

Politechnika Warszawska

W Y D Z I A Ł M E C H A T R O N I K I



**PRACA DYPLOMOWA
INŻYNIERSKA**

**Automatyczna skrzynia biegów z płynną zmianą trybu pracy dla
napędu ramienia robotycznego.**

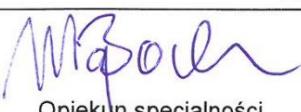
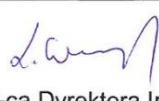
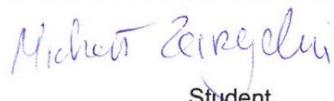
Michał Zarzycki

Numer albumu 314971

Promotor

dr inż. Marcin Michałowski

Warszawa 2024

PRACA DYPLOMOWA inżynierska	
<u>Kierunek studiów: Mechatronika</u>	
<u>Specjalność: Mikromechanika</u>	
<u>Instytut dyplomujący: Instytut Mikromechaniki i Fotoniki</u>	
<u>Temat pracy: Automatyczna skrzynia biegów z płynną zmianą trybu pracy dla napędu ramienia robocznego.</u>	
Zakres pracy: <ol style="list-style-type: none">Przegląd stanu techniki i opracowanie rozwiązania dla wybranego tematu.Wykonanie obliczeń do wyznaczenia parametrów wybranych zespołów urządzenia.Opracowanie modelu 3D oraz dokumentacji płaskiej dla projektowanego urządzenia.	
Literatura: <ol style="list-style-type: none">M. Vasić, "A COMPARATIVE CALCULATION OF CYCLOID DRIVE EFFICIENCY," <i>Mach. Des.</i>, Jan. 2020M. Chmurawa, "Obiegowe przekładnie cykloidalne z modyfikacją zazębienia," <i>P.3362</i>, 2002A. Girard and H. Asada, <i>A two-speed actuator for robotics with fast seamless gear shifting</i>.	
Słowa kluczowe: automatyczna skrzynia biegów, mechanizm różnicowy, ramię robota	
Praca dyplomowa jest realizowana we współpracy z przemysłem	
Tak/Nie *	
Imię i nazwisko dyplomanta: Michał Zarzycki	Imię i nazwisko promotora: dr inż. Marcin Michałowski
Imię i nazwisko konsultanta:	
Temat wydano dnia: 01.10.2023	Termin ukończenia pracy: 30.01.2024
Miejsce wykonywania praktyki przeddyplomowej: Instytut Mikromechaniki i Fotoniki wydziału Mechatroniki Politechniki Warszawskiej	
Zatwierdzenie tematu	
 Opiekun specjalności	 Z-ca Dyrektora Instytutu
Przyjęcie zakresu pracy	
 Student	 Promotor

*Niepotrzebne skreślić

Streszczenie

Niniejsza praca dotyczy urządzenia dedykowanego do napędzenia ramienia robota, którego cykl pracy zakładać będzie częstą zmianę obciążenia wynikającego z ładunku. Projektowana skrzynia biegów pozwoli na uzyskanie dwóch niezależnych trybów pracy napędu, które umożliwiają szybką zmianę przełożenia w trakcie pracy ramienia bez potrzeby zatrzymywania go. Dzięki temu w zależności od aktualnego obciążenia ramienia, robot będzie dobierał optymalny tryb pracy, co pozwoli na szybszą pracę lub możliwość podnoszenia cięższych ładunków. Projektowany napęd ukierunkowany został na zastosowanie w taniej automatyzacji lub zastosowaniach edukacyjnych.

Opracowana konstrukcja pozwoli na uzyskanie wysokich prędkości obrotowych drugiego przegubu robota, jednocześnie uzyskując wysoką precyję pozycjonowania poprzez minimalizację luzów. Dla osiągnięcia takiej funkcjonalności, zostały opracowane dedykowane przekładnie cykloidalne, w której jedna pełni funkcję dyferencjału. Mechanizm ten pozwala na szybkie i automatyczne zmienianie przełożenia wyjściowego napędu.

W ramach poniższej pracy wykonano schemat funkcjonalny projektowanego urządzenia, na podstawie którego dobrano komponenty napędu. Przeprowadzono wymagane obliczenia dla uzasadniania doboru silników oraz dla określenia parametrów geometrycznych projektowanych przekładni. Wykonano model 3D urządzenia, w programie Autodesk Inventor 2023, oraz dokumentację płaską zespołu oraz wybranych części w programie Autodesk AutoCAD 2023.

Abstract

The aim of this thesis is to design a mechatronic system tasked with driving a robotic arm, whose work cycle will consist of frequent changes of the required torque. The gearbox being designed will allow for achieving two distinct, independent operating modes, which provide an ability to quickly switch between themselves without stopping the device. This will, in turn, allow the robot to choose the optimal operating mode, enabling either a higher load-bearing capacity or a higher angular velocity of the robotic arm. The project in question has been specifically designed for use in affordable automation and in education.

The design of the robotic arm allows it to achieve high angular velocity, while also being highly precise due to minimal backlash. To provide such functionality, two custom cycloidal drives have been designed, one of which is used as a differential. Such a mechanism can rapidly and automatically alter the gear ratio of the gearbox.

This thesis will also include the functional diagram of the device, which has been the basis for component selection. Calculations have been conducted to provide grounds for the selection of the motors and geometrical parameters of the designed gears. The 3D model of the device has been designed using Autodesk Inventor 2023, and the 2D drawings of its parts have been made using Autodesk AutoCAD 2023.

Spis treści

1.	Wstęp	11
1.1.	Wprowadzenie	11
1.2.	Stan techniki robotów współpracujących oraz edukacyjnych	12
1.3.	Wnioski oraz określenie celu pracy	15
2.	Wymagania stawiane konstrukcji	15
2.1.	Wymagania techniczne	15
2.1.1.	Parametry pracy napędu w trybie wysokiej prędkości	16
2.1.2.	Parametry pracy napędu w trybie wysokiego momentu	16
2.2.	Wymagania funkcjonalne	17
2.3.	Wymagania dotyczące eksploatacji oraz środowiska pracy	17
2.4.	Wymagania otoczenia prawnego	17
3.	Przegląd rozwiązań	17
3.1.	Rodzaje przekładni automatycznych	17
3.1.1.	Zautomatyzowana skrzynia biegów	18
3.1.2.	Planetarna automatyczna skrzynia biegów	19
3.1.3.	Bezstopniowa przekładnia automatyczna	20
3.2.	Zastosowania przekładni automatycznych w robotyce	21
3.2.1.	Wysoka kompaktowa przekładnia o nieskończonej liczbie przełożeń	21
3.2.2.	Przekładnia NuVinci zastosowana w robocie ortotycznym	23
3.2.3.	Dwusilnikowy dyferencyjny napęd ramienia robota	25
3.3.	Wybór rozwiązania	27
4.	Analiza funkcjonalna urządzenia	28
4.1.	Opis konstrukcji i zasada działania projektowanego urządzenia	28
4.2.	Schemat blokowy urządzenia	28
4.3.	Wymagania stawiane na poszczególne bloki funkcyjne	29
5.	Przegląd rozwiązań poszczególnych bloków funkcyjnych	31
5.1.	Mechanizm różnicowy	31

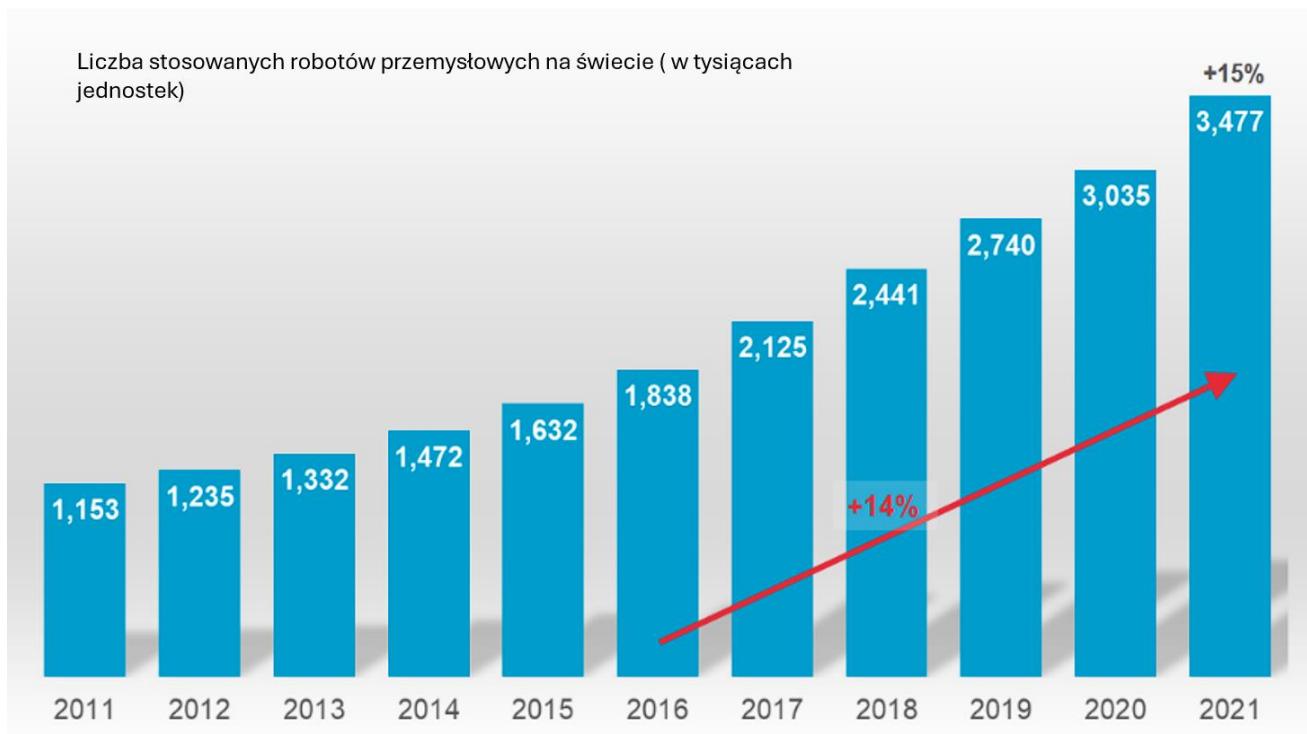
5.1.1.	Przegub różnicowy oparty o przekładnię zębatą stożkową	31
5.1.2.	Planetarny mechanizm różnicowy	32
5.1.3.	Cykloidalny mechanizm różnicowy	32
5.2.	Napęd 1 oraz napęd 2	34
5.3.	Przegląd rozwiązań przekładni	35
5.3.1.	Przekładnia o niskim przełożeniu	36
5.3.2.	Przekładnia o wysokim przełożeniu	37
5.3.3.	Przekładnia sprzągająca	37
5.4.	Układ blokowania napędu 1	37
5.5.	Pomiar pozycji napędu	39
5.6.	Schemat kinematyczny urządzenia	40
6.	Obliczenia	41
6.1.	Parametry wstępne do obliczeń	41
6.1.1.	Ramię robota	41
6.1.2.	Profil prędkości	46
6.1.3.	Wymagany teoretyczny moment napędowy	48
6.2.	Obliczenie wymaganych przełożeń dla projektowanych przekładni	48
6.2.1.	Dyferencjał cykloidalny	49
6.2.2.	Przekładnia cykloidalna o wysokim przełożeniu oraz przekładnia sprzągająca	49
6.3.	Obliczenia parametrów przekładni cykloidalnej	49
6.3.1.	Krzywa epicykloidalna	49
6.3.2.	Dobranie parametrów przekładni cykloidalnej	51
6.4.	Obliczenie sprawności przekładni cykloidalnej	55
6.4.1.	Model wyznaczenia sprawności	55
6.5.	Optymalizacja sprawności przekładni	62
6.6.	Dobór paska zębnego	66
6.6.1.	Wstępny dobór paska zębnego	66
6.6.2.	Liczba zębów zazębionych	67

6.6.3.	Długość paska zębatego	68
6.6.4.	Minimalna szerokość paska zębatego	69
6.6.5.	Wytrzymałość pasa na rozciąganie	69
6.7.	Dobór napędu	70
6.7.1.	Moment zredukowany na wirnik silnika	70
6.7.2.	Dobrane silniki skokowe	70
6.8.	Obliczenia sprawdzające	71
6.8.1.	Hamulec elektromagnetyczny	71
7.	Opracowana konstrukcja urządzenia	72
7.1.	Zespół wału napędowego przekładni HS	72
7.2.	Zespół wału napędowego przekładni HT	73
7.3.	Przekładnia cykloidalna napędu HT	73
7.4.	Przekładnia automatyczna do napędu ramienia robota	74
8.	Prototyp urządzenia	76
8.1.	Prezentacja prototypu	76
8.2.	Wyniki testów	78
9.	Podsumowanie	78
10.	Literatura	79
11.	Spis rysunków	81
12.	Spis tabel	82
13.	Spis załączników	83

1. Wstęp

1.1. Wprowadzenie

Rozwój dzisiejszego przemysłu jest ściśle związan z dostępem do coraz to nowszych rozwiązań, które usprawniają i optymalizują procesy technologiczne. Od czasów pojawienia się pierwszego robota przemysłowego w roku 1961 robotyka jest nieustannie rozwijającą się dziedziną, bez której niemożliwa byłaby automatyzacja procesów technologicznych na znany dzisiaj poziomie. Każdego roku zapotrzebowanie na roboty przemysłowe rośnie [1]. Na Rysunek 1 zaprezentowano światowe zapotrzebowanie na roboty przemysłowe oraz współpracujące z lat od 2017 do 2021.



Rysunek 1. Roboty przemysłowe wykorzystywane na świecie w latach 2017-2021, według World Robotics 2022 [1].

Zauważać można nieustanny wzrost zapotrzebowania na tego typu urządzenia oraz wynikający z niego dalszy rozwój funkcjonalności robotów. Firmy na całym świecie opracowują coraz to nowsze rozwiązania, których celami są osiąganie wyższej mocy, sprawności a w szczególności precyzji wykorzystywanych robotów. Wśród trendów dzisiejszej robotyki widzimy również znaczny wzrost zainteresowania robotami współpracującymi (Rysunek 2) wynikający z ich prostej obsługi oraz możliwej szybkiej implementacji w danym procesie automatyzacji. Ważnym argumentem za wykorzystywaniem robotów współpracujących jest ich relatywnie niska cena względem tradycyjnych robotów przemysłowych. Dzięki rozwojowi tej dziedziny robotyka staje się bardziej dostępna dla mniejszych przedsiębiorstw oraz placówek edukacyjnych.



Rysunek 2. Rynek robotów przemysłowych podzielony ze względu na tradycyjne roboty oraz roboty współpracujące [1].

1.2. Stan techniki robotów współpracujących oraz edukacyjnych

Roboty współpracujące, mimo gabarytów nie sięgających do klasycznych robotów przemysłowych i nie mogąc przenosić znacznego ładunków, swoje zastosowanie mogą znaleźć w procesach automatyzacji prostych operacji, takich jak wymiana elementu poddawanego obróbce w obrabiarkie CNC. Zadanie takie dotychczas musiał wykonywać operator tokarki, teraz wykorzystując robota OB7 (Rysunek 3) można usprawnić pracę obrabiarki i pozwolić na jej nieustanne działanie niezależnie od godzin pracy operatora.

Kinematyka tych urządzeń jest podobna do wielkoformatowych robotów przemysłowych, jednak zastosowane podzespoły są znacznie tańsze oraz pozwalają na podnoszenie mniej masywnego ładunku. Ze względu na stosowane mniejsze silniki wymagane jest wykorzystanie z nimi przekładni o wysokich przełożeniach, co znacznie redukuje osiągalne prędkości kątowe. W tego typu konstrukcjach szczególną wagę stawia się na precyzję oraz powtarzalność uzyskiwanego pozycjonowania. Z tego względu stosuje się w nich często wysokiej klasy przekładnie falowe, które pozwalają na wysokie przełożenie i w tym samym czasie ograniczają luzy w przegubach robota.

Do produkcji robotów współpracujących lub urządzeń taniej robotyzacji stosuje się również bardziej dostępne i tańsze materiały takie jak tworzywa sztuczne od w odróżnieniu od robotów przemysłowych, w których ze względu na masę samego robota oraz oczekiwany ładunku wymagane jest wykorzystywanie wytrzymały i sztywnych materiałów np. stal czy aluminium.

Do produkcji niektórych robotów współpracujących wykorzystuje się również druk 3D, który znacznie poszerza dostępność takich produktów. Przykładem takiego urządzenia jest robot firmy Haddington Dynamics, zaprezentowany na Rysunek 4. W celu minimalizacji kosztów

produkcií opracowano konstrukcję, która wykorzystując bardzo dokładne enkodery optyczne oraz system sprzężenia zwrotnego, niweluje błędy pozycjonowania wynikające z podatności elementów wykonanych z tworzywa. Efektem tej pracy jest tani robot o relatywnie wysokiej mocy, który sprawdzi się w automatyzacji wielu procesów, w tym samym czasie będąc znacznie tańszym do wykonania niż większość dostępnych na rynku alternatyw.



Rysunek 3. Cobot OB7, przykładowe zastosowanie w prostej automatyzacji stanowiska obrabiarki CNC [2].



Rysunek 4. Dexter Robot od firmy Haddington Dynamics [3].

Ostatnim ważnym zastosowaniem robotów jest dział edukacji i wykorzystanie robotów w pracy akademickiej. W czasach, które wymagają coraz więcej specjalistów w tej dziedzinie, dalej brakuje szeroko dostępnych produktów, dzięki którym osoby zainteresowane mogłyby we własnym zakresie zdobyć doświadczenie w pracy z robotami i lepiej zrozumieć całą

dziedzinę robotyki. Na Rysunek 5-7 zaprezentowano przykłady najbardziej popularnych, szeroko dostępnych opcji robotów edukacyjnych, na podstawie których można uczyć o budowie tych urządzeń, jak się je wykorzystuje w procesach automatyzacji oraz jak implementować różne systemy, które współpracują z robotami dla przykładu systemy wizyjne.

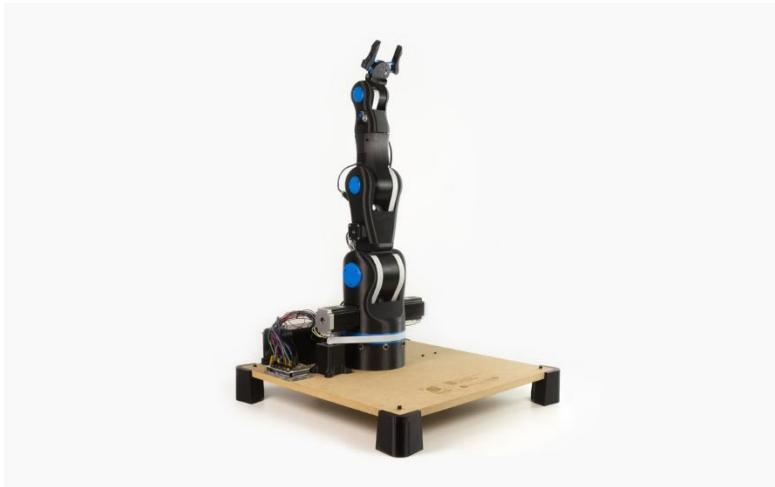
Mimo ich dostępności oraz niskiej ceny względem wcześniejszych zaprezentowanych opcji, roboty te są bardzo niedokładne, nie pozwalają na duży udźwig oraz są najwolniejsze z przedstawionych przykładów. Stosowane w nich układy napędowe nie pozwalają na uzyskiwanie wysokich momentów obrotowych. Wynika to z wykorzystania do ich produkcji tanich silników o niskich prędkościach obrotowych które wraz z redukcją nie pozwolą na wystarczająco szybką pracę by znalazły zastosowanie w taniej automatyzacji. Z tego względu wykorzystanie ich ograniczone jest do aspektu edukacyjnego.



Rysunek 5. MiRobot od firmy WLKATA [4].



Rysunek 6. W dużej części drukowany robot edukacyjny J601-B od firmy RobotAnno [5].



Rysunek 7. Popularny robot na licencji OpenSource, od firmy BCN3D[6]

1.3. Wnioski oraz określenie celu pracy

Analizując konstrukcję zaprezentowanych robotów współpracujących oraz robotów edukacyjnych, zauważać można ich szczególny problem w osiąganiu dużych prędkości. Ze względu na stosowanie reduktorów o wysokim przełożeniu. Prowadzi to do nieoptymalnej pracy robota, kiedy nie jest on obciążony. Sprawia to, że jego zakres pracy pod względem udźwigu i możliwej osiąganej prędkości również jest wąski, co ogranicza potencjalne zastosowania nie tylko edukacyjne jak i w procesach taniej automatyzacji.

Z tego względu celem niniejszej pracy jest zaprojektowanie urządzenia pozwalającego na dobór przełożenia napędu mechanicznego, co umożliwi optymalizację pracy precyzyjnego ramienia robota w zależności od chwilowego obciążenia występującego na wale wyjściowym urządzenia. Mechanizm ma zapewnić płynną zmianę trybu pracy pomiędzy wysoką prędkością kątową a wysokim momentem napędowym ramienia robota w trakcie jego pracy. Urządzenie zostanie zaprojektowane z myślą o wykorzystaniu go w taniej robotyzacji oraz robotyce edukacyjnej. Napęd przewidziany został do wykorzystania w istniejących konstrukcjach ramion robotów, poprzez wykorzystanie odpowiednich elementów pośrednich.

2. Wymagania stawiane konstrukcji

Na podstawie analizy aktualnego stanu techniki, określono jakie wymagania musi spełniać projektowane urządzenie.

2.1. Wymagania techniczne

Do określenia wymagań stawianych konstrukcji napędu przeprowadzono analizę porównawczą modeli konkurencyjnych ze sobą robotów. Pierwszym porównywany ramieniem robota jest model UR3e od Universal Robotics [7], drugim będzie model robota współpracującego Dexter od firmy Haddington Dynamics[8].

W Tabela 1 zaprezentowano ich kluczowe parametry pracy:

Tabela 1. Parametry porównywanych robotów.

Model robota	Udźwig [kg]	Długość ramienia robota [m]	Prędkość kątowa przegubu 2 [$\frac{\text{deg}}{\text{s}}$]	Prędkość liniowa narzędzia [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]
UR3e	3	0,5	180	1,5
Dexter	3	0,7	100	1,2

Znając parametry pracy robotów, oszacowano ich wymagane momenty napędzające drugi przegub robota. Wymagane momenty zaprezentowano w Tabela 2:

Tabela 2. Oszacowane wymagane moment napędowe porównywanych robotów [7] [8].

Model robota	Oszacowana masa ramienia Robota [kg]	Długość ramienia Robota [m]	Udźwig ramienia przy maksymalnym wychyleniu [kg]	Wymagany moment przegubu 2 [N · m]
UR3e	8	0,5	1,5	27
Dexter	5	0,7	1	25

Na podstawie powyższego porównania określono wymagane prędkości oraz osiągalne momenty dla dwóch trybów pracy napędu. Założono, że napęd będzie zastosowany do robota o ramieniu o długości 550 mm oraz masie ramienia 7 kg.

2.1.1. Parametry pracy napędu w trybie wysokiej prędkości

- Udźwig – 1 kg,
- Prędkość kątowa – $120 \frac{\text{deg}}{\text{s}}$,
- Zakres przełożenia i należy do przedziału (40,60),
- Powtarzalność $30 \mu\text{m}$.

