębatej występuje dużo różnych otworów gwintowanych, które wykorzystano do zamocowania elementów poz. 11 i 12. Dzięki temu cała konstrukcja zabudowy drugiego zębника jest łatwa do ustawienia i również do montażu i demontażu.

Oba typy siłowników tj. poz. 8 i poz. 9 zostały specjalnie zaprojektowane i wykonane do tego celu. Drugi zębnik został wykonany dodatkowo do już istniejącego pierwszego zębника. Zęby obu zębników mają kształt śrubowy, listwa zębata zęby skośne. Kąt pochylenia zębów na drugim zębniku ustalono na podstawie kąta pochylenia zębów na listwie zębatej. Drugi zębnik wbudowano do napędu obrabiarki „SKODA” typ WD200B w roku 2011. Zamontowany drugi zębnik, pokazany na Rysunek 13, pracuje nieprzerwanie bez żadnej awarii do roku 2022.



Rysunek 12. Rysunek zestawieniowy napędu z dwoma zębnikami.



Rysunek 13. Drugi zębnik zainstalowany w obrabiarce SKODA WD200B.

5. Pomiar dokładności pozycjonowania obrabiarki w osi X

Wiertarko–frezarka „SKODA” typ WD200B ma następujące parametry obróbkowe:

- przesuw roboczy poziomy długości 10600 mm;
- przesuw roboczy pionowy długości 3700 mm.

Przesuwy te w pomiarach oznaczone są jako: poziomy w osi „X”, pionowy w osi „Y”. Pomiar dokładności pozycjonowania dokonano interferometrem laserowym typu XL-10 firmy Renishaw, o parametrach:

- rozdzielczość pomiarowa – 0,01 μm ;
- dokładność pomiarowa – 0,1 μm ;

gdzie jednostka pomiarowa 1 μm = 0,001 mm.

Pomiaru dokładności pozycjonowania w/w sprzętem dokonano trzy razy na przestrzeni lat pracy obrabiarki. Pierwszy pomiar pozycjonowania wykonany został w roku 2008, kiedy w/w obrabiarka nie była wyposażona w układzie napędowym w

drugi zębnik. Pomiary dokładności pozycjonowania osi „X” wykonany został na odcinku roboczym 10600 mm, w zakresie przemieszczania osi w układzie maszynowym od $x=600$ mm do $x=11200$ mm, z krokiem 200 mm. Wykonano kilka pomiarów w ruchu obrabiarki, w obu kierunkach oznaczonych jako dodatni i ujemny. Wynikiem pomiarów są wykresy pozycjonowania opracowane i wykonane komputerowo, widoczne na Rysunek 14. Na wykonanych wykresach dokładności pozycjonowania osi „X” można zauważyć, że maksymalna dwukierunkowa odchyłka wynosi 0,7 mm. Natomiast odchyłka jednokierunkowa, przy najeździe z jednej strony odpowiednio wynosi:

- w kierunku dodatnim 0,3 mm;
- w kierunku ujemnym 0,4 mm.

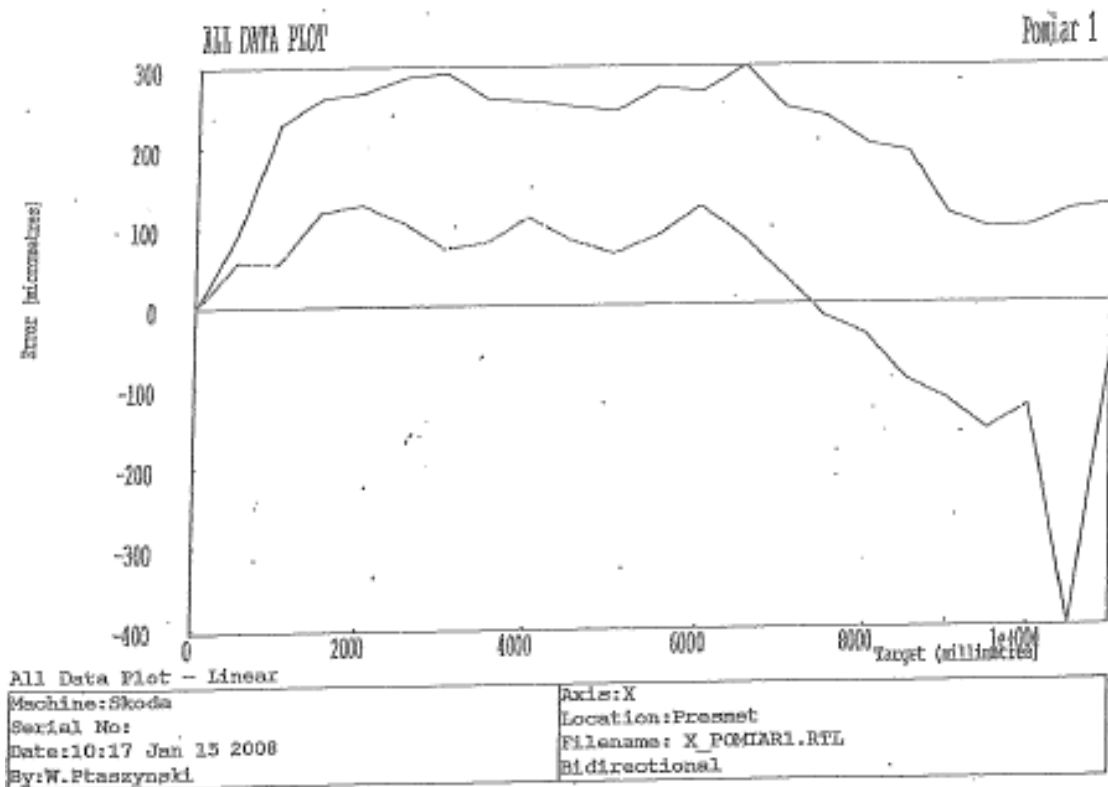
Główną przyczyną występowania dużej odchyłki pozycjonowania w tej osi jest mała jej powtarzalność. Powodem tego błędu jest występowanie luzu w układzie napędowym obrabiarki w osi „X”. Drugi pomiar pozycjonowania wykonany został w roku 2011, po zamontowaniu drugiego zębniaka w napędzie obrabiarki w osi „X”.

Wykres odchyłek pozycjonowania osi „X” po kompensacji obrazuje Rysunek 15 i Rysunek 16 z komputerowego wydruku z dnia 20 czerwca 2011. Po wykonaniu kompensacji układów pomiarowych odchyłki pozycjonowania dla osi „X” w całym zakresie ruchu wynoszą ok. $\pm 0,1$ mm. W porównaniu z wynikami pomiarów z roku 2008 nastąpiło wyraźne polepszenie w pozycjonowaniu obrabiarki w osi „X”. Przyczyną polepszenia tego ruchu było zamontowanie w napędzie drugiego zębniaka. Kolejnego pomiaru pozycjonowania w/w obrabiarki wykonany został dnia 18 grudnia 2019. Pomiar ten wykonano zgodnie z normą ISO-230, na tym samym odcinku pomiarowym i z tym samym krokiem 200 mm, jak wcześniej. Zgodnie z wymogami normy pomiar zrobiony został trzykrotnie w kierunku dodatnim i ujemnym. Po wykonaniu kompensacji układów pomiarowych dokładność pozycjonowania dla osi „X” w całym zakresie ruchu wynosi: - oś „X”: 629 μm , łącznie w obu kierunkach (licząc od ok. +200 μm do ok. – 429 μm).

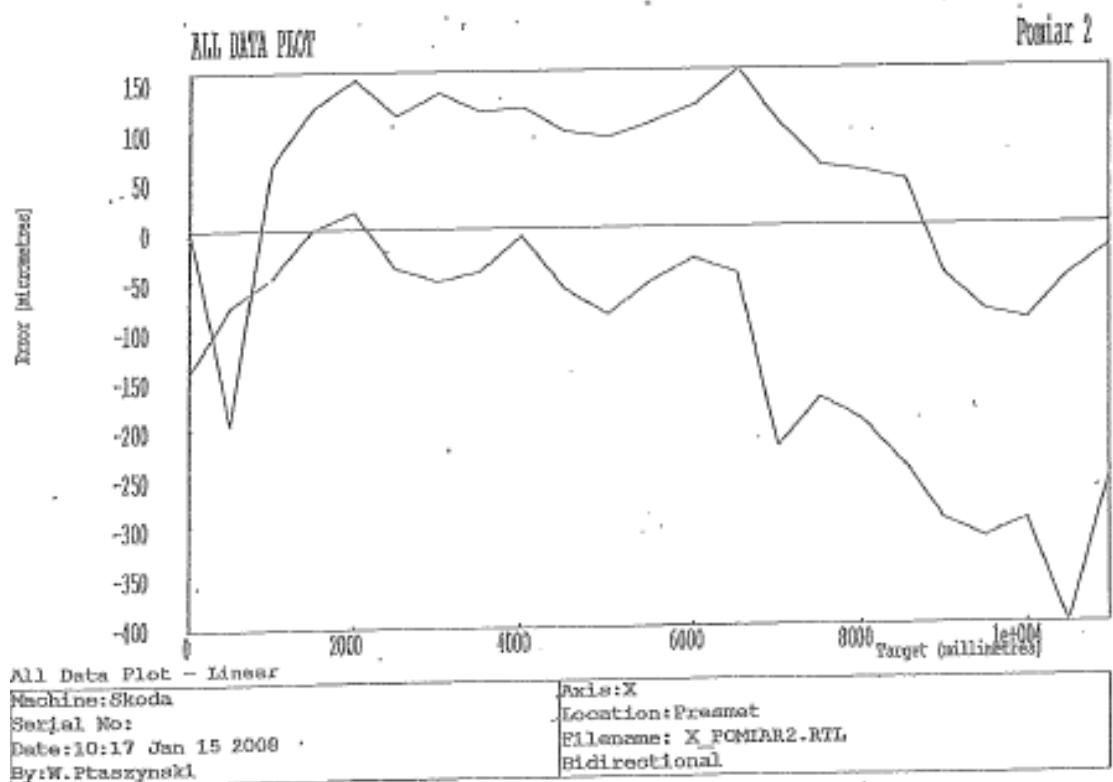
Według normy PN-ISO 10791-4; 2001. Warunki badania centrów obróbkowych, część 4: Dokładność i powtarzalność pozycjonowania osi liniowych i obrotowych, dokładność pozycjonowania dla obrabiarek średniej dokładności o długości przesuwu 2000 mm (dla większych przesuwów norma nie podaje) wynosi 42 μm . Przyjmując

proporcjonalnie wartości tego parametru można przyjąć odpowiednio ok. – dla osi „X” (przesuw 10600 mm): $A = 200 \mu\text{m}$. Przyczyną wpływającą na wartość odchyłek powtarzalności pozycjonowania dla osi „X”: gdzie R wynosi ok. $340 \mu\text{m}$ jest głównie „pływanie” obrabiarki w położeniu zadanym nawet do 0,1 mm. Jak widać z wykresu komputerowego rys. nr17 największe odchyłki występują na początku i końcu przesuwu pomiarowego, gdzie obrabiarka mało pracuje. Najmniejsze odchyłki występują w przedziale od 2000 mm do 9000 mm, gdzie obrabiarka pracuje najwięcej. Występujące rozbieżności wynikają z większego wyeksploatowania elementów współpracujących na przestrzeni lat pracy. W porównaniu z wynikami pozycjonowania z roku 2011 występuje niewielkie pogorszenie, co jest normalne po prawie ośmiu latach pracy obrabiarki. Ważnym wynikiem pomiarowym, który potwierdza słuszność stosowania drugiego zębika jest wykazany w tabelce tzw. średni błąd zwrotny wynoszący $26,1 \mu\text{m}$.

Ogólnie można stwierdzić, że wpływ na prawidłowe pozycjonowanie tej wielkości obrabiarki ma również odpowiednie smarowanie łoża, stan układu elektrycznego, odczyty z listew pomiarowych, stan układu smarującego itp.

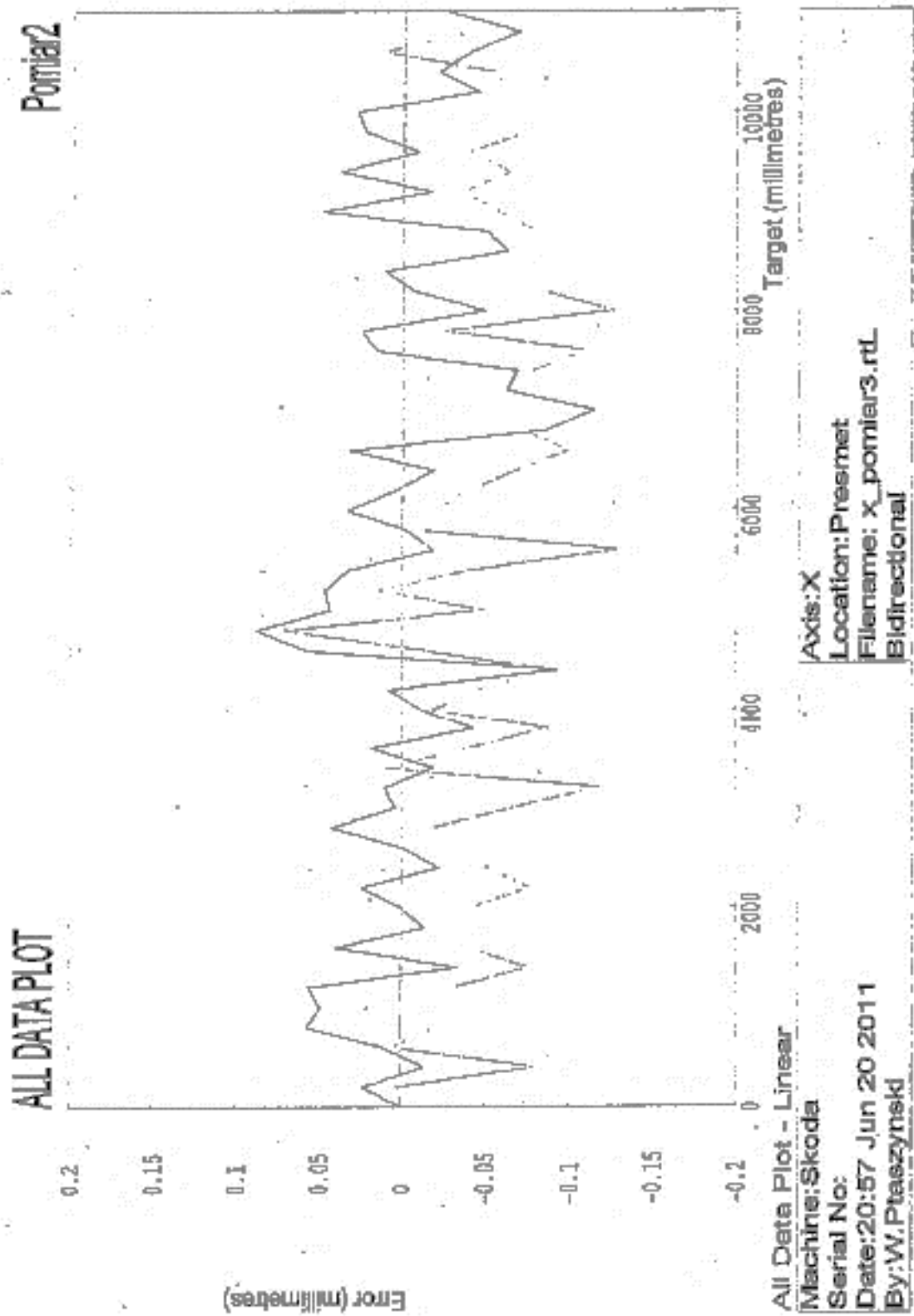


Rys. 1: Pomiar dokładności pozycjonowania osi X



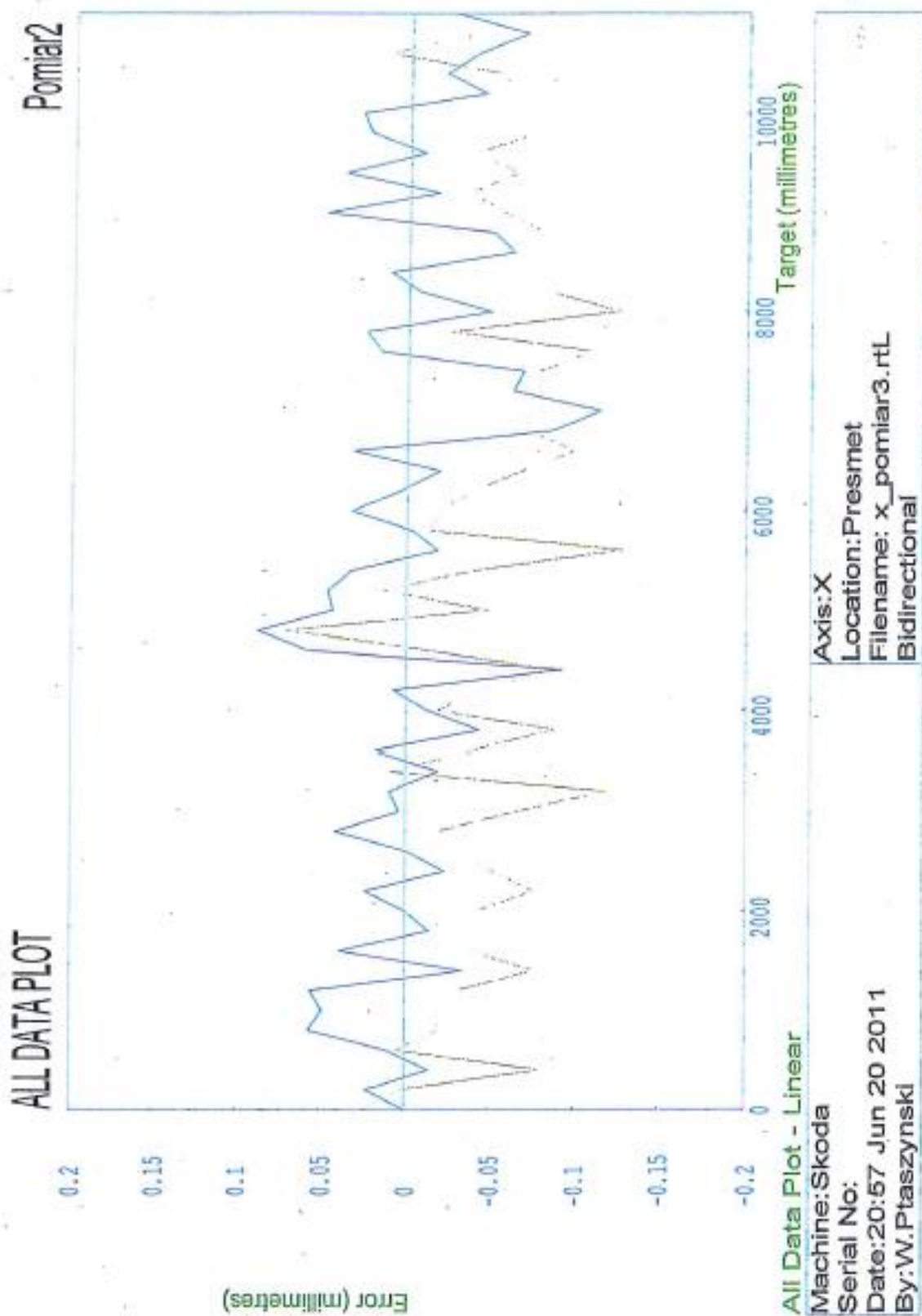
Rys. 2. Pomiar dokładności pozycjonowania osi X – pomiar powtórzony

Rysunek 14. Wykresy dokładności pozycjonowania przed dodaniem drugiego zębniaka z 15 stycznia 2008.



Rys. 2. Wykres odchyłek pozycjonowania osi X po kompensacji

Rysunek 15. Pierwszy pomiar pozycjonowania po dodaniu drugiego zębniaka z 20 czerwca 2011.



Rys. 2. Wykres odchyłek pozycjonowania osi X po kompensacji

Rysunek 16. Drugi pomiar pozycjonowania po dodaniu drugiego zębniaka z 20 czerwca 2011.

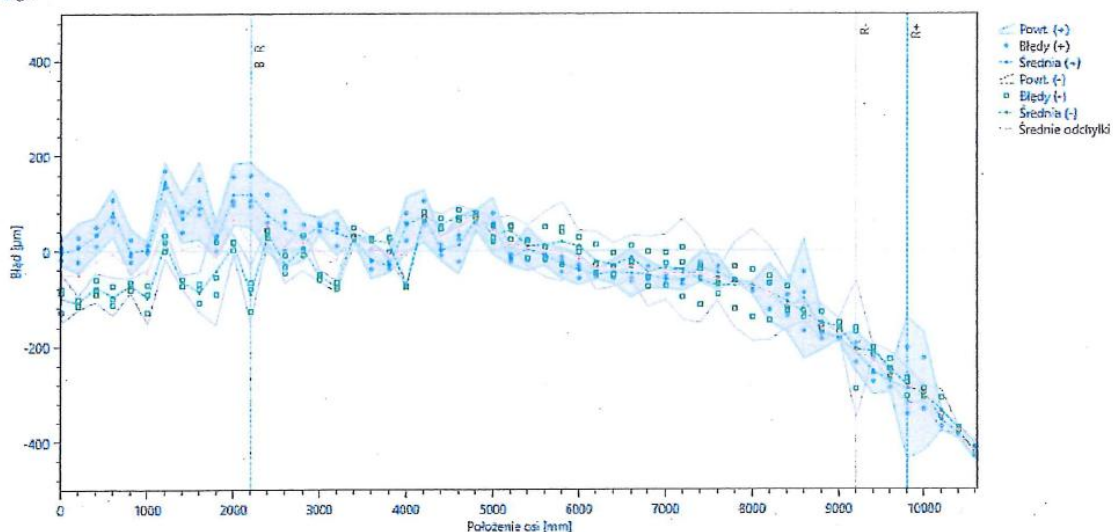
Pomiar dokładności pozycjonowania osi X wykonano zgodnie z normą ISO-230 na odcinku 10600 mm, w zakresie przemieszczenia osi w układzie maszynowym od X=600 mm do X=11200 mm z krokiem 200 mm, przy 3 pomiarach w kierunku dodatnim i ujemnym. Rezultaty przedstawiono na Rysunek 17.

ISO 230-2 2014:Linłowy X
pomiar2b.rtf Pomiar 2
Operator: W.Ptaszynski

RENISHAW
apply Innovation™

Nazwa obrabiałki SKODA WD2006 Numer seryjny
Testowana oś X Liczba przebiegów 3 Naprzemienny Dwukierunkowy Punkty docelowe
Data testu Środa 2019.12.18 12:49

Uwagi:



Dokładność i Powtarzalność Uwagi dotyczące niepewności: Nie testowano

Nazwa	(+) µm	(-) µm	(Błąd) µm
Błąd pozycjonowania (A)	628,7	542,2	628,7
Powtarzalność pozycjonowania (R)	297,9	288,1	339,4
Systematyczny błąd pozycjonowania (E)	589,7	498,7	572,7

Nazwa	Wartość (µm)
Zwrotny (B)	209,3
Średni błąd zwrotny	28,1
Zakres średniego, dwukierunkowego błędu pozycjonowania (M)	505,5

Renishaw plc XCal-View 2.4.5806.10835

Data Printed:czwartek 2019.12.19 21

Rysunek 17. Trzeci pomiar pozycjonowania po dodaniu drugiego zębniaka z 18 grudnia 2019.

Otrzymano następujące wyniki dokładności pozycjonowania (najważniejsze):

- Dwukierunkowa dokładność pozycjonowania A = 629 µm
- Dwukierunkowa powtarzalność pozycjonowania R = 339 µm
- Luz zwrotny osi B = 209 µm

6. Dostosowanie obrabiarki do sterowania numerycznego

Jak wykazano we wprowadzeniu, oprócz prac związanych z drugim zębikiem, wykonałem inne tematy projektowo – wdrożeniowe, który przyczyniły się do modernizacji wiertarko – frezarki typu „SKODA” typu WD200B i w dalszej kolejności do uzyskania sterowania numerycznego w pełnym zakresie.