2.1.2. Parametry pracy napędu w trybie wysokiego momentu

- Udźwig – 5 kg,
- Zakres przełożenia i należy do przedziału (120,240),

2.2. Wymagania funkcjonalne

- Płynna zmiana trybu pracy w trakcie cyklu roboczego ramienia robota,
- Możliwość pracy w zamkniętej pętli,
- Minimalizacja luzów mechanizmu,
- Zabezpieczenie przed przeciążeniem,
- Kompatybilność z dostępnymi robotami w odpowiedniej kategorii gabarytowo masowej, to jest z ramionami o zasięgu do 1000 mm oraz o udźwigu do 5kg,
- Brak samohamowności.

2.3. Wymagania dotyczące eksploatacji oraz środowiska pracy

- Urządzenie przeznaczone do pracy w czystym środowisku w temperaturze od -5°C do 35°C,
- Urządzenie w połączeniu z zewnętrzną jednostką kontrolną pozwala na w pełni automatyczną pracę,
- Niskie koszty eksploatacji,
- Wymaga wymiany czynnika smarnego co 6 miesięcy,
- Łatwy dostęp do elementów wymagających rutynowego smarowania.

2.4. Wymagania otoczenia prawnego

Żeby umożliwić dopuszczenie urządzenia do pracy przez człowieka, należy spełnić następujące dyrektywy:

- 2006/42/WE Dyrektywa maszynowa (MD);
- 201/95/WE Ogólne bezpieczeństwo produktów (GPS);
- 93/42/EWG Dyrektywa wyrobów medycznych;
- 2016/425 Wyposażenie ochrony indywidualnej (PPE);
- 2014/35/UE Dyrektywa Niskonapięciowa (LVD);
- 2014/30/UE Dyrektywa Kompatybilności elektromagnetycznej (EMC).

3. Przegląd rozwiązań

3.1. Rodzaje przekładni automatycznych

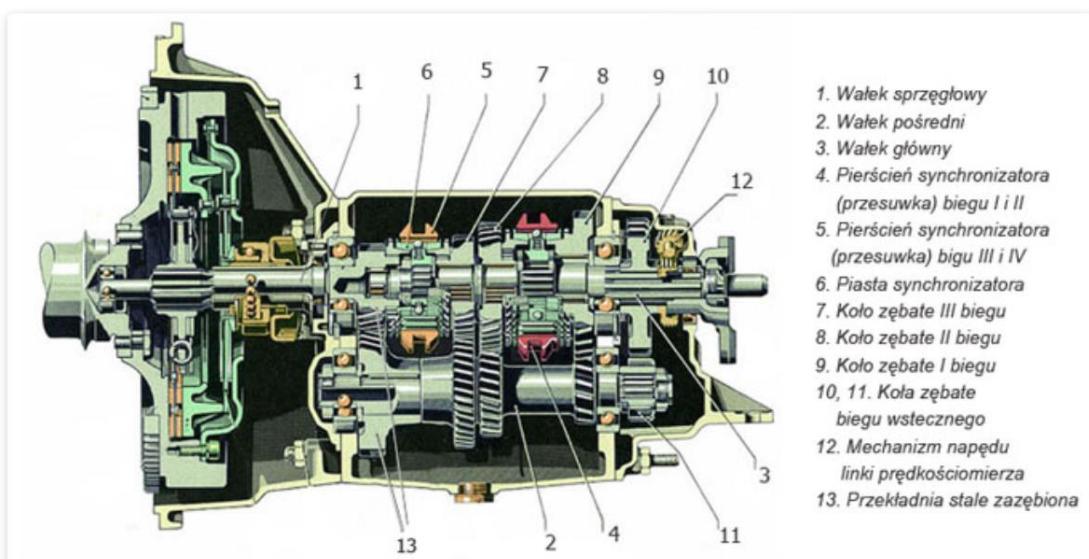
Przekładnie są kluczowymi podzespołami urządzeń mechatronicznych ze względu na charakterystyki działania dostępnych napędów. W większości przypadków wymagana jest jakiegoś rodzaju redukcja obrotów silnika. Wynika to w znacznym stopniu z zapotrzebowania na wysoki

moment obrotowy w odróżnieniu od tak wysokiej prędkości kątowej, którą można uzyskać dzięki szeroko dostępnym silnikom. Tego typu przekładnie stosowane są najczęściej w pojazdach. Przy znanej prędkości silnika spalinowego optymalnej dla jego pracy do uzyskania różnego rodzaju momentów napędowych stosuje się najczęściej klasyczne skrzynie biegów, w których zespół sprzęgła pozwala na zmianę redukcji obrotów zależnie od potrzeb. Proces ten wymaga jednak operatora i, chociaż możliwy do zautomatyzowania, nie jest optymalnym rozwiązaniem.

Wyróżnić można kilka rodzajów przełożeń automatycznych. Różnią się one znacznie kinematyką oraz metodami zmiany przełożenia, a co za tym idzie ich zastosowania również są zróżnicowane.

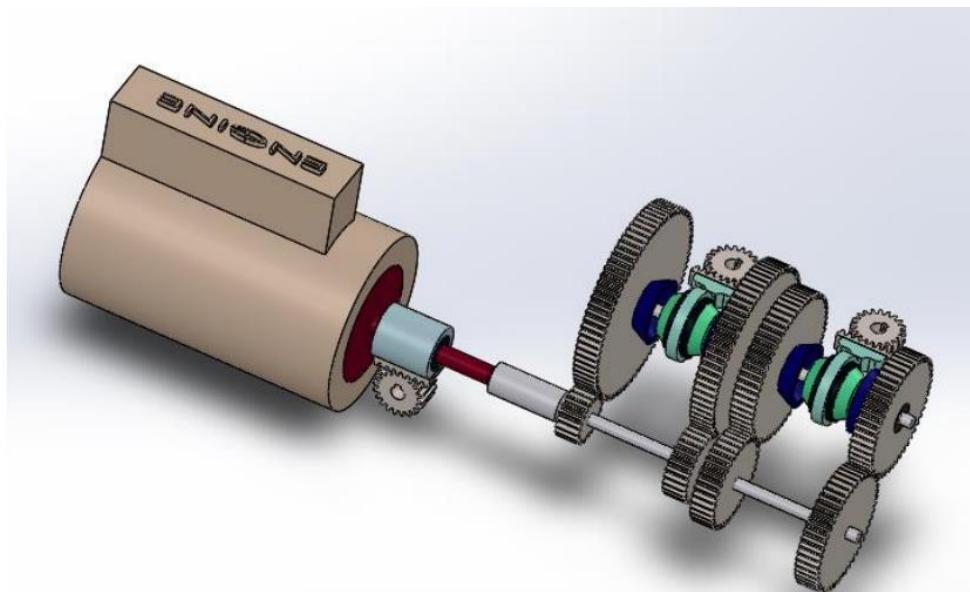
3.1.1. Zautomatyzowana skrzynia biegów

Klasyczne manualne skrzynie biegów, stosowane są w większości samochodów osobowych w Europie. Ich budowa oparta jest na połączeniu dwóch wałów, sprężelowego oraz pośredniego, na których zamocowane są pary zazębionych kół zębatych pozwalających na uzyskiwanie różnych przełożeń. Operator pojazdu kontroluje pozycję pierścienia synchronizacyjnego 4 (Rysunek 8) który spręga obydwa wały odpowiadającą mu parą kół zębatych. Przez to umożliwia przeniesienie napędu z określona redukcją. Kombinacje pozycji pierścieni synchronizujących pozwalają na uzyskanie różnorodnych przełożeń.



Rysunek 8. Budowa manualnej skrzyni biegów[9].

Na podstawie tej konstrukcji opracowano zautomatyzowaną wersję skrzyni biegów. Różnica między nimi wynika z tego, że pozycja pierścienia synchronizującego zostaje ustalona poprzez sterowany układ napędowy. Układem tym może być system zębatki, jak zostało to opracowane w konstrukcji skrzyni biegów autorstwa dwóch studentów Narodowego Instytutu Technologii w Karnataka w Indiach [10]. Na Rysunek 9 została przedstawiona zasada działania mechanizmu. Pierścień synchronizacyjny jak i również układ sprzęgła, jest sterowany przez dodatkowy układ napędowy oparty na zębatce, przez co nie wymaga już obsługi operatora. Konstrukcja ta jednak ma swoje wady względem innych rozwiązań przełożen automatycznych. Wynika to z tego, że wymaga ona dalej pracy sprzęgła oraz zmiana biegu nie odbywa się tak szybko jak w innych rodzajach skrzyń biegów. Na dodatek w trakcie synchronizacji dochodzi do tarcioowego wyrównania prędkości synchronizowanych elementów, co zmniejsza sprawność mechanizmu przy częstej zmianie biegów.

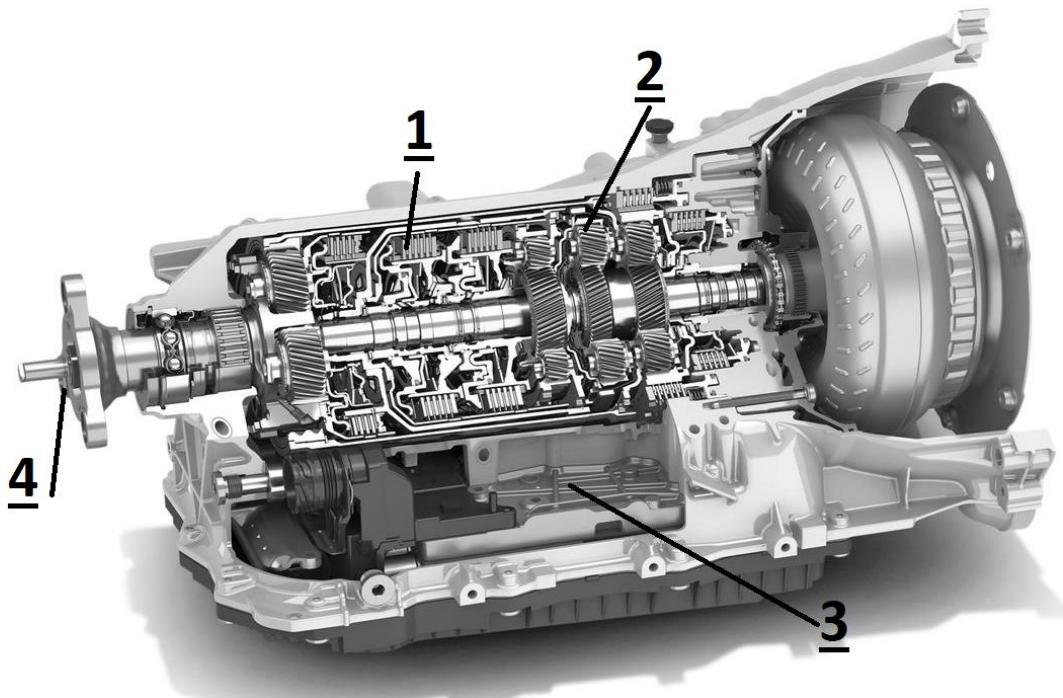


Rysunek 9. Model zautomatyzowanej skrzyni biegów [10].

3.1.2. Planetarna automatyczna skrzynia biegów

Znacznie częściej stosowanym rodzajem skrzyni biegów jest w pełni automatyczna skrzynia oparta na zespole wielostopniowej przekładni planetarnej, jak na Rysunek 10. W tego typu mechanizmie przełożenie jest kontrolowane poprzez układ hydrauliczny (3), który zaciska lub luzuje zestawy sprzęgeli tarczowych (1). Pozwalają one na łączenie ze sobą różnych stopni przekładni planetarnej (2), co pozwala na uzyskanie różnych przełożen. Przełożenie zależy od konfiguracji pracy przekładni planetarnej. Różnice między tymi konfiguracjami zostały szczegółowo opisane w punkcie 3.2.3 tej pracy.

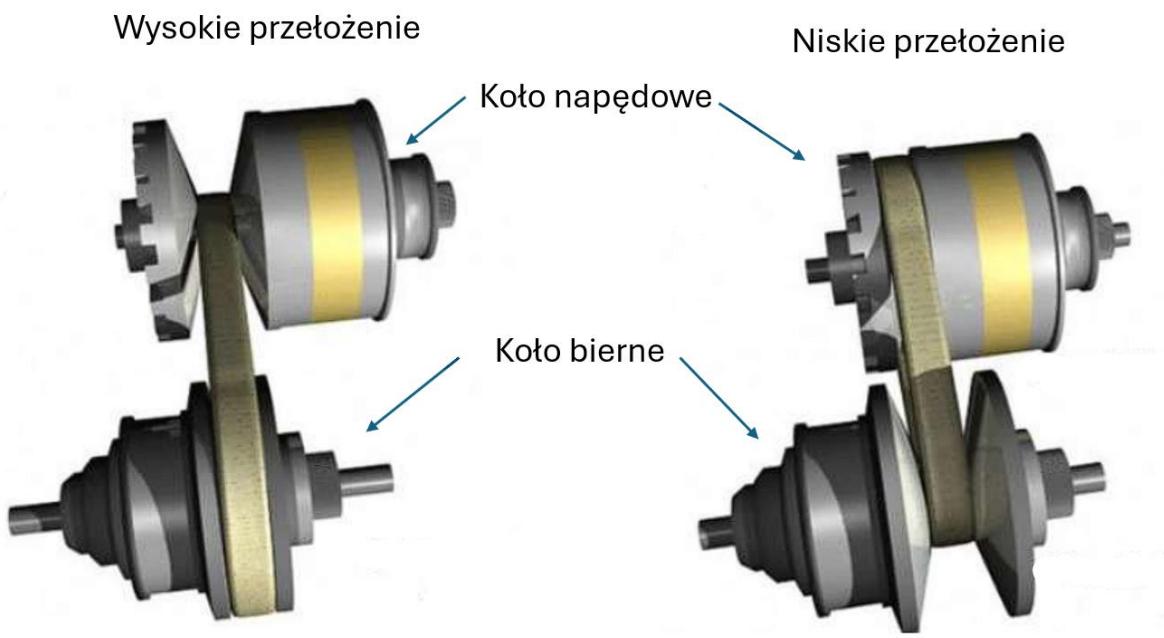
Zaletą takiej skrzyni biegów jest płynna zmiana przełożenia w krótkim czasie. Czas ten można jeszcze usprawnić stosując system podwójnego sprzęgła, w którym parzyste i nieparzyste biegi mają oddzielne sprzęgła, dzięki czemu przełączenie na kolejne biegi odbywa się w krótszym czasie. Znaczną wadą tego układu jest jednak skomplikowanie jego budowy, koszt wykonania oraz wielkość całej skrzyni. Z tego względu nie znalazła ona szczególnego zastosowania w robotyce i jest stosowana głównie w motoryzacji.



Rysunek 10. Budowa automatycznej skrzyni biegów ZF8[11].

3.1.3. Bezstopniowa przekładnia automatyczna

Wykraczając poza zakres motoryzacji, można znaleźć rozwiązania takie jak te wykorzystywane w niektórych napędach obrabiarek mechanicznych. Zastosowane w nich mogą być przekładnie bezstopniowe. Wśród ich rodzajów można wyróżnić te o zmiennej średnicy koła pasowego (Rysunek 11) oraz toroidalne, inaczej toczne (Rysunek 14). W pierwszym przypadku różnica przełożenia wynika z tego, jaka aktualnie średnica obydwu kół wchodzi w kontakt z pasem klinowym. Zakładając stałą prędkość kątową na wale napędowym, na różnych średnicach, występuwać będzie różna prędkość liniowa, która zostaje przeniesiona na koło bierne przekładni. Dzięki temu uzyskujemy płynną zmianę pomiędzy reduktorem a mnożnikiem zależnie od zapotrzebowania. W drugim przypadku zasada działania jest podobna, ale różnica średnicy, która wpływa na zmianę przełożenia, wynika od chwilowego położenia elementu tocznego, dla przykładu kuli w przekładni NuVinci od firmy Enviolo [12].



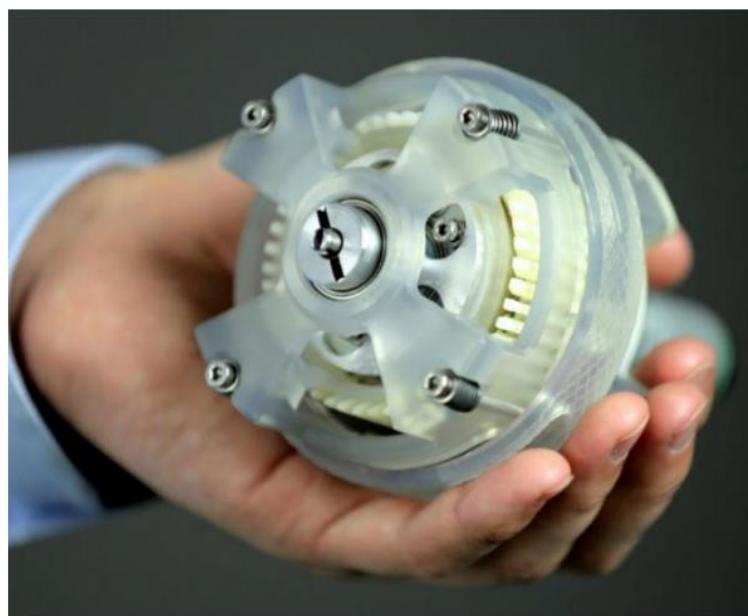
Rysunek 11. Przekładnia o zmiennej średnicy koła pasowego w konfiguracji wysokiej prędkości oraz w konfiguracji wysokiego momentu [13].

Najistotniejszym parametrem charakteryzującym tego typu mechanizm, jest zakres przełożenia [13]. Jest to wartość określająca, jakie jest możliwe najniższe i najwyższe przełożenie, dla danego rodzaju przekładni. Im szerszy zakres tym lepiej w większości przypadków, jednakże im większy zakres, tym mniejsza dokładność uzyskanego przełożenia. Przy doborze określonej skrzyni biegów do danego zastosowania prócz zakresu przełożenia należy również uwzględnić, jak istotna jest płynność przełożenia, jak wysokie przełożenie jest możliwe do uzyskania oraz na ile istotnym parametrem jest sprawność układu.

3.2. Zastosowania przekładni automatycznych w robotyce

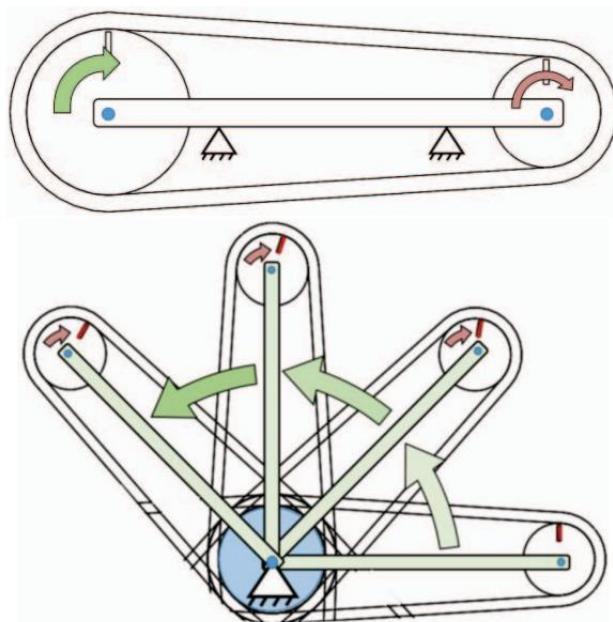
3.2.1. Wysoka kompaktowa przekładnia o nieskończonej liczbie przełożień

Jednym z dostępnych rozwiązań celu określonego w temacie pracy jest przekładnia bezstopniowa o nieskończonej liczbie przełożień (Rysunek 14). Zaprojektowana została przez zespół projektantów w SRI International [14] i zaprezentowana na Międzynarodowej konferencji Robotyki i Automatyki (ICRA) w 2017 roku. Z publikacji opisującej projekt wynika, że ich napęd dla zastosowań robotyki, opracowany został z wykorzystaniem metody przełożenia, stosowanej w przekładni bezstopniowej ze zmienną średnicą koła pasowego opisanej w punkcie 3.1.3. Jednak jest zasadnicza różnica pomiędzy tymi dwoma mechanizmami. Zwykła przekładnia umożliwia przełożenia, dzięki którym można używać mechanizmu jako mnożnika albo reduktora. W przypadku projektu nowej konstrukcji, możliwe jest również odwrócenie kierunku obrotów wyjścia układu względem silnika.



Rysunek 12. Prototyp wysoce kompaktowej przekładni o nieskończonej liczbie przełożeń [14].

Drugą ważną różnicą jest to, że koło napędowe jest zagnieźdzone w kole biernym. Pozwala to na znaczną redukcję gabarytów przekładni bez utraty funkcjonalności. Z tego względu, że ten rodzaj napędu ma szczególne zastosowanie w robotyce, gdzie masa i moment bezwładności układów napędowych ma szczególne znaczenie. Funkcjonalność ta uzyskana została poprzez zmianę kinematyki całego mechanizmu, jak to zostało zaprezentowane na Rysunku 13.

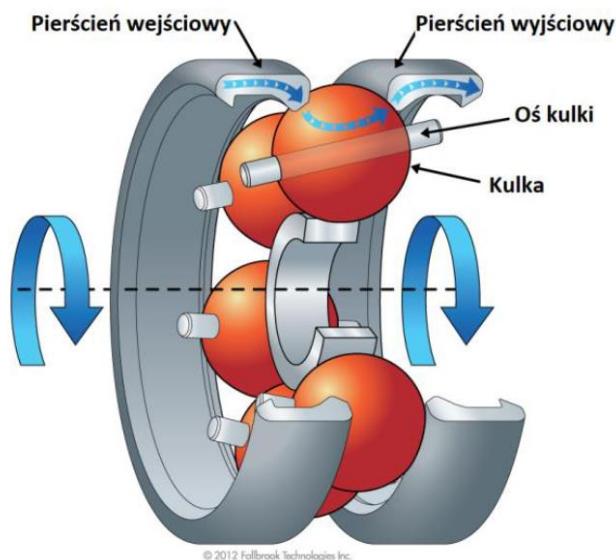


Rysunek 13. Różnica pomiędzy konwencjonalną przekładnią bezstopniową a opisywanym mechanizmem [14].

Jak wynika z Rysunek 13, jedno z kół utraciło możliwość obrotu, co wprawia drugie koło w ruch obiegowy. W sytuacji, w której w kontakt z pasem wchodzą koła o równej średnicy, wyjście układu pozostaje nieruchome. Różnica w średnicach wchodzących w kontakt z pasem pozwala na uzyskanie obrotów w kierunku zgodnym lub przeciwnym do obrotów silnika. Sterowanie przełożeniem w rzeczywistości odbywały się poprzez dołączenie drugiego silnika, który wprawia w ruch zewnętrzne koło.