Obrabiarka w/w rok budowy 1972, posiadała następujące parametry obróbkowe: przejazd poziomy długości 3500 mm i pionowy wrzeciennika ok. 3000 mm. Po krótkim okresie eksploatacji parametry te okazały się niewystarczające dla potrzeb produkcyjnych. Wynikiem tego powstała potrzeba jej modernizacji. Pełny zakres modernizacji obejmował:

- (a) rozszerzenie zakresu parametrów obróbkowych;
- (b) poprawę dokładności obróbkowych.

Zakres parametrów obróbkowych powiększony został przez dostosowanie drugiego łoża do przejazdu poziomego długości 7500 mm i wykonanie nadstawki kolumny pionowego przejazdu wrzeciennika długości 1000 mm. Dostosowanie drugiego łoża wymagało jego przeróbki, polegającej na wmontowaniu jednej prowadnicy tak, aby zachować jednolitą budowę z pierwszym łożem. Nadstawka kolumny wykonana została jako konstrukcja stalowa spawana, do której przykręcone zostały żeliwne prowadnice. Schematyczny zakres modernizacji wiertarko–frezarki przedstawia Rysunek 18. W następnej kolejności oba łoża jak i pionowa kolumna z nadstawką zostały wspólnie obrobione poprzez dopasowanie prowadnic. Wynikiem tych działań parametry obróbkowe obrabiarki wzrosły do: przejazdu poziomego długości 10600 mm i pionowego wrzeciennika długości ok. 4000 mm. Zmiany te również były powodem wykonania dokumentacji i zamontowania nowej listwy zębatej i zębika. Oba poziome łoża o łącznej długości 15000 mm, przykryte zostały osłonami teleskopowymi, które również zostały zaprojektowane i wykonane we własnym zakresie. Rozszerzenie zakresu parametrów obróbkowych obrabiarki przyczyniło się do powstania drugiego etapu modernizacji, czyli poprawy jej dokładności obróbkowych. W ramach tej poprawy wykonałem prace projektowe i wdrożeniowe a mianowicie:

- (a) napęd zębatkowy z kasowaniem luzu międzyzębego, w którym zawarto drugi zębnik służący do przejazdu obrabiarki po poziomach łożach;

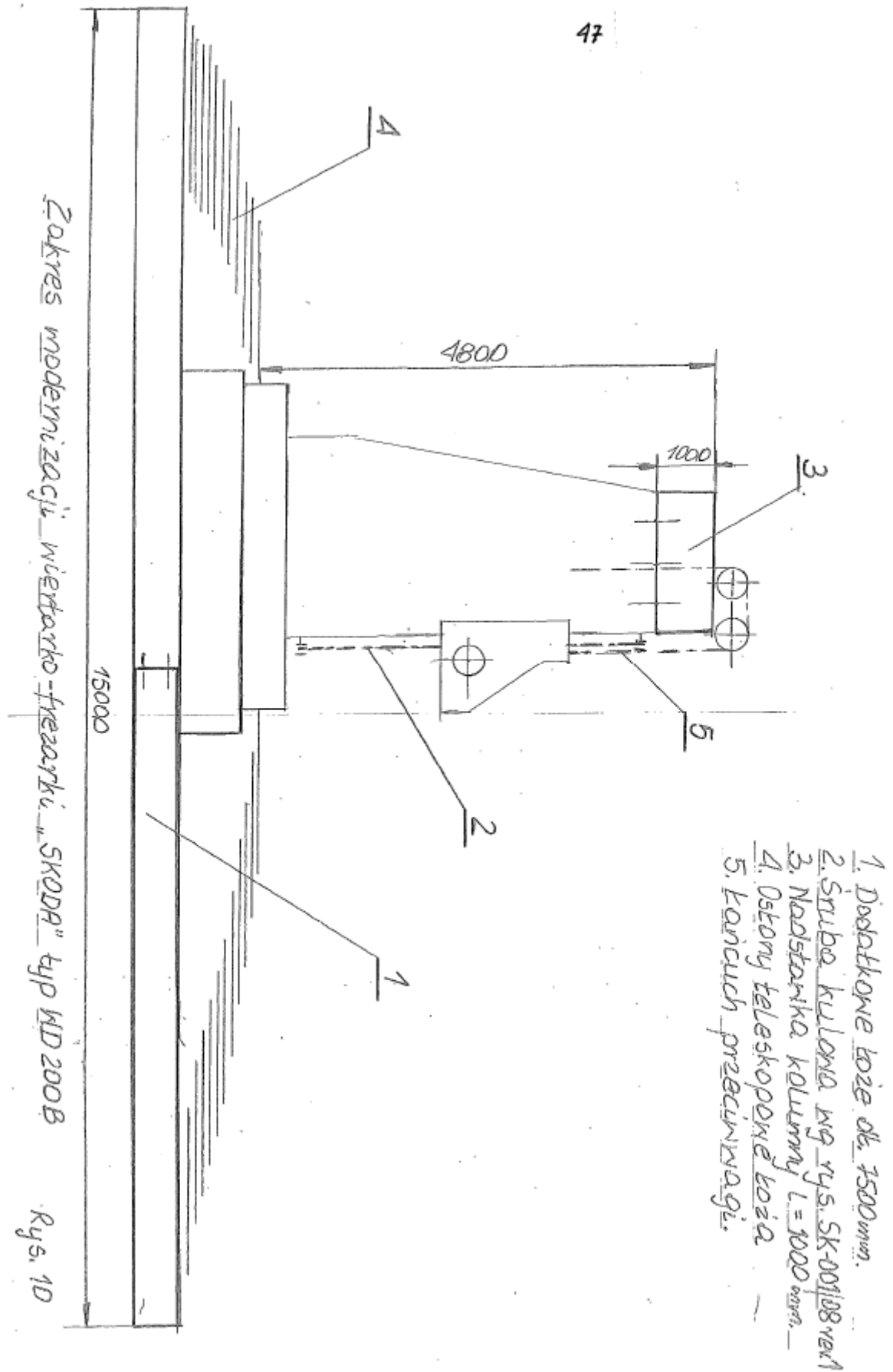
(b) wymiana śruby z gwintem trapezowym na mechanizm toczny śrubowo – kulowy służący do przemieszczania się wrzeciennika obrabiarki po prowadnicach pionowej kolumny z nadstawką.

Zestaw napędowy z drugim zębniakiem opisany został w rozdziale czwartym tej pracy. natomiast mechanizm toczny, jako śruba kulowa z nakrętką obrazuje rysunek 19.

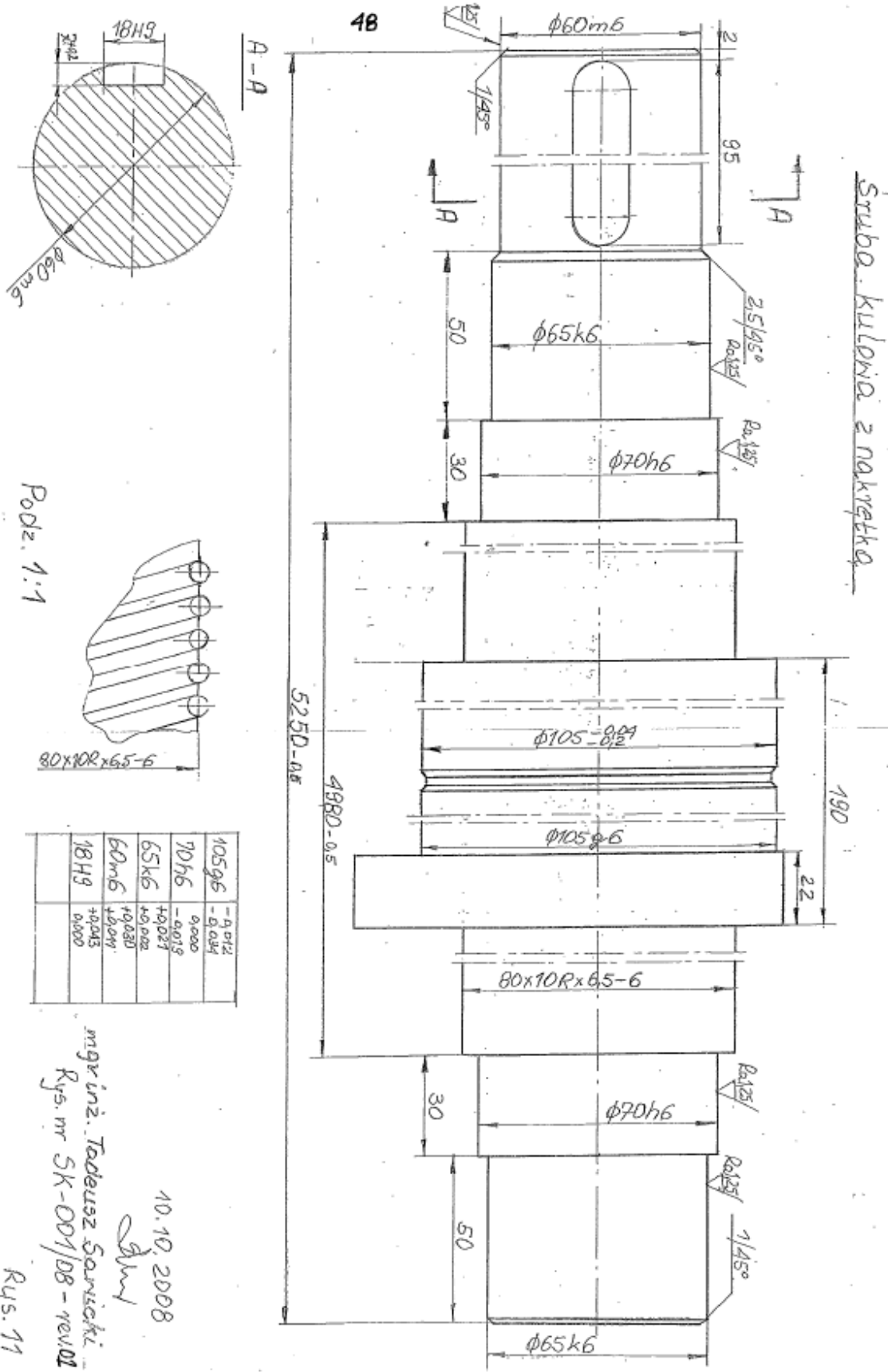
Dane charakterystyczne tego mechanizmu to:

- mechanizm śrubowo – toczny 80x10Rx6,5;
- klasa T5 (0,023) 300 – śruba rolkowana;
- średnica 80 mm;
- skok 10 mm, prawy;
- długość całkowita 5250 mm;
- długość gwintu 4980 mm;
- obróbka końców śruby wg rysunku;
- nakrętka kołnierзова – podwójna, $i = 6$ obiegów kulek, uszczelnienie standardowe, wstępnie przesmarowane, napięta wstępnie 7 %;
- kierunek montażu nakrętki, jak na rysunku;
- symbol nakrętki FDM-E-S80x10.

Śruba kulowa z nakrętką, przedstawiona na Rysunek 19 jako rys. nr SK-001/08-rev. 01, została ze względu na swoją długość wykonana w Niemczech w firmie „REXROTH BOSCH GROUP”. Do tego mechanizmu śrubowego wykonane zostały również jako projekt własny osłony harmonijkowe, które chronią część gwintowaną przed zabrudzeniem. Końcowym etapem wszystkich w/w prac projektowo – wdrożeniowych było zainstalowanie komputera do sterowania numerycznego.



Rysunek 18. Schematyczny zakres modernizacji wiertarko-frezarki.



Rysunek 19. Śruba kulowa z nakrętką.

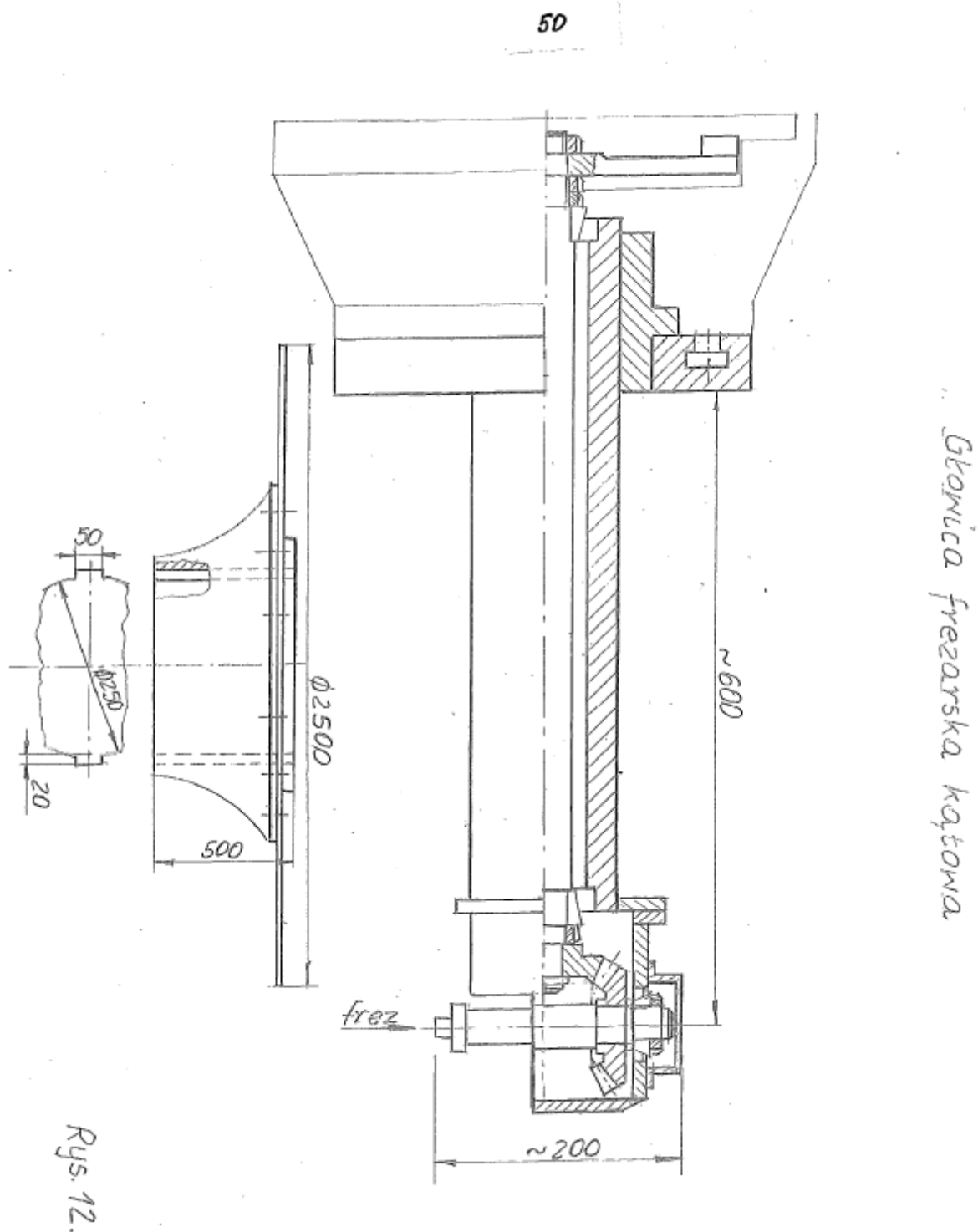
7. Rozszerzenie zakresu możliwości produkcyjnych na wiertarko – frezarce z drugim zębikiem

Zmodernizowanie obrabiarki pod względem zwiększenia jej parametrów obróbkowych, jak również poprawa ich dokładności pozwoliły na rozszerzenie zakresu produkcyjnego. W jednostkowej produkcji często występują nietypowe elementy. Dostęp do takich obrabiarek napotyka różne trudności, szczególnie ze względu na koszty i terminy wykonania. Dostosowanie wiertarko – frezarki do nietypowych obróbek wiąże się z wykonaniem specjalnego oprzyrządowania, a nawet często zestawu.

Poniżej przedstawiam dwa przykłady takich nietypowych prac obróbkowych, do których wykonałem i wdrożyłem oprzyrządowanie.

7.1. Specjalna głowica frezarska do rowków wpustowych

Problemy z wykonaniem rowków wpustowych tradycyjną metodą tj. przez dłutowanie występują wtedy, kiedy detal ten ma znaczne wymiary. Detale takie występują np. w budowie dużych wirników wentylatorów spotykanych w górnictwie. Często piasta takiego wirnika wraz z elementem zamontowanym osiąga łącznie średnicę dochodzącą do ok. 2500 mm. Występujące w tych piastach rowki wpustowe mają znaczne wymiary tzn. szerokości do 50 mm, głębokości do 20 mm i długości do 500 mm. Rozwiązaniem tego było wykonanie specjalnej głowicy frezarskiej kątowej znacznej długości i o małym wymiarze korpusu, który mieścił się w otworze piasty. Głowica ta została dostosowana do pinoli wiertarko – frezarki, skąd pochodziło źródło jej napędu. Jako narzędzia skrawające można montować w tej głowicy frezy palcowe, a także i głowice frezarskie. Taką kątową głowicę frezarską do rowków wpustowych przedstawia Rysunek 20. Głównym elementem konstrukcyjnej głowicy jest grubościenna rura, w której znajduje się wałek napędowy. Do końca rury przymocowany jest korpus z pionowym wałkiem, w którym znajduje się gniazdo do mocowania narzędzi. Napęd na ten pionowy wałek przenoszony jest za pośrednictwem pary kół zębatych stożkowych o zębach łukowych.



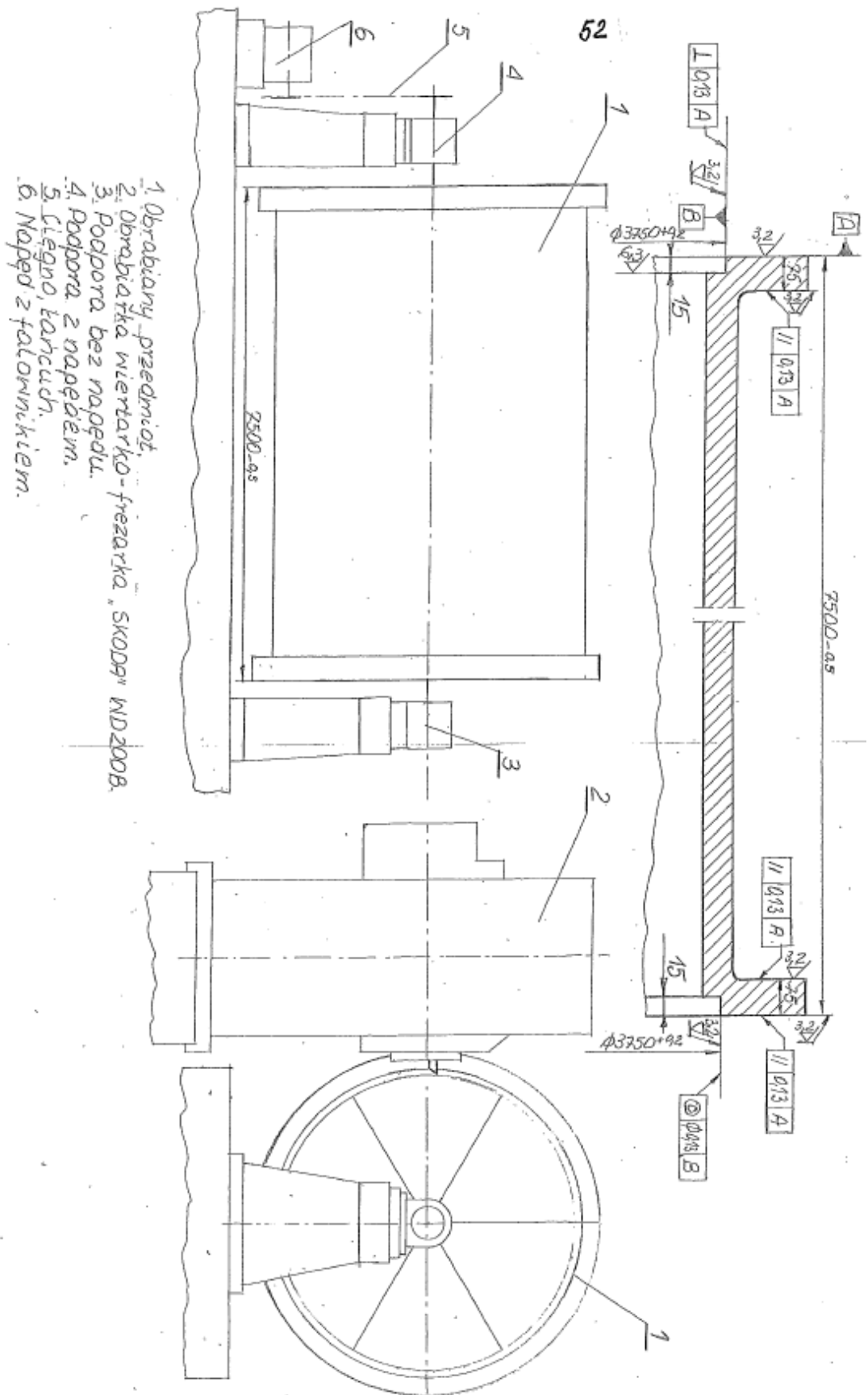
Rysunek 20. Kątowa głowica frezarska do rowków wpustowych.

7.2. Zestaw obróbkowy do wykonywania prac tokarskich

Drugim przykładem nietypowych prac wykonywanych na wiertarko – frezarce jest zestaw obróbkowy do toczenia detali w kształcie rury. Wykonanie tego zestawu wynikało z potrzeby obróbki tokarskiej elementu pieca obrotowego cementowni. Na rysunku 21 zamieszczone są wymiary gabarytowe podlegające obróbce wraz z ich odchyłkami. Skrajne wymiary tego elementu to: średnica zewnętrzna kołnierzy ok. 4000 mm i długość całkowita 7500 mm. Dodatkowym utrudnieniem jaki wystąpił w tej obróbce był warunek zachowania współosiowości obu zamków \varnothing 3750 mm. Rozwiązaniem tego problemu było wykonanie takiego zestawu obróbkowego, który umożliwiał toczenie tego elementu tylko z jednego zamocowania. Zestaw ten przedstawiony na rysunku 21 składa się z następujących podzespołów:

- podpory stałej bez napędu;
- podpory z napędem łańcuchowym;
- napędu.

Podpory poz. 3 i 4 wyposażone są w ułożyskowane czopy, do których przymocowany został obrabiany element. Napęd składa się z silnika elektrycznego, przekładni zębatej, sprzęgła przeciążeniowego i falownika, który zapewnia bezstopniową regulację obrotów. Oprócz tego zestawu wykonany został specjalny imak nożowy, dostosowany do pinoli wrzeciennika, w którym zamocowany został nóż tokarski. Po wykonaniu tej obróbki elementu pieca obrotowego dokonane pomiary wykazały uzyskanie wymaganych wymiarów wg rysunku. Zestaw obróbkowy przedstawiony na Rysunek 21 służył również do innych obróbek tokarskich nietypowych detali.



Rys. 13

Rysunek 21. Zestaw obróbkowy do wykonywania prac tokarskich na wiertarko-frezarce SKODA WD200B.

8. Inne zaprojektowane i wykonane urządzenia techniczne

Głównym zagadnieniem tej pracy jest konstrukcja i budowa zestawu napędowego z dwoma zębnikami, który został wmontowany do wiertarko – frezarki „SKODA” typ WD200B. Oprócz tego wymienione zostały prace, które przyczyniły się do modernizacji w/w obrabiarki, jak również rozszerzenia jej zakresu obróbkowego.

Wymienione wyżej projekty dotyczyły tylko jednego stanowiska obróbkowego, czyli wiertarko – frezarki. Jak wspomniano w części wprowadzającej projekty te inspirowały wykonanie innych rozwiązań technicznych, które również były potrzebne jako wyposażenie produkcyjne firmy.

Do rozwiązań tych zalicza się:

- (1) Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego;
- (2) Urządzenie do obcinania dennic;
- (3) Ruszt wodny do wypalarki acetylenowo – tlenowej i plazmowej;
- (4) Poduszka olejowa stołu obrotowego tokarki karuzelowej;
- (5) Prasa do prostowania typu „BOXER”;
- (6) Obrotniki spawalnicze do spawania zbiorników o masie 40 i 80 ton;
- (7) Podtrzymka zwijanych detali na walcach.

Projekty te wykonałem i wdrożyłem na przestrzeni moich lat pracy w firmie i są aktualnie stosowane.

Jako pierwsze z tych rozwiązań wykonane zostało urządzenie do obcinania dennic.

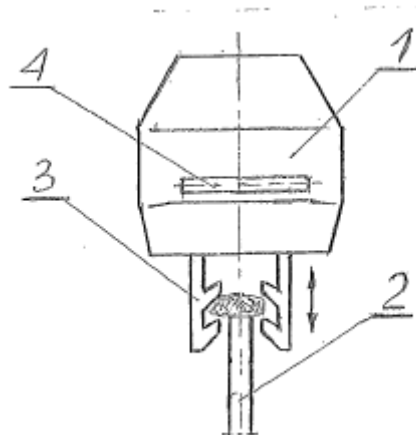
8.1. Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego

Ostatnie lata w przemyśle maszynowym charakteryzują się znacznym rozwojem stosowania wypalarek laserowych do wykonywania różnych detali ciętych z blach. Oprócz tego powstało dużo firm usługowych, które służą usługi wypalania różnych elementów z blach czarnych i gatunkowych.

Najbardziej rozwinięty się wypalarki posiadające źródło o mocy do 6 kW i mogące wypalać detale z blachy czarnej o grubości do 25 mm. Każda wypalarka laserowa wyposażona jest w gęsto uźebrowany stół składający się z dużej ilości segmentów, na których umieszcza się blachy do wypalania. Kształt i wymiary takiego segmentu rusztu obrazuje rys.23. Segmenty te wykonywane są z blachy czarnej zwykłej jakości grubości 3 mm i długości równej szerokości stołu. Produktem ubocznym wypalania

detali jest zgorzelina, która osadza się na segmentach rusztu tworząc narosty o różnych kształtach, wymieniona w poz. [23]. Narosty te szybko powiększają się w trakcie kolejnych paleń i pogarszają jakość ciętych powierzchni na grubości blachy. Powstająca zgorzelina przykleja się bardzo do końcówki segmentu rusztu i jest trudna do usunięcia. W celu uzyskiwania dobrej jakości powierzchni wypalanych elementów należy te narosty zgorzeliny często usuwać. Do usuwania tej zgorzeliny z segmentu rusztu zaleca się stosowanie oczyszczarek rusztu laserowego. Nie wszyscy producenci wypalarek laserowych produkują także oczyszczarki rusztu. Obecnie najczęściej spotykaną oczyszczarką rusztu laserowego jest urządzenie produkowane przez niemiecką firmę TRUMPF. Zasada działania tej oczyszczarki oparta jest na wykorzystaniu mechanizmu wibracyjnego napędzającego dwa noże z zębami, które kruszą zgorzelinę.

Zasadę tę przedstawia schematycznie Rysunek 22.



gdzie:

1. korpus oczyszczarki
2. segment rusztu ze zgorzeliną
3. noże z zębami
4. uchwyt ręczny

Rysunek 22. Schemat oczyszczarki wibracyjnej rusztu laserowego.

Usuwanie zgorzeliny odbywa się po nałożeniu całego korpusu oczyszczarki wibracyjnej na jeden segment rusztu i po uruchomieniu przesuwają ją wzdłuż ręcznie ciągnąc za uchwyt ręczny. Stoły wypalarek laserowych osiągają wymiary: szerokość do 2,5 m i długość do 12 m, co przy podziałce segmentów rusztu wynoszącej 50 mm, ilość ich może wynosić nawet kilkaset.

Rysunek 23 przedstawia zarys segmentu rusztu czystego i ze zgorzeliną. Oczyszczarka mechaniczna wibracyjna czyści zgorzelinę z segmentów rusztu na stole wypalarki. Podczas usuwania zgorzeliny należy utrzymywać ją na wierzchołku segmentu rusztu, tak aby po jednym przejściu zebrać cały osad. W przypadku dużego nawisu osadu często należy powtórnie oczyszczać segment. Oczyszczanie segmentów rusztu tą metodą może odbywać się tylko na stole wypalarki, gdyż to zapewnia ich sztywne zamocowanie i nie pozwala na przemieszczanie się podczas wibracji. Oczyszczarki mechaniczne, wibracyjne posiadają wiele wad, a mianowicie:

- oczyszczanie odbywać się musi na stole wypalarki, co powoduje przerwy w pracy, gdyż stół utrzymuje segmenty rusztu podczas czyszczenia;
- przesuwanie oczyszczarki po segmencie rusztu odbywa się ręcznie, co jest trudne do utrzymania;
- większe narosty zgorzeliny trudno usunąć za jednym przejściem i operacje te należy powtarzać;
- urządzenie to jest drogie o dużej awaryjności, przez to koniecznością kosztownego serwisowania.

Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego czyści segmenty rusztu poza stołem roboczym. W tym celu segmenty rusztu wymienia się wyjmując do czyszczenia, a na to miejsce zakłada się już oczyszczone. Czyszcząc segmenty rusztu poza stołem ma jeszcze tę zaletę, że odpadające drobiny zgorzeliny nie powodują zabrudzenia wypalarki.

Ważnym elementem hydraulicznej oczyszczarki są noże czyszczące pokazane na Rysunek 24 jako poz. 2. Wykonane one są jako czterostrzowe z hartowanej stali i posiadają szerokość ok. 100 mm. Noże te są gabarytowo zbliżone do wysokości segmentu rusztu, co pozwala na utrzymanie go w pozycji pionowej. Zawsze pracują oba noże jednocześnie i są one rozstawione na odległość ok. 3 mm, czyli grubości blachy segmentu rusztu. Skok noży poz. 2 jest tak ustawiony, aby schodziły one

poniżej poziomu stołu poz. 1. W ten sposób ścięta zgorzelina z segmentu rusztu przez wybranie w stole wpada do pojemnika. Noże czyszczące poz. 2 umieszczone są i zamocowane w specjalnej głowicy czyszczącej poz. 5 na Rysunek 25, która znajduje się bezpośrednio na tłoczysku siłownika. Do szybkiego zdejmowania lub zmiany ostrza noża służy obudowa do mocowania noży poz. 4 na Rysunek 25. Dzięki temu noże można wymieniać bez zdejmowania ich z głowicy czyszczącej. Usuwanie zgorzeliny z segmentów rusztu odbywa się krokowo przesuwając go o szerokość noża. Rysunek 26 przedstawia zestawienie hydraulicznej oczyszczarki rusztu laserowego wraz ze schematem hydraulicznym opartym na poz. [10] i [11].

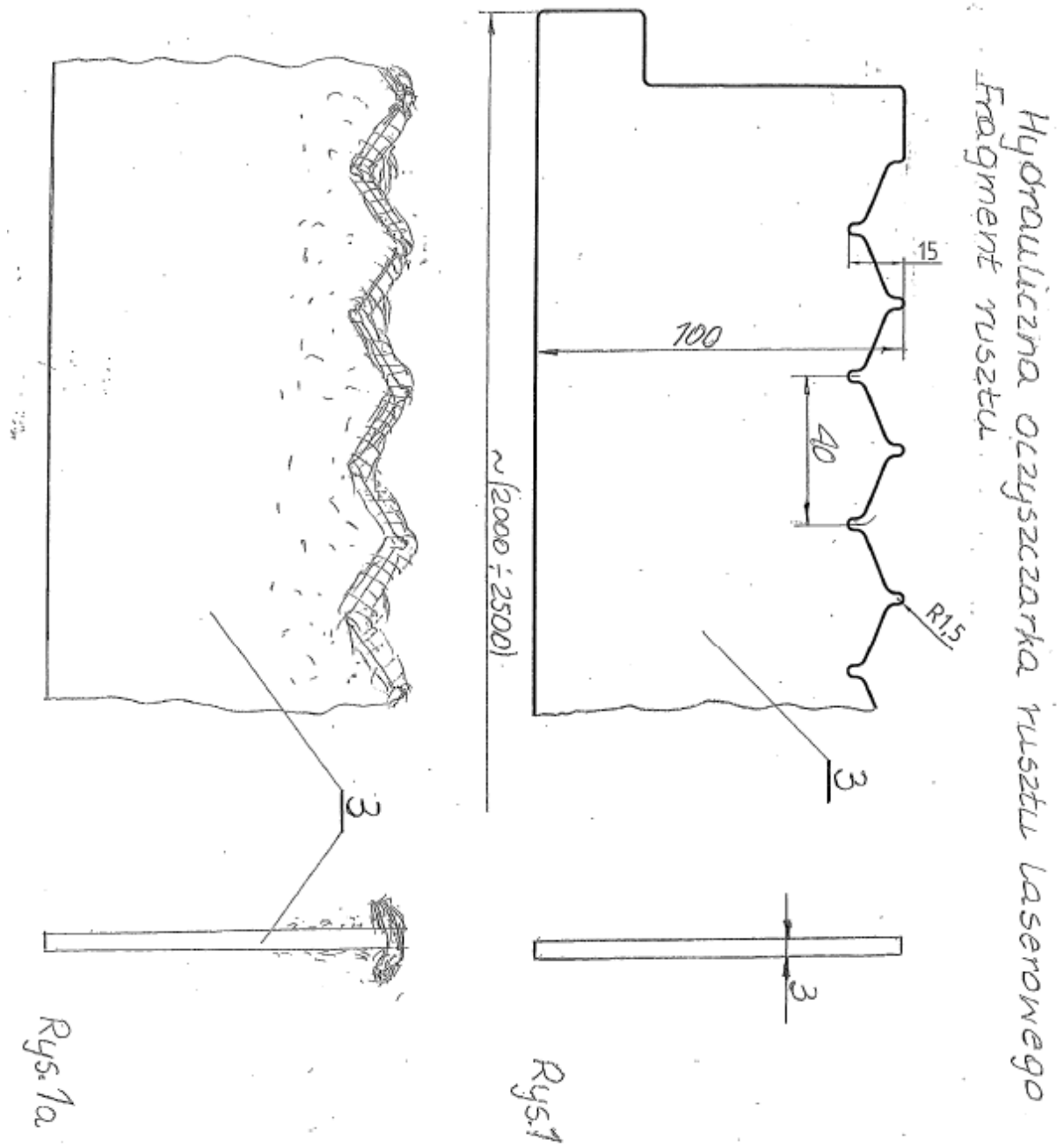
Na rysunku 4 wymienione są elementy składowe oczyszczarki:

- 1 – stół roboczy
- 2 – noże czyszczące
- 4 – obudowa do mocowania noży
- 5 – głowica czyszcząca
- 6 – wsporniki siłownika
- 7 – prowadniki segmentu rusztu
- 8 – siłownik hydrauliczny

Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego sprawdziła się w praktyce. Ścina każdą warstwę zgorzeliny za jednym przejściem noży. Jest urządzeniem bezawaryjnym o dużej żywotności noży czyszczących. Przesuwanie segmentu rusztu laserowego może odbywać się ręcznie lub za pomocą podajnika.

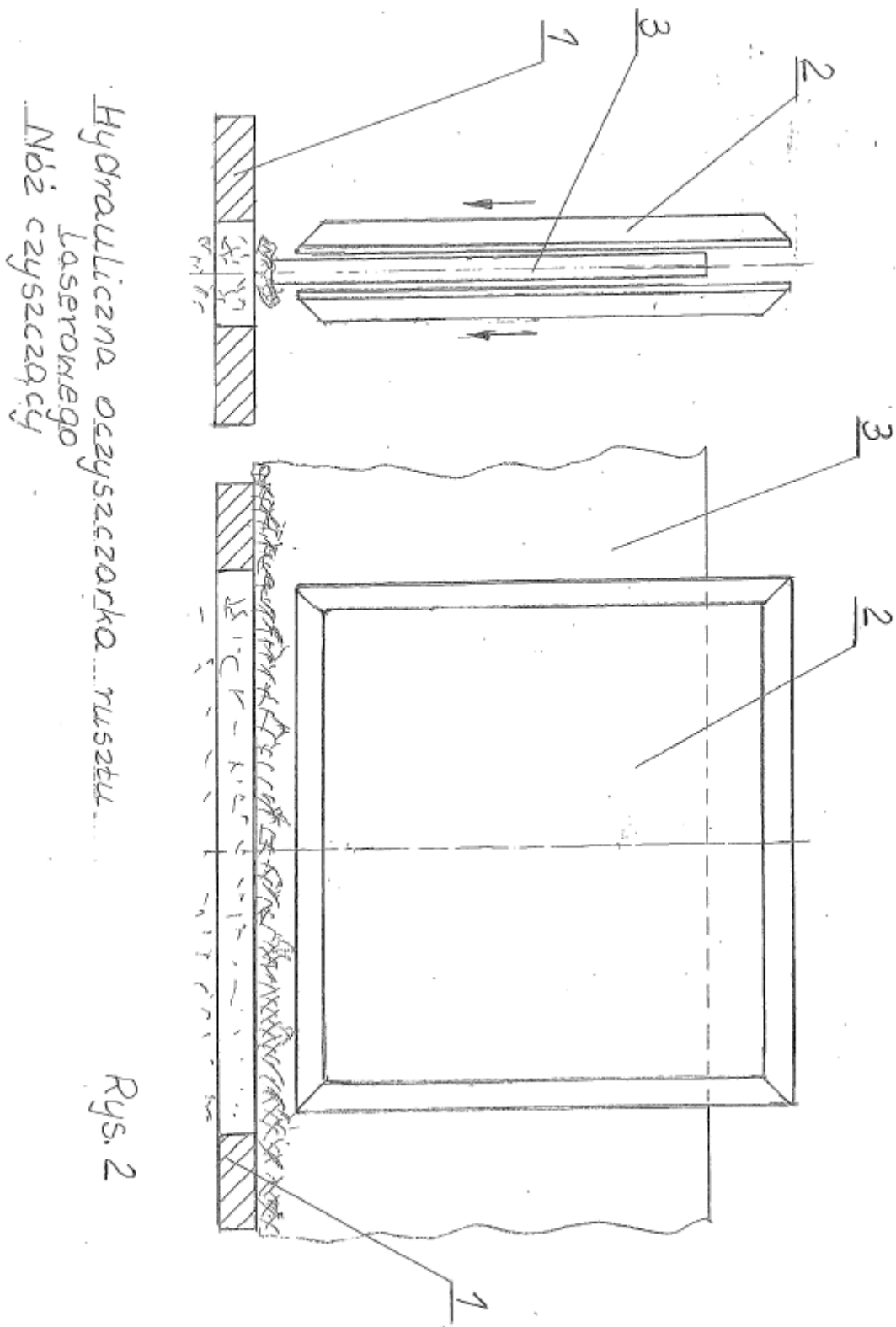
Rozwiązanie w pełni nadaje się do rozpowszechniania.

Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego, przedstawiona na Rysunek 27, zgłoszona została do Urzędu Patentowego Rzeczypospolitej Polskiej jako wynalazek i została zarejestrowana pod numerem P. 430572 dnia 2019-07-12.

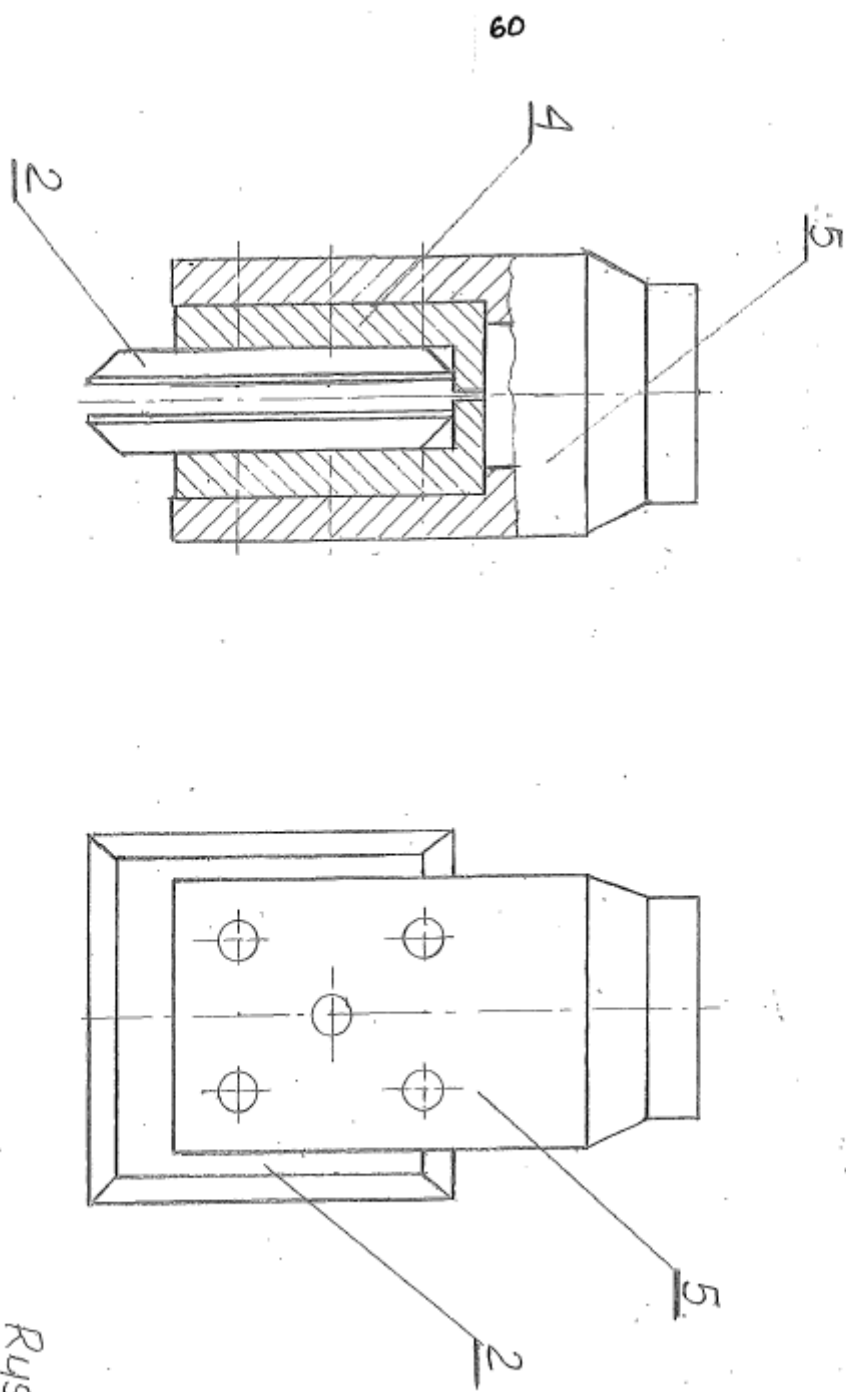


Rysunek 23. Zarys segmentu rusztu czystego i ze zgorzeliną.

59



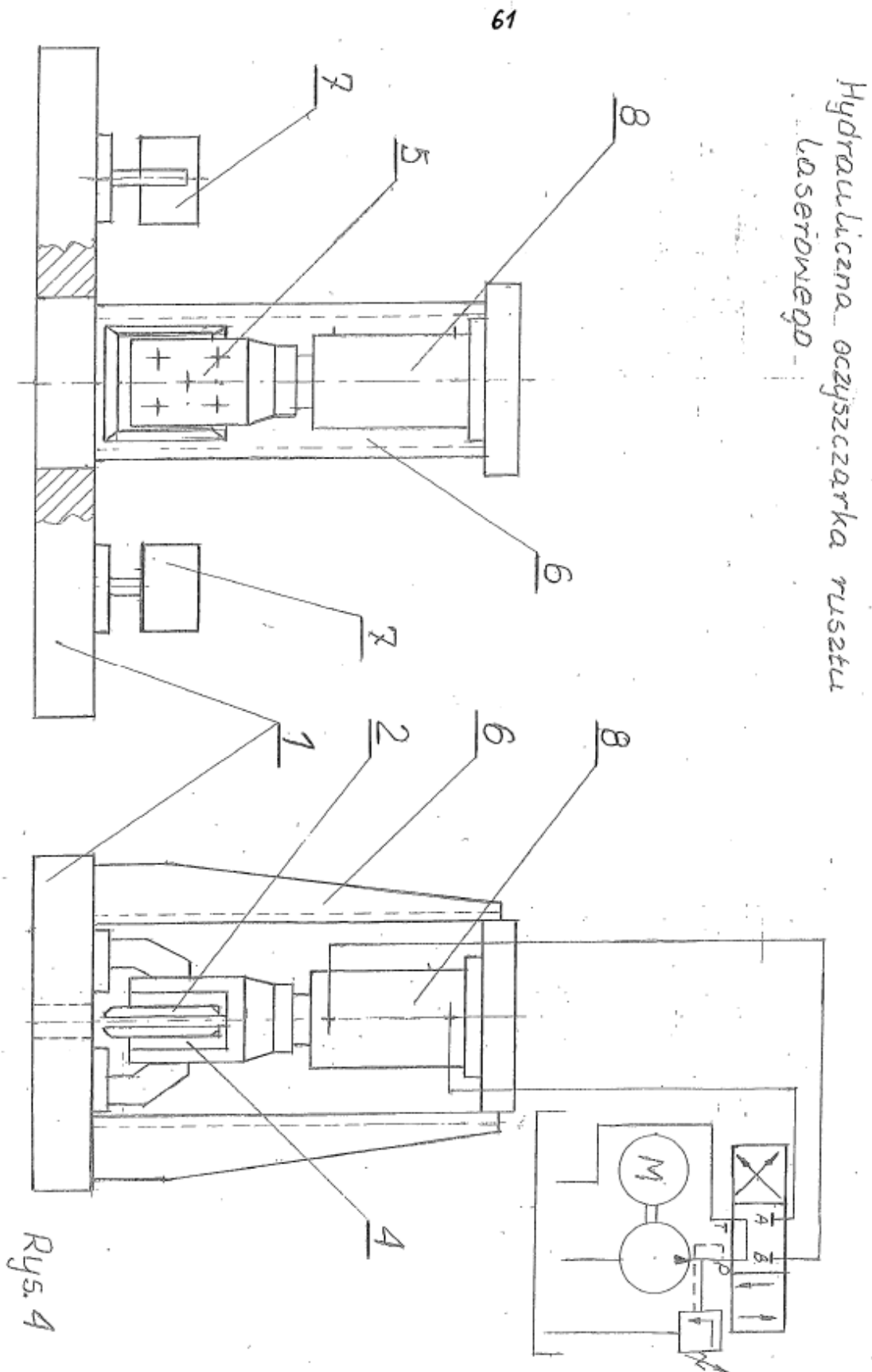
Rysunek 24. Noże czyszczące oczyszczarki hydraulicznej.



Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego
Głowica czyszcząca

Rys. 3

Rysunek 25. Głowica czyszcząca zgorzelinę.



Rysunek 26. Zestawienie hydraulicznej oczyszczarki rusztu laserowego wraz ze schematem hydraulicznym.



Rysunek 27. Hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego.