3.2.2. Przekładnia NuVinci zastosowana w robocie ortotycznym

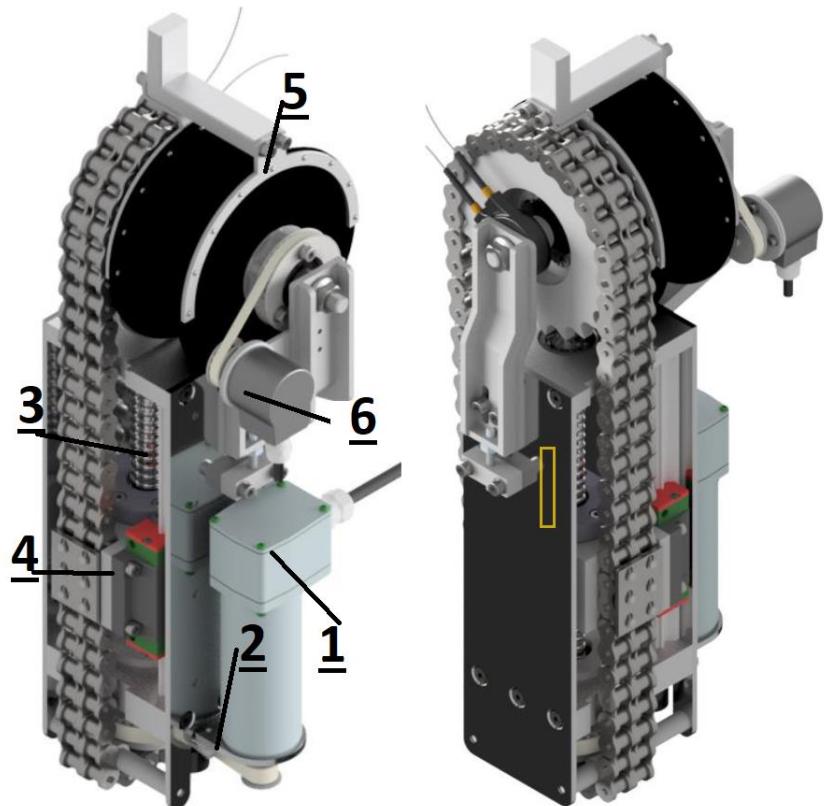
W ramach projektu Veni-Prometeusz, zaprojektowano robota ortotycznego, pomagającego osobom niepełnosprawnym w powrocie do samodzielnego poruszania się. Częścią tego projektu było opracowanie napędu dla robota, który pozwalałby na duży zakres uzyskiwanych prędkości oraz momentów. Z tego względu postanowiono wykorzystać przekładnię bezstopniową NuVinci n380 (Rysunek 14). Napęd ten został zaprojektowany przez Marcina Pieniaka w 2019 roku, w ramach pracy dyplomowej na wydziale Mechatroniki [12].



Rysunek 14. Rysunek poglądowy, mechanizmu przekładni NuVinci n380 [12].

Przekładnia NuVinci, zaprezentowana na Rysunek 14, jest toroidalną przekładnią bezstopniową. Elementem przekładni przenoszącym moment obrotowy są kule. Ich osi obrotu względem pierścieni wejściowego i wyjściowego może być kontrolowana przez zewnętrzny układ napędu liniowego. Zmiana osi obrotu względem osi napędu sprawia, że różne przekroje kuli wchodzą w kontakt z pierścieniami, przez co pierścień poruszają się z różnymi prędkościami. W ten sposób mechanizm ten może pracować jako mnożnik oraz reduktor. Łatwość i płynność uzyskiwania różnych przełożen sprawiała, że przekładnie tego typu najczęściej stosowane są w skrzyniach biegów do rowerów.

W przypadku konstrukcji napędu do robota ortotycznego przekładnię tę zastosowano jako ostatni człon wielostopniowego przełożenia z wykorzystaniem śruby tocznej (Rysunek 15). Urządzenie było napędzane silnikiem prądu stałego (1), który poprzez paskową przekładnię sprzągającą (2) napędza śrubę toczną (3). Poprzez napęd łańcuchowy (4) wprawione w ruch zostaje koło zębate sprzężone z przekładnią NuVinci (5), której wyjście jest zarówne wyjściem napędowym całego mechanizmu.

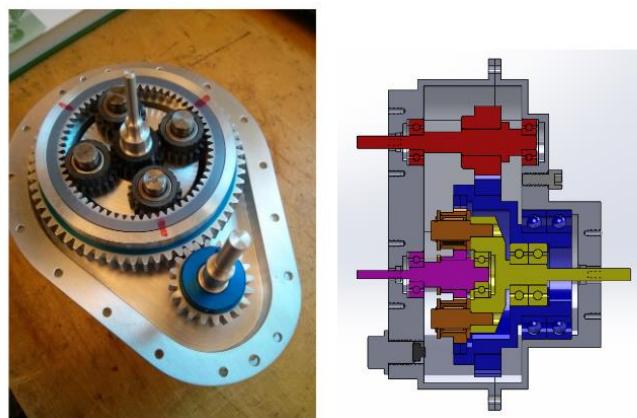


Rysunek 15. Model 3D napędu do robota ortotycznego z wykorzystaniem przekładni NuVinci autorstwa Marcina Pieniaka [12].

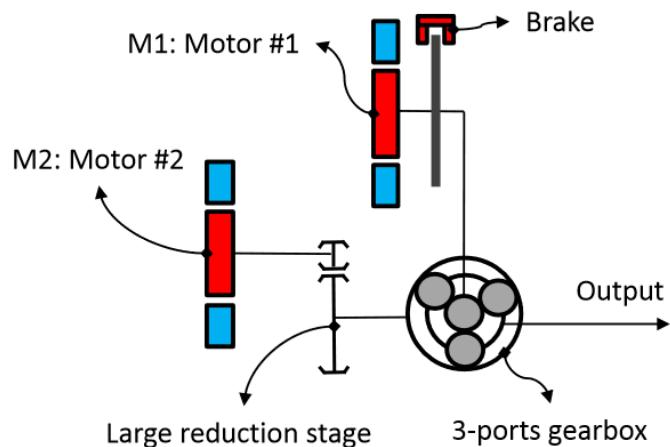
Zastosowana konstrukcja pozwoliła na uzyskanie bardzo wysokiego przełożenia, koniecznego do pracy robotów które muszą nie tylko unieść masę dorosłego człowieka, ale także być odporne na dynamiczne obciążenia zachodzące w czasie chodzenia pacjenta. Przekładnia NuVinci pasuje do zastosowań, w których istotne jest sterowanie prędkością lub momentem obrotowym, ale zważywszy na swoją tarciovą metodę przenoszenia pozycji, może prowadzić do niedokładnego pozycjonowania ze względu na możliwe poślizgi pomiędzy elementami tocznymi a pierścieniami wejściowymi i wyjściowymi. Odrzucono ten rodzaj przełożenia jako rozwiązanie pasujące do założeń projektu.

3.2.3. Dwusilnikowy dyferencyjny napęd ramienia robota

Mechanizm pozwalający na płynną zmianę przełożenia pomiędzy wysokim momentem obrotowym a wysoką prędkością obrotową (Rysunek 16), został zaprojektowany przez Alexandre Girard'a oraz Harrego Assada na uniwersytecie w Sherbrooke w Kanadzie i opisany w publikacji „A two-speed actuator for robotics with fast seamless gear shifting”[15] (z ang. Napęd robota o dwóch prędkościach z płynną zmianą przełożenia). Zastosowany tam zespół dwóch silników, pozwala na dobór przełożenia zależnie od chwilowego zapotrzebowania. Dla przykładu, kiedy ramię robota jest nieobciążone, robot może poruszać się z maksymalną prędkością. Jednak prędkość ta jest znacznie ograniczona przez wysokie przełożenie zastosowane w przegubach, których głównym celem jest możliwość podniesienia określonego ładunku. Z tego względu, zastosowano mechanizm, który pozwala na wybór wykorzystywanej przekładni w zależności od obciążenia ramienia. Takiemu zespołowi przekładni nadano nazwę napędu „DSDM” (double speed double motor).



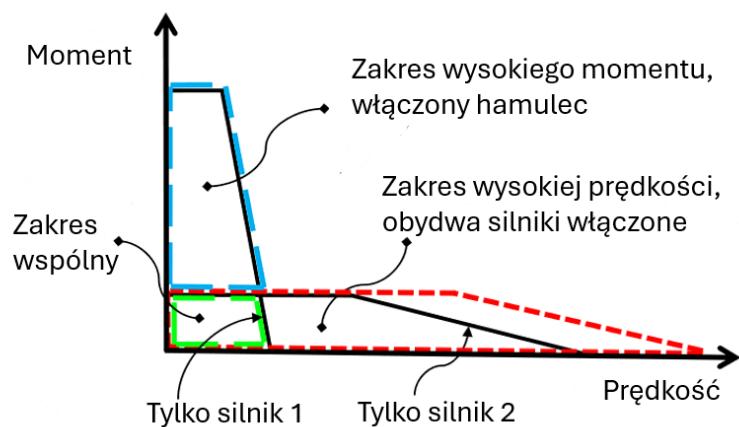
Rysunek 16. Prototyp oraz przekrój prototypu zamodelowany za pomocą oprogramowania CAD [15].



Rysunek 17. Schematy działania napędu DSDM [15].

Działanie mechanizmu opiera się o zastosowanie dyferencyjnego układu na bazie przekładni planetarnej, w której silnik 1 wraz z przekładnią o niskim przełożeniu napędza koło zębate słoneczne, a silnik 2 z przekładnią o wysokim przełożeniu napędza koło pierścieniowe. Wzajemne prędkości tych kół pozwalają na uzyskiwanie różnych przełożień, dzięki wykorzystaniu właściwości przekładni planetarnej (Rysunek 17). Przekładnia ta pełni trzy funkcje w tym urządzeniu. Po pierwsze, jest wyjściem napędu przegubu robota. Po drugie, pozwala na dodatkową redukcję pomiędzy przekładnią silnika 1, a wyjściem napędu. Po trzecie, pełni funkcję układu dyferencyjnego, który pozwala na dobieranie różnych przełożień zależnie od tego, jak silnik jest używany.

Urządzenie może pracować w dwóch trybach (Rysunek 18). Podstawowy tryb pozwala na uzyskiwanie wysokich prędkości. W tym trybie obydwa silniki mogą być używane, ponieważ układ dyferencyjny pozwala na sumowanie prędkości napędów wejściowych (Rysunek 18). W tym trybie silnik 2 nie musi być uruchomiony, ale ogranicza to nieznacznie maksymalną możliwą prędkość kątową ramienia. W drugim trybie pracy napędu DSDM uniemożliwić należy obroty silnika 1 oraz jego przekładni, tak aby słoneczne koło zębate przekładni planetarnej nie miało możliwości obrócenia się pod wpływem działającego na nie wysokiego momentu obrotowego. W prototypie zaprezentowanym w publikacji zastosowano do tego hamulec elektromagnetyczny. Dzięki zastosowaniu takiej konfiguracji dwóch napędów, można uzyskać charakterystyki pracy napędu jak na Rysunek 18. Został tam zaprezentowany zakres pracy napędu zależnie od trybu pracy. Widać znaczną różnicę pomiędzy możliwościami napędu pojedynczego, który zastosowałby albo przekładnię dla wysokich obrotów albo tylko dla wysokiego momentu napędowego.



Rysunek 18. Charakterystyki siły od prędkości w zależności od trybu pracy napędu DSDM [15].

3.3. Wybór rozwiązania

Tabela 3. Porównanie zaprezentowanych rozwiązań

Rozwiązanie	Zalety	Wady
Wysoka kompaktowa przekładnia o nieskończonej liczbie przełożeń	<ul style="list-style-type: none"> • Możliwość odwrócenia kierunkiem obrotów wyjścia przekładni • Małe rozmiary • Wysokie prędkości obrotowe 	<ul style="list-style-type: none"> • Niskie przełożenie maksymalne • Niski maksymalny moment obrotowy • Może wystąpić poślizg
Przekładnia NuVinci zastosowana w robocie ortotycznym	<ul style="list-style-type: none"> • Przenoszenie wysokiego momentu • Proste sterowanie przełożeniem 	<ul style="list-style-type: none"> • Mały zakres przełożenia • Może wystąpić poślizg • Duże rozmiary
Dwusilnikowy dyferencyjny napęd ramienia robota	<ul style="list-style-type: none"> • Wysoki zakres przełożenia • Wysoki moment obrotowy • Wysoka precyzja • Wysoki moment wyjściowy napędu • Kontrola na przełożeniem 	<ul style="list-style-type: none"> • Wymaga dwóch napędów obrotowych • Skomplikowanie konstrukcji

Rozwiązanie opisane w punkcie 3.2.3, to jest napęd DSDM, znaczco różni się od rozwiązań zaprezentowanych we wcześniejszych punktach pracy. Przewagą tego układu jest łatwa kontrola nad przełożeniem. Każdy z silników może mieć dedykowaną przekładnię o wymaganym przez dane zastosowanie przełożeniu. Napęd ten pozwala na uzyskanie wysokiego zakresu przełożenia. Porównać należałoby prędkość z jaką możliwe jest osiągnięcie skrajnych przełożeń. W przypadku napędu DSDM zmiana trybu pracy może odbyć się w bardzo krótkim czasie, przy odpowiednim algorytmie pracy. Znacząną przewagą tego układu jest również to, że stosuje szeroko dostępne podzespoły i może osiągać małe gabaryty, gdzie przekładnia NuVinci dostępna jest tylko u jednego dystrybutora i jest relatywnie duża jak na przełożenia jakie można na niej uzyskać. Z tych właśnie względów postanowiono wykorzystać rozwiązanie napędu DSDM, jako metodę osiągnięcia celów określonych we wstępie tej pracy.

4. Analiza funkcjonalna urządzenia

4.1. Opis konstrukcji i zasada działania projektowanego urządzenia

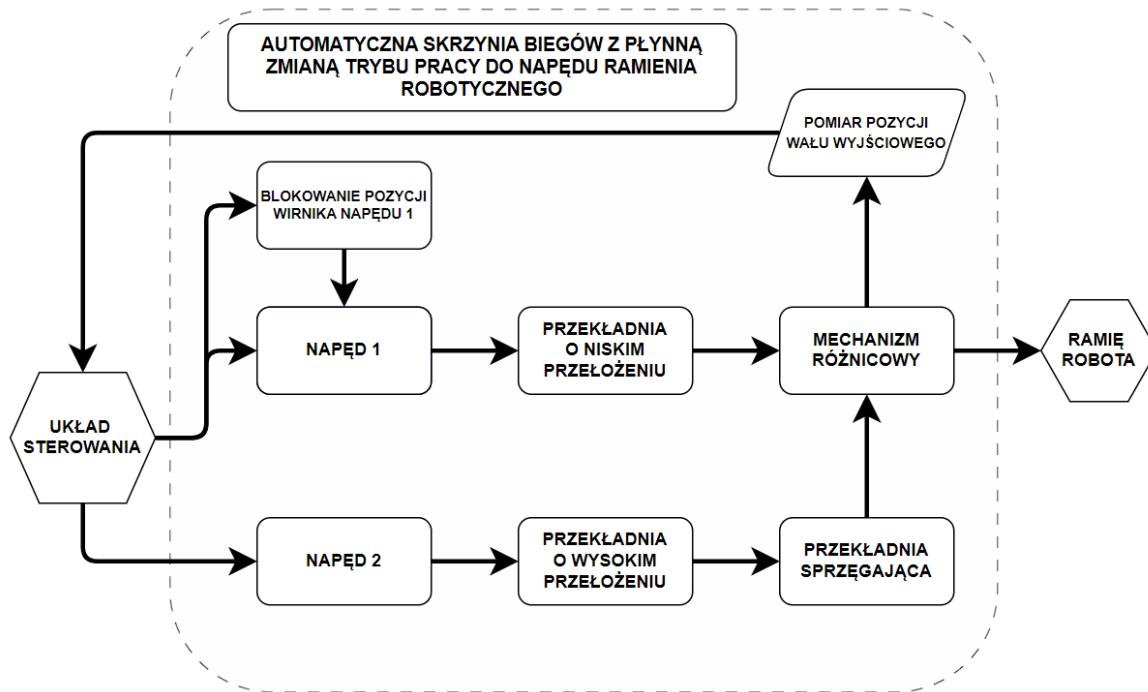
Napęd typu DSDM pozwala na szeroki zakres przełożenia, który kontrolowany jest wyborem przekładni dedykowanej dla danego silnika. Odpowiedni dobór przekładni pozwala na uzyskanie ramienia, które w zależności od wymaganego chwilowego udźwigu może poruszać się z wysoką prędkością kątową oraz kiedy to potrzebne, podnosić ładunki o znacznie wyższej masie niż typowe napędy z jednym znanym punktem pracy. Tego typu napęd umożliwia również płynną zmianę przełożenia w krótkim czasie bez potrzeby zatrzymywania cyklu pracy ramienia robota.

Ze względu na zasadę działania układu dyferencyjnego dodatkową funkcjonalnością jest możliwość uzyskiwania precyzyjnych przemieszczeń poprzez odejmowanie drogi kątowej, jaką pokonują poszczególne człony napędu.

Urządzenie powinno umożliwiać łatwy montaż z bazą robota oraz dostępymi ramionami robotów dedykowanych do pracy pod obciążeniami określonymi w wymaganiach konstrukcyjnych urządzenia, oraz powinno umożliwiać poruszanie ramieniem robota przez użytkownika, kiedy napęd nie jest zasilany, to znaczy, że podzespoły składowe nie mogą być samohamowne.

4.2. Schemat blokowy urządzenia

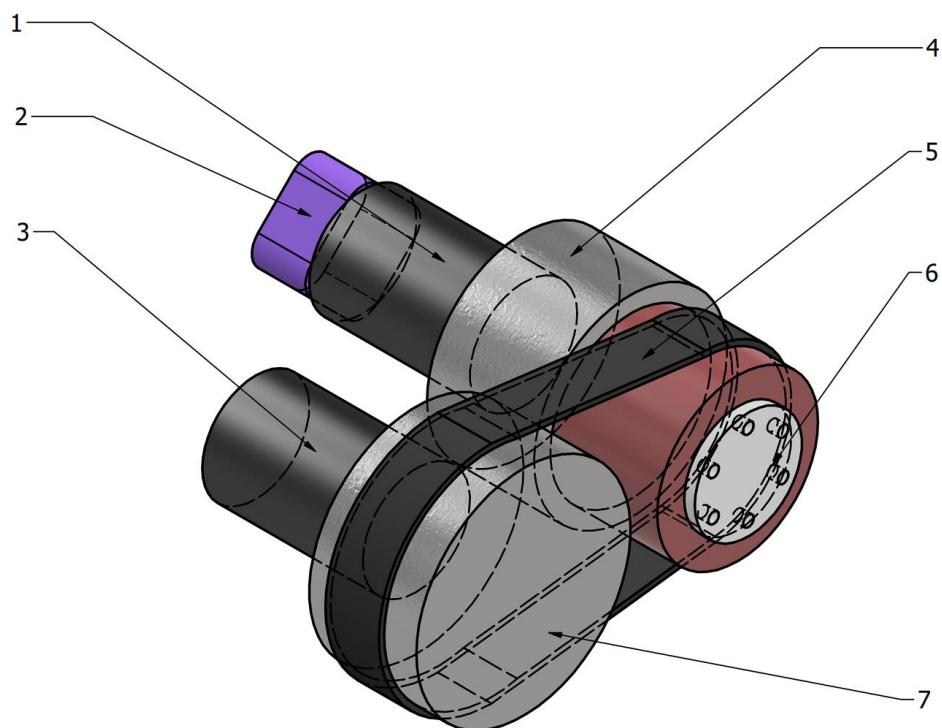
Na Rysunek 19, przedstawiono schemat blokowy działania projektowanego napędu. Pozwala on na określenie zależności pomiędzy poszczególnymi blokami funkcyjnymi, które we współpracy pozwolą na osiągnięcie oczekiwanej funkcjonalności urządzenia.



Rysunek 19 Schemat blokowy projektowanego urządzenia, rysunek własny.

4.3. Wymagania stawiane na poszczególne bloki funkcyjne

Wykonano rysunek (Rysunek 20) obrazujący poszczególne bloki funkcyjne, uzyskując schematyczny obraz projektowanego napędu. Na rysunku zostały oznaczone reprezentacje konkretnych bloków funkcyjnych, przedstawionych na schemacie blokowym (Rysunek 19).



Rysunek 20. Rysunek poglądowy z zaznaczonymi podzespołami projektowanego urządzenia, rysunek własny.

1. Napęd 1,
2. Układ blokowania obrotów napędu 1,
3. Napęd 2,
4. Przekładnia o niskim przełożeniu,
5. Przekładnia sprzągająca,
6. Wyjście napędu,
7. Przekładnia o wysokim przełożeniu.

Postawiono wymagania dla poszczególnych podzespołów napędu ramienia, które pozwala na spełnienie wymagań projektu oraz oczekiwanej funkcjonalności całego urządzenia.

Tabela 4. Wymagania postawione na dobierane podzespoły napędu

1.	Mechanizm różnicowy	<ul style="list-style-type: none"> • Możliwość sterowania mechanizmu różnymi momentami obrotowymi • Niskie luzy • Możliwość przenoszenia wysokiego momentu obrotowego • Brak samohamowności • Wysokie przełożenie
2.	Napęd 1 oraz Napęd 2	<ul style="list-style-type: none"> • Proste i precyzyjne sterowanie pozycją kątową • Wysoki moment obrotowy • Niska cena • Możliwość zablokowania ruchu wału napędowego • Wysoki moment trzymający
3.	Przekładnia o niższym przełożeniu	<ul style="list-style-type: none"> • Możliwie niskie luzy dla precyzji pozycjonowania • Wysoka wejściowa prędkość obrotowa • Wysokie przełożenie jednostopniowe • Możliwość przenoszenia wysokich momentów obrotowych • Brak samohamowności • Kompaktowość
4.	Przekładnia o wyższym przełożeniu	<ul style="list-style-type: none"> • Możliwie niskie luzy dla precyzji pozycjonowania • Możliwość przenoszenia wysokiego momentu • Wysokie przełożenia dla jednego lub dwóch stopni przekładni • Kompaktowość
5.	Przekładnia sprzągająca	<ul style="list-style-type: none"> • Niskie luzy • Możliwość przenoszenia wysokich obciążzeń • Wysoka dostępność elementów składowych • Brak samohamowności
6.	Układ blokowania obrotów napędu 1	<ul style="list-style-type: none"> • Łatwe sterowanie • Brak samohamowności • Możliwość szybkiego zablokowania pozycji silnika • Wysoki moment trzymający
7.	Pomiar pozycji napęd	<ul style="list-style-type: none"> • Wysoka precyzja • Wysoka częstotliwość próbkowania pozycji kątowej • Małe rozmiary

5. Przegląd rozwiązań poszczególnych bloków funkcyjnych

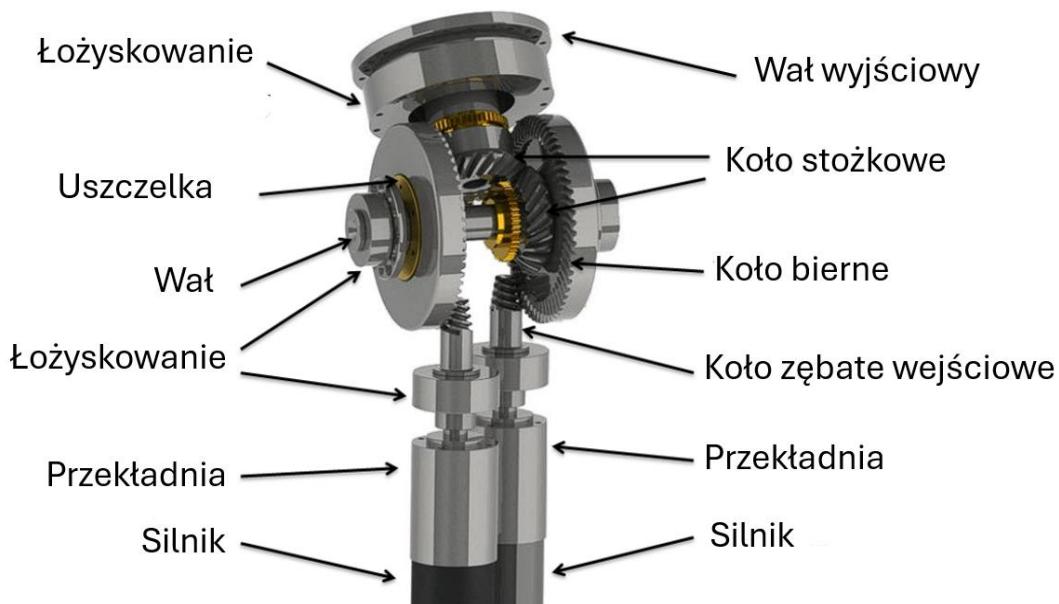
5.1. Mechanizm różnicowy

5.1.1. Przegub różnicowy oparty o przekładnię zębatą stożkową

Mechanizm ten służy do napędu przegubu robota w dwóch różnych osiach ruchu na jednym członie ramienia. Oparty jest na dwóch napędach oraz stożkowej przekładni zębatej. Na Rysunek 21 zaprezentowano przykład takiego mechanizmu, wykorzystany do napędu ramienia robota. Swoje zastosowanie znajduje on w robotyce ze względu na możliwość umiejscowienia dwóch silników napędowych bliżej pierwszego przegubu, co optymalizuje środek masy całego ramienia. Ruch przegubu w dwóch osiach wymaga napędów które będą pracować z równymi prędkościami kątowymi. Wykorzystanie przekładni o znacznie różnych przełożeniach, spowolniłoby istotnie maksymalną prędkość ruchu robota.