8.2. Urządzenie do obcinania dennic

Zdecydowana większość wykonywanych dennic służących do produkcji zbiorników i cystern wykonywana jest metodą tłoczenia na gorąco. Dennica wytłoczona na gorąco nie jest dokładnie okrągła i zawsze posiada naddatek na obcięcie, jak podaje poz. [17]. Wysokość dennicy jest ściśle regulowana normami i przepisami, a uzyskuje się dopiero po obcięciu. Dennica po uzyskaniu odpowiedniej wysokości ma mierzony obwód, z którego wyznacza się jej średnicę.

$$D = \frac{O_b}{\pi}$$

gdzie:

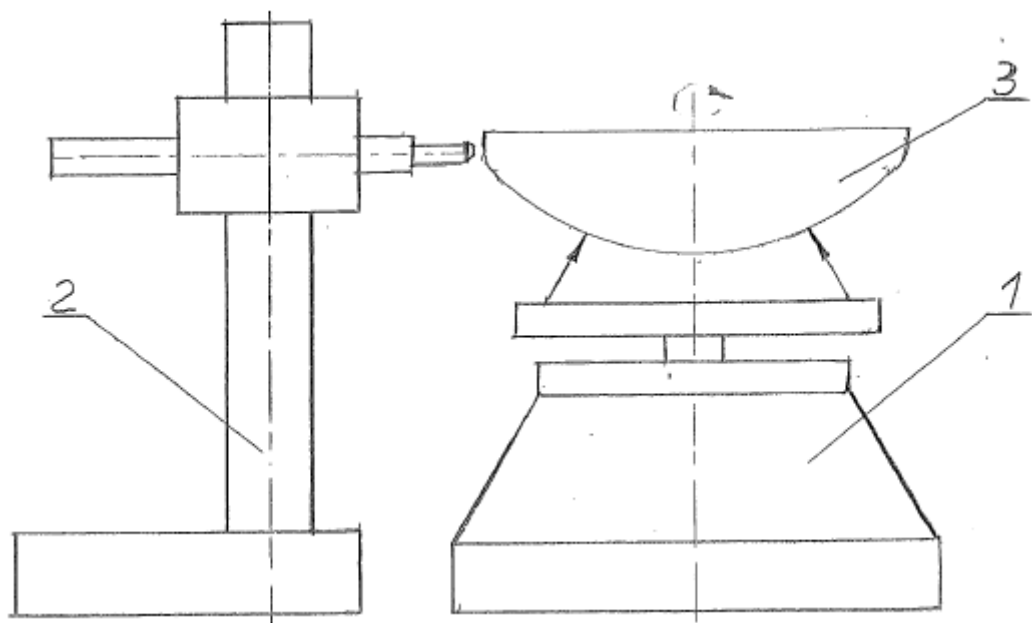
D – średnica dennicy

O_b – zmierzony obwód

π – 3,14

Obcięcie dennicy na wymiar ręcznie jest trudne do wykonania i może być obarczone dużym błędem, a przez to może prowadzić nawet do jej zniszczenia.

Producenci dennic tłoczonych na gorąco zostali zmuszeni do używania urządzeń do obcinania mechanicznego.



Rysunek 28. Schemat urządzenia do obcinania dennic.

Rysunek 28 przedstawia schematycznie urządzenie do obcinania dennic: gdzie 1 – do zestaw napędowy dający ruch obrotowy, 2 – to zestaw palników do cięcia, 3 – to dennica.

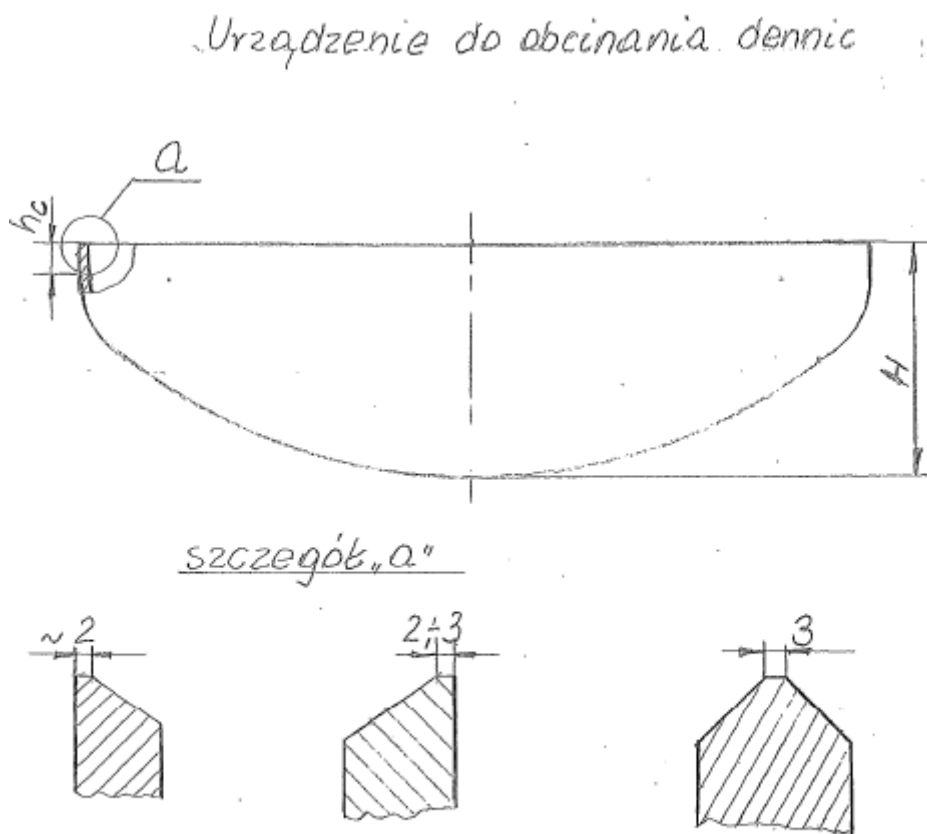
Zestaw napędowy musi posiadać możliwość bezstopniowej regulacji prędkości obrotowej w szerokim zakresie. Zestaw palnikowy jest przejezdny, oddzielny, nie związany z zestawem napędowym, gdyż musi być ustawiony do różnych średnic dennic. Istotnym elementem zestawu napędowego jest wielkość i nośność stołu, na którym instaluje się dennicę do obcinania. Bezstopniową regulację prędkości obrotowej realizowano wcześniej stosując silniki prądu stałego, a obecnie prądu zmiennego z falownikiem. Przedstawione poniżej urządzenie do obcinania dennic jest pojedynczym wykonaniem, którego głównym elementem jest adaptowany stół tokarki karuzelowej. Pozwala to na instalowanie na nim dennic w szerokim zakresie średnic i mas, nawet do 6 m i 20 ton. Napęd silnikiem prądu zmiennego z falownikiem. Zestaw palnikowy stanowi oddzielną konstrukcję, która umożliwia jednoczesne zainstalowanie do trzech palników.

Oprócz typowego obcinania dennicy, na urządzeniu tym wykonuje się również ukosowanie krawędzi. Rysunek 29 przedstawia wysokość dennicy po obcięciu oraz przykładowe kształty ukosowania. Najczęściej spotykane ukosowania ścianki dennicy to: $\frac{1}{2} V$ lub $\frac{1}{2} X$ z określonym progiem od 2 do 3 mm. Przed rozpoczęciem obcinania dennicy bardzo ważne jest ustawienie, tak aby jej oś symetrii była prostopadła do płaszczyzny stołu, na którym stoi. Rysunek 30 przedstawia podporę śrubową służącą do ustawiania dennicy. Składa się ona z korpusu (1), w którym zamocowana jest nakrętka stała (2). W nakrętkę tę wkręcona jest śruba (3) zakończona półkolistym łbem. Na tej śrubie bezpośrednio stoi dennica, a wysokość jej wysunięcia jest regulowana. Po odpowiednim wysunięciu śruby (3) jest ona blokowana przeciwnakrętką (4), tak aby utwierdzić jej położenie. Prawidłowe ustawienie dennicy wymaga użycia trzech podpór śrubowych rozmieszczonych na stole co 120° jak obrazuje Rysunek 31. Po ustawieniu dennicy wyznacza się obwodowo linię cięcia, która jednocześnie określa jej wysokość. Natomiast linia cięcia służy również do ustawienia palnika tnącego, korygując o rzaz, jaki zawsze występuje podczas cięcia płomieniem acetylenowo – tlenowym. Cięcie takim płomieniem wymaga utrzymania stałej odległości między palnikiem a ścianką dennicy. Wobec powyższego palnik musi być umieszczony na poziomej ruchomej belce, która koryguje swoje położenie podczas cięcia. W procesie obcinania dennicy palnik jest w pozycji stałej, natomiast ruch roboczy obrotowy wykonuje dennica. Rysunek 32 obrazuje poziomą belkę (7), na końcu której znajduje się rolka prowadząca obrotowa (9) i palniki (10). Belka (7) o przekroju kwadratowym umieszczona jest w korpusie (6) i z obu stron podparta łożyskami (8). Korpus (6) przytwierdzony jest na stałe do tulei (5), która ma możliwość przemieszczania się po pionowym słupie urządzenia. Belka (7) w procesie obcinania musi być cały czas dociskana do ścianki dennicy. Styk ten zapewnia rolka (9). Rolka ta jest umieszczona poniżej linii cięcia i obtacza się po dennicy. Stały docisk rolki (9) do dennicy uzyskuje się przez odpowiednio dobraną i umieszczoną przeciwwagę. Obracająca się dennica, do której dolega obrotowa rolka (9) wyznacza położenia palnika, a tym samym utrzymuje wymagany odstęp w procesie obcinania. Rysunek 33 przedstawia zestawienie urządzenia do obcinania dennicy. Pozycje od (1) do (10) opisane są i pokazane na rysunkach 30 i 32. Urządzenie to składa się z dwóch zasadniczych elementów, które nie są ze sobą połączone, a mianowicie: stół obrotowy i zestaw palnikowy.

Zestaw palnikowy zaczyna się od podstawy (11), na której umieszczona i umocowana jest pionowa prowadnica rurowa (12), napęd z przekładnią (16) i przeciwwagą (25). Na prowadnicy (12) osadzona jest tuleja (5) wraz z pozostałymi częściami od pozycji (6) do (10). Tuleja (5) ma możliwość przemieszczania się po prowadnicy (12), co umożliwia ustawienie palników na odpowiedniej wysokości, zależnie od wielkości dennicy. Ruch tulei (5) po prowadnicy (12) uzyskuje się poprzez śrubę z gwintem trapezowym (13), nakrętkę (14), przekładnię łańcuchową (15) i napęd (16). Śruba (13) ułożyskowana jest w obudowach (19), które za pomocą opasek zaciskowych (23) utwierdzone są na rurze (12). Zabezpieczenie przed dowolnym ruchem obrotowym zestawu palnikowego zapewnia rura (24), na której umieszczone są tuleje: ruchoma (27) i stała (28). Stały docisk rolki (9) do dennicy zapewnia układ rolek (20), linka (22), na końcu której znajduje się ciężarek (21). Ponieważ belka osadzona jest z obu stron korpusu (6) na łożyskach kulkowych (8) to zapewnia ciągłe korygowanie położenia palników. Łożyska kulkowe dobrane wg poz. [12].

Stół obrotowy (17) posiada oddzielny napęd ruchu obrotowego (18) wyposażonego w falownik, który zapewnia bezstopniową regulację obrotów dostosowaną do średnicy dennicy i grubości jej ścianki. Urządzenie do obcinania dennic jest przenośne i można je zainstalować w dowolnym miejscu. Na stole (17) umieszczone są podpory śrubowe, które rozstawia się w zależności od średnicy dennicy (26). Stół obrotowy (17) łatwo adaptować do urządzenia wykorzystując stół tokarki karuzelowej, dobrze ułożyskowany, wg poz. [8], który zapewnia ustawienie na nim dennic o masie nawet do kilkunastu ton.

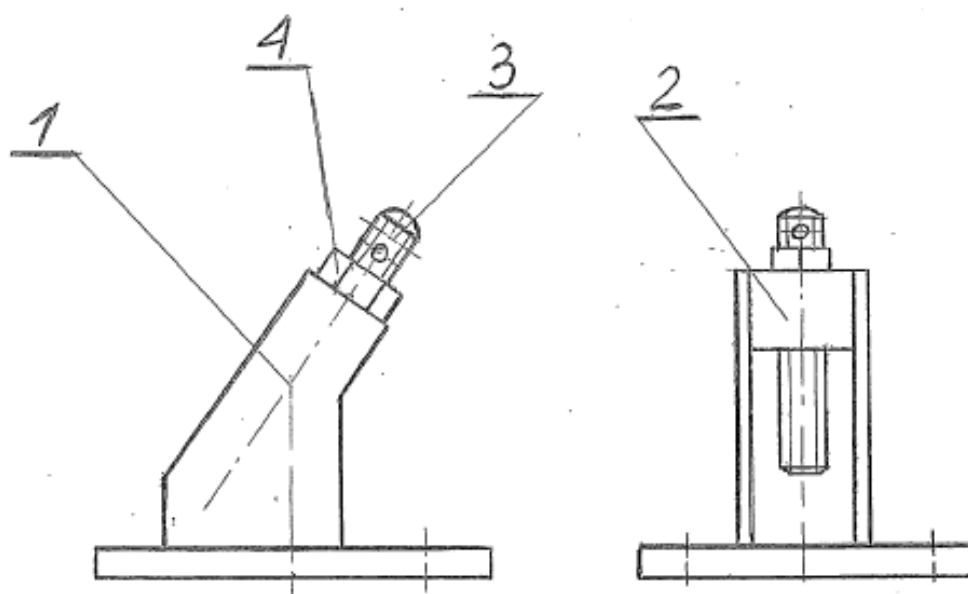
Zaprojektowane i wykonane urządzenie do obcinania dennic przedstawiono na Rysunek 34.



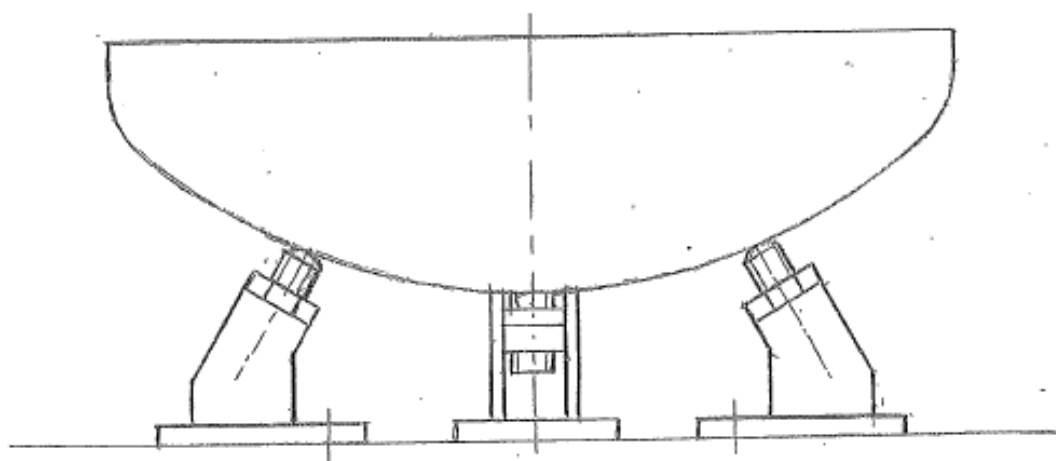
Rys. 1

Rysunek 29 .Wysokość dennicy po obcięciu oraz przykładowe kształty ukosowania.

67

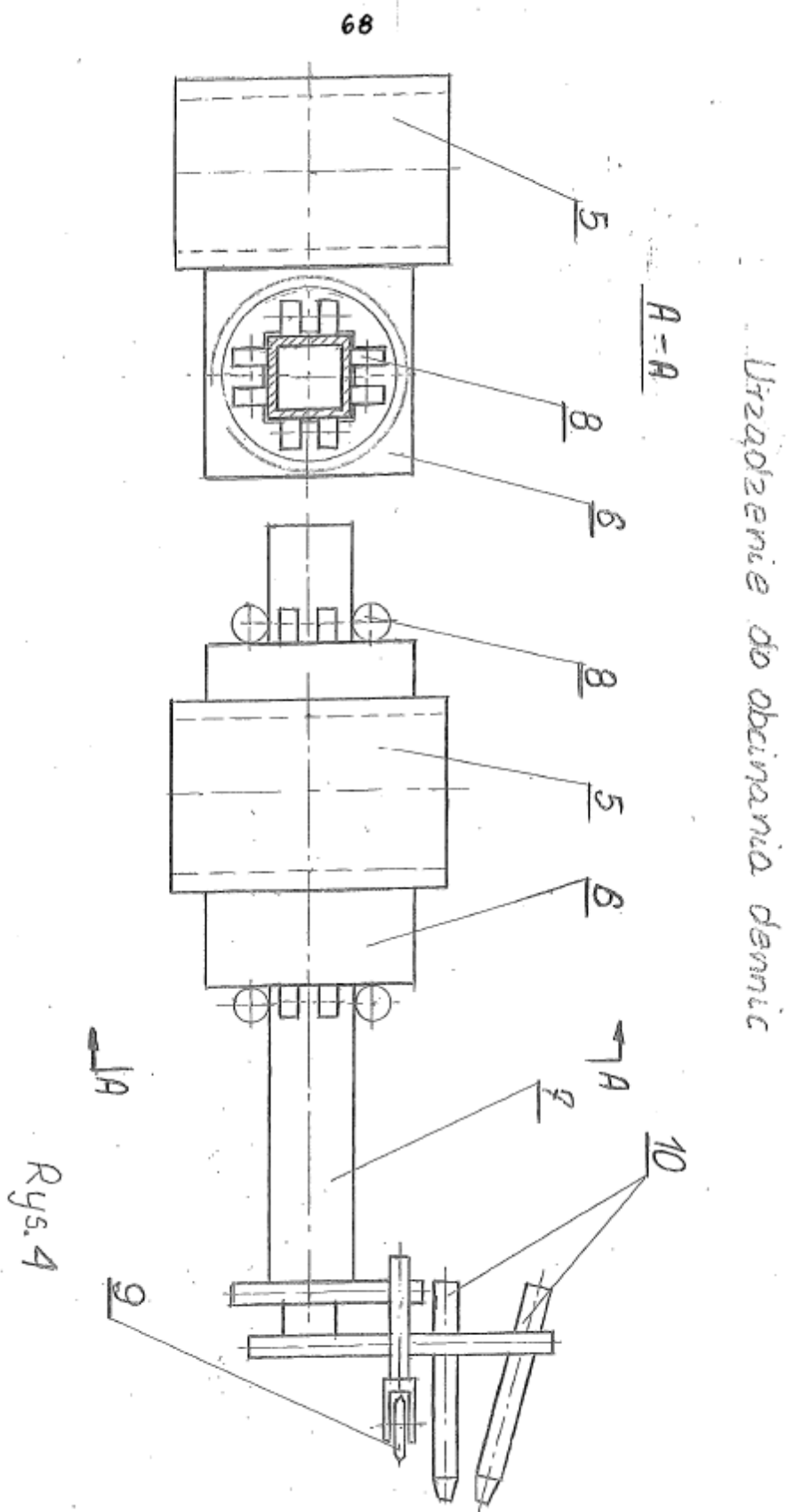
Urządzenie do obcinania dennic

Rysunek 30. Podpora śrubowa do ustawiania dennicy.



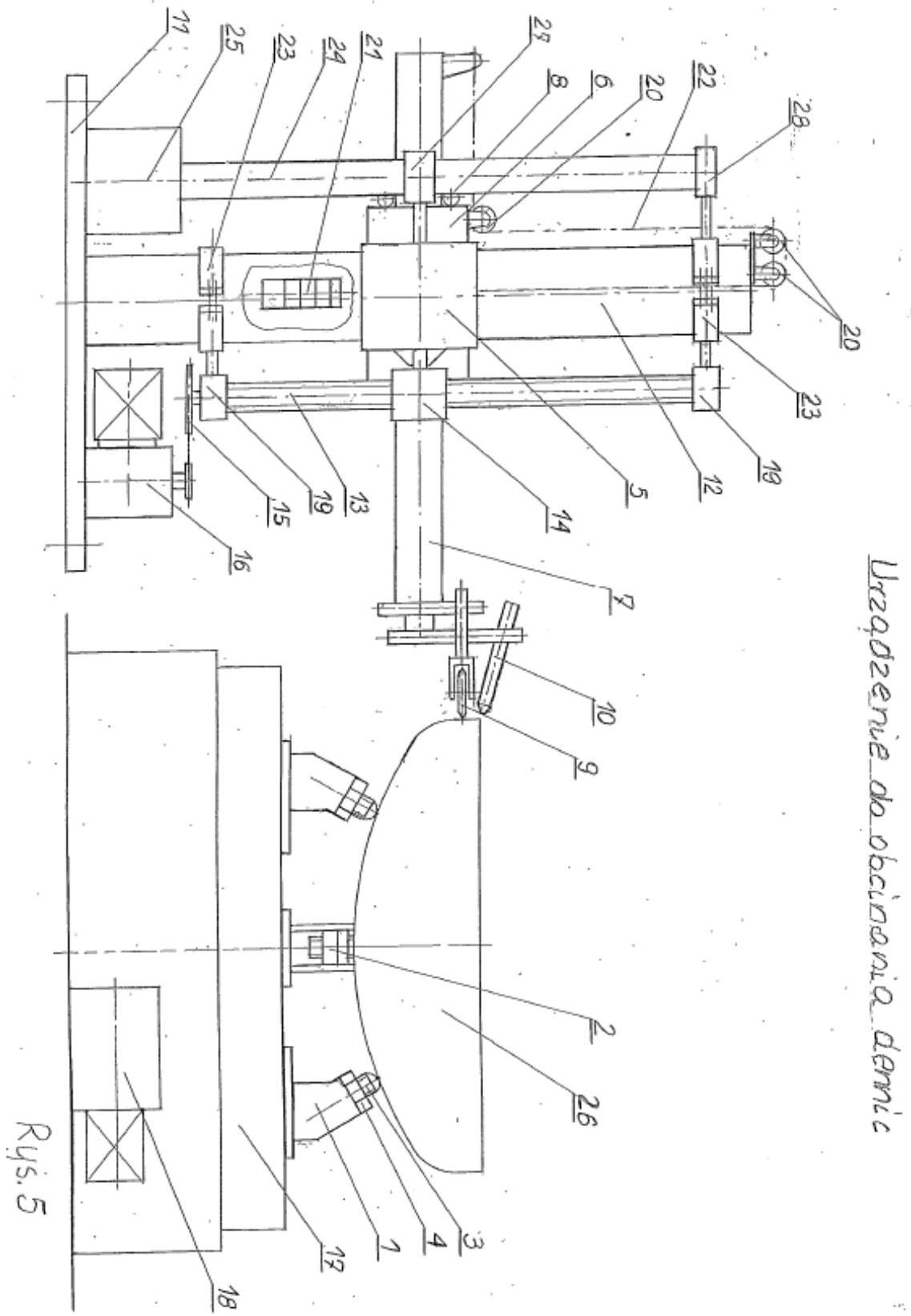
Rys. 3

Rysunek 31. Ustawienie dennicy na podporach śrubowych.



Rysunek 32. Pozioma belka do mocowania palników.

69



Urządzenie do obcinania demic

Rys. 5

Rysunek 33. Rysunek zestawieniowy urządzenia do obcinania dennic.



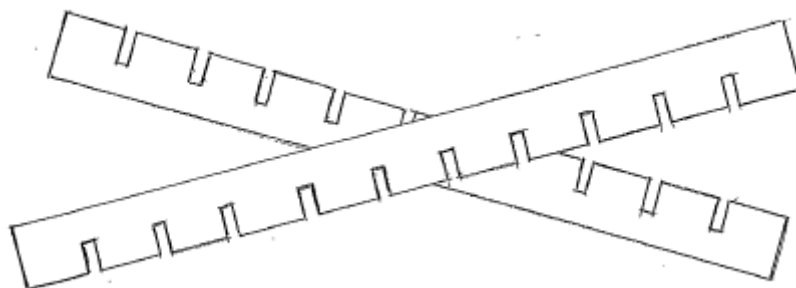
Rysunek 34. Urządzenie do obcinania dennic.