Tabela 5. Wady i zalety zaprezentowanych rozwiązań mechanizmu różnicowego.

Wady	Zalety
<ul style="list-style-type: none">• Niskie przełożenie• Napęd o niskim przełożeniu determinuje maksymalną prędkość kątową przegubu• Skomplikowanie budowy	<ul style="list-style-type: none">• Możliwość uzyskania obrotów w dwóch osiach w jednym członie robota• Wysoka precyzja• Optymalizuje środek masy ramienia robota



Rysunek 21. Przykład mechanizmu różnicowego opartego na stożkowych przekładniach zębatach [16].

5.1.2. Planetarny mechanizm różnicowy

Mechanizm tego rodzaju został wykorzystany w napędzie DSDM, opisanym w punkcie 3.2.3 tej pracy (Rysunek 16). Mechanizm jest oparty na przekładni planetarnej, w której napędzone zostają koło zębate słoneczne oraz pierścieniowe. Dzięki temu możliwa jest konfiguracja napędu pomiędzy dwoma momentami wejściowymi. Możliwa jest także kontrola pozycją kątową wyjściową poprzez sumowanie dwóch pozycji kątowych wejściowych, zwiększać tym samym precyzję.

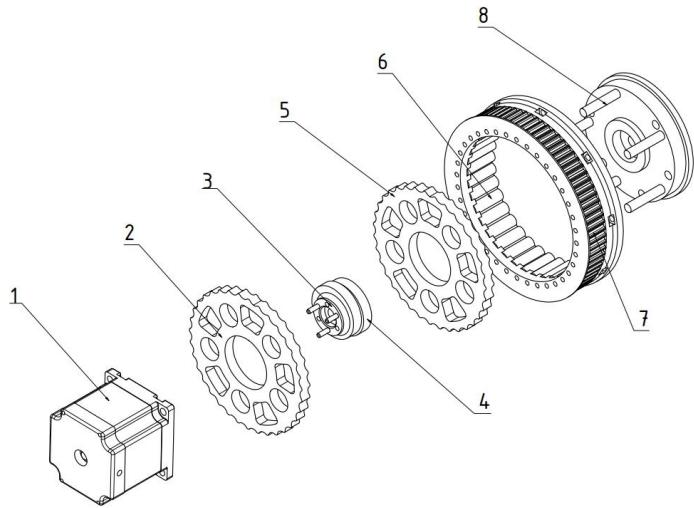
Tabela 6. Wady i zalety mechanizmu różnicowego opartego na przekładni planetarnej.

Wady	Zalety
<ul style="list-style-type: none">• Niskie przełożenie, wymaga odzielnego reduktora dla napędu o wysokiej prędkości obrotowej• Niższe maksymalne momenty obciążenia• Występują luzy na kołach zębachnych, co przekłada się na precyzję pozycji kątowej	<ul style="list-style-type: none">• Prosta konstrukcja• Pozwala na ruch w wyniku dwóch napędów o różnych momentach obrotowych• Wysoka prędkość obrotowa wejściowa• Wyważenie dynamiczne• Może nie być samohamowna

5.1.3. Cykloidalny mechanizm różnicowy

Dyferencjał oparty na przekładni cykloidalnej został przedstawiony na Rysunek 22. Rozwiązanie takie zostało opisane w amerykańskim patentie od firmy SHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG [16]. Zasada działania tego mechanizmu jest analogiczna do dyferencjału planetarnego opisanego w punkcie 3.2.3 oraz 5.1.2 tej pracy. Na Rysunek 22 zaznaczono kolejne elementy składowego mechanizmu różnicowego. W odróżnieniu od klasycznej przekładni cykloidalnej, koło pierścieniowe (6) może zostać wprowadzone w ruch drugim napędem, poprzez przekładnię sprzągającą (7). Dyski cykloidalne (2,5) są odseparowane od wału napędowego przekładni poprzez łożyska (4). Oznacza to, że ruch obrotowy wokół ich osi, może się odbywać bez ruchu obrotowego napędu głównego (1). Dyski te połączone są z ekscentryczną częścią wałka napędowego (3). Dzięki takiej konstrukcji, można uzyskać napęd wyjściowy (8) z dwóch różnych napędów wejściowych.

Wysokie przełożenie w jednym stopniu przekładni pozwoliły na wykorzystanie jej jako redukcji napędu odpowiedzialnego za wysokie prędkości obrotowe. Inne rodzaje dyferencjały, wymagają użycia dodatkowej redukcji dla wykorzystywanych napędów, ponieważ przełożenie ich byłoby zbyt niskie.



Rysunek 22. Przekładnia cykloidalna jako dyferencjał, rysunek własny.

Tabela 7. Wady i zalety mechanizmu różnicowego opartego na przekładni cykloidalnej.

Wady	Zalety
<ul style="list-style-type: none"> • Skomplikowanie konstrukcji • Niewyważenie dynamiczne przy zastosowaniu tylko jednego dysku cykloidalnego • Duże rozmiary 	<ul style="list-style-type: none"> • Pozwala na ruch w wyniku dwóch napędów o różnych momentach obrotowych • Wysokie momenty obciążenia • Wysoka precyzja i niskie luzy • Wysokie przełożenie na jednym stopniu • Może nie być samohamowna [17]

Na podstawie analizy różnic pomiędzy zaprezentowanymi rozwiązaniami jako mechanizm różnicowy wybrany dyferencjał oparty na przekładni cykloidalnej. Wybór tego rozwiązania pozwoli na uproszczenie całej konstrukcji napędu DSDM ze względu na możliwość redukcji prędkości obrotowej jednego z napędów przy pomocy cykloidalnego mechanizmu różnicowego. Rozwiązanie to pozwala na uzyskanie ruchu o najwyższej precyzyji. Wynika to z wysokiego współczynnika zazębienia dla przekładni cykloidalnych. Przy odpowiednich parametralach budowy przekładni, możliwe jest uzyskanie napędów który nie będą samohamowne. Pozwoli to na łatwe programowanie ramienia robota, poprzez ustalanie jego pozycji przez użytkownika, kiedy robot nie jest zasilony.

5.2. Napęd 1 oraz napęd 2

Tabela 8. Porównanie wad i zalet dostępnych rodzajów napędów.

Rozwiązanie	Wady	Zalety
Silnik szczotkowy prądu stałego	<ul style="list-style-type: none"> • Zużywania się szczotek komutatora • Brak momentu trzymającego • Wymaga dodatkowego układu miaru pozycji • Niskie momenty, wymaga wysokiej redukcji 	<ul style="list-style-type: none"> • Wysokie prędkości kątowe • Niska cena • Wysoka dostępność • Proste sterowania obrotami silnika
Silnik bezszczotkowy prądu stałego	<ul style="list-style-type: none"> • Wysoka cena silnika • Wymaga drogiej i skomplikowanej elektroniki sterującej pozycją silnika • Niska dostępność 	<ul style="list-style-type: none"> • Możliwość precyzyjnej kontroli pozycję silnika • Prosta kontrola momentem silnika • Wysokie prędkości obrotowe • Kompaktowa budowa • Wysoka sprawność
Silnik skokowy	<ul style="list-style-type: none"> • Wymaga dodatkowej elektroniki do sterowania obrotami • Możliwość utraty kroków • Duże wymiary • Niskie prędkości obrotowe 	<ul style="list-style-type: none"> • Wysoka dostępność silników oraz wymaganej elektroniki • Wysoki moment trzymający • Wysoki moment napędowy • Precyzyjne sterowanie pozycją wału napędowego • Tanie rozwiązanie
Silnik prądu zmiennego	<ul style="list-style-type: none"> • Wymaga zasilania wysokimi napięciami • Wymaga dodatkowego układu miaru pozycji • Bardzo wysoka cena silnika oraz kontrolera 	<ul style="list-style-type: none"> • Brak szczotek i komutatorów • Mała bezwładność silnika • Możliwość zatrzymania pozycji wału poprzez odpowiednie sterowanie silnikiem

Wymagania postawione wobec obu napędów były takie same, ponieważ w obu przypadkach kluczowe jest precyzyjne sterowanie pozycją oraz możliwość zatrzymania ruchu wału napędowego. Jako rozwiązanie dla tych członów urządzenia wybrano silniki skokowe. Są one łatwo dostępne i tanie, co umożliwia zastosowanie ich w robotach taniej automatyzacji. Pozwalają one na precyzyjne sterowanie pozycją. W połączeniu z układem pomiarowym dającym informacje o położeniu wału, można rozwiązać potencjalny problem gubienia pojedynczych kroków silnika. Silniki tego typu mogą mieć wysokie momenty oraz blokują one pozycję wału kiedy nie dostają one impulsów sterujących ruchem silnika. Jest to szczególnie ważne w sytuacji, kiedy dobrane reduktory miałyby możliwość wstecznego ich napędzenia.

5.3. Przegląd rozwiązań przekładni

Tabela 9. Porównanie wad i zalet dostępnych rodzajów przekładni.

Rozwiązanie	Wady	Zalety
Przekładnia zębata	<ul style="list-style-type: none"> Luzy i brak precyzji dla tanich kół zębatych Hałaśliwa praca bez odpowiedniego smarowania Niskie jednostopniowe przełożenie 	<ul style="list-style-type: none"> Wysoka sprawność Możliwe przenoszenie wysokich prędkości kątowych Prosta konstrukcja
Przekładnia ślimakowa	<ul style="list-style-type: none"> Samohamowność Wymaga wysokiej precyzji wykonania Niższa sprawność Wysoka cena 	<ul style="list-style-type: none"> Wysokie przełożenie jednostopniowe Przenoszenie wysokich momentów Cicha i płynna praca
Przekładnia cięgnowa z paskiem klinowym	<ul style="list-style-type: none"> Wymaga układu naciągu paska Duże gabaryty Niskie przełożenie jednostopniowe Występowanie poślizgów Niska precyzja Rozciąganie się paska 	<ul style="list-style-type: none"> Niska cena Wysoka dostępność części zamiennych Cicha praca Wysokie prędkości obrotowe
Przekładnia pasowa z paskiem zębatym	<ul style="list-style-type: none"> Niskie przełożenie jednostopniowe Duże gabaryty 	<ul style="list-style-type: none"> Wysoka sprawność Precyzja i brak luzów

	<ul style="list-style-type: none"> • Rozciąganie się paska • Zużywania się paska • Pasek wymaga naciągu 	<ul style="list-style-type: none"> • Możliwość przenoszenia wysokich momentów • Brak poślizgów
Przekładnia planetarna	<ul style="list-style-type: none"> • Niskie przełożenie jednostopniowe • Luzy między kołami zębatymi • Trudna do wyprodukowania, dużo elementów wymagających precyzyjnego wykonania 	<ul style="list-style-type: none"> • Małe gabaryty • Współosiowość wejścia i wyjścia przekładni • Brak samohamowności • Wysoka sprawność • Przenoszenie obciążzeń na wiele zębów składowych
Przekładnia falowa	<ul style="list-style-type: none"> • Niska dostępność i wysoka cena • Skomplikowana budowa • Trudny do wykonania element podatny 	<ul style="list-style-type: none"> • Kompaktowa budowa • Bardzo wysokie przełożenie jednostopniowe • Wysoka precyzja • Minimalne luzy
Przekładnia cykloidalna	<ul style="list-style-type: none"> • Niewyważenie dynamiczne przy wykorzystaniu jednego dysku cykloidalnego • Niższa sprawność • Samohamowność dla wysokich przełożeń • Skomplikowana budowa • Duże gabaryty 	<ul style="list-style-type: none"> • Możliwość przenoszenia wysokich momentów • Wysokie przełożenie jednostopniowe • Prosta integracja drugiego stopnia przełożenia[18] • Bardzo niskie luzy, wysoka precyzja pozycjonowania

5.3.1. Przekładnia o niskim przełożeniu

Najważniejszą cechą przekładni o niższym przełożeniu jest dokładność pozycjonowania oraz wysoki moment przełożony w jednym stopniu dla minimalizacji strat. Wykorzystując do tego przekładnię cykloidalną uzyskujemy napęd o bardzo niskich luzach, zależnie od jakości wykonania elementów składowych, o wysokiej sprawności i wysokim przełożeniu na jednym stopniu. Wybór ten pozwala również na zintegrowanie przekładni o niższym przełożeniu oraz mechanizmu różnicowego w jeden podzespoł, co znacznie upraszcza ogólną konstrukcję oraz zmniejsza gabaryty oraz masę projektowanego napędu.

5.3.2. Przekładnia o wysokim przełożeniu

Przekładnia ta wymaga przede wszystkim możliwości przenoszenia wysokiego momentu obrotowego oraz ma najmniejsze możliwe luzy. Żeby jednak uzyskać ten moment, potrzebne będzie również bardzo wysokie przełożenie w kompaktowej konstrukcji. Dla bardzo wysokiego przełożenia wykorzystując przekładnie planetarną należy wykorzystać wielostopniową przekładnię co znacznie zmniejsza jej sprawność. Najlepszym rozwiązaniem byłoby wykorzystanie przekładni falowej lub cykloidalnej. Przekładnia falowa jednak jest bardzo droga i jej budowa jest skomplikowana. Wymaga wytrzymałości na wiele cykli pracy elementu podatnego. Wykorzystując przekładnię cykloidalną taką jaką została opisana w publikacji „A New Design of a Two-Stage Cycloidal Speed Reducer” [18] (z ang. Nowy projekt dwustopniowego reduktora cykloidalnego), uzyskujemy napęd, o wielkości nie wiele większej niż klasyczna przekładnia cykloidalna, pozwalający na bardzo wysokie przełożenie. Z tego względu wybrano jako rozwiązania dla tego członu funkcyjnego przekładnię cykloidalną.

5.3.3. Przekładnia sprzągająca

Dla przekładni sprzągającej najważniejsze jest precyzyjne przenoszenie napędu z jednej przekładni na drugą. Najprostszym rozwiązaniem dla cykloidalnego dyferencjału byłoby wykorzystanie przekładni z paskiem zębatym. Ma ona znikome luzy, przez co jest precyzyjna. Pozwala ona na przeniesienie wysokiego momentu. Nie dochodzi w niej do poślizgów, przy odpowiednim naciągu paska. Pozwala ona również na większą dowolność projektowania, ponieważ pozwala na współpracę kół zębatych które mogą być znacznie od siebie oddalone, w odróżnieniu od przekładni zębatej prostej. Jako przekładnię sprzągającą wybrano przekładnię cięgnową z paskiem zębatym.

5.4. Układ blokowania napędu 1

Dla zapewnienia poprawnej pracy napędu typu DSDM należy uniezależnić obroty wyjścia napędu oraz pozycji kątowej wału napędowego silnika przekładni o niższym przełożeniu. Wynika to z tego że pod wpływem wysokiego momentu, może dojść do wstecznego napędzenia przekładni, co spowoduje przekroczenie momentu trzymającego silnika. W wyniku tego, na wyjście napędu nie zostanie przekazany oczekiwane wysoki moment. Żeby uniknąć takiej sytuacji, należy zapewnić, że pozycja zatrzymanego napędu 1, zostanie ustalona na czas pracy trybu wysokiego momentu.

Tabela 10. Porównanie dostępnych rozwiązań metody blokowania obrotów wałka napędu 1.

Rozwiązanie	Wady	Zalety
Wykorzystanie przekładni ślimakowej	<ul style="list-style-type: none"> Skomplikowanie konstrukcji Duże gabaryty Brak kontroli nad samohamownością Drogie komponenty 	<ul style="list-style-type: none"> Uniezależnia moment wyjściowy od momentu trzymającego silnika W pełni mechaniczne rozwiązanie
Hamulec ze sprzęgłem	<ul style="list-style-type: none"> Skomplikowanie konstrukcji Brak płynnej zmiany trybu pracy Wymaga dodatkowego układu zmieniającego pozycję sprzęgła 	<ul style="list-style-type: none"> Możliwość uzyskania wysokiego momentu trzymającego Uniezależnia moment wyjściowy od momentu trzymającego silnika
Hamulec elektromagnetyczny	<ul style="list-style-type: none"> Niski moment trzymający Ulega nagrzewaniu się przy nieustannej pracy w trybie aktywnym Moment wyjściowy napędu pozostaje uzależniony w części od momentu trzymającego silnika 	<ul style="list-style-type: none"> Jest cały czas w kontakcie z wałem silnika, nie wymaga dodatkowego układu napędowego Szybka zmiana trybu pracy Łatwe sterowanie trybem hamulca Małe gabaryty

Na podstawie wymagań postawionych wobec napędu określono, że minimalny moment trzymający dla układu blokady obrotów napędu 1 ustalono na 1Nm, obliczenia zawarte w punkcie 6.8.1.

W dostępnych modelach hamulców elektromagnetycznych o małych średnicach, to jest poniżej 80 mm, można uzyskać moment trzymający do 10 Nm. Dzięki temu wiadomo że mimo niższych momentów niż pozostałe opcje, rozwiązanie to jest w pełni wystarczające dla oczekiwane efektu. Ze względu na prostą konstrukcję, łatwą dostępność, kompatybilność z silnikami skokowymi oraz szybkość przełączenia pomiędzy trybami, jako rozwiązanie dla tego członu funkcyjnego wybrano hamulec elektromagnetyczny.

5.5. Pomiar pozycji napędu

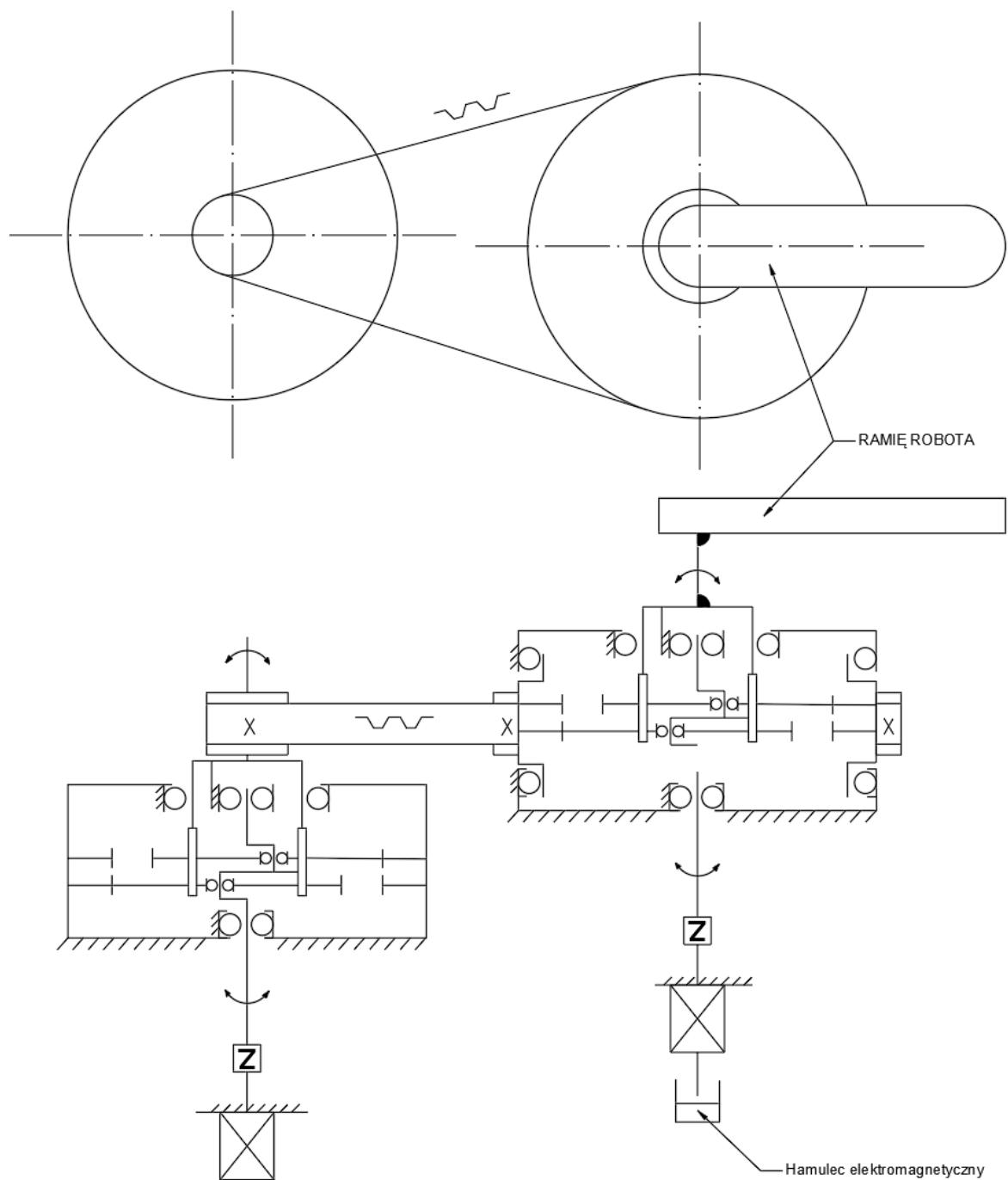
Tabela 11. Porównanie metod pomiaru położenia ramienia oraz napędów.