8.3. Ruszt wodny do wypalarki acetylenowo–tlenowej i plazmowej

Aktualnie w przemyśle maszynowym pracuje dużo wypalarek konwencjonalnych wykorzystujących do cięcia płomień acetylenowo – tlenowy lub plazmowy, jak w poz. [20]. Wypalarki te często służą do cięcia detali z grubych blach nawet do 4000 mm grubości.

Blachy, z których wypala się detale układane są na rusztach, które zbudowane są z segmentów takich jak przedstawia rysunek niżej. Z segmentów tworzy się bloki o różnych wymiarach, po złożeniu ich wycięciami. Układanie segmentów najczęściej stosuje się skośnie do linii cięcia, tak aby na nich osadzało się mało zgorzeliny. W większości przypadków wypalanie detali z blach odbywa się na „sucho”. Takie wypalanie powoduje znaczne nagrzewanie się wypalek, co powoduje często ich deformację i odkształcenia takie jak: zmiana kształtu, wymiarów, krzywizny, a tym samym pogarsza jakość palenia co podaje poz. [19].

Rysunek 35 przedstawia kształt segmentów rusztu wykonywanych z blach o grubości $(6 \div 10)$ mm.



Rysunek 35. Segment rusztu wypalarki acetylenowo–tlenowej i plazmowej.

Jednym ze sposobów zmniejszenia ujemnego wpływu wysokich temperatur i dużej ilości ciepła na jakość wypalanych elementów jest palenie w wodzie, które odbywa się na tych samych rusztach, co palenie na sucho, tylko po ich wcześniejszym zanurzeniu.

Blacha, z której wypala się różne detale powinna minimalnie wystawać z wody, tak aby palnik znajdował się nad powierzchnią blachy, a nie wody. Do tego celu należy wykonać stanowisko – ruszt wodny dostosowany indywidualnie do wypalarki. Podstawowymi elementami takiego rusztu wodnego są: wanna, komory wodne i bloki z segmentami rusztowymi. Dno wanny jest jednocześnie dnem komory wodnej. Rysunek 36 przedstawia blachy boczne (pionowe) komór wodnych. Wymiary: wysokość „H”, długość „L” oraz grubość „g” zależą od typu i wielkości wypalarki. Wycięcia w blachach bocznych 100/50 służą do wypływu wody z komór wodnych. Rysunek 37 przedstawia konstrukcję wanny i komór wodnych. Wanna poz. 1 posiada podłogę i ściany boczne wzmocnione w górnej części kątownikami poz. 7. Do podłogi wanny przyspawane są blachy boczne komór wodnych poz. 2, tak aby wycięcia w tych blachach znajdowały się przy podłodze wanny. Na podłodze wanny rozmieszczone są wg podziałki słupki podporowe poz. 3 górnych blach komór wodnych. Słupki poz. 3 służą również do zabezpieczenia komór wodnych przed odkształceniami od ciśnienia sprężonego powietrza, jak również przenoszą obciążenie wynikające z masy palonych blach. Na powierzchni górnych blach komór wodnych zakłada się ruszt, na którym układa się poszczególne blachy do palenia. Słupki poz. 3 wykonane są z rur i zamknięte od góry pokrywkami poz. 8. Ilość komór

wodnych zależy od wielkości rusztu. Ruszty, których długość przekracza 8 m powinny być wyposażone w cztery komory wodne połączone ze sobą dwójkami poprzez kolektor przejściowy poz. 5. Do każdej dwójki komór wodnych wmontowany jest od zewnątrz kolektor wlotowy poz. 4 wyposażony w przyłączy kołnierzowe poz. 6. Wszystkie spoiny wanny jak i komór wodnych należy sprawdzić na szczelność. Kolektory poz. 4 i 5 należy zamontować tuż pod powierzchnią górnych blach komór wodnych. Rysunek 38 przedstawia poziom i ruch wody w wannie i komorach wodnych. Poziom wody po napełnieniu powinien być poniżej kolektorów wlotowych powietrza, jak pokazano na Rysunek 38. Sprężone powietrze, które wlatuje do komór wodnych kolektorami poz. 4 i 5 wypycha wodę z nich poprzez wycięcia w blachach bocznych komór. Woda podnosząc się do góry powoduje zanurzenie w niej palonych blach jak pokazano na Rysunek 38. Zamknięcie dopływu powietrza powoduje natychmiastowe zatrzymanie podnoszenia się poziomu wody. Po zamknięciu dopływu powietrza woda utrzymuje się cały czas na stałym poziomie. Po skończonym paleniu w celu zebrania detali należy otworzyć zawór wlotowy sprężonego powietrza. Powietrze rozprężając się wylatuje do atmosfery opuszczając komory wodne a na jego miejsce błyskawicznie opada woda i wraca ponownie na swoje miejsce, czyli do tych samych komór wodnych.

Rysunek 39 obrazuje schemat instalacji sprężonego powietrza. Zbiornik magazynowy sprężonego powietrza poz. 9, zawór wlotowy powietrza poz. 10, zawór wylotowy poz. 11, rury doprowadzające powietrze poz. 12 i przyłączy kołnierzowe poz. 13. Zasilanie komór wodnych sprężonym powietrzem ze zbiornika magazynowego znacznie przyspiesza wypływ wody. Zbiornika magazynowy powinien mieć pojemność ok. kilkunastu m³ oraz podłączony do instalacji przemysłowej sprężonego powietrza. Ciśnienie robocze wystarczy ok. 0,6 MPa. Komory wodne w ilości 4 szt. pozwalają na szybki wypływ i ponowny powrót wody.

Przedstawiona na rysunku 37 konstrukcja wanny z komorami wodnymi ma gabaryty: szerokość ok. 6 m, długość ok. 16 m, wysokość ok. 0,9 m, wykonana z blachy stalowej czarnej grubości 6 mm, zakonserwowana przeciw szkodliwemu działaniu wody. Czas podnoszenia wody na wymagany poziom wynosi ok. 30 s, a opadania jeszcze mniejszy. Ustawienie poziomu wody do palenia detali z blachy czarnej grubej pokazuje Rysunek 40. Blacha gruba poz. 15 leżąca na pionowych żebrach podporowych poz. 14 tworzących kratownicę nie może stykać się bezpośrednio z

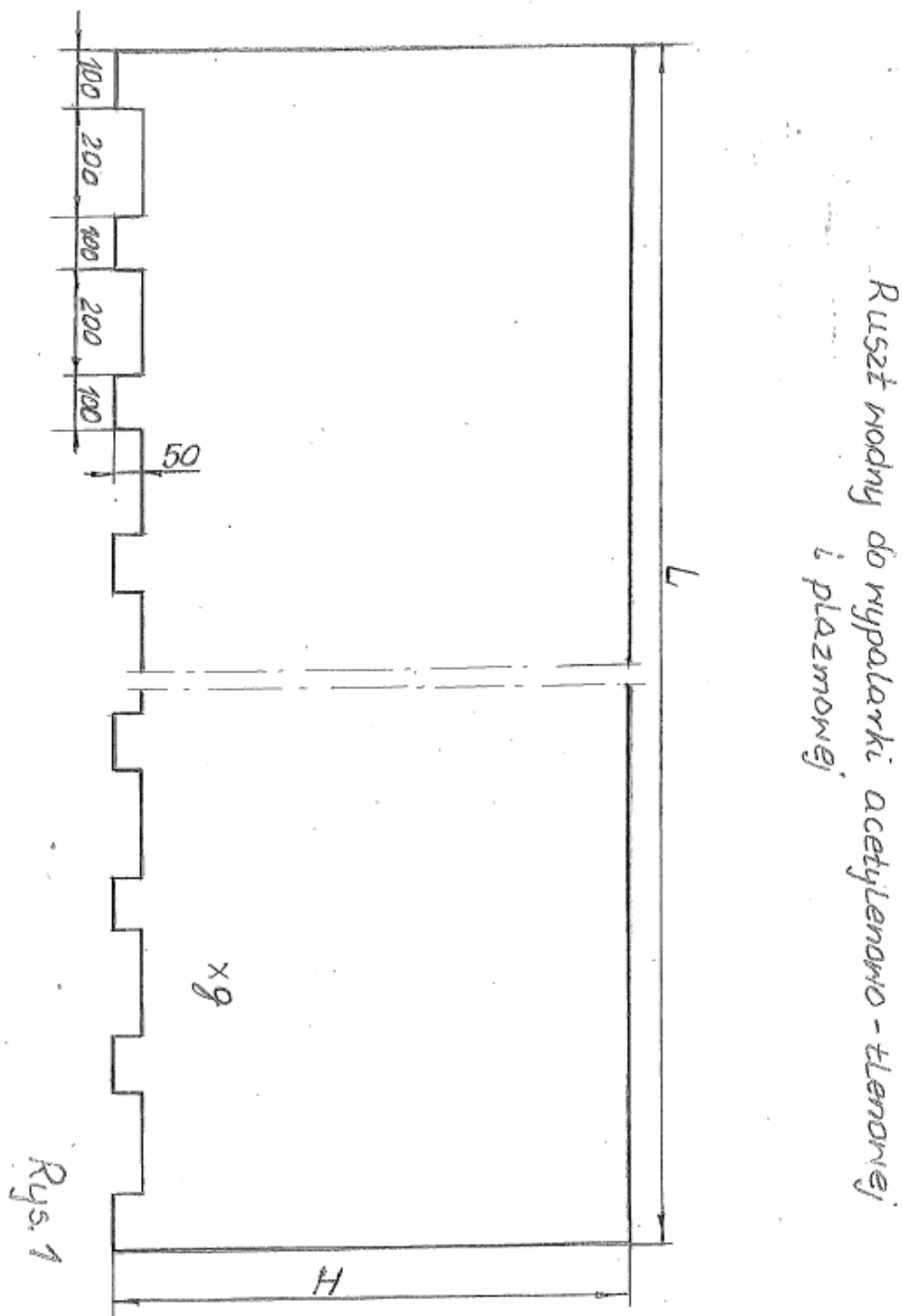
komorą wodną. Powierzchnia blachy musi znajdować się ok. 10 mm nad powierzchnią wody, tak aby płomień z palnika poz. 16 wchodził bezpośrednio w materiał. Wypalanie detali z blach grubych w wodzie ma następujące zalety:

- zmniejsza odkształcenia kształtu po wypaleniu;
- zapewnia szybsze chłodzenie wypalek;
- zmniejsza rzaz, a przez to poprawia dokładność wymiarową wypalek.

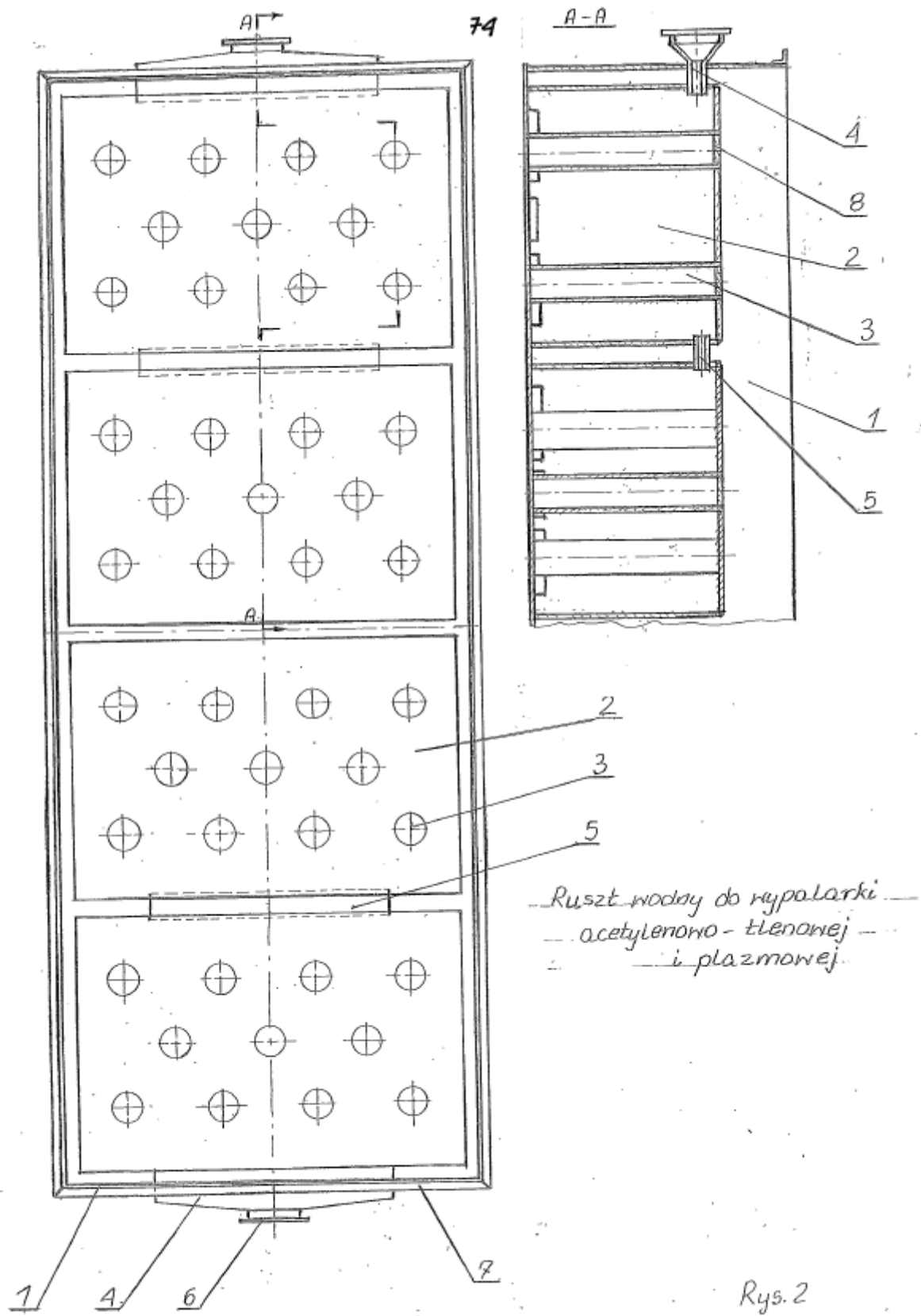
Przedstawione rozwiązanie konstrukcyjne rusztu wodnego wypalarki jest proste, łatwe do wykonania i sprawdzone w działaniu.

Zaprojektowany i wykonany ruszt wodny wypalarki acetylenowo-tlenowej i plazmowej przedstawiony jest na Rysunek 41.

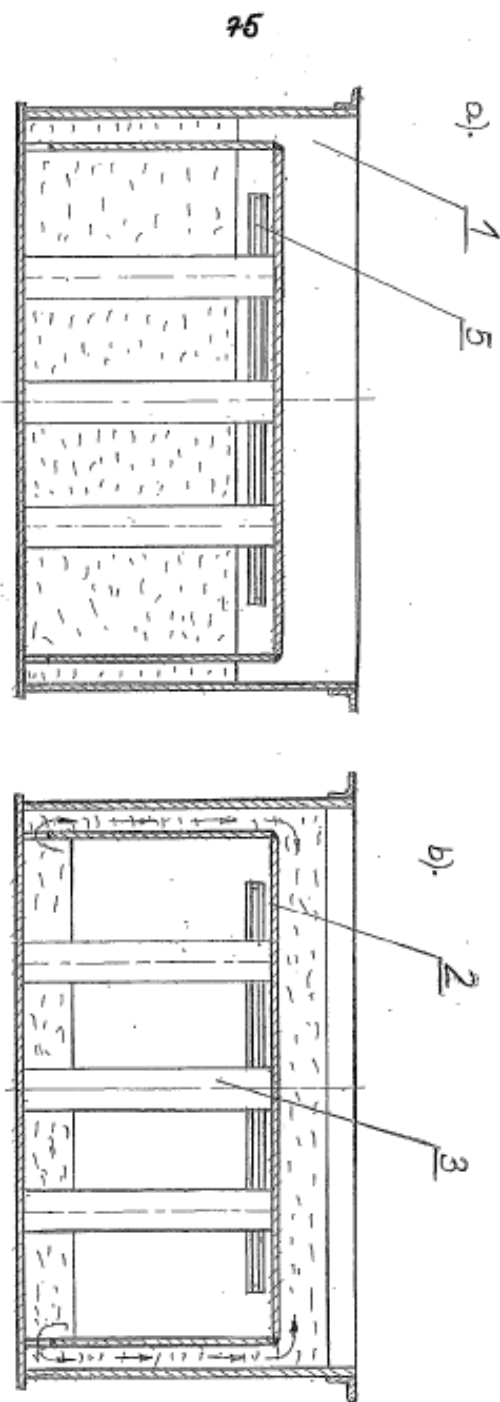
73



Rysunek 36. Ściana boczna komory wodnej rusztu.



Rysunek 37. Układ komór wodnych w obszarze wypalarki.

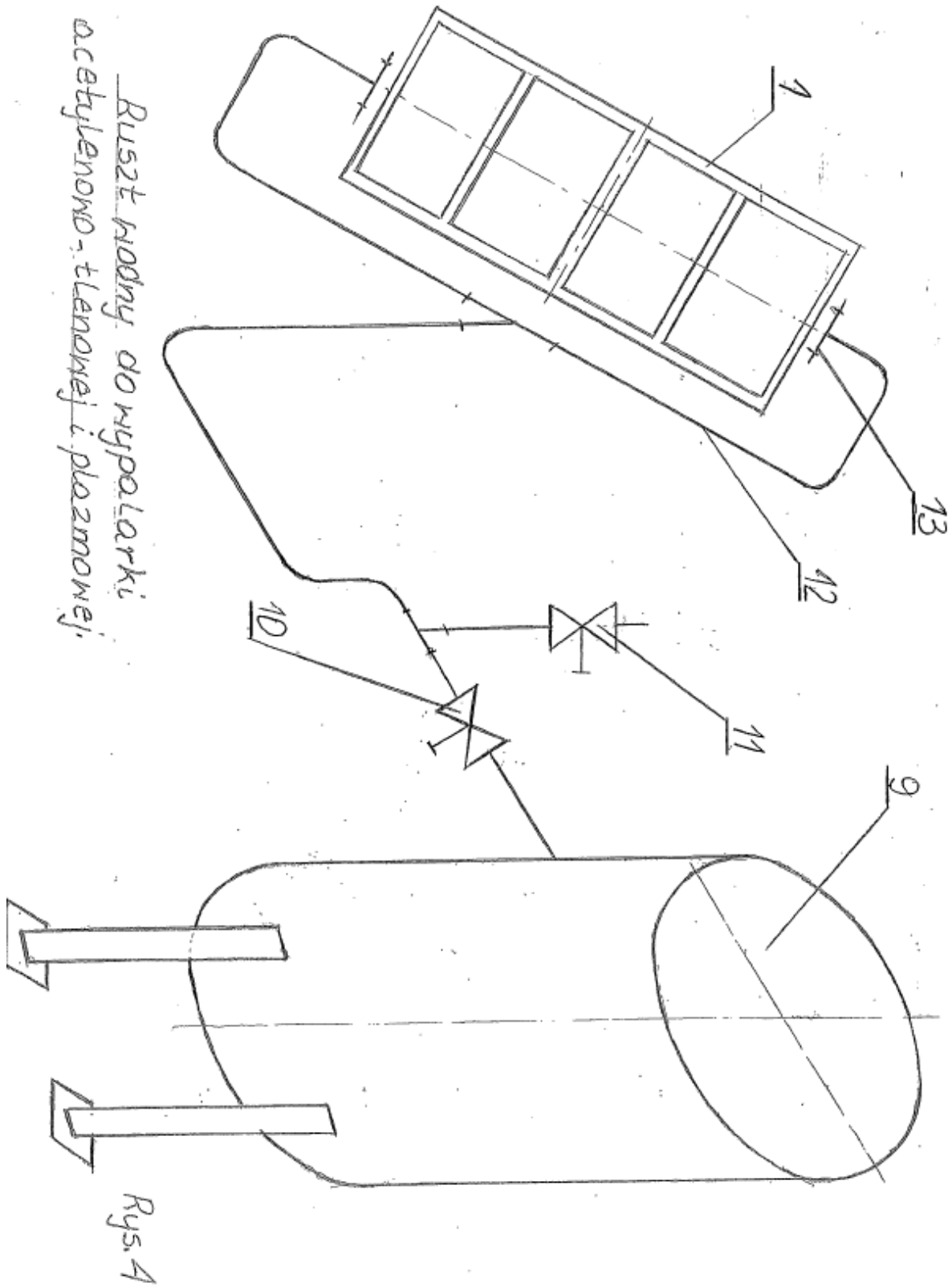


Ruszt wodny do wypalarki acetylenowo-tytanowej
i plazmowej

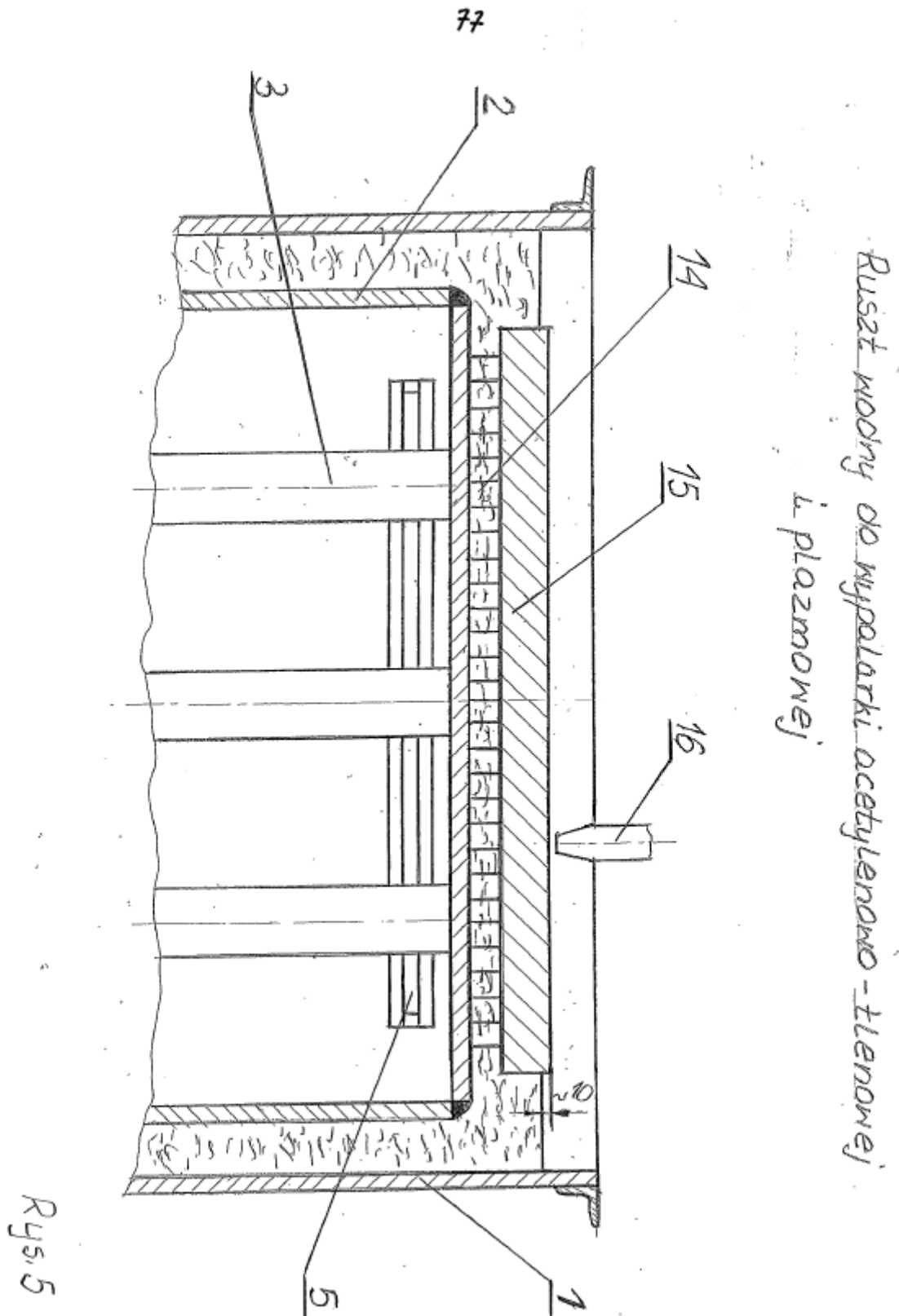
Rys. 3

Rysunek 38. Poziom i ruch wody w wannie i komorach wodnych.