Rozwiązanie	Wady	Zalety
Czujnik efektu Halla	<ul style="list-style-type: none"> • Niższa rozdzielcość • Wysokie temperatury mogą wpływać na odczyt pomiaru 	<ul style="list-style-type: none"> • Pomiar bezkontaktowy • Odporne na zanieczyszczenia oraz smary • Możliwość uzyskania absolutnego pomiaru pozycji
Potencjometr wieloobrotowy	<ul style="list-style-type: none"> • Niska precyzja • Ograniczony zakres ruchu • Ulega zużyciu 	<ul style="list-style-type: none"> • Tanie i wysoko dostępne komponenty • Małe gabaryty • Prosty odczyt pomiaru pozycji
Enkoder optyczny inkrementalny	<ul style="list-style-type: none"> • Wymaga zastosowania krańcówki dla uzyskania pozycji odniesienia • Skomplikowany odczyt i analiza pomiaru • Nieodporny na zanieczyszczenia i smary 	<ul style="list-style-type: none"> • Wysoka precyzja • Duża dostępność komponentów • Niska cena • Możliwy pomiar pozycji oraz prędkości • Wysoka rozdzielcość
Enkoder optyczny absolutny	<ul style="list-style-type: none"> • Wyższa cena • Mniejszy zakres dostępnych rozdzielcości 	<ul style="list-style-type: none"> • Zawsze znana pozycja ramienia, tu połączeniu zasilania • Nie wymaga zastosowania krańcówek • Małe rozmiary

Dla pomiaru pozycji kątowej elementów napędu, wybrano enkoder absolutny. Uzasadniono ten wybór, małymi rozmiarami dzięki czemu możliwe będzie zawarcie jego obudowy wewnątrz mechanizmu bez potrzeby doprowadzenia dodatkowych czujników krańcowych. W razie utraty zasilania lub w czasie programowania ramienia ręcznie przez

użytkownika, natychmiast będzie znana pozycja ramienia bez potrzeby przejścia procesu odnajdywania pozycji odniesienia.

5.6. Schemat kinematyczny urządzenia



Rysunek 23. Schemat kinematyczny projektowanego napędu, rysunek własny.

6. Obliczenia

6.1. Parametry wstępne do obliczeń

Wartości wstępne, służące do wyznaczenia parametrów projektowanego mechanizmu zostały zawarte w Tabela 12. Ze względu na zasadę działania mechanizmu, której główną cechą jest działanie w dwóch trybach pracy, nadano następujące nazwy na dostępne tryby pracy:

- Tryb HS (High speed) - tryb wysokiej prędkości obrotowej.
- Tryb HT (High torque) - tryb wysokiego momentu napędowego.

Zgodnie z założeniami konstrukcji, zakres ruchu ramienia został przewidziany tak aby umożliwić pełny obrót ramienia. Założone zostały na wstępie wartości przyspieszeń kątowych dla poszczególnych trybów pracy.

Ze względu na wykorzystanie silników skokowych, ustalono na potrzeby obliczeń, prędkość obrotową przy której będą one stosowane, wartość jej zawarta jest w tabeli poniżej.

Tabela 12. Parametry wstępne do obliczeń.

Lp.	Zmienna	Symbol	Wartość	Jednostka
1	Maksymalna prędkość kątowa dla tryby HS.	$\omega_{HS_{max}}$	120	$\frac{\circ}{\text{s}}$
2	Maksymalna prędkość kątowa dla tryby HT.	$\omega_{HT_{max}}$	40	$\frac{\circ}{\text{s}}$
3	Przełożenie dla trybu HS.	i_{HS}	$40 < i_{HS} < 60$	-
4	Przełożenie dla trybu HT.	i_{HT}	$120 < i_{HT} < 200$	-
5	Prędkość kątowa napędu wejściowego.	n_{in}	1000	$\frac{\text{obr}}{\text{min}}$
6	Zakres pracy ramienia robota.	φ_c	360	\circ
7	Waga ładunku dla trybu HS.	m_{HS}	1	kg
8	Waga ładunku dla trybu HT.	m_{HT}	5	kg

6.1.1. Ramię robota

Na potrzeby obliczeń poniższej pracy, dobrano przykładowe ramię robota które w połączeniu z projektowanym napędem pozwoliłyby na spełnienie postawionych wymagań dla projektowane mechanizmu.

Dobrano ramię robota UR3e od firmy Universal Robots. Projektowany napęd będzie zastępował drugi przegub zaprezentowanego ramienia robota.



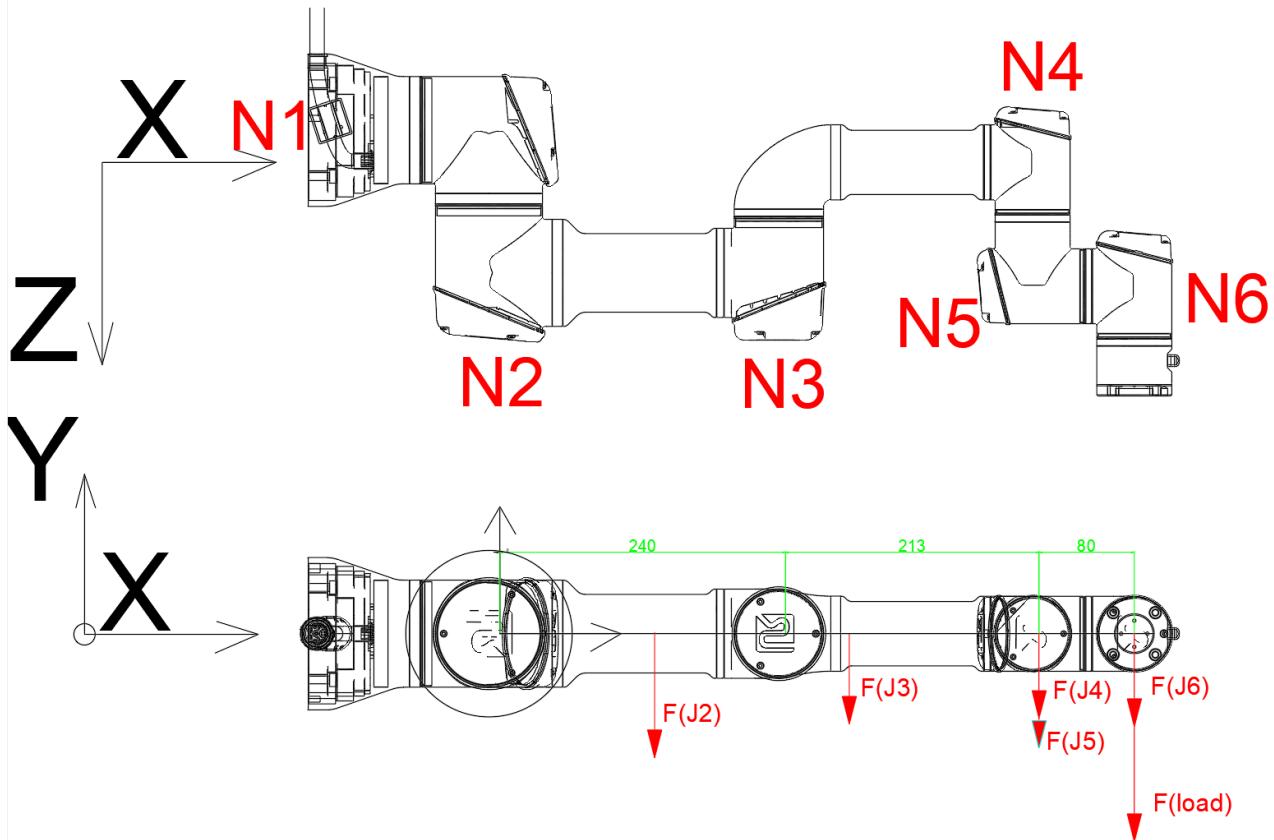
Rysunek 24. Ramię robota UR3e od Universal Robot[19].

Na stronie producenta ramienia robota, zawarte zostały informacje konieczne do wyznaczenia kinematyki oraz dynamiki urządzenia[20]. Informacje zostały zapisane w notacji Denavita-Hartenberga. Wartości wielkości wymaganych do obliczeń, zawarte w dokumentacji udostępnionej przez producenta, zostały zawarte w Tabela 13. Są to wartości takie jak:

- m_j – masa jednego członu robota, w kg.
- a_j - Parametr denavita-hartenberga, określający odległość układów współrzędnych dla równoległych osi robota, w m.
- d_j - Parametr denavita-hartenberga, określający odległość układów współrzędnych dla prostopadłych osi robota, w m.
- $C_{om\ v}$ – środek masy członu robota względem układu współrzędnych kolejnego przegubu, w notacji wektorowej, w m.

Tabela 13. Dokumentacja techniczna wykorzystywanego ramienia robota.

Numer członu	m_j [kg]	a_j [m]	d_j [m]	$C_{om\ v}$ [m]
2	3,44	-0,2435	0	[0.13, 0, 0.1157]
3	1,44	-0,2132	0	[0.05, 0, 0.0238]
4	0,87	0	0,1311	[0, 0, 0.01]
5	0,81	0	0,0854	[0, 0, 0.01]
6	0,26	0	0,0921	[0, 0, -0.02]
Ładunek trybu HS	1	0	0	[0, 0, 0.0]
Ładunek trybu HS	5	0	0	[0, 0, 0.0]



Rysunek 25. Przedstawienie wektorów siły ciężkości członów od J2 do J6 oraz ładunku w dla trybu pracy HS, rysunek własny.

Na podstawie Tabela 13 wyznaczono odległości środka masy dla każdego z członów ramienia robota (Rysunek 25), rzutowanego na oś OX układu współrzędnych umieszczonego w miejscu montażu ramienia na projektowanym napędzie. Dla przykładowych obliczeń podstawiono wartości dla drugiego członu ramienia robota.

Wartość siły ciążenia członu wyznaczono przy pomocy zależności:

$$F_{g_j} = m_j \cdot g, \quad (1)$$

$$F_{g_2} = m_2 \cdot g = 3,44 \cdot 9,81 = 33,79 \text{ N},$$

gdzie:

F_{g_j} – siła ciążenia jednego członu ramienia w jego środku masy w N,

m_j – masa jednego członu robota w kg,

g – przyśpieszenie ziemskie, $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$.

Znając wartości siły ciążenia oraz odległości środków mas każdego z członów, wyznaczono momenty statyczne konieczne do utrzymania ramienia w pozycji poziomej, jest to pozycja która wymaga od napędu najwyższego momentu statycznego. Moment statyczny wymagany do utrzymania jednego członu ramienia określono jako:

$$M_{St_j} = F_{g_j} \cdot C_{omj_x}, \quad (2)$$

$$M_{St_2} = F_{g_2} \cdot C_{om2_x} = 33,79 \cdot 0,13 = 4,39 \text{ N} \cdot \text{m},$$

gdzie:

M_{St_j} - moment statyczny, konieczny do utrzymania jednego członu ramienia robota, w $\text{N} \cdot \text{m}$,

C_{omj_x} – odległość środka masy jednego członu, rzutowana na oś X, w m.

Do wyznaczenia momentu bezwładności ramienia względem osi obrotu projektowanego napędu, potraktowano każdy człon jako punkt materialny w odległości od osi obrotu równej C_{omj_x} .

Moment bezwładności każdego członu robota wyznaczono korzystając z zależności:

$$I_j = m_j \cdot C_{omj_x}^2, \quad (3)$$

$$I_2 = m_2 \cdot C_{om2_x}^2 = 3,44 \cdot 0,13^2 = 0,058 \text{ kg} \cdot \text{m}^2,$$

gdzie:

I_j - Moment bezwładności jednego członu robota w $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

Wyniki obliczeń wzorów od 1 do 3, zostały zawarte w Tabela 14.

Tabela 14. Wyniki obliczeń siły ciężkości, momentu statycznego oraz momentu bezwładności dla każdego członu ramienia robota UR3.

Numer przegubu	\bar{m} [m]	F_c [N · m]	M_{st} [N · m]	I_j [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
2	0,13	33,791	4,393	0,058
3	0,29	14,097	4,138	0,124
4	0,46	8,545	3,902	0,182
5	0,34	7,897	2,718	0,095
6	0,54	2,560	1,388	0,076
Ładunek 1	0,54	9,81	0,294	0,294
Ładunek 2	0,54	49,05	1,469	1,469

Wartości całkowitego momentu statycznego koniecznego do utrzymania wyprostowanego ramienia robot w pozycji poziomej, wyznaczona została jako suma wyliczonych momentów statycznych dla pojedynczego członu:

$$M_{st_C} = \sum_{j=2}^6 M_{st_j}, \quad (4)$$

- Dla trybu HS:

$$M_{st_{C\,HS}} = 21,86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- Dla trybu HT:

$$M_{st_{C\,HT}} = 43,12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

W ten sam sposób określono całkowity moment bezwładności całego ramienia:

$$I_C = \sum_{j=2}^6 I_j, \quad (5)$$

- Dla trybu HS:

$$I_{C\,HS} = 0,83 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- Dla trybu HT:

$$I_{C\,HT} = 2,00 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

6.1.2. Profil prędkości

Założono wartość przyśpieszenia kątowego dla obydwu trybów pracy :

$$\varepsilon_{HS} = 120 \frac{\circ}{s^2}$$

$$\varepsilon_{HT} = 20 \frac{\circ}{s^2}$$

Czas trwania przyśpieszenia określono jako:

$$t_\varepsilon = \frac{\omega_{max}}{\varepsilon}, \quad (6)$$

$$t_{\varepsilon_{HS}} = \frac{\omega_{HS_{max}}}{\varepsilon_{HS}} = \frac{120}{120} = 1 \text{ s},$$

$$t_{\varepsilon_{HT}} = \frac{\omega_{HT_{max}}}{\varepsilon_{HT}} = \frac{40}{20} = 2 \text{ s.}$$

Droga kątowa w ruchu przyspieszonym oraz opóźnionym wyznaczona jest w sumie jako:

$$\varphi_\varepsilon = 2 \cdot 0,5 \cdot t_\varepsilon^2 \cdot \varepsilon, \quad (7)$$

$$\varphi_{\varepsilon_{HS}} = 2 \cdot 0,5 \cdot t_{\varepsilon_{HS}}^2 \cdot \varepsilon_{HS} = 120^\circ$$

$$\varphi_{\varepsilon_{HT}} = 2 \cdot 0,5 \cdot t_{\varepsilon_{HT}}^2 \cdot \varepsilon_{HT} = 80^\circ$$

Czas ruchu ze stałą prędkością kątową można wyznaczyć jako różnicę całkowitej drogi kątowej ramienia oraz sumy ruchu przyspieszonego oraz opóźnionego:

$$\varphi_\omega = \varphi_C - \varphi_\varepsilon, \quad (8)$$

$$\varphi_{\omega_{HS}} = \varphi_C - \varphi_{\varepsilon_{HS}} = 360 - 120 = 240^\circ$$

$$\varphi_{\omega_{HT}} = \varphi_C - \varphi_{\varepsilon_{HT}} = 360 - 40 = 280^\circ$$

Czas stałej prędkości kątowej wyznaczono jako:

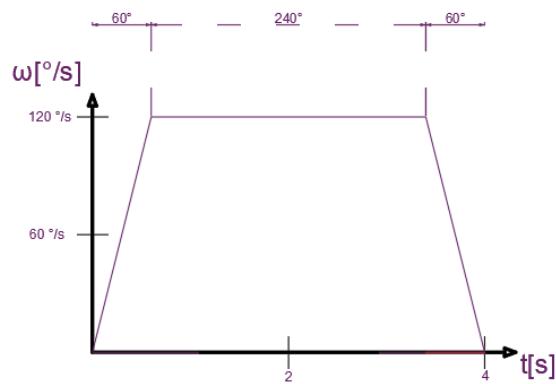
$$t_{\omega} = \frac{\varphi_{\omega}}{\omega_{max}} , \quad (9)$$

$$t_{\omega_{HS}} = \frac{\varphi_{\omega_{HS}}}{\omega_{HSmax}} = 2 \text{ s}$$

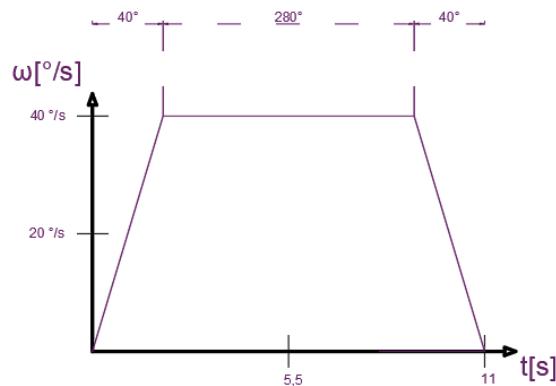
$$t_{\omega_{HT}} = \frac{\varphi_{\omega_{HT}}}{\omega_{HTmax}} = 7 \text{ s}$$

Na podstawie wyznaczonych wartości, zaprezentowano uzyskany profil prędkości ramienia robota (Rysunek 26).

Profil prędkości trybu HS



Profil prędkości trybu HT



Rysunek 26. Wyznaczone profile prędkości ramienia robota dla obu trybów pracy napędu.

6.1.3. Wymagany teoretyczny moment napędowy

Moment napędowy konieczny do wprowadzenia w ruch przyśpieszony ramię robota, wyprostowane w pozycji poziomej, to jest $\varphi_{temp} = 0^\circ$, jest zależny od członu inercyjnego oraz statycznego. Człon statyczny jest uzależniony od pozycji kątowej ramienia, ze względu na zmianę wartości składowej zrzutowanej na oś X ramienia. Moment napędowy został opisany zależnością:

$$M_{mech} = I_C \cdot \varepsilon + M_{st_C} \cdot \cos(\varphi_{temp}) , \quad (10)$$

$$M_{mech\ HS} = I_{C\ HS} \cdot \varepsilon_{HS} + M_{st_{C\ HS}} \cdot \cos(0^\circ) = 0,83 \cdot 2,09 + 21,86 \cdot 1 = 23,593 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{mech\ HT} = I_{C\ HT} \cdot \varepsilon_{HT} + M_{st_{C\ HT}} \cdot \cos(0^\circ) = 2,00 \cdot 0,35 + 43,12 \cdot 1 = 43,823 \text{ N} \cdot \text{m}$$

6.2. Obliczenie wymaganych przełożeń dla projektowanych przekładni

Założono że dobierane silniki skokowe pozwolą na osiągnięcie prędkości obrotowej wejściowej dla obu członów napędu równej

$$n_{in} = 1000 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$$

Wartość prędkości kątowej wejściowej silnika określono jako:

$$\omega_{in} = n_{in} \cdot \frac{360}{60}, \quad (11)$$

$$\omega_{in} = 1000 \cdot \frac{360}{60} = 6000 \frac{\circ}{\text{s}}$$

Znane są wymagane prędkości kątowe napędu na wyjściu reduktorów dla trybów HS oraz HT:

$$\begin{aligned} \omega_{HS_{max}} &= 120 \frac{\circ}{\text{s}} \\ \omega_{HS_{max}} &= 40 \frac{\circ}{\text{s}} \end{aligned}$$

Na podstawie tych wartości wyznaczono konieczne przełożenie dla obydwu trybów napędu. Wykorzystano do tego zależność:

$$i_p = \frac{\omega_{in}}{\omega_{max}}, \quad (12)$$

$$i_{HS} = \frac{\omega_{in}}{\omega_{HS_{max}}} = \frac{6000}{120} = 50,$$

$$i_{HT} = \frac{\omega_{in}}{\omega_{HS_{max}}} = \frac{6000}{40} = 150.$$

6.2.1. Dyferencjał cykloidalny

Mechanizm różnicowy cykloidalny będzie służył jako reduktor dla trybu HS napędu. Będzie to jednostopniowa przekładnia cykloidalna o przełożeniu:

$$i_{CHS} = i_{HS} = 50.$$

6.2.2. Przekładnia cykloidalna o wysokim przełożeniu oraz przekładnia sprzęgająca

Człon napędu odpowiedzialny za tryb HT jest złożeniem przekładni cykloidalnej jednostopniowej oraz przekładni sprzęgającej która będzie służyła jako drugi stopień przełożenia tego członu. Dla uzyskania napędu o najmniejszych wymiarach dobrano następujące wartości przełożeń:

$$\begin{aligned} i_{CHT} &= 34 \\ i_{SP} &= 4,5 \end{aligned}$$

$$i_{HT} = i_{CHT} \cdot i_{SP} = 34 \cdot 4,5 = 153$$

6.3. Obliczenia parametrów przekładni cykloidalnej

6.3.1. Krzywa epicykoidalna

Dla zaprojektowania dysku cykloidalnego należy określić metodę uzyskania krzywej epicykoidalnej. Wybrano do tego metodę opisanej w „MODELLING THE MESHING OF CYCLOIDAL GEARS”[21] Dzięki zależności (13,14) uzyskane zostały składowe kolejnych punktów na krzywej epicykoidalnej.

$$C_x = R \cdot \cos(\theta) - r \cdot \cos(\theta + \Psi) - e \cdot \cos(N \cdot \theta), \quad (13)$$

$$C_y = -R \cdot \sin(\theta) + r \cdot \sin(\theta + \Psi) + e \cdot \sin(N \cdot \theta), \quad (14)$$

gdzie:

C_x – składowa na osi x pozycji kolejnego punktu na krzywej epicykoidalnej w mm,

C_y - składowa na osi y pozycji kolejnego punktu na krzywej epicykoidalnej w mm,

R – promień koła pierścieniowego rolkowego uzębienia przekładni epicykoidalnej w mm,

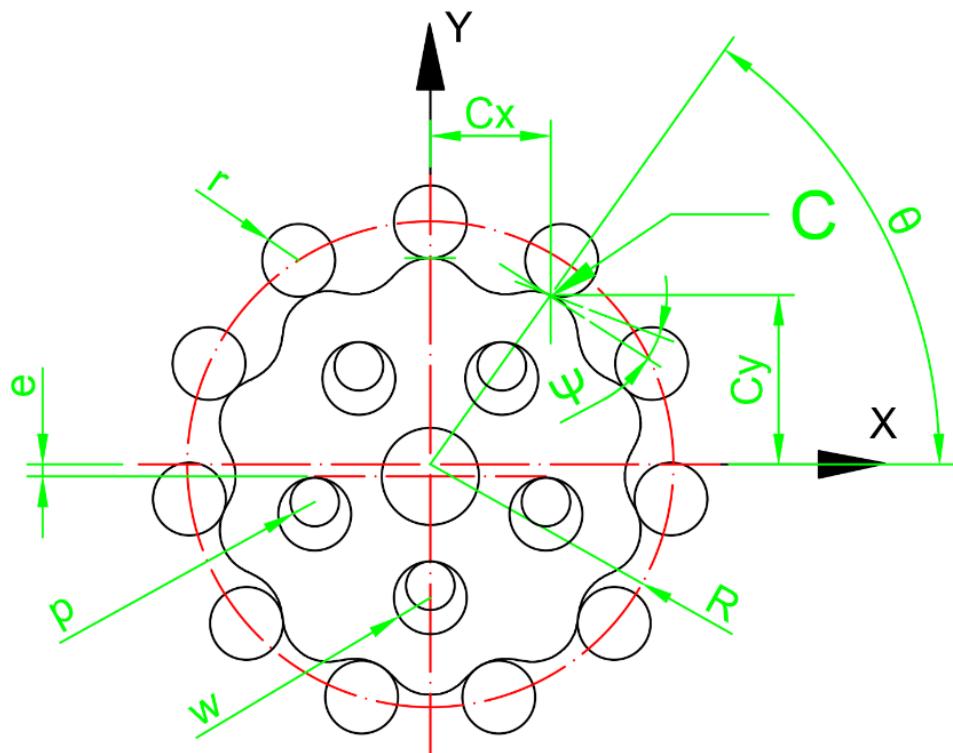
r – promień rolek koła pierścieniowego w mm,

e - wartość mimośrodowości dysku cykloidalnego względem osi wałka napędowego w mm,

θ – kąt pomiędzy osią X a prostą przechodzącą przez środek układu współrzędnych oraz punkt C (Rysunek 27), rysowanej krzywej cykloidalnej w rad.