76



Rysunek 39. Schemat instalacji sprężonego powietrza.



Rysunek 40. Ustawienie poziomu wody do palenia detali z blachy czarnej grubej.



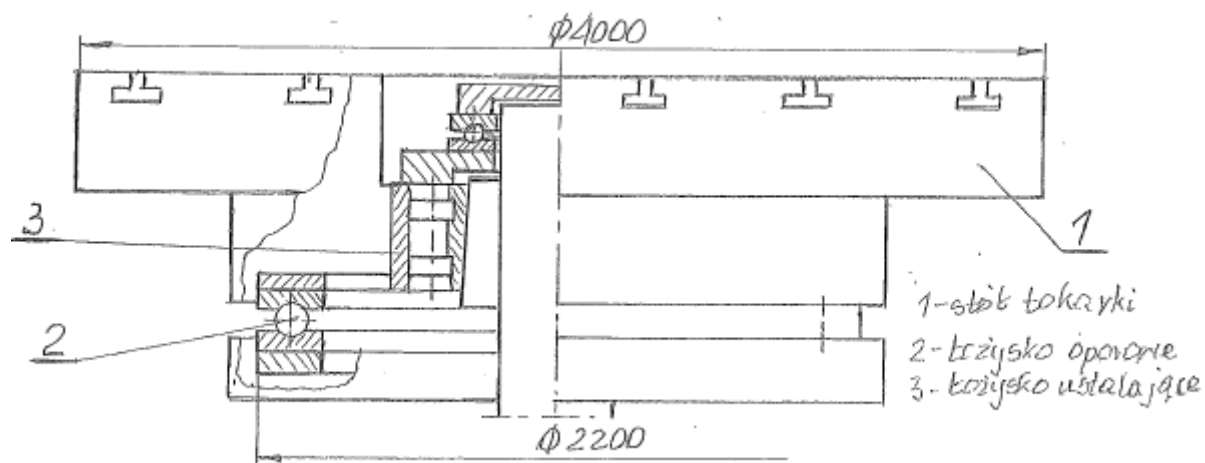
Rysunek 41. Ruszt wodny wypalarki acetylenowo–tlenowej i plazmowej.

8.4. Poduszka olejowa stołu obrotowego tokarki karuzelowej

Tokarki karuzelowe należą do grupy obrabiarek ciężkich, obrabiających detale o dużych gabarytach i masie.

Często w przemyśle maszynowym można spotkać tokarkę karuzelową o średnicy stołu ok. 4 m i średnicy toczenia w granicach (5,5 ÷ 6) m, przy wysokości obrabianego elementu do 3 m, co wymieniono przykładowo w poz. [6], a masa może osiągać nawet do 30 ton. W praktyce tak duże obrabiane detale wymagają specjalnych stołów obrotowych dobrze łożyskowanych i o znacznej nośności, które są na wyposażeniu w/w tokarek. Oprócz tego podobne stoły można spotkać jako wyposażenie innych obrabiarek np. wiertarko – frezarek. Łącząc wszystkie masy przenoszone przez stół obrotowy wraz z oprzyrządowaniem i masą własną osiąga się nawet do 40 t. Obciążenia te przenoszą przede wszystkim łożyska oporowe, które na każdej takiej obrabiarce znajdują się pod obrotowym stołem.

Producenci tokarek karuzelowych stosują różne rozwiązania konstrukcyjne łożysk oporowych, których wymiary gabarytowe przekraczają często 2 m. Rysunek 42 poglądowo przedstawia łożysko oporowe kulkowe stołu tokarki karuzelowej.



Rysunek 42. Łożysko oporowe kulkowe stołu tokarki karuzelowej.

Zamieszczone na rysunku wymiary dotyczą tokarki karuzelowej o średnicy stołu $\phi 4000\text{mm}$ i średnicy zewnętrznej łożyska oporowego $\phi 2200\text{ mm}$. Spotykane są również łożyska oporowe baryłkowe.

Łożyska oporowe toczne, szczególnie kulkowe źle znoszą obciążenia spoczynkowe, ze względu na punktowy styk między kulką a bieżnią. Przyczynia się to do występowania po dłuższym czasie eksploatacji miejscowych wgniotów na bieżniach, a to w dalszej kolejności powoduje występowanie drgań w ruchu obrotowym, co pogarsza jakość obróbki. Dłuższe stojące obciążenia na takich obrabiarkach biorą się stąd, że duże i ciężkie detale wymagają często znacznego czasu na ustawienie, zamocowanie, a także i przemocowanie. Wszystkie łożyska obrotowe, nie tylko oporowe dobrze znoszą obciążenia w ruchu, a źle podczas postoju.

Przedstawione wyżej rozwiązania konstrukcyjne łożyskowania dużych stołów obrotowych występujących w tokarkach karuzelowych, a także na wyposażeniu innych obrabiarek obarczone są wadami. Wymiana takiego wyeksploatowanego łożyska na nowe tego samego typu jest półśrodkiem, gdyż po jakimś czasie pracy znowu wystąpi to samo zjawisko. Łożyska tej wielkości są trudnodostępne i bardzo drogie. Poszukując innych rozwiązań można oprzeć się na znanym zagadnieniu jakim jest poduszka olejowa. Poduszka olejowa może w pełni zastąpić łożysko oporowe. Trudności które wystąpią przy tej zamianie to:

- wkomponowanie konstrukcji poduszki olejowej do istniejącego korpusu stołu tokarki;
- zaprojektowanie takiej poduszki olejowej, która przeniesie jeszcze z zapasem łączne obciążenie ok. 40 ton masy.

Rysunek 43 i Rysunek 44 przedstawiają rozwiązanie konstrukcyjne poduszki olejowej stołu obrotowego tokarki karuzelowej spełniło te wymagania. Przedstawiona na rysunkach poduszka olejowa wykonana została do istniejącej i pracującej tokarki karuzelowej. Po wymontowaniu łożyska oporowego kulkowego powstało miejsce, w którym można było zamontować oba elementy poduszki olejowej, która składa się z dwóch pierścieni dolnego i górnego. Czynna powierzchnia robocza obu pierścieni zawierała się między wymiarami $\varnothing 2240$ mm i $\varnothing 1640$ mm.

Pierścień dolny jest cały stalowy i ma szlifowaną powierzchnię styku a pierścień górny wyłożony jest tworzywem sztucznym np. tekstolitem. Na pierścieniu dolnym stalowym wykonany jest rowek olejowy o kształcie łamanym, w celu zwiększenia jego długości. Pierścień ten wyposażony jest w osiem punktów podawania oleju, które znajdują się w rowku olejowym. Zasada działania poduszki olejowej jest następująca: podawany pod ciśnieniem olej ośmioma punktami do rowka olejowego między oba pierścienie dolnego i górnego, aby wypłynąć na zewnątrz, musi minimalnie podnieść pierścień górny. Wynikiem tego między oboma pierścieniami powstaje bardzo cienka warstwa oleju grubości od 0,1 do 0,2 mm. Pierścień górny przymocowany jest do stołu obrotowego tokarki. Wypływający olej z miejsca styku obu pierścieni spływa do zbiornika i jest ponownie pompowany tworząc w ten sposób obieg zamknięty. Podając olej między oba pierścienie, czy to podczas ruchu obrotowego stołu, czy podczas postoju, zawsze występuje ta sama cienka warstwa oleju. Główną zaletą poduszki olejowej jest to, że nigdy nie występuje szkodliwy styk punktowy, tylko oddziaływanie powierzchniowe. Takie rozwiązanie w porównaniu z łożyskiem kulkowym zwiększa zdecydowanie żywotność i poprawia jakość ruchu obrotowego stołu tokarki karuzelowej. Oprócz tych zalet wymienić należy jeszcze to, że koszt wykonania poduszki olejowej wraz z układem hydraulicznym jest kilkakrotnie tańszy od kosztu zakupu łożyska.

Wyznaczenie podstawowych parametrów układu hydraulicznego:

- 1) ciśnienia oleju;

2) ilości oleju.

Ad 1.

Przyjęto obciążenie robocze stołu – poduszki – 40000 kG – 392400 N

Powierzchnia robocza poduszki wynosi:

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{\pi (2,24)^2}{4} - \frac{\pi (1,64)^2}{4} = 3,939 - 2,111 = 1,828 \text{ m}^2$$

$$P = \frac{Q}{\Delta S} = \frac{392400}{1,828} = 214660,83 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cong 0,215 \text{ MPa}$$

gdzie:

Q – obciążenie stołu i poduszki

ΔS – powierzchnia czynna poduszki

ad 2.

Wymagana ilość oleju wynika z objętości warstwy powstałej między oboma pierścieniami

$$V = \Delta S \cdot h$$

gdzie:

ΔS – powierzchnia czynna poduszki

h – grubość warstwy oleju od 0,1 do 0,2 mm

$$\Delta S = 1,828 \text{ m}^2 = 18280 \text{ cm}^2$$

$$h = (0,01 \div 0,02) \text{ cm}$$

$$V = 18280 \cdot 0,01 = 182,8 \text{ cm}^3 \text{ i } 18280 \cdot 0,02 = 365,6 \text{ cm}^3$$

lub

$$V \cong 0,183 \text{ l} \quad \text{i} \quad V \cong 0,366 \text{ l}$$

gdzie:

l - litr

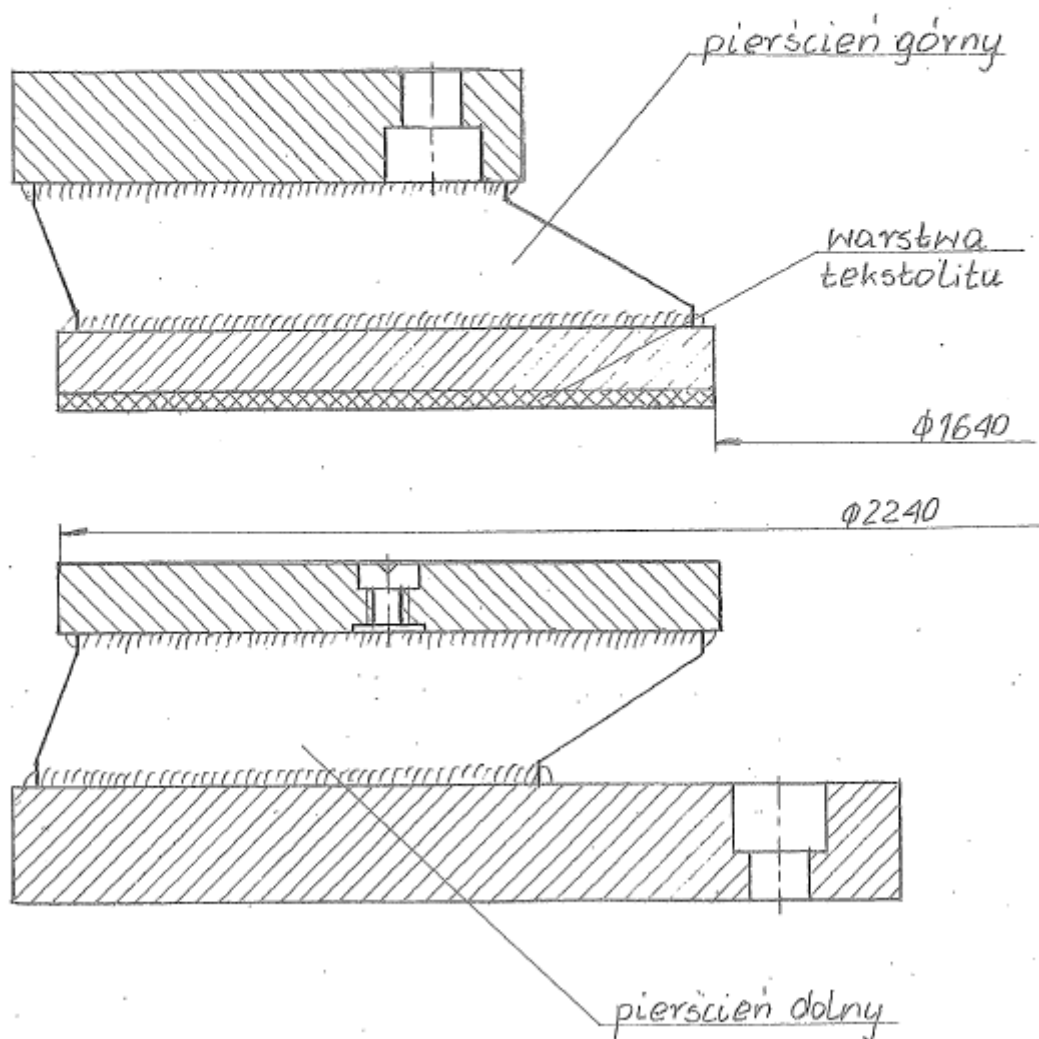
Wydajność pomp olejowych określa się często w l/min, to w tym przypadku wydajność pompy powinna się zawierać między 10,98 l/min a 21,96 l/min.

W przedstawionym rozwiązaniu układu hydraulicznego opartym elementach wg poz. [10] i [11], jak na rys.44 przyjęto pompę olejową zębatą o wydajności 25 l/min (wydajność z katalogu produkowanych pomp zębatych).

Przedstawione rozwiązanie konstrukcyjne poduszki olejowej do tej wielkości stołu tokarki karuzelowej sprawdziło się w praktyce i bezawaryjnie pracuje od kilku lat.

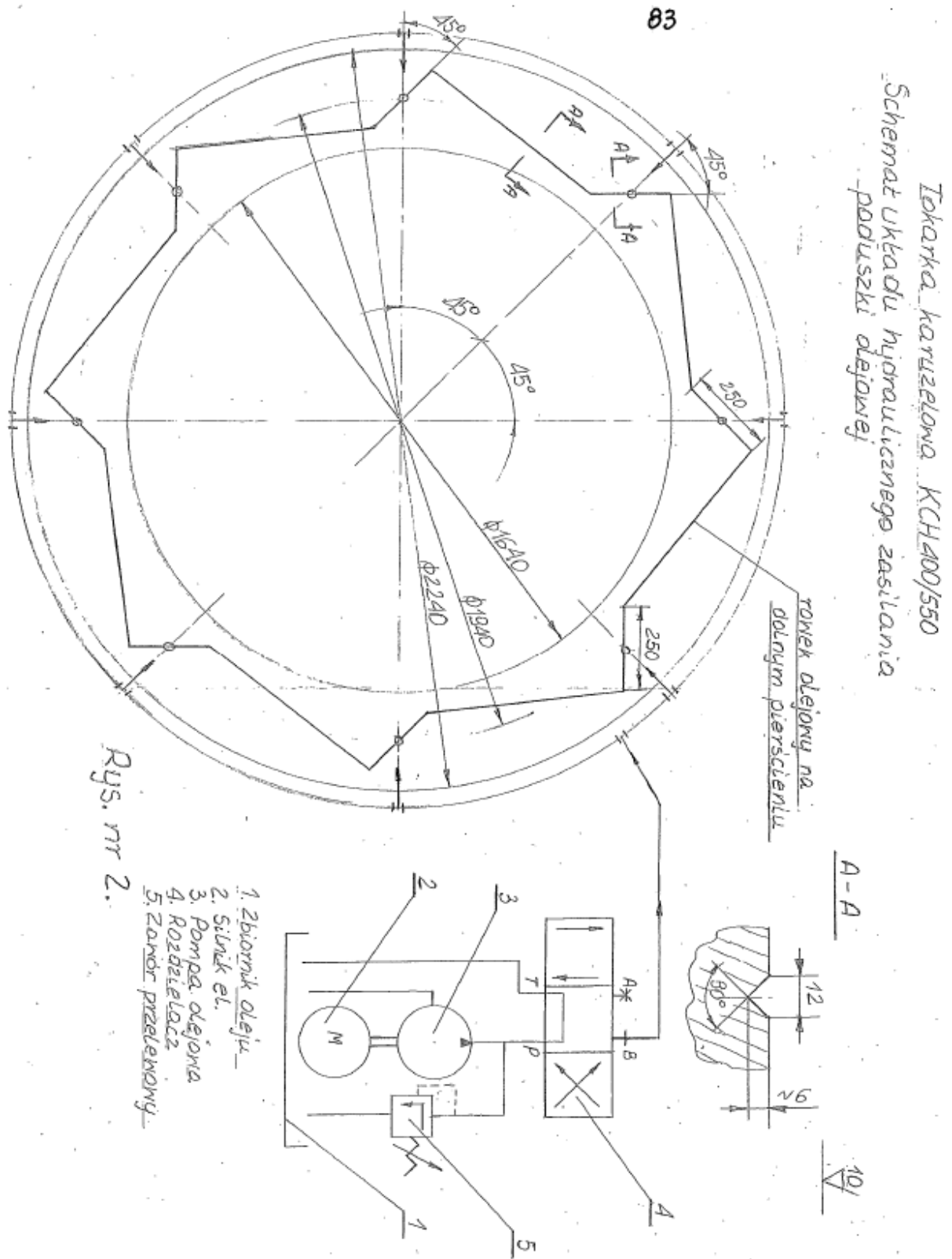
82

Tokarka karuzelowa KCH400/550
Pierścienie poduszki olejowej
stoku obrotowego



Rys. nr 1.

Rysunek 43. Pierścienie poduszki olejowej.



Rysunek 44. Układ hydrauliczny poduszki olejowej.

8.5. Prasa do prostowania typu „BOXER”

Zdecydowana większość detali wypalanych z blach płomieniem acetylenowo – tlenowym, plazmowym czy laserowym wymaga prostowania po wypaleniu.

W procesie każdego wypalania detali powstają odkształcenia cieplne powodowane bardzo dużą różnicą temperatur między strefą materiału, w której następuje topienie, a inną strefą materiału prawie zimną.

Podczas palenia laserem powstaje bardzo mały rzaz, ale mimo tego detale po wykonaniu też ulegają deformacji, która objawia się przede wszystkim krzywizną.

Typowe wypalarki laserowe mające źródło płomienia o mocy 6 kW przepalają blachę czarną grubości (20 ÷ 25) mm. Detale po wypaleniu prostowane są na różnego rodzaju prasach, najczęściej hydraulicznych. Przedstawiona na Rysunek 45, Rysunek 46 i Rysunek 47 prasa do prostowania typu „BOXER” wykonana została przede wszystkim do prostowania detali wypalonych laserem. Prasa ta jest o działaniu dwustronnym. Główne elementy prasy obrazuje Rysunek 47, na którym występują następujące części:

- (1) Płyta główna siłowników;
- (2) Słupki oporowe;
- (3) Siłowniki hydrauliczne;
- (4) Rozdzielacz blokowy dwusekcyjny.

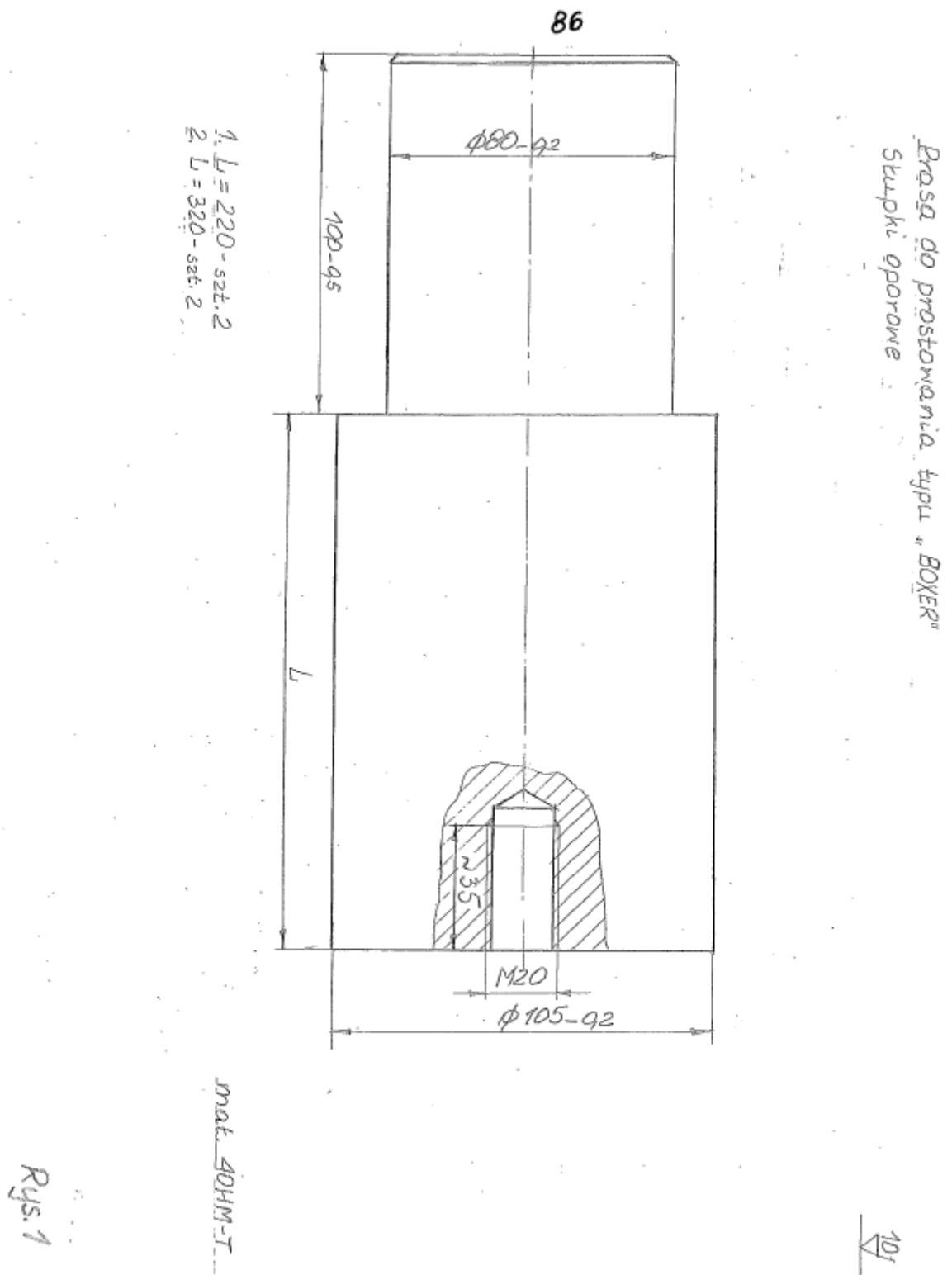
Poszczególne w/w elementy prasy typu „BOXER” spełniają następujące role:

- ad.1. Płyta główna siłowników przedstawiona na rysunku 46 wykonana jest jako grubościenny stół roboczy, obrobiony mechanicznie z jednej strony. Na obu końcach płyty wykonane są otwory, gniazda do mocowania słupków oporowych. W części środkowej płyty znajdują się dwie blachy oporowe do zamocowania dwóch siłowników hydraulicznych, kołnierzowych.
- ad.2. Słupki oporowe wg rysunku 45 są wykonane w dwóch wielkościach do większych i mniejszych prostowanych detali. Słupki te służą jako oparcie podczas prostowania detali. Rozstaw tych słupków zależy od wielkości detalu i łatwo można go regulować.
- ad.3. Prasa wyposażona jest w dwa jednakowe siłowniki hydrauliczne o średnicy tłoka $D=80$ mm, średnicy tłoczyska $d=56$ mm i skoku $H=400$ mm. Siła nacisku wywołana ciśnieniem oleju 25 MPa wynosi ok. 110 000 N.

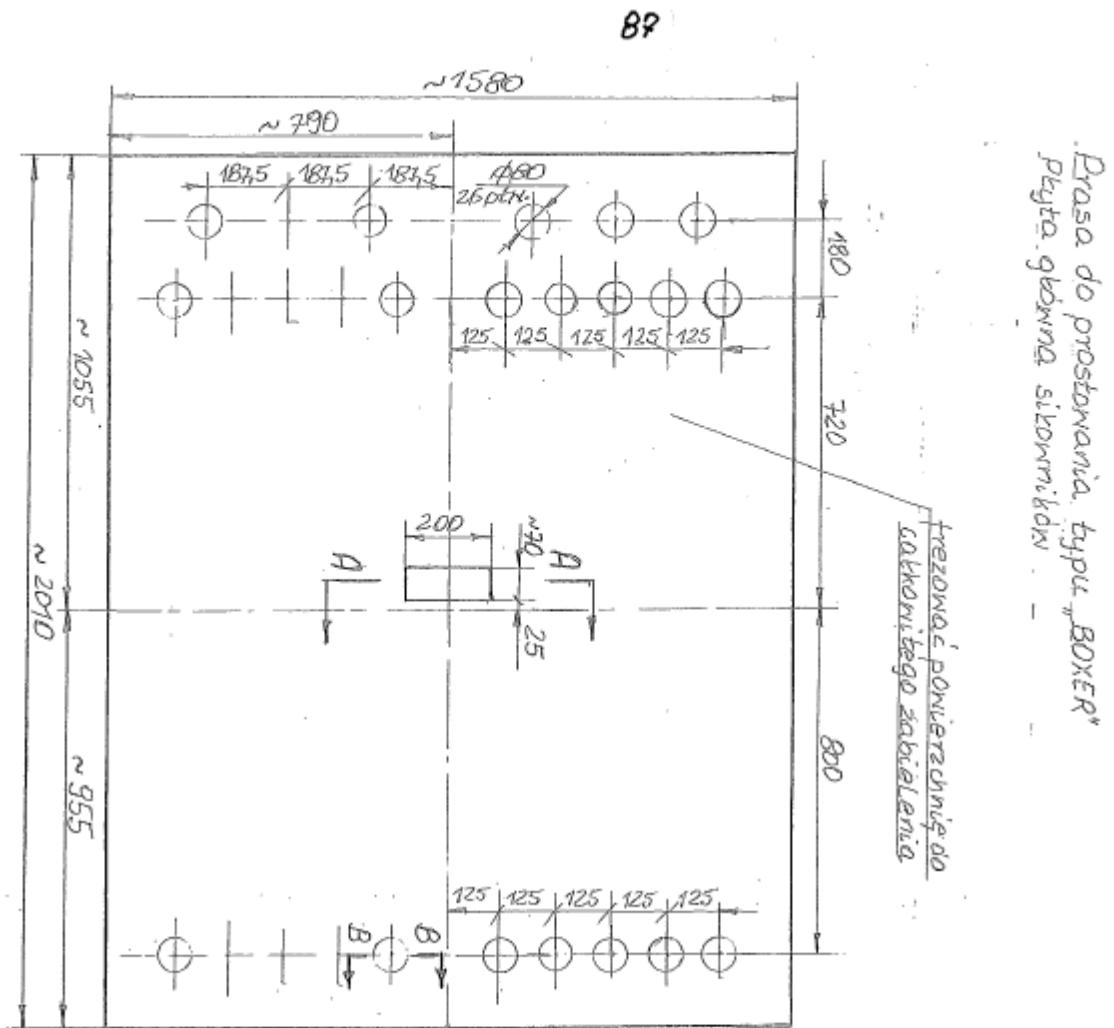
- ad. 4. Do sterowania ruchami roboczymi siłowników służy rozdzielacz blokowy, dwusekcyjny występujący na schemacie układu hydraulicznego rys. 47 jako pozycja 4, wg poz. [10]. Rozdzielaczem tym można sterować pojedynczo siłownik lub oba jednocześnie. Zastosowanie dwóch siłowników w prasie znacznie przyspiesza proces prostowania. Siłę nacisku siłowników można regulować nastawą zaworu przelewowego, który znajduje się w układzie.

Prostoliniowość prostowanych detali sprawdza się kładąc je obrobionej płycie głównej siłowników.

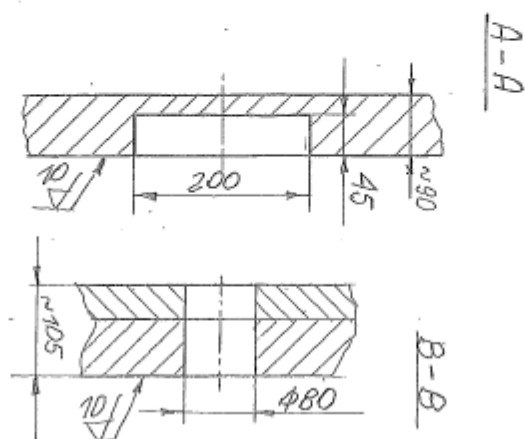
Prasa do prostowania typu „BOXER”, przedstawiona na Rysunek 48, jest prosta w obsłudze i sprawdziła się w praktyce.



Rysunek 45. Słupek oporowy.



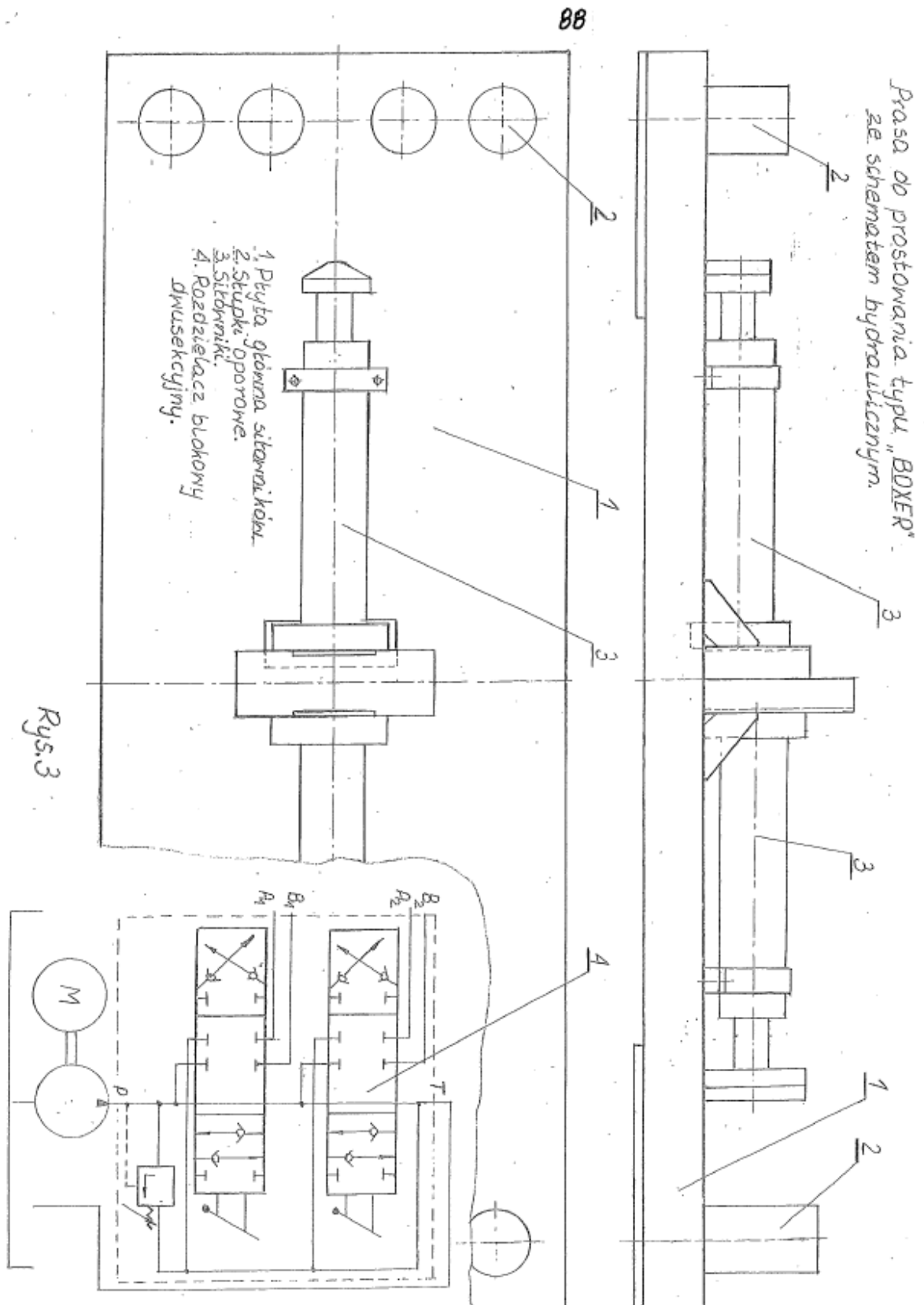
Prasa do prostowania typu "BOXER"
Płyta główna siłownika



mat. S355J2

Rys. 2

Rysunek 46. Stół prasy do prostowania typu BOXER.



Rysunek 47. Zestawienie wraz z schematem hydraulicznym prasy do prostowania typu BOXER.

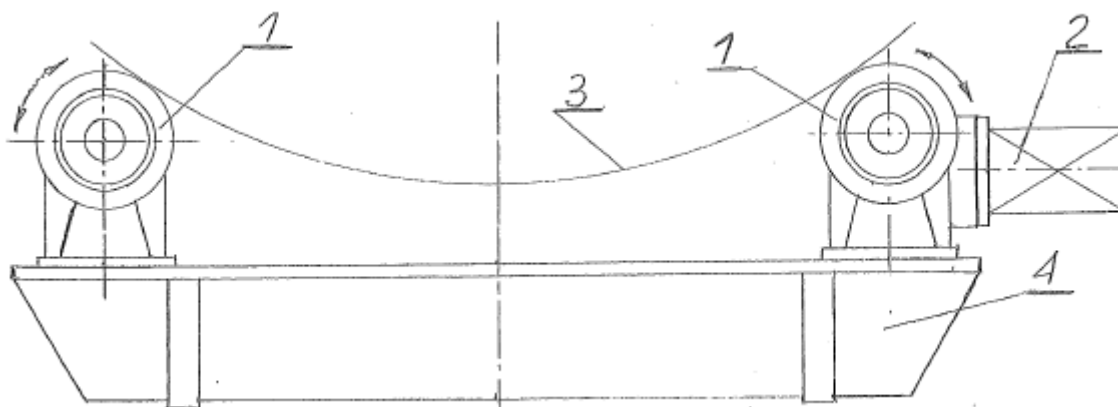


Rysunek 48. Prasa do prostowania typu BOXER.

8.6. Obrotniki spawalnicze do spawania zbiorników o masie 40 i 80 ton

W zakładach produkujących zbiorniki i cysterny spotyka się dwa rodzaje obrotników: montażowe i spawalnicze. Oba rodzaje służą do tego samego celu w procesie produkcji, tj. do obracania wyrobów cylindrycznych.

Obrotniki montażowe są proste w budowie, gdyż wyposażone są tylko: 1-rolki, 2-napęd i 4-ramę. Poz. 3 to zarys zbiornika. Rysunek 49 obrazuje obrotnik montażowy czynny, czyli z napędem. W każdym zestawie obrotników oprócz czynnej występuje także część bierna, która ma taką samą budowę, tylko bez napędu. Napęd obrotników montażowych ma stałą prędkość obrotową, bez regulacji. Do spawania zbiorników i cystern o kształcie cylindrycznym używa się obrotników spawalniczych, wymienionych w poz. [19]. Szczególnie obrotniki te przydatne są do wykonywania spoin obwodowych wewnątrz i zewnątrz zbiorników metodą spawania automatycznego pod topnikiem.



Rysunek 49. Obrotnik montażowy.

Nośność obrotników spawalniczych zależnie od ich budowy osiągać może do 120 ton masy. Długości spawanych zbiorników może dochodzić nawet do kilkudziesięciu metrów. Poglądowy rysunek takiego obrotnika wraz ze schematem napędu obrazuje Rysunek 50. Rysunek ten przedstawia tzw. część czynną obrotnika, która posiada napęd. W zestawie do spawania występuje zawsze część czynna i min. jedna część bierna, a podczas spawania długich zbiorników części biernych może być więcej. Każda część bierna ma identyczną budowę jak czynna, tylko nie posiada napędu.

Podstawowe części składowe obrotnika części czynnej wg Rysunek 50 to:

- 1) Rama nośna;
- 2) Wahacz z rolkami;
- 3) Rolki główne gumowane;
- 4) Rolka pośrednia;
- 5) Wałek napędowy;
- 6) Przekładnie ślimakowe napędu;
- 7) Przekładnie ślimakowe napędu;
- 8) Koła łańcuchowe napędu rolek;
- 9) Koła łańcuchowe napinacza łańcucha;
- 10) Łańcuch.

Taki układ napędu jak na Rysunek 50 zapewnia stałą prędkość obrotową wszystkich rolek bezpośrednio, co jest bardzo ważne podczas spawania, gdyż nie powoduje powstawania wad spawalniczych. Pozycje od 1 do 4 są wzorowane z podobnego rozwiązania, natomiast pozycje od 5 do 10, to projekt własny.

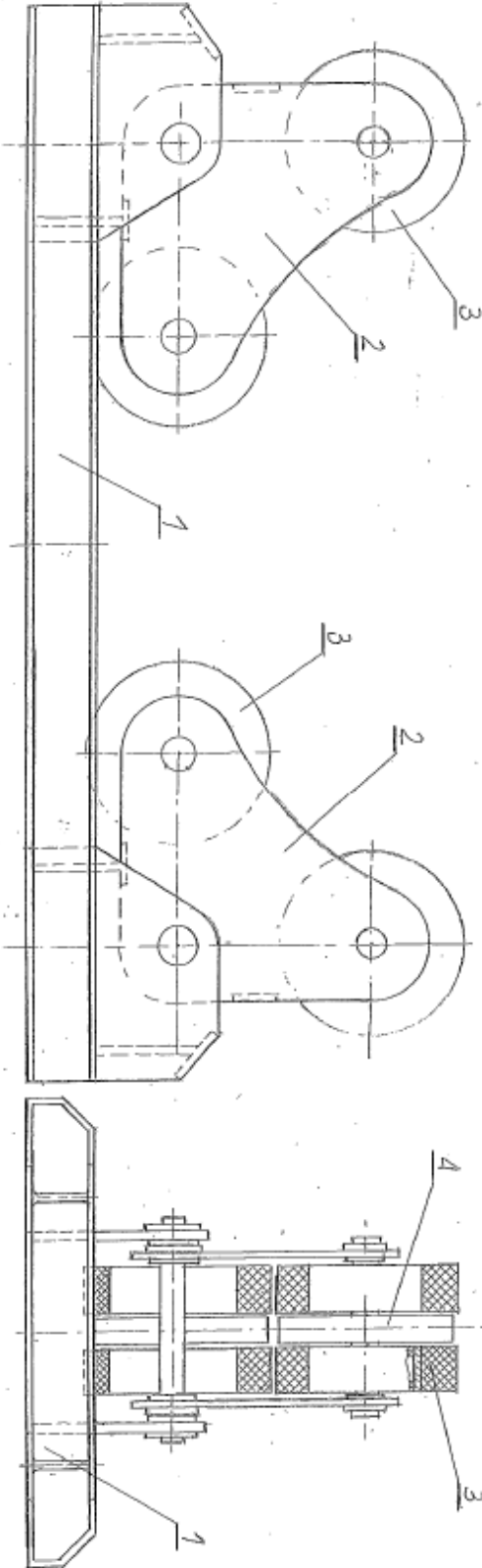
W części czynnej występuje silnik elektryczny trójfazowy o mocy w zależności od masy obracanych zbiorników, który współpracuje z falownikiem. Falownik zapewnia płynną bezstopniową regulację prędkości obrotowej rolek poz. 3. Zestaw przekładni ślimakowych samohamownych pozwala uzyskać duże przełożenie w napędzie nawet do ok. 1:2000. Przekładnie o takim łącznym przełożeniu i napędzie silnikowym z falownikiem pozwalają na spawanie różnych zbiorników o dowolnej średnicy, grubości blach i masie. Każda część czynna napędza z jednakową prędkością obrotową wszystkie cztery zestawy rolek podporowych. Rolki podporowe poz. 3 na średnicy zewnętrznej są gumowane grubą warstwą gumy twardej o twardości do ok. 96°Sh. Styk gumowy nie powoduje poślizgu podczas obracania zbiornika, a tym samym zapewnia prawidłowe spawanie. Szerokość rolek gumowanych wynosi ok. (110 ÷ 150) mm. Rolki te są rozstawione, a między nimi znajduje się rolka stalowa o mniejszej średnicy, która stanowi zabezpieczenie w przypadku dużego zużycia gumy i zapewni wtedy oparcie zbiornika. Przekładnie poz. 6 są jednakowe, wyposażone w koła łańcuchowe napędzające koła łańcuchowe rolek podporowych. Wahacze poz. 2 wraz z rolkami poz. 3 w stanie bez obciążenia ustawiają się samoczynnie jak pokazuje rys.50. Zakładając zbiornik w pierwszej kolejności styka się on z górnymi rolkami wahaczy. Zależnie od średnicy zbiornika wahacz z rolkami zaczyna się odchyłać, a przez to górna rolka musi mieć zapewniony obrót, gdyż poślizg między gumą a metalem nie jest możliwy, jak również i przez samohamowny napęd przekładni ślimakowych, które podczas załadunku znajdują się w stanie spoczynku. Aby zapewnić ten wymagany niewielki ruch obrotowy górnej rolki podporowej podczas załadunku występuje sprzęgło cierne, które poprzez poślizg zapewni ten ruch. Sprzęgło to znajduje się na wałku górnych rolek podporowych i połączone jest bezpośrednio z kołem łańcuchowym poz. 8. Część bierna zestawu obrotowego takiego sprzęgła nie wymaga.

Średnice spawanych zbiorników na takich obrotkach osiągają nawet wielkości do ok. (5 ÷ 6) m. Do spawania używane są specjalne automaty spawalnicze zwane słupowysięgnikami. Automaty te pozwalają na spawanie spoin obwodowych zarówno zewnątrz jak i wewnątrz zbiorników.

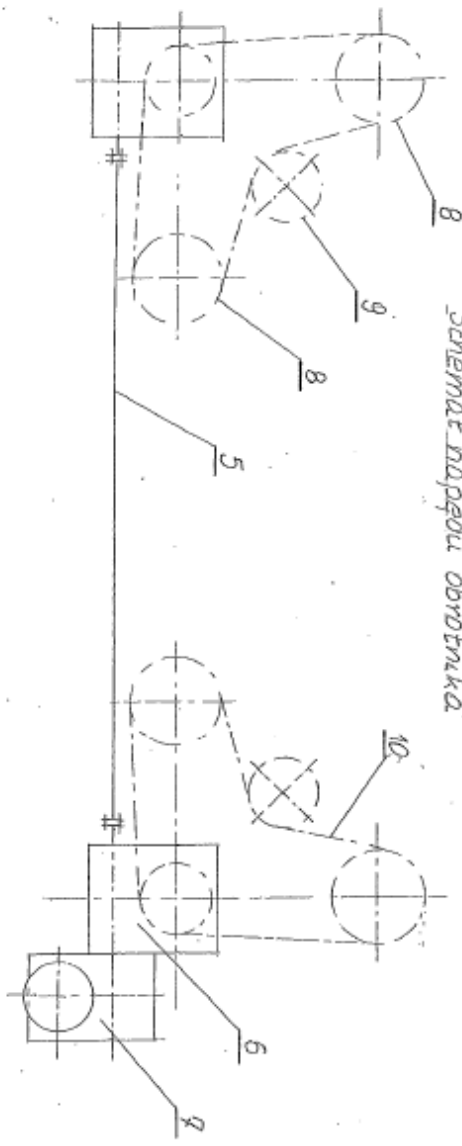
Zaprojektowany i wykonany obrotnik spawalniczy o nośności do 80 ton przedstawiono na Rysunek 51.

92

Obrotnik spawalniczy

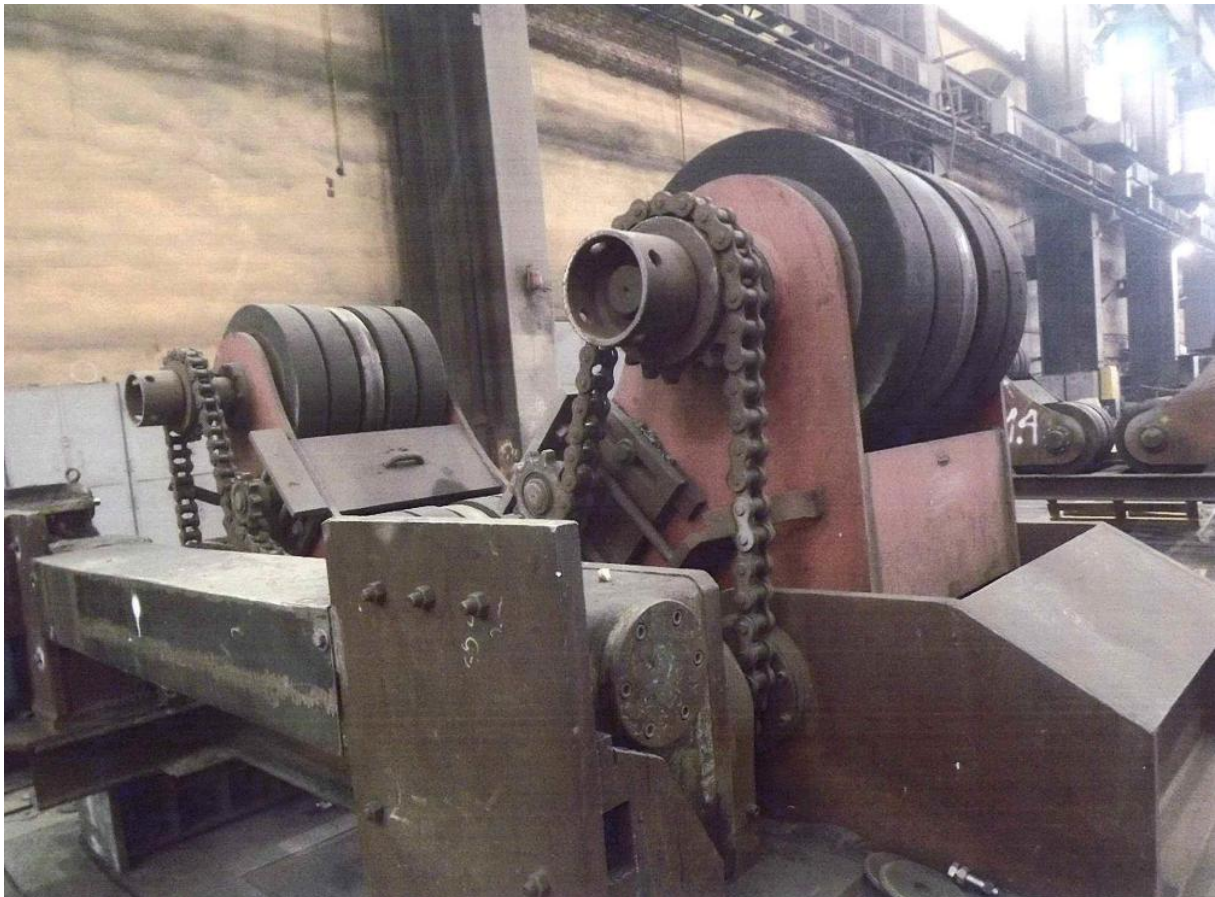


Schemat napędu obrotnika



Rys. 1

Rysunek 50. Obrotnik spawalniczy.