Ψ – kąt kontaktu pomiędzy rolką a zębem dysku cykloidalnego w puncie C (równanie 15), w rad.

$$\Psi = \tan^{-1} \cdot \left[\frac{\sin((1-N) \cdot \theta)}{\frac{R}{e \cdot N} - \cos((1-N) \cdot \theta)} \right], \quad (15)$$



Rysunek 27. Parametry krzywej epicykoidalnej, rysunek własny.

6.3.2. Dobranie parametrów przekładni cykloidalnej

Mając dostępne wzory, przed przejściem do obliczeń należy obliczyć i wyznaczyć konieczne parametry przekładni, pozwalające na uzyskanie koniecznych przełożeń oraz wysokiej sprawności.

Liczęę zębów koła pierścieniowego N oraz liczbę zębów dysku cykloidalnego n wyznaczono nad podstawie parametru obliczonego w punkcie 6.2.1. Wymagane przełożenie dla przekładni cykloidalnej która będzie częścią mechanizmu różnicowego cykloidalnego wynosi:

$$i_{C_{HS}} = 50$$

Przełożenie przekładni cykloidalnej opisane jest zależnością[16]:

$$i = \frac{n}{N-n}, \quad (16)$$

Wynika z tego że:

$$n = N - 1, \quad (17)$$

$$n = 50$$

$$N = 51$$

Ze względu na oczekiwane wymiary przekładni, określono maksymalną wartość parametru promienia koła pierścieniowego jako:

$$R = 45 \text{ mm}$$

Znając promień R oraz liczbę zębów można określić warunek dla promienia rolek, aby sąsiadujące rolki nie stykały się ze sobą[22]:

$$r < R \cdot \sin\left(\frac{\pi}{N}\right), \quad (18)$$

$$r < 45 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{51}\right)$$

$$r < 2,77$$

Jako rolki koła pierścieniowego postanowiono zastosować znormalizowane stalowe kołki walcowe które dostępne są o promieniach 1,5 ; 2 lub 3 mm. Im większy promień rolek tym większe obciążenia będą mogły one przenosić. Promień r nie wpływa również na sprawność przekładni (opisane w punkcie 6.4) z tego względu dobrano jako rolki, kołki walcowe o promieniu:

$$r = 2 \text{ mm}$$

Parametr mimośrodu, oraz pozostałe parametry geometryczne dysku cykloidalnego zostaną dobrane na podstawie analizy sprawności przeprowadzonej w następnym punkcie obliczeń poniższej pracy.

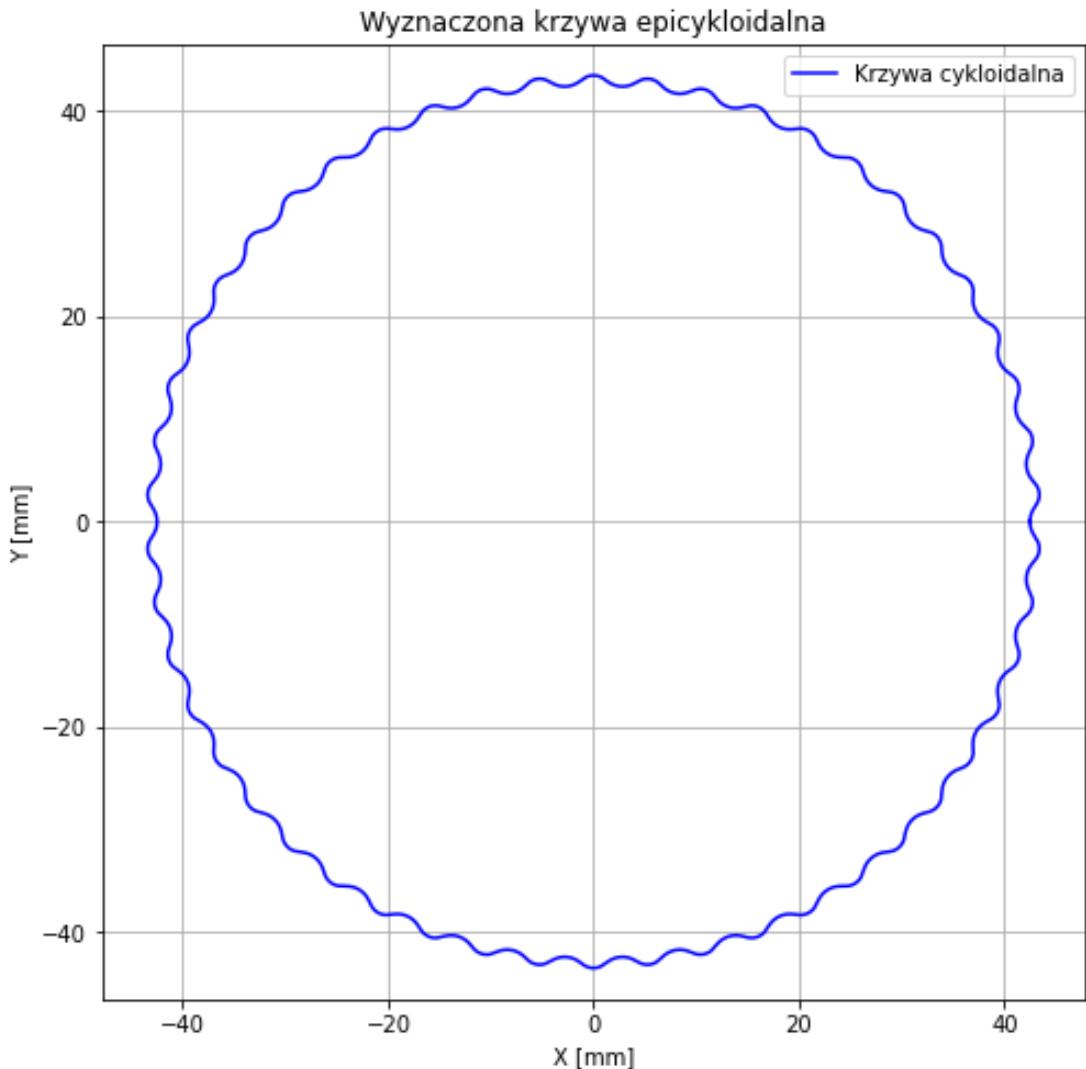
Korzystając ze wzorów (13,14,15) uzyskano kształt krzywej epicykoidalnej dla projektowanego dysku przekładni. Na potrzeby obliczeń przyjęto wartość mimośrodu na $e = 0,5$. Obliczenia przeprowadzono dla wartości zmiennej kąta $\theta = \frac{\pi}{6} \text{ rad}$.

$$\psi = \tan^{-1} \cdot \left[\frac{\sin((1 - 51) \cdot \frac{\pi}{6})}{\frac{45}{0,5 \cdot 51} - \cos((1 - 51) \cdot \frac{\pi}{6})} \right] = -0,600 \text{ rad}$$

$$C_x = 45 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) - 2 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6} - 0,6\right) - 0,5 \cdot \cos\left(51 \cdot \frac{\pi}{6}\right) = 36,97 \text{ mm}$$

$$C_y = -45 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6}\right) + 2 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{6} - 0,6\right) + 0,5 \cdot \sin\left(51 \cdot \frac{\pi}{6}\right) = -22,15 \text{ mm}$$

Wykonując obliczenia dla wartości kąta θ z zakresu $\theta \in (0; 2 \cdot \pi)$, uzyskujemy następującą krzywą:



Rysunek 28. Krzywa cykloidalna projektowanego dysku, uzyskana przy pomocy skryptu napisanego w języku Python.

Do wyznaczenia ostatecznej geometrii dysku cykloidalnego, przeprowadzono analizę zależności sprawności od następujących parametrów geometrycznych:

e – mimośród dysku cykloidalnego względem osi koła pierścieniowego przekładni w mm,

R_{os} – promień otworów sworzniowych na dysku cykloidalnym w mm,

R_{pos} – promień położenia otworów sworzniowych od osi dysku cykloidalnego w mm.

Zastosowano warunki dla poprawnego działania przekładni cykloidalnej to określenia zakresu wartości dla współczynnika skrócenia oraz dla wartości mimośrodu. Warunki te zostały przedstawione we wzorach (20 – 22) [22]:

Wyznaczono wartość współczynnika skrócenia:

$$m = \frac{e \cdot N}{R} = \frac{0,5 \cdot 51}{45} = 0,57 \quad (19)$$

Warunek 1, zapewnia że dla dobranych parametrów przekładni, rolki koła pierścieniowego nie stykają się ze sobą uwzględniając wartość mimośrodu, wykorzystano do tego zależność:

$$e > \frac{r}{N \cdot \sin(\pi \cdot N)} \cdot m \quad (20)$$

$$\begin{aligned} e &> \frac{2}{51 \cdot \sin(\pi \cdot 51)} \cdot 0,57 \\ e &> 0,36 \end{aligned}$$

Warunek 2, warunek niepodcięcia zębów koła obiegowego, opisany zależnością:

$$e > r \cdot \frac{\frac{N+1}{3 \cdot \sqrt{3} \cdot N}}{\sqrt{\frac{N+1}{N-1}}} \cdot \sqrt{\frac{m^2}{1-m}} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} e &> 2 \cdot \frac{51+1}{3 \cdot \sqrt{3} \cdot 51} \cdot \sqrt{\frac{51+1}{51-1}} \cdot \sqrt{\frac{0,57^2}{1-0,57}} \\ e &> 0,27 \end{aligned}$$

Warunek 3, warunek kształtu epicykloidy, opisany zależnością:

$$m > \frac{N-2}{2 \cdot N-1} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} m &> \frac{51-2}{2 \cdot 51-1} \\ m &> 0,485 \end{aligned}$$

Wiedząc że współczynnik skrócenia nie może być większy niż 1 [22] oraz korzystając z zależności 22, wyznaczono zakres współczynnika m jako:

$$m \in (0,485 ; 1)$$

Dla wyznaczonego zakresu parametru m określono zakres mimośrodu przekładni, korzystając z zależności 19:

$$e \in (0,43 ; 0,88)$$

Fragment dysku cykloidalnego pomiędzy uzębieniem a otworem sworzniowym będzie najsłabszym miejscem całego dysku, dlatego narzucono minimalną odległość otworu od promienia koła pierścieniowego. Pozwoliło to na określenie zależności dla maksymalnych wartości parametrów R_{os} oraz R_{pos} które dobrane zostaną na podstawie analizy sprawności przekładni. Warunek dla ich wielkości jest następujący:

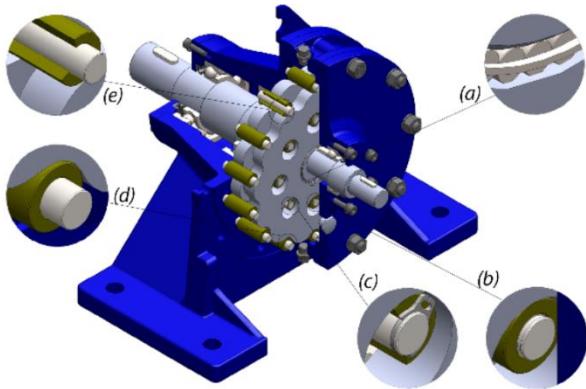
$$R_{os} + R_{pos} + 4 mm < R \quad (23)$$

6.4. Obliczenie sprawności przekładni cykloidalnej

6.4.1. Model wyznaczenia sprawności

Do wyznaczenia przybliżonej wartości sprawności projektowanej przekładni zastosowano model Kudryavceva[22], [23], [24], [25]. Model ten uwzględnia straty mocy wynikające z tarcia elementów współpracujących w przekładni cykloidalnej. Na rysunku poniżej, zaprezentowano przykładowe rodzaje oporów występujących w czasie pracy przekładni cykloidalnej. Ze względu na małe rozmiary przekładni, zadecydowano że rolki koła pierścieniowego nie będą łożyskowane ślizgowo, z tego względu w obliczeniach sprawności zastąpiono opory pomiędzy panewkami rolek koła pierścieniowego, oporami kontaktu dysku cykloidalnego a rolkami.

Do przeprowadzenia obliczeń sprawności założono wstępnie dobierane parametry R_{os} , R_{pos} oraz e . Następnie po określeniu ich wpływu na wartość sprawności, wyniki końcowe uwzględniają ich wpływ na obliczenia.



- a) Tarcie elementów tocznych łożyskowania dysku cykloidalnego.
- b) Tarcie sworzni wału wyjściowego oraz ich panewek ślizgowych.
- c) Tarcie panewek ślizgowych oraz otworów dysku cykloidalnego.
- d) Tarcie wynikające z kontaktu dysku oraz rolek koła pierścieniowego.
- e) Tarcie panewek ślizgowych oraz rolek koła pierścieniowego.

Rysunek 29. Rodzaje tarcia występującego w przekładni cykloidalnej[25].

Do wyznaczenia sprawności posłużono się zależnością [25]:

$$\eta = \frac{1-\psi}{1+N\cdot\psi}, \quad (24)$$

gdzie:

η - szukana sprawność przekładni cykloidalnej,

N - liczba rolek koła pierścieniowego,

ψ - całkowite straty mocy wynikające z tarcia elementów ruchomych przekładni cykloidalnej.

Na wartość ψ składają się trzy człony [25]:

ψ_1 - straty wynikające z tarcia dysku cykloidalnego oraz rolek koła pierścieniowego [26],

ψ_2 - straty wynikające z tarcia ślizgowego pomiędzy sworzniami a panewkami sworzni wału wyjściowego przekładni,

ψ_3 - straty wynikające z tarcia tocznego w łożyskowaniu mimośrodowego wału napędowego, dysku cykloidalnego.

Całkowitą wartość strat można wyrazić jako:

$$\psi = \psi_1 + \psi_2 + \psi_3 \quad (25)$$

Do wyznaczenia wartości ψ_1 użyto wzoru [24]:

$$\psi_1 = \frac{K_3 \cdot \mu_{zo}}{N} \quad (26)$$

gdzie:

K_3 – współczynnik dobierany na podstawie krzywej na Rysunek 30, uwzględnia on korekcję uzębienia krzywej epicykloidalnej.

μ_{zo} – współczynnik tarcia pomiędzy dyskiem a rolkami, w tym przypadku tarcie stal – stal,
 $\mu_{zo} = 0,1$,

N – liczba zębów koła pierścieniowego.

Na Rysunek 30 przedstawiono charakterystyki służące do wyznaczenia stałych koniecznych do obliczenia sprawności. Parametr uwzględniający korekcję uzębienia określony został jako [22]:

$$\xi = 1 - m \quad (27)$$

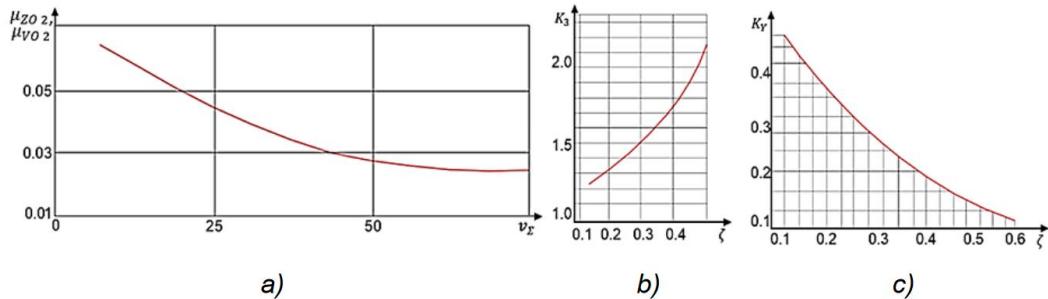
$$\xi = 0,43$$

Zgodnie z Rysunek 30.c wyznaczono wartość parametru

$$K_3 = 1,86$$

Z tego wynika że wartości pierwszego członu strat mocy wynosi:

$$\psi_1 = \frac{1,86 \cdot 0,1}{51} = 0,00364$$



Rysunek 30. Krzywe zastosowane do wyznaczania współczynników w obliczeniach sprawności[25].

Do wyznaczenia wartości ψ_2 użyto wzoru:

$$\psi_2 = \frac{P_{V_k} \cdot \omega_{out}}{T_3} \quad (28)$$

Gdzie:

P_{V_k} – straty mocy wynikające z tarcia pomiędzy dyskiem cykloidalnym a sworzniami wału wyjściowego przekładni w W,

ω_{out} – prędkość kątowa wyjściowa przekładni w $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$,

T_3 – Moment wyjściowy przekładni N · m.

Wartość momentu wyjściowego przekładni ustalono jako iloczyn wyższego z wymaganych momentów napędowych oraz współczynnika bezpieczeństwa $c = 1,5$.

$$T_3 = M_{mech HT} \cdot c \quad (29)$$

$$T_3 = 67,5 \text{ Nm}$$

Prędkość kątowa wyjściowa wynosi:

$$\omega_{out} = n \cdot \frac{360^\circ \cdot 2 \cdot \pi}{360^\circ} \quad (30)$$

$$\omega_{out} = 2,094 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Do wyznaczenia wartość P_{V_k} konieczne jest określenie wartości współczynnika tarcia μ_{vo} pomiędzy sworzniami wyjściowymi a ich panewkami ślizgowymi. Wartość ta jest równa mniejszej wartości pomiędzy $\mu_{vo\ 1}$ oraz $\mu_{vo\ 2}$.

Wartość $\mu_{vo\ 2}$ jest opisana zależnością $\mu_{vo\ 2}(V_\Sigma)$ przedstawionej na Rysunek 30.a.

Do wyznaczenia prędkości V_Σ posłużono się zależnością:

$$V_\Sigma = \frac{(R_{os} + R_{ps}) \cdot \omega_{out}}{1000}, \quad (31)$$

$$V_\Sigma = \frac{(6 + 5,5) \cdot 2,094}{1000} = 0,012 \frac{\text{m}}{\text{s}},$$

gdzie:

R_{os} – promień otworu sworzniowego na dysku cykloidalnym w mm,

R_{ps} – promień panewki ślizgowej sworznia wału wyjściowego w mm.

Korzystając z wykresu na Rysunek 30.a wyznaczano wartość:

$$\mu_{vo\ 2} = 0,08$$

Do wyznaczenia wartości $\mu_{vo\ 1}$ wykorzystano zależność:

$$\mu_{vo\ 1} = \frac{R_{sw} \cdot \mu_{s\ 1}}{R_{ps}}, \quad (32)$$

$$\mu_{vo\ 1} = \frac{4 \cdot 0,2}{5,5} = 0,145,$$

gdzie:

R_{sw} – promień sworzni wału wyjściowego w mm,

$\mu_{s\ 1}$ – współczynnik tarcia panewki oraz sworzna wału wyjściowego, mosiądz - stal $\mu_{s\ 1} = 0,2$.

Ostateczna wartość użytego współczynnika tarcia

$$\mu_{vo} = 0,08$$

Następnie określono wartość strat mocy jako:

$$P_{V_k} = \frac{4 \cdot T_3 \cdot e}{\pi \cdot R_{pos}} \cdot \mu_{vo} \cdot \omega_{out}, \quad (33)$$

$$P_{V_k} = \frac{4 \cdot 67,5 \cdot 0,5}{\pi \cdot 25} \cdot 0,08 \cdot 2,094 = 0,288 \text{ W}.$$

Wykorzystano równanie 28 do wyznaczenie wartości drugiego członu strat:

$$\psi_2 = \frac{0,288 \cdot 2,094}{67,5} = 0,00203$$

Do wyznaczenia wartości ψ_3 użyto wzoru:

$$\psi_3 = 1,25 \cdot \frac{T_3}{T_t}, \quad (34)$$

Do wyznaczenie T_t zastosowano wzór:

$$T_t = 1,3 \cdot \frac{k}{1000} \cdot \left(1 + \frac{d_{cz}}{d_{kt}}\right) \cdot \frac{1000 \cdot T_3}{R} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{4 \cdot R}{\pi \cdot R_{pos}} - K_y\right)^2}, \quad (35)$$

$$T_t = 1,3 \cdot \frac{0,005}{1000} \cdot \left(1 + \frac{15}{5}\right) \cdot \frac{1000 \cdot 67,5}{45} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{4 \cdot 45}{\pi \cdot 25} - 0,159\right)^2} = 0,0394 \text{ N} \cdot \text{m},$$

gdzie:

k – współczynnik tarcia tocznego łożyska, $k = 0,005 \text{ mm}$ [25],

d_{cz} – średnica wewnętrzna łożyska dysku cykloidalnego, w mm,

d_{cz} – średnica elementu tocznego łożyska dysku cykloidalnego, w mm,

R – promień okręgu położenia rolek, koła pierścieniowego w mm,

K_y – parametr wyznaczony na podstawie krzywej opisanej na Rysunek 30, $K_y = 0,159$,

T_t – moment w łożyskowaniu dysku cykloidalnego w $\text{N} \cdot \text{m}$.

Zastosowano równanie 34 do wyznaczenia ψ_3 :

$$\psi_3 = 1,25 \cdot \frac{67,5}{0,0394} = 0,00073$$

Stosując wzór 25 wyznaczono wartość całkowitych strat przekładni:

$$\psi = 0,0064$$

Dla wyznaczonej wartości strat obliczono sprawność przekładni, korzystając z zależności 24:

$$\eta_1 = \frac{1 - \psi}{1 + N \cdot \psi}$$

$$\eta_1 = \frac{1 - 0,0064}{1 + 51 \cdot 0,0064} = 0,752$$

6.5. Optymalizacja sprawności przekładni

Poddano analizie wpływu na sprawność, poszukiwanych wielkości geometrycznych projektowanego dysku cykloidalnego.

Wartościami do wyznaczenia są parametry:

e – mimośród dysku cykloidalnego względem osi koła pierścieniowego przekładni w mm,

R_{os} - promień otworów sworzniowych na dysku cykloidalnym w mm,

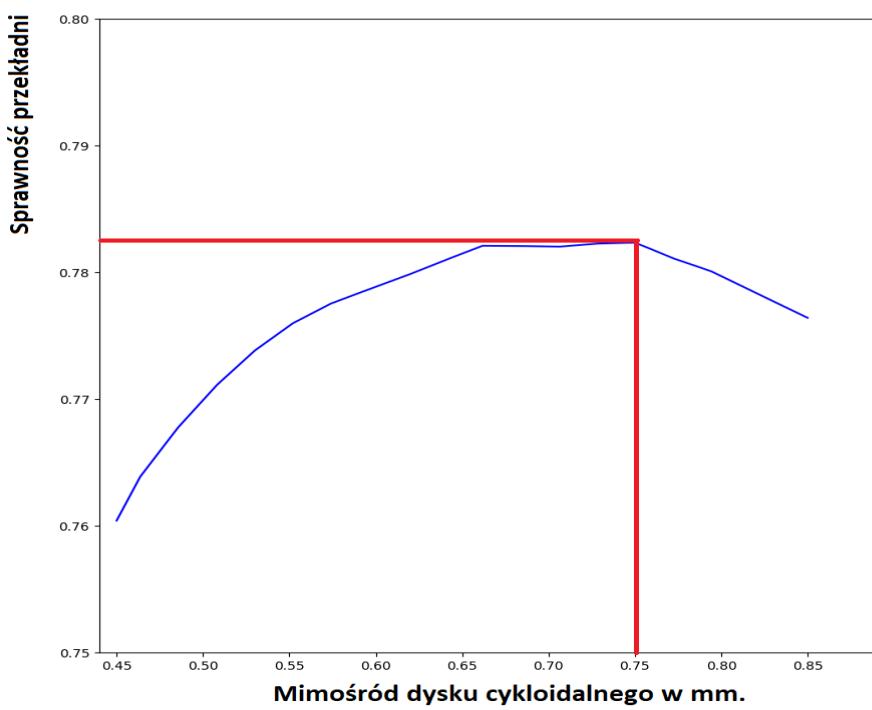
R_{pos} – promień położenia otworów sworzniowych od osi dysku cykloidalnego w mm,

Z wielkości otworu sworzniowego wynikają również wielkości samych sworzni oraz ich panewek ślizgowych.