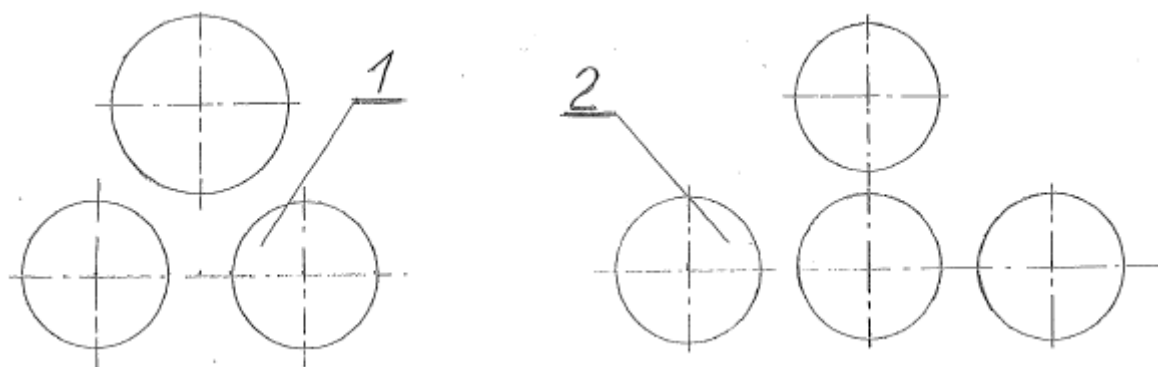


Rysunek 51. Obrotnik spawalniczy o nośności do 80 ton.

8.7. Podtrzymka zwijanych detali na walcach

Występujące w zakładach produkujących zbiorniki i cysterny walce do zwijania blach, zwane także zwijarkami, najczęściej spotykane są w układzie trójwalcowym poz.1, rzadziej w układzie czterowalcowym, poz.2, jak przedstawiono na Rysunek 52.

Układ zwijarki trójwalcowej wg poz. [22] posiada dwa walce dolne stałe i górny ruchomy, który przemieszcza się pionowo w obu kierunkach. Walce dolne są napędowe, walec górny dociskowy bierny. Średnica walców jest zróżnicowana, czyli górny walec posiada najczęściej średnicę większą od dolnych. Górny walec jest dociskowym i on powoduje przeginanie zwijanej blachy przez docisk do walców dolnych. Dolne walce napędowe powodują przemieszczanie się przeginanej blachy, która po kilku takich cyklach osiąga kształt walcowy zwany cargą.



Rysunek 52. Schemat układu walców do zwijarek do blach.

Po uzyskaniu wymaganego kształtu walcowego wg poz. [17] miejsce styku obu końców blachy są szczepiane spoinami, tak aby powstała w ten sposób carga którą można było zdjąć ze zwijarki. W miejscu styku obu końców blachy wykonuje się spoinę wzdłużną, która zamyka na stałe powstałą carga. Spoina wzdłużna często powoduje deformację cylindrycznego kształtu cargi. Po wykonaniu spoiny wzdłużnej i po zeszlifowaniu jej lica do grubości blachy, carga wraca ponownie na walce w celu jej wykalibrowania do właściwego kształtu cylindrycznego. Kalibrowanie cargi o średnicy rzędu kilku metrów i o różnej grubości ścianki bardzo często deformują się pod własnym ciężarem przybierając kształt owalny, co wypacza obraz i efekt kalibracji, a tym samym utrudnia prawidłowe wykonanie tego procesu. Jedynym sposobem poprawienia procesu kalibracji carga jest zastosowanie obustronnych podpórek, które poprzez docisk cargi powodują uzyskiwanie wymaganego kształtu cylindrycznego. Producenci zwijarek do blach bardzo rzadko wyposażają je w podpórki. Dotyczy to szczególnie zwijarek wyprodukowanych w drugiej połowie dwudziestego wieku. Przedstawiona na Rysunek 53 schematycznie zwijarka do blach o parametrach: szerokość zwijanej blachy do 2500 mm i grubość blachy do 50 mm, takich podpórek nie posiadała. Dlatego kolejnym moim rozwiązaniem było zaprojektowanie, zamontowanie i wyposażenie w/w zwijarki w podpórki. Pokazana na rysunku zwijarka poz. 1 kalibrująca carga poz. 4 wyposażona w hydrauliczną podpórkę walców do zwijania blach, w skład której wchodzi:

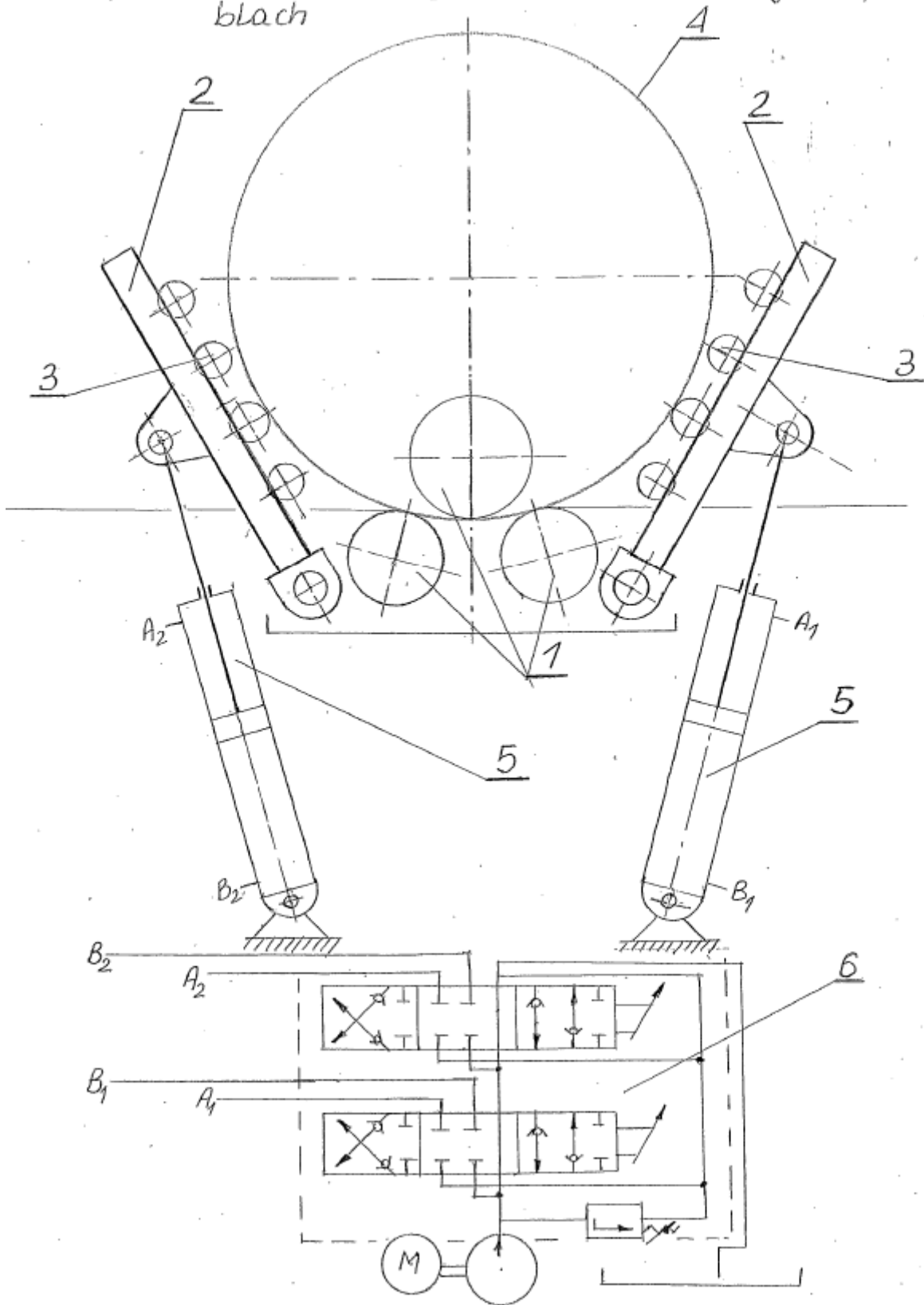
- 2 – rama nośna rolek obrotowych
- 3 – rolki obrotowe łożyskowane na łożyskach tocznych
- 5 – siłowniki hydrauliczne dociskające ramy z rolkami do cargi

6 – dwusekcyjny blokowy rozdzielacz hydrauliczny do sterowania wysuwem siłowników.

Cały układ hydrauliczny wyposażony jest w pompę olejową napędzaną silnikiem elektrycznym i zbiornik oleju. Rolki obrotowe poz. 3, które stykają się bezpośrednio z kalibrowaną cargą posiadają długość równą jej szerokości. Oba segmenty podpórki można w zależności od potrzeb ustawiać indywidualnie pod dowolnym kątem.

Zaprojektowana i wykonana podtrzymka zwijanych detali na walcach przedstawiona jest na Rysunek 54.

Hydrauliczna podtrzymka wałców do zniżania blach



Rysunek 53. Schemat poglądowy podtrzymki zwijanych detali na walcach.



Rysunek 54. Podtrzymka zwijanych detali na walcach.

9. Wnioski

Układ napędowy z dwoma zębnikami zapewnia w praktyce pozytywne i dobre osiągnięcia w pozycjonowaniu obrabiarek i urządzeń. Potwierdzają to wyniki z pomiarów pozycjonowania wiertarko – frezarki „SKODA typu WD200B”, jak również podane w krótkich opisach dokładności pozycjonowania urządzeń firm światowych.

Łatwiej jest uzbroić nową obrabiarkę w zestaw napędowy z dwoma zębnikami będącymi z góry zaprojektowanymi, niż wbudować takie rozwiązanie do obrabiarki, której produkcja tego nie przewidywała.

Przedstawione rozwiązanie opisane w tej rozprawie udowadnia, że jest to możliwe.

Konstrukcja tego układu napędowego nie jest skomplikowana i nie zajmuje dużo miejsca. Zaletą tego rozwiązania jest przede wszystkim to, że oba zębniki pobierają napęd roboczy tylko z jednego silnika elektrycznego i z jednej przekładni zębatej.

Do zalet tego układu zalicza się również łatwość ustawienia obu zębników w prawidłowej pozycji pracy oraz możliwość regulacji płynnego docisku międzyzębnego wymaganego między zębami listwy zębatej i zębника. Zaletą tego układu napędowego jest także i to, że napędzane oba zębники z jednego silnika elektrycznego nie powodują wzrostu jego obciążenia. Wykazały to pomiary napięciowe i prądowe dokonane podczas pracy obu zębników. Wynika to z tego, że podczas ruchu obrabiarki w jedną czy drugą stronę pracuje tylko jeden zębник, natomiast drugi jest tylko dociągany do zębów listwy zębatej i nie przenosi żadnego obciążenia.

Taki układ ruchu z obciążeniem i luźnym dociskiem odbywa się przemiennie w zależności od kierunku jazdy obrabiarki po prowadnicach.

Wadą tego rozwiązania może być to, że dokładając drugi zębник do napędu wypada wymienić i pierwszy, tak aby oba zębники były jednakowe przede wszystkim pod względem dokładności wykonania zębów.

Koszt wykonania tego zębника nie jest duży w porównaniu z uzyskanymi efektami.

Wykazane zalety i poprawność funkcjonowania tego rozwiązania na przestrzeni lat pozwalają na zakwalifikowanie go do rozpowszechniania.

Możliwe jest dostosowanie układu z dwoma zębnikami do napędów różnych obrabiarek i urządzeń, tam gdzie występuje listwa zębata i zębник.

Zamieszczone w tej pracy przykłady rozwiązań modernizacyjnych pokazały jak można ulepszyć obrabiarkę pod względem rozszerzenia parametrów obróbkowych i dokładności wykonywania. W tym przypadku dostosowanie drugiego łoża i podwyższenie pionowej kolumny wrzeciennika były to projekty o znacznym stopniu trudności. Wynikiem tego wiertarko – frezarka rok budowy 1972 spełnia wymogi obrabiarki sterowanej numerycznie.

Wykazane inne projekty rozwiązań technicznych przyczyniły się do poprawy funkcjonowania parku maszynowego firmy. W znacznym stopniu do wykonania tych urządzeń wykorzystywane były materiały z zapasów magazynowych.

10. Streszczenie

METODA MINIMALIZACJI LUZU MIĘDZYZĘBNEGO W NAPĘDACH ZĘBĄTKOWYCH

Przemysł maszynowy wykorzystuje w napędach różnego rodzaju przekładnie zębate, które ogólnie można podzielić na dwie grupy: zamknięte i otwarte.

Przekładnie zamknięte są ciągle udoskonalane pod względem dokładności ruchowych, natomiast otwarte typu listwa zębata i zębniak aż takich możliwości nie posiadają. Mimo tego napędy typu listwa zębata i zębniak stosowane są na szeroką skalę w obrabiarkach skrawających typu wiertarko – frezarki. W napędach tych występuje luz międzyzębny powstały wynikiem tolerancji uzębienia, który ma niekorzystny wpływ na pozycjonowanie obrabiarki. Likwidację tego luzu można uzyskać poprzez zastosowanie drugiego zębniaka na listwie zębatej. Mechanizmy z dwoma zębniakami znane są na świecie i stosują je firmy niemiecka, japońska i tajlandzka. Rozwiązanie prezentowane w tej pracy jest inne, zgłoszone do Urzędu Patentowego RP jako wynalazek i ma numer P.431714.

W praktyce listwy zębate, które posiadają nawet kilkanaście metrów długości wykonuje się o zębach skośnych, natomiast zębniaki o zębach śrubowych. Z zależności geometrycznych takiego uzębienia łatwo można wyznaczyć poszczególne wymiary charakterystyczne dla zębów, jak i luz międzyzębny, zależny do modułu.

Ważnym zagadnieniem są również siły występujące między stykającymi się zębami podczas pracy obrabiarki.

Celem tej pracy jest znalezienie rozwiązania konstrukcyjnego typu drugi zębniak, które pozwoli na eliminację luzu międzyzębego i jednocześnie możliwe będzie jego wmontowanie do korpusu obrabiarki. Pierwszy zębniak będący na wyposażeniu obrabiarki zamocowany jest sztywno w przekładni zębatej, natomiast drugi zębniak jest wmontowany wahliwie i dociągany siłami do zębów listwy zębatej.

Zasada działania obu zębniaków polega na tym, że jeżeli pierwszy zębniak styka się z zębem listwy zębatej z jednej strony, to drugi zębniak styka się z zębem listwy zębatej z drugiej strony. Wynikiem takiej zasady działania jest to, żeby oba zębniaki nigdy nie pokonują luzu międzyzębego, a tym samym poprawiają pozycjonowanie obrabiarki. Konstrukcja drugiego zębniaka musi być sztywna, tak aby całkowicie przenosić

obciążenia wynikające z pracy obrabiarki i przejazdu po prowadnicach. Napęd na drugi zębniak przenoszony jest przekładnią łańcuchową z pierwszego zębniaka z odpowiednim naciąganiem łańcucha, co zapewnia ruch bezluzowy. Docisk zębów drugiego zębniaka do zębów listwy zębatej realizowany jest za pomocą siłowników hydraulicznych. Pomiar pozycjonowania obrabiarki dokonany sprzętem laserowym wyposażonej tylko w zębniak stały, wykazywał duże błędy. Pomiar dokonany tym samym sprzętem po zamontowaniu drugiego zębniaka wykazał zdecydowaną poprawę w pozycjonowaniu. Zastosowanie drugiego zębniaka i jednocześnie wprowadzenie innych usprawnień pozwoliło na dostosowanie wiertarko – frezarki „SKODA” typ WD200B, rok budowy 1972, na obrabiarkę sterowaną numerycznie. Pozwoliło to na rozszerzenie zakresu możliwości obróbkowych obrabiarki, między innymi na dokładne obróbki typu tokarskiego i frezarskiego.

Analizując korzyści wynikające z zastosowania drugiego zębniaka w obrabiarce można stwierdzić, że rozwiązanie to w pełni nadaje się do rozpowszechniania. Oprócz tego rozwiązania jak drugi zębniak zostały zaprojektowane i wdrożone inne projekty jak: hydrauliczna oczyszczarka rusztu laserowego, urządzenie do obcinania dennic po tłoczeniu, ruszt wodny wypalarek acetylenowo – tlenowych i plazmowych, poduszka olejowa stołu obrotowego tokarki karuzelowej, obrotniki spawalnicze do spawania zbiorników i podtrzymka zwijanych detali na walcach.

11. Summary

A METHOD OF MINIMISATION OF THE BACKLASH IN GEAR TOOTH IN GEAR DRIVES

The machine industry uses various types of gears for drives, generally classified as either open or closed. Enclosed gears are constantly being improved in terms of their accuracy of movement, while open gears such as rack and pinion have reached a point in their development where no further improvements can be easily obtained. Despite this shortcoming, the rack and pinion drives are widely used in cutting machines, in particular drilling and milling machines. In these drives, there is an intra-tooth play, also termed backlash, that being defined as the difference between the space between two consecutive teeth and the space occupied by a single tooth, which is necessary to ensure smooth meshing of teeth hence unobstructed gear drive movement. However, while necessary, the intra-tooth play can have an adverse effect on the positioning of the machine tool. To overcome this issue, a second pinion can be introduced to the system. A solution based on two pinions was previously used by some German, Japanese and Thai companies. However, the solution presented in this thesis is different to those previously proposed, as evidenced by the patent granted by the Polish Patent Office under the number P.431714.

In general, toothed rails, also known as racks, which can be several metres long, are usually made with helical teeth and so are the pinions. Based on geometrical relationships, it is easy to determine characteristic properties of the rack and pinion arrangement, including the teeth size and the corresponding gear backlash. Another important issue in the design of rack and pinion gear are the forces which occur at the teeth interfaces due to the gear operation.

The aim of the innovation presented in this thesis was to find a solution to the rack and pinion gear involving the second pinion, such as to minimise the gear backlash in SKODA WD200B boring and milling machine. To this end, the first, i.e. original, pinion is rigidly fixed within the gear, while the second, i.e. added, pinion is mounted pendulously and pulled against the rack. The principle of operation of the assembly is that when one pinion is in contact with the rack at one side of the rack's teeth, the other pinion is contact with the rack at the other side of the rack's teeth. In this way, these pinions never really need to overcome the backlash, hence improving the

controllability, in particular the positioning, of the machine. The construction of the second pinion needs to be rigid enough to carry the load associated with the operation of the machine's tool and its passage along the guides. The drive of the second pinion is provided by a chain transmission from the first pinion under sufficient tension to ensure play-free movement. The second pinion's teeth are pressed against the rack using hydraulic actuators.

Prior to the implementation of the second pinion system, the errors in positioning of the machine measured with laser-based instruments were approximately 0,3 to 0,4 mm. The errors measured with the same instruments right after the installation of the second pinion system were approximately 0,1 mm, which indicates a significant improvement in the context of controllability of the machine and precision of the produced components. Furthermore, the introduction of the second pinion system enabled a numerical control system to be implemented within SKODA WD200B, which was originally not an option. Therefore, all in all, the introduced modifications extended the machining capabilities, including accurate turning and milling operations, at a fraction of the cost associated with the purchase of a new machine. The proposed solution is not specific to the particular problem that had to be solved, but it is fully adaptable for implementation in similar machines.

In addition to the main achievement presented in this thesis, other original solutions are also described, albeit in lesser detail. These include a hydraulic cleaner for a laser cutter grate, a flanging machine for dished ends of cylindrical tanks, a water grate for oxy-acetylene and plasma cutting machines, a hydraulic bearing for large rotary tables, a BOXER-type straightening press, welding rotors for tanks of the mass of 40 and 80 tonnes, and a roller-based support for the rolled components.

Literatura

- [1] Ochęduszko K., „Koła zębate – Konstrukcja”, tom 1, Wydawnictwo Naukowo–Techniczne, 1985.
- [2] Praca zbiorowa „Poradnik Inżyniera mechanika”, tom 2, s. 344-368, Wydawnictwo Naukowo–Techniczne, 1969.
- [3] Sawicki T., „Drugi zębnik – budowa i montaż w obrabiarce”, Napędy i Sterowanie, nr 6, 2019, s. 76-77.
- [4] Kacalak W., Ziółkowski S., Ryckiewicz J., „Przekładnia ślimakowa z regulowanym luzem międzyzębnym”, patent nr 288495/1990.
- [5] Balul M.W. i in., „Obrabiarki do skrawania metali”, Wydawnictwo Naukowo–Techniczne, 1974.
- [6] Paderewski K., „Obrabiarki”, WSiP, 1993.
- [7] Kunstetter S., „Narzędzia skrawające do metali”, Wydawnictwo Naukowo–Techniczne, 1969.
- [8] Kaczmarek J., „Obróbka wiórowa, ścierna i erozyjna”, Wydawnictwo Naukowo–Techniczne, 1970.
- [9] Żebrowski H., „Techniki wytwarzania – obróbka wiórowa, ścierna, erozyjna”, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, 2004.
- [10] „Typowe elementy hydrauliki siłowej”, katalog, Wydawnictwo Przemysłu Maszynowego, 1980.
- [11] „Hydraulika siłowa”, katalog, HYDRO, 2012.
- [12] „Łożyska toczne”, katalog, Wydawnictwa Przemysłu Maszynowego, 1989.
- [13] Industry General Catalogue, SNR, 2007.
- [14] Union Werkzeugmaschinen GmbH Chemnitz – Germany, „Precise horizontal boring and milling machines“.
- [15] Kuraki Co., Ltd., Nagoka, Japan.
- [16] Sheng Hui Machinery Design Co., Ltd., Taiwan.
- [17] Galinowski J., Kwaśniewski B., „Poradnik obróbki plastycznej na zimno”, Wydawnictwo Naukowo–Techniczne, 1976.
- [18] Pawłowski J., Zgorzelski S., „Tłocznictwo”, Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, 1974.
- [19] Klimpel A., „Technologia spawania i cięcia metali”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1997.

-
- [20] Kałasznikow A., „System wspomagania decyzji doboru parametrów cięcia plazmowego dla potrzeb redukcji kosztów wytwarzania”, *Przedsiębiorczość i Zarządzanie*, 2017.
- [21] Węglowski M., „Cięcie termiczne – kontrola jakości w świetle wymagań norm”, *Stal, Metale & Nowe Technologie*, maj – czerwiec 2015.
- [22] Magda J., Romanowski M., „Nowe walcarki do walcowania na zimno i gorąco”, *Obróbka Plastyczna Metali*, tom IV, nr 2/3, 1993.
- [23] Klimpel A., „Technologie laserowe i spawanie, napawanie, stopowanie, obróbka cieplna i cięcie”, 2012.
- [24] Sawicki T., „Ruszt wodny wypalarki”, *Mechanik*, nr 8-9, 2019, s. 580-581.
- [25] Sawicki T., „Urządzenie do obcinania dennic”, *Napędy i Sterowanie*, nr 9, 2019, s. 164-165.
- [26] Sawicki T., „Kinematyka procesu gładzenia otworów cylindrycznych”, *Mechanik*, nr 8, 1977, s. 414-416.
- [27] Praca zbiorowa „Program produkcji rur stalowych”, Wydawnictwo „Śląsk”, 1982.
- [28] Katalog silników elektrycznych „TAMEL”, Tarnów.
- [29] Katalog wyrobów śrubowych.
- [30] Sawicki T., „Hydrauliczne łożysko wielkogabarytowego stołu obrotowego”. *Napędy i Sterowanie*, nr 6, 2020, s. 20-22.
- [31] Sawicki T., „Improved rack and pinion drive”, *Technical Transactions*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, nr 13, 2021.