Wpływ parametru mimośrodu na sprawność przekładni, wyznaczono jako zależność

$$\eta(e), \text{ gdzie } e \in (0,43 ; 0,88)$$

Dla łatwości odczytu danych wyskalowano wykres (Rysunek 31) w przedziale wartości w którym zachodzą widoczne różnice.



Rysunek 31. Wykres zależności sprawności przekładni od mimośrodu dysku cykloidalnego.

Parametr mimośrodu wpływa na wiele składowych strat wyznaczonych w wybranym modelu sprawności. Z tego względu zależność sprawności od mimośrodu nie jest liniowa. Wyznaczono wielkość mimośrodu dla której osiągnięto maksimum funkcji.

$$e = 0,75 \text{ mm}$$

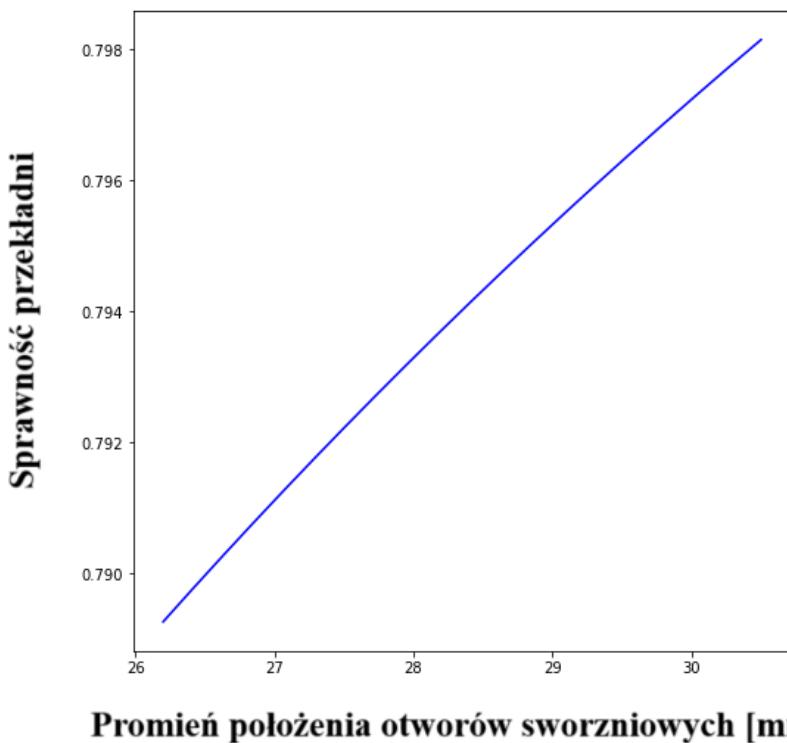
Zgodnie z założoną zależnością 23, oceniono wpływ na sprawność parametru R_{os} oraz R_{pos} .

$$(R_{pos}), \text{ gdzie } R_{pos} \in (25 ; 30,5)$$

$$\eta(R_{os}), \text{ gdzie } R_{os} \in (5 ; 9)$$

Zakres parametru R_{pos} został wyznaczony wykreślenie.

Wykres zależności sprawności od promienia położenia otworów sworzniowych



Rysunek 32. Wykres zależności sprawności przekładni od promienia położenia otworów sworzniowych dysku cykloidalnego.

Nie występuje bezpośrednia zależność między sprawnością a parametrem R_{os} , ze względu na jego wpływ na wartość prędkości V_{Σ} . Zmiana sprawności w wyniku tego parametru w zadanym zakresie, są poniżej 0,001% dlatego nie zaprezentowano tej zależności.

Dla osiągnięcia najwyższej sprawności, ale w tym samym czasie uwzględniając wymagania technologiczne dla elementów przekładni wyznaczono następujące parametry geometryczne przekładni:

Tabela 15. Wyniki obliczeń optymalizacji wymiarów geometrycznych przekładni cykloidalnej.

Lp.	Zmienna	Symbol	Wartość	Jednostka
1	Mimośród	e	0,75	mm
2	Promień otworu sworzniowego	R_{os}	6	mm
3	Promień położenia otworów sworzniowych	R_{pos}	30	mm
4	Promień zewnętrzny panewki ślizgowej sworznia	R_{ps}	5,25	mm
5	Promień sworznia	R_s	2	mm

Obliczono nową sprawność przekładni dla dobranych parametrów geometrycznych dysku cykloidalnego

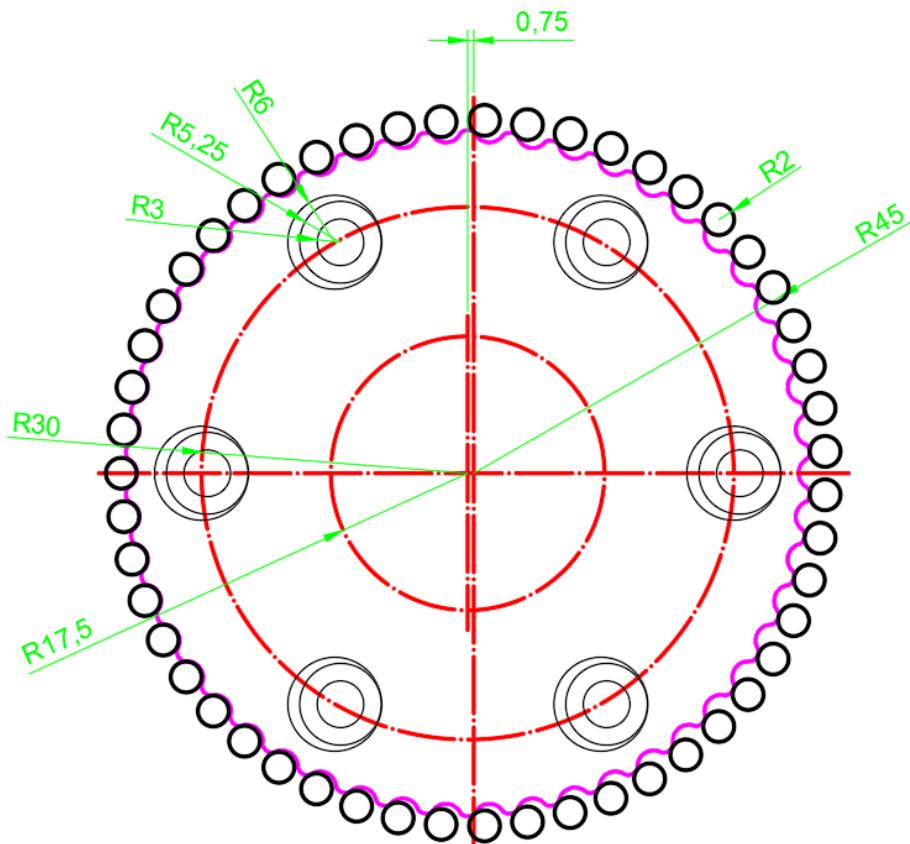
$$\eta = 0,771$$

Wartość sprawności bez zastosowania optymalizacji w najgorszym przypadku wynosiłaby

$$\eta_w = 0,743$$

Dzięki optymalizacji parametrów geometrycznych przekładni, możliwa była poprawa sprawności do 3,69%.

Wyprowadzono nową krzywą cykloidalną korzystając z zależności (13,14,15), oraz narysowano projektowany dysk cykloidalny z zaznaczonymi wybranymi wymiarami.



Rysunek 33. Projektowany dysk cykloidalny dla przekładni HS.

Przeprowadzono te same obliczenia dla wyznaczenia krzywej cykloidalnej dla przekładni HT. Wyznaczono również jej sprawność. Parametry geometryczne przekładnia dobrano tak aby uzyskać najwyższą sprawność. W tabeli poniżej zaprezentowano wyniki obliczeń.

Tabela 16. Wyniki obliczeń parametrów geometrycznych przekładni HT.

Lp.	Zmienna	Symbol	Wartość	Jednostka
1	Mimośród	e	0,75	mm
2	Promień otworu sworzniowego	R_{os}	5	mm
3	Promień położenia otworów sworzniowych	R_{pos}	22	mm
4	Promień zewnętrzny panewki ślizgowej sworznia	R_{ps}	4,25	mm
5	Promień sworznia	R_s	2,5	mm
6	Promień koła pierścieniowego	R	64	mm
7	Promień rolek koła pierścieniowego	r	1,5	mm
8	Sprawność przekładni	η	0,82	-

6.6. Dobór paska zębatego

Przekładnia z paskiem zębatym, zastosowano jako przekładnię sprzągającą. Wejściem przekładni z paskiem będzie wyjście przekładni HT która ma wprowadzić w obrót obudowę przekładni HS. Założono że przełożenie przekładni sprzągającej będzie wynosić

$$i_{sp} = 4,5 .$$

6.6.1. Wstępny dobór paska zębatego

Wyznaczono moc przenoszoną przez pasek zębaty jako:

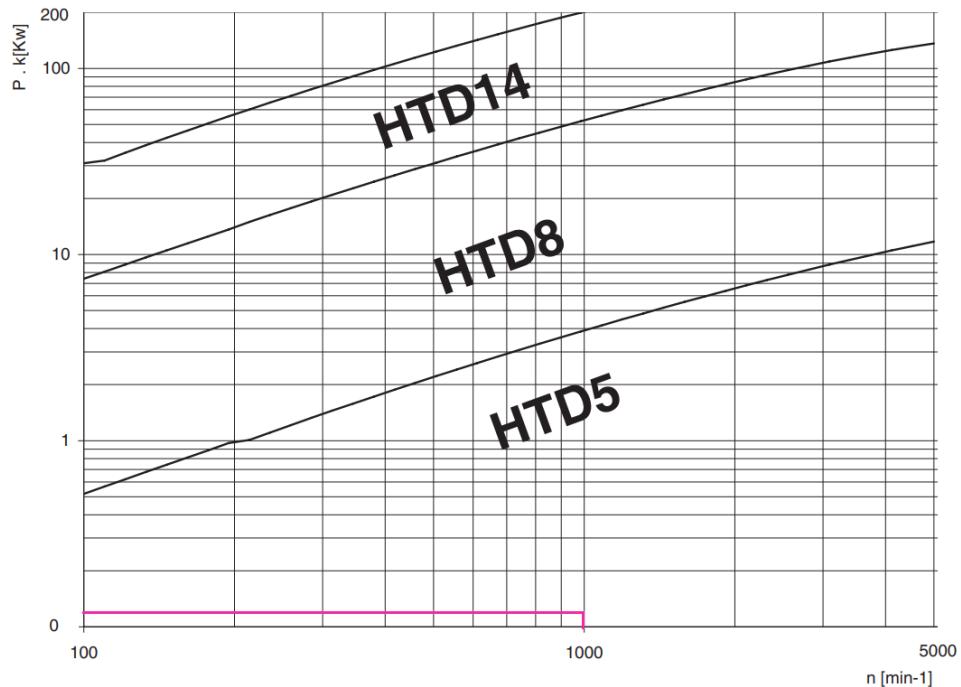
$$P = \frac{M_{out\ HT} \cdot n_{out\ HT}}{9550}, \quad (36)$$

$$P = \frac{10 \cdot 20}{9550} = 0,021 \text{ kW},$$

Gdzie:

$M_{out\ HT}$ – moment wyjściowy przekładni HT w N · m,

$n_{out\ HT}$ – prędkość obrotowa wału wyjściowego przekładni HT [27].



Rysunek 34. Charakterystyki pasków typu HTD [27]

Korzystając z charakterystyk z Rysunek 34 wstępnie dobrano rodzaj paska zębnego jako HTD 5. Ze względu na geometrię obudowy HS, wymagane jest aby koło zębate pasywne miało średnicę powyżej 100mm, z tego względu dobrano koła zębate o następującej liczbie zębów[28]:

$$z_{zk} = 16$$

$$z_{zg} = 72$$

$$i_{sp} = 4,5 = \frac{72}{16}$$

Średnice podziałowe tych kół są następujące:

$$d_{p1} = 25,46 \text{ mm}$$

$$d_{p2} = 114,59 \text{ mm}$$

6.6.2. Liczba zębów zazębionych

Do wyznaczenia liczby zębów zazębionych konieczne jest określenie wartości kąta opasania

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left[\frac{t \cdot (z_{zg} - z_{zk})}{2 \cdot \pi \cdot A} \right], \quad (37)$$

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left[\frac{5 \cdot (72 - 16)}{2 \cdot \pi \cdot 88} \right] = 119,15^\circ,$$

Liczبę zębow zazębionych w przekładni pasowej wyznaczono z zależności:

$$z_e = \frac{\beta}{360^\circ} \cdot z_{zk}, \quad (38)$$

$$z_e = \frac{119,15^\circ}{360^\circ} \cdot 16 = 5,29 \cong 5$$

Gdzie:

t – podziałka paska zębatego, $t = 5 \text{ mm}$

A – odległość osi dwóch kół zębatych, wyznaczona wykreślnie $A = 88 \text{ mm}$.

6.6.3. Długość paska zębnego

Wyznaczono długość paska zębnego przy pomocy wzoru:

$$L_R = \frac{t}{2} \cdot (z_{zg} + z_{zk}) + 2 \cdot A + \frac{1}{4 \cdot A} \cdot \left[\frac{(z_{zg} - z_{zk}) \cdot t}{\pi} \right]^2, \quad (39)$$

$$L_R = \frac{5}{2} \cdot (72 + 16) + 2 \cdot 88 + \frac{1}{4 \cdot 88} \cdot \left[\frac{(92 - 16) \cdot 5}{\pi} \right]^2 = 419,09 \text{ mm}$$

Liczba zębow Zr wynika z podzielenia długości L_R przez podziałkę paska.

$$Z_R = \frac{L_R}{t} = \frac{420}{5}, \quad (40)$$

$$Z_R = 84$$

6.6.4. Minimalna szerokość paska zębnego

Wyznaczono minimalną szerokość paska stosując zależność:

$$b = \frac{100 \cdot M_{out HT} \cdot c_0}{z_{zg} \cdot z_e \cdot M_{spez}}, \quad (41)$$

$$b = \frac{100 \cdot 10 \cdot 1,7}{16 \cdot 5 \cdot 2,885} = 6,95 \text{ mm}$$

gdzie:

c_0 – współczynnik bezpieczeństwa dobrany z katalogu [27]

M_{spez} – wytrzymałość na ścinanie na cm długości paska, dobrane z katalogu w $\frac{\text{N} \cdot \text{cm}}{\text{cm}}$.

6.6.5. Wytrzymałość pasa na rozciąganie

Do określenia wytrzymałości paska na rozciąganie należy na wstępnie ocenić siłę rozciągającą pasek zębaty. Wyznaczono ją z zależności:

$$F_U = \frac{2000 \cdot M_{out HT}}{d_{p1}}, \quad (42)$$

$$F_U = \frac{2000 \cdot 10}{25,46} = 785,55 \text{ N}$$

Suma sił F_U oraz siły F_{TV} , gdzie siła F_{TV} wyznaczona jest jako połowa siły F_U , nie może przekroczyć siły dopuszczalnej F_{TL} dobieraną z katalogu.

$$F_{TL} \geq F_U + F_{TV}, \quad (43)$$

$$F_{TL} \geq 785,55 + 392,78 = 1060,49 \text{ N},$$

Dopuszczalna siła rozciągająca dla paska o szerokości 10 mm wynosi 1000 N, wartość ta została przekroczona, z tego względu dobrano pasek o zębaty ELA-flex SD HTD 5M o szerokości 15 mm.

6.7. Dobór napędu

6.7.1. Moment zredukowany na wirnik silnika

Do wyznaczenia momentu zredukowanego dla obu dobieranych napędów posłużono się wzorem:

$$M_{red} = \frac{M_{mech}}{i_i \cdot \eta_1}, \quad (44)$$

Wyznaczono moment zredukowany dla napędu HS:

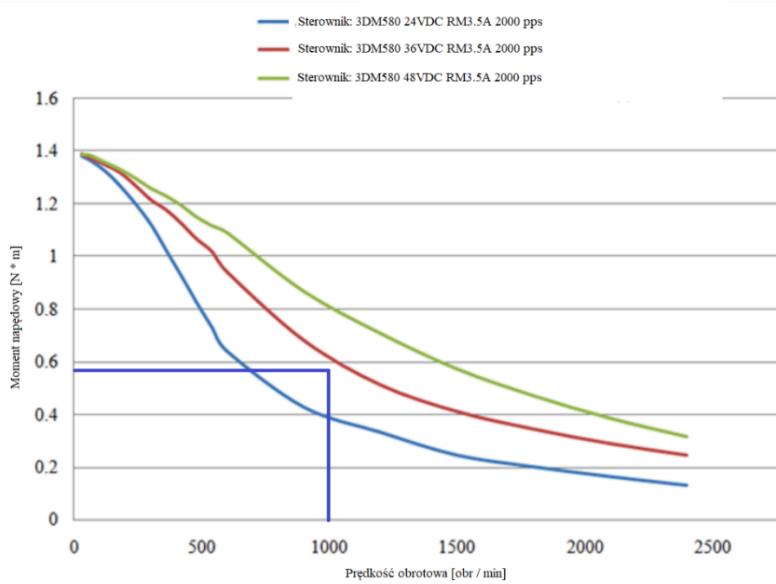
$$M_{red\ HS} = \frac{23,593}{50 \cdot 0,771} = 0,972 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Następnie wyznaczono moment zredukowany dla napędu HT:

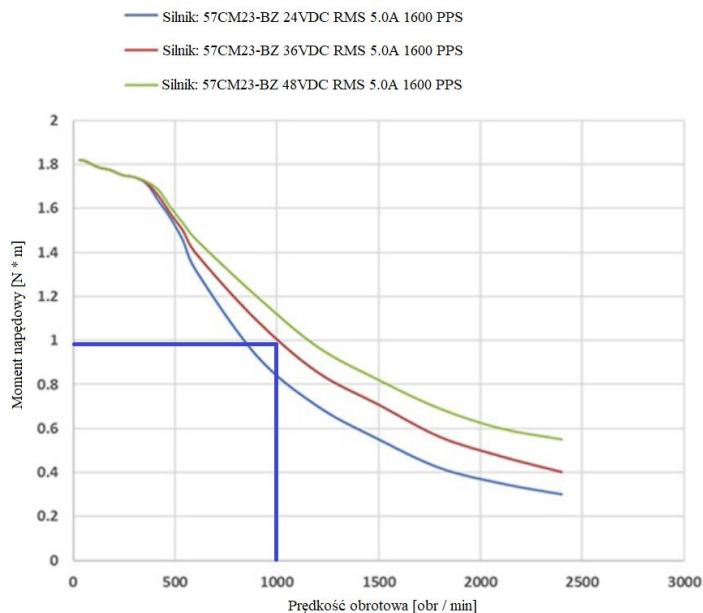
$$M_{red\ HT} = \frac{43,823}{34 \cdot 4,5 \cdot 0,82 \cdot 0,98} = 0,549 \text{ N} \cdot \text{m}$$

6.7.2. Dobrane silniki skokowe

Dobrano dwa silniki skokowe od firmy Leadshine, 573S15[29] oraz 57CM23-BZ [30] do odpowiednio napędu HT oraz HS. Dołączono charakterystyki obydwu napędów, z zaznaczonym przewidzianym punktem pracy obu silników. Silnik dla napędu HS ma dołączono hamulec elektromagnetyczny od momencie hamującym równym 2 Nm.



Rysunek 35. Charakterystyka pracy silnika 573S15 [29].



Rysunek 36. Charakterystyka silnika 57CM23-BZ[30].

6.8. Obliczenia sprawdzające

6.8.1. Hamulec elektromagnetyczny

Ze względu na brak samohamowności przekładni cykloidalnej, wymagane jest aby zablokować obroty wału wejściowego przekładni HS. Wybrano do tego hamulec elektromagnetyczny mocowany na silniku skokowym.

Dla zapewnienia blokowania wału, moment hamujący hamulca oraz moment statyczny silnika skokowego po redukcji musi przekroczyć moment obciążenia.

$$M_{ham} + M_{stat} > \frac{M_{mech} \cdot c_h}{i_i \cdot \eta_1}, \quad (45)$$

$$M_{ham} = \frac{M_{mech} \cdot c_h}{i_i \cdot \eta_1} - M_{stat}$$

$$M_{ham} = \frac{45 \cdot 2}{50 \cdot 0,771} - 1,8$$

$$M_{ham} = 0,53 \text{ Nm}$$

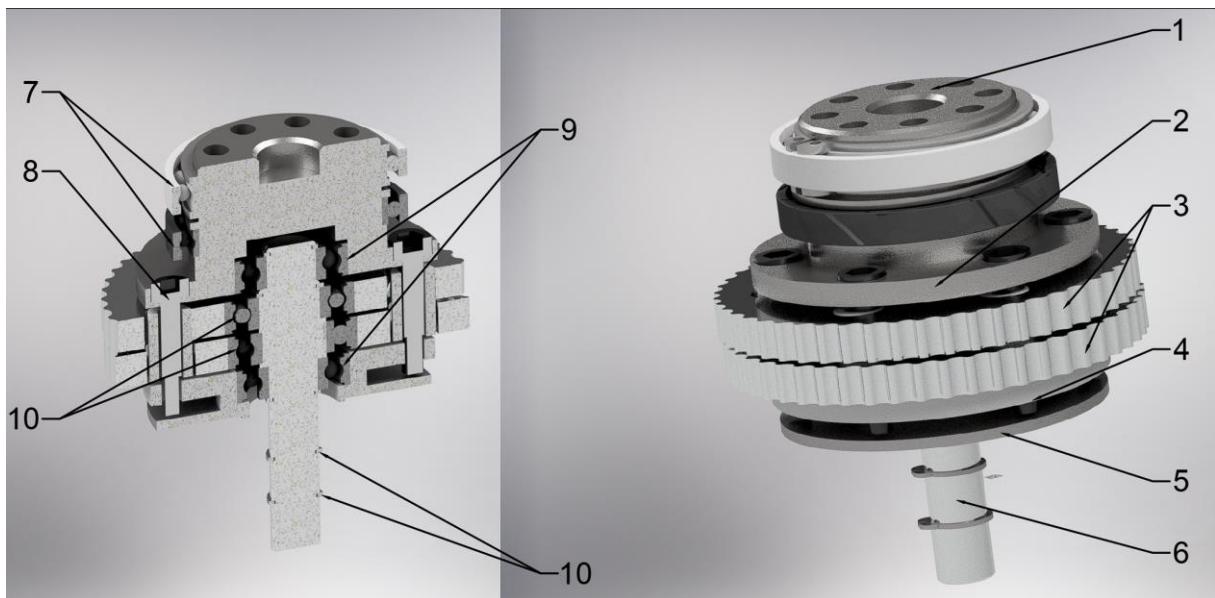
Dobrany hamulec ma $2 \text{ N} \cdot \text{m}$ momentu hamującego także spełnia postawione wymagania. Dzięki czemu możliwe będzie uzyskanie dwóch trybów pracy przekładni automatycznej.

7. Opracowana konstrukcja urządzenia

Opracowano konstrukcję automatycznej skrzyni biegów do napędu ramienia robota. Konstrukcja składała się z dwóch zespołów przekładni cykloidalnych. Jedna z przekładni pełniła również funkcję mechanizmu różnicowego. Jako przekładnię sprzągającą zastosowano przekładnię z paskiem zębatym.

7.1. Zespół wału napędowego przekładni HS

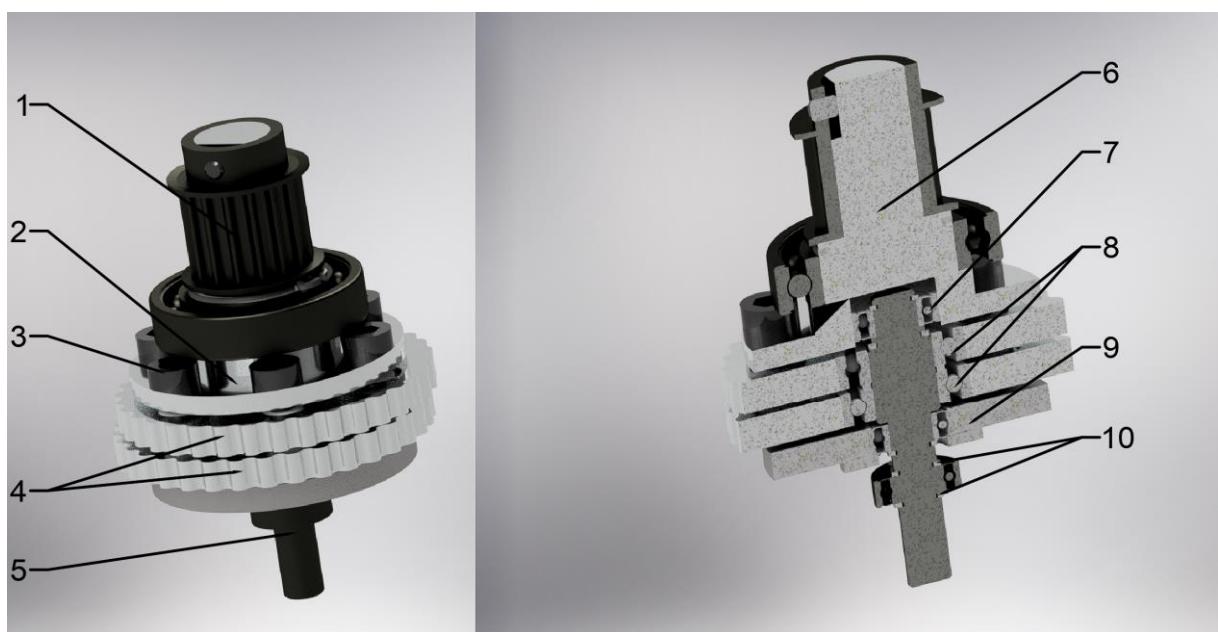
Zespół wału napędowego przekładni HS (Rysunek 37) składa się wału wejściowego (6), wał ten wprowadza w mimośrodkowy ruch dyski cykloidalne (3) które zamocowane są w przeciwnieległych skrajnych pozycjach dla zniwelowania niewyważenia dynamicznego przekładni. Dyski zostały osadzone na łożyskach SKF 16002. Wał wyjściowy (1) oraz tuleja mocująca (4) zostały osadzone na wałku przy pomocy łożysk SKF 6001 (9). Wał wyjściowy łączy się z ramieniem robota dzięki gwintowanym otworom oraz otworowi w osi obrotu który pozwala na kształtowe ustalenie pozycji obu elementów względem siebie. Jako sworznie wyjściowe zastosowano śruby pasowane (8). Jako łożyska wyjściowe (7) zastosowano łożysko kulkowe SKF 61809. Do tulei mocującej dołączona została również tarcza enkodera absolutnego (5). łożyska były blokowane na wale przy pomocy pierścieni osadczych (10).



Rysunek 37. Zespół wału wejściowego oraz wyjściowego przekładni wysokiej prędkości.

7.2. Zespół wału napędowego przekładni HT

W zespole wału napędowego przekładni HT (Rysunek 38) zastosowano mniejsze dyski cykloidalne (4) ze względu na mniejsze przełożenie przekładni. Kinematyka układu jest analogiczna do zespołu przekładni HS. Różnica między nimi występuje dla wału wyjściowego, którego kształt pozwala na zamocowanie koła zębatego HTD 16-5M-15/2F (1) dla przekładni sprzęgającej z paskiem zębaczym.

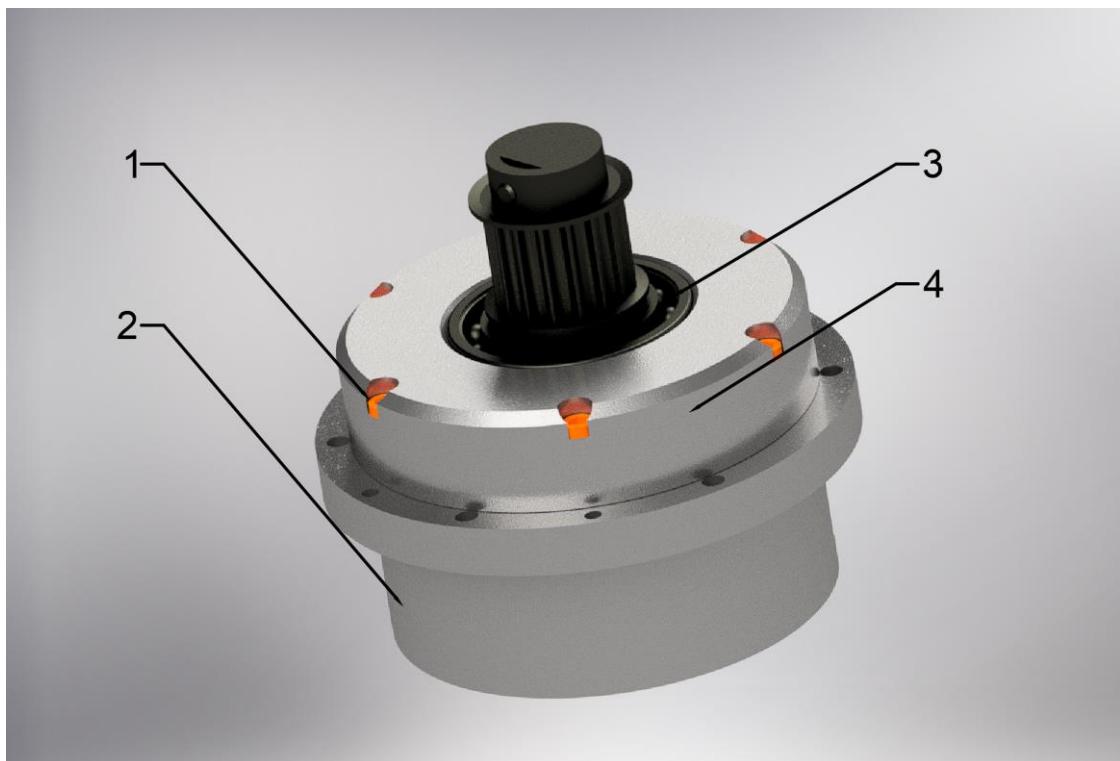


Rysunek 38. Zespół wału wejściowego oraz wyjściowego przekładni wysokiego momentu.

7.3. Przekładnia cykloidalna napędu HT

Przekładnia cykloidalna napędu HT (Rysunek 39) składa się z zespołu wału wejściowego i wyjściowego, łożyska wyjściowego (3) oraz tulei łożyskowej (4) dokręcanej śrubami do koła

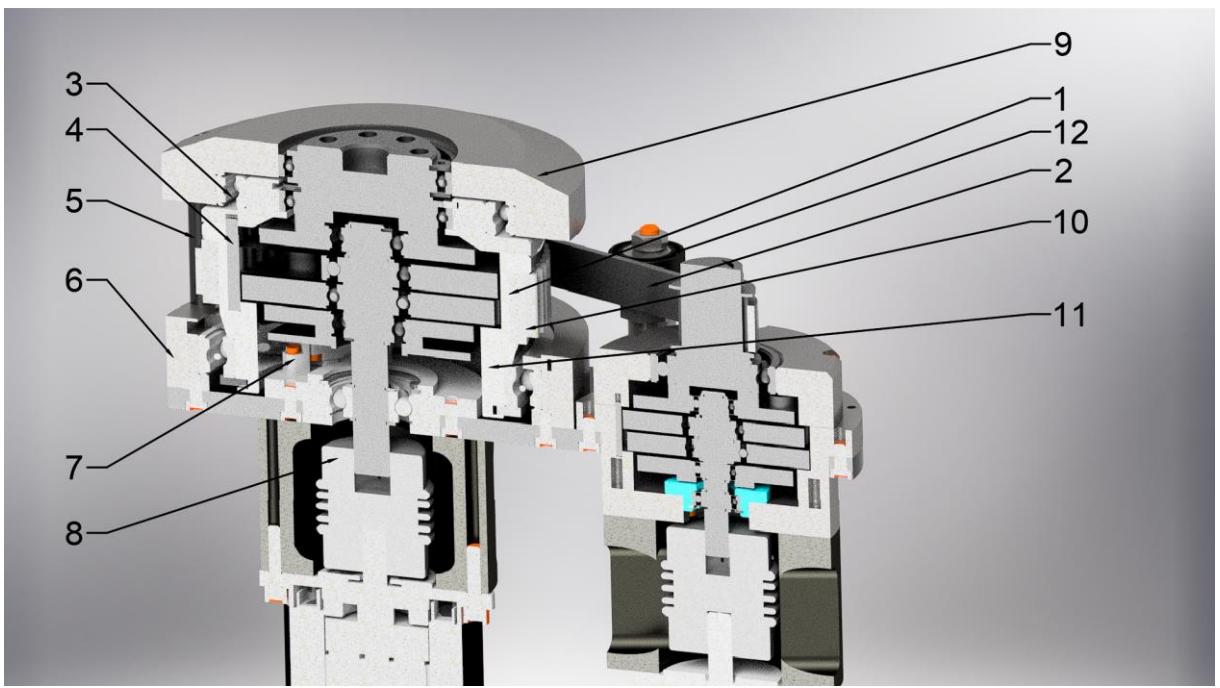
pierścieniowego (2) w którym funkcję rolek pełnią kołki walcowe. Koło pierścieniowe pełni funkcję obudowy, którą można dokręcić do płyty mocującej całego urządzenia.



Rysunek 39. Przekładnia cykloidalna napędu HT o przełożeniu 35:1.

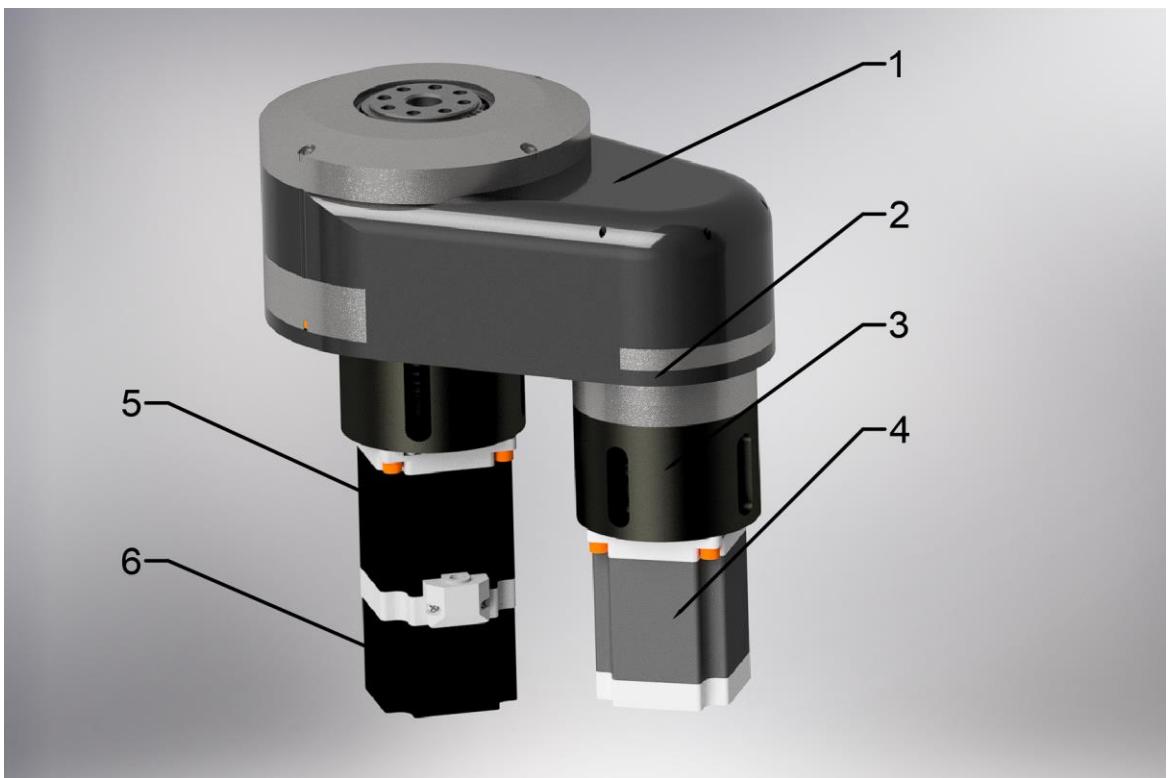
7.4. Przekładnia automatyczna do napędu ramienia robota

Funkcjonalność skrzyni biegów uzyskana została przy pomocy mechanizmu różnicowego, w postaci diferencjału cykloidalnego (Rysunek 40). Skomplikowana konstrukcja przekładni HS, wynika z połączenia mechanizmu z przekładnią o przełożeniu 50:1 w jednym zespole, zyskując na tym na wielkości oraz sprawności urządzenia. Zespół wału wejściowego oraz wyjściowego został połączony z wałem silnika poprzez sprzęgło mieszkowe (8). Tuleja łożyskowa koła pierścieniowego (6), dokręcana do obudowy mocuje łożysko SKF 61818, zablokowane pierścieniem osadczym. Do płyty montażowej dołączony został również enkoder absolutny ATOMDX (7) który zapewnia ciągłą znajomość pozycji wału wyjściowego względem płyty montażowej z wysoką precyją. Zastosowanie takiego układu umożliwia również pracę napędu w zamkniętej pętli. Pasek zębaty (2) przekładni sprzągającej napędzać będzie koło zębate bierne (10), zamocowane przy pomocy sworznia (1) do koła pierścieniowego przekładni HS (11) którego jako rolki użebienia wewnętrznego zastosowano kołki walcowe (4). Tuleja łożyska wyjściowego (9) mocowana jest do poprzez kołki ustalające z kształtowną metodą pozycjonowania płyty montażowej oraz tulei dla zapewnienia współosiowości całego mechanizmu. Zespół docisku paska zębatego (12) pozwala na uregulowanie napięcia paska w celu zapewnienia jego wygodnego montażu oraz stabilnej pracy.



Rysunek 40. Zestawienie przekładni HT oraz dyferencjału cykloidalnego.

Dwa silniki skokowe (Rysunek 41) (5,4) zamocowane zostały przy pomocy tulei dystansujących (3) do płyty montażowej (2) oraz do obudowy przekładni HT. Zaprojektowano obudowę (1) do wykonania metodą druku 3D, która zapewniać ma osłonę przed pyłem dla mechanizmu oraz dla zapewnienia bezpieczeństwa dla użytkownika przed elementami ruchomymi. Hamulec elektromagnetyczny (6) pozwala na szybką zmianę trybu pracy mechanizmu poprzez elektroniczne sterowanie jego pozycją. Hamulec pracuje w trybie normalnie zamkniętym, co oznacza że w razie utraty zasilania będzie blokować wał silnika przekładni HS co uniemożliwi nagły upadek ramienia robota.



Rysunek 41. Przekładnia automatyczna do napędu ramienia robotycznego.

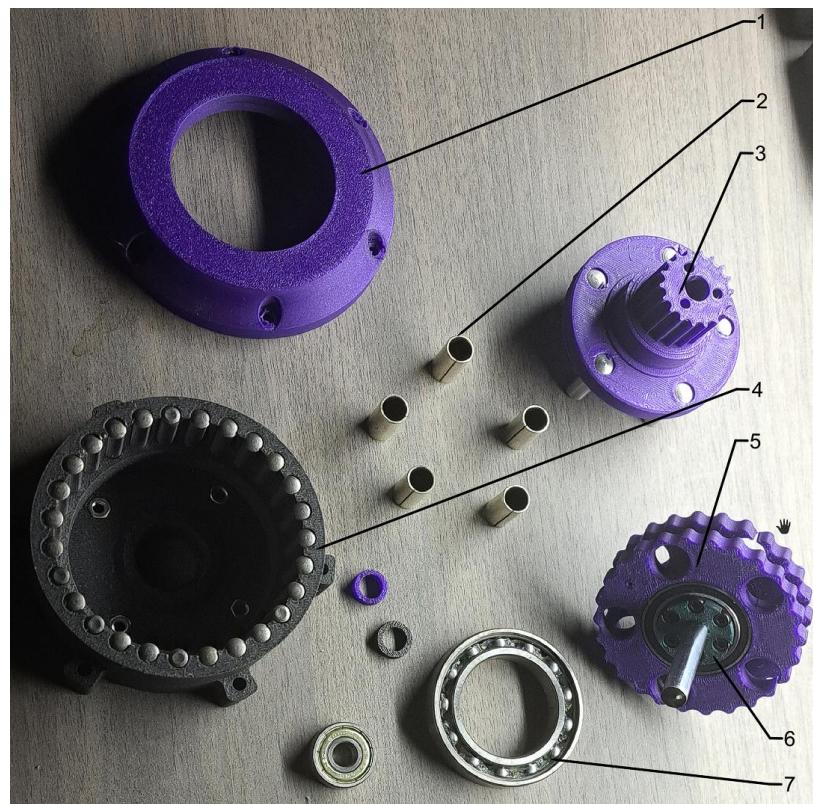
8. Prototyp urządzenia

Zaprojektowano model prototypu który umożliwiał wykonanie większości elementów stosując technologię druku 3D. Do zbudowania prototypu użyto również handlowych łożysk, wałów oraz elementów montażowych takich jak śruby lub profile aluminiowe. Ze względu na mniejszą wytrzymałość stosowanego materiału, dla pozostań przy konstrukcji o zbliżonych gabarytach, zaprojektowane przekładnie cykloidalne miały niższe przełożenia. Wynosiły one 35:1 dla napędu HS oraz 26:1 dla napędu HT, przekładnia z paskiem zębatego miała przełożenia 4,5:1.

Celem zbudowania prototypu było empirycznie zbadanie spełnienia wymagań funkcjonalnych projektowanego urządzenia, takich zasada działania dyferencjału cykloidalnego, możliwości szybkiej i płynnej zmiany trybu pracy urządzenia oraz braku samohamowności napędu.

8.1. Prezentacja prototypu

Zaprezentowano elementy składowe mniejszej przekładni (Rysunek 42) w tym tuleja łożyskowa wyjściowa (1), wał wyjściowy (3), tuleje ślizgowe (2), koło pierścieniowe (4), dyski cykloidalne (5), tuleje mimośrodowe (6) oraz łożysko wyjściowe (7).



Rysunek 42. Elementy składowe przekładni HT prototypu urządzenia.



Rysunek 43. Złożony prototyp skrzyni biegów do napędu ramienia robota.

8.2. Wyniki testów

Złożony model prototypu urządzenia (Rysunek 43) poddano testom. Zaprojektowano układ sterowania obydwoma silnikami skokowymi oraz stanem hamulca elektromagnetycznego. Po dołączeniu ramienia do napędu, możliwe było napędzenie wstecznie wału silnika HS gdy ani silnik ani hamulec nie podawały momentu hamującego. W ten sposób sprawdzono że przekładnia nie jest samohamowna, co umożliwiłoby proste programowanie ramienia robota, poprzez ustalanie jego pozycji ręcznie oraz zapisanie nowych sekwencji jego pozycji gdy ramię nie jest zasilone.

Zaobserwowano znaczną różnicę maksymalnego osiągalnego momentu w zależności od wybranego trybu pracy. Dla aktywacji trybu wysokiego momentu konieczne było unieruchomienie silnika oraz dodatkowe zablokowanie pozycji wału napędu HS poprzez hamulec elektromagnetyczny. Różnica w uzyskanych momentach oraz prędkościach w zależności od trybu pracy potwierdziła funkcjonalność dyferencjału cykloidalnego w zastosowaniu w automatycznej skrzyni biegów.

Znaczącymi wadami konstrukcji w pełni drukowanej były występujące luzy oraz dużo większe ugięcia komponentów pod wpływem działania wysokich momentu uzyskanych dzięki przekładniom. Przedstawiona wersja prototypu nie uwzględnia również zastosowania enkodera absolutnego, co uniemożliwiło sterowania urządzeniem w zamkniętej pętli.

9. Podsumowanie

Celem pracy było opracowanie urządzenia pozwalającego na automatyczny dobór przełożenia napędu w zależności do zapotrzebowania na moment, w zastosowaniach robotyki. Postawiono wymagania wobec konstrukcji, w odniesieniu do istniejących ramion robotycznych. Celem było uzyskanie małego robota który w zależności od trybu pracy potrafił osiągać konkurencyjne prędkości pozycjonowania, w tym samym czasie umożliwiając podnoszenie znacznie większego ładunku na maksymalnym wysięgu ramienia. Wymagania te stanowiły punkt wyjścia do obliczeń konstrukcyjnych, przeprowadzonych w późniejszym etapie pracy.

Dokonano przeglądu stanu techniki automatycznych skrzyni biegów w celu określenia najlepszej metody osiągnięcia oczekiwanej funkcjonalności. Jako rozwiązanie wybrano mechanizm sprzągający dwie przekładnie oraz dwa silniki, który pozwala na szybką i płynną zmianę trybu pracy w zależności od aktualnego obciążenia ramienia robota. Sporządzono schemat funkcjonalny urządzenia, na podstawie którego przeprowadzono przegląd rozwiązań wymaganych podzespołów. Kluczowym podzespołem całego układu był mechanizm różnicowy, na podstawie którego możliwe było skonstruowanie skrzyni biegów z płynną zmianą trybu pracy. Ze względu na szerokie zastosowanie w napędach robotów, wysoką sprawność oraz bardzo niskie luzy, jako rozwiązanie tego podzespołu wybrano dyferencjał cykloidalny. W odróżnieniu od innych rozwiązań, pozwalał on na integrację mechanizmu różnicowego oraz przekładni o wysokim przełożeniu jednostopniowym, w jednym module.

Następnie wykonano konieczne obliczenia do wyznaczenia napędów, doboru pasków oraz parametrów geometrycznych projektowanych przekładni. Istotną częścią obliczeń było wyznaczenia teoretycznej sprawności przekładni cykloidalnej. Posłużyono się do tego modelem Kudryavceva.

Przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne, których celem było poprawienie sprawności przekładni w zależności od jej parametrów budowy. Na podstawie obliczeń przygotowano model 3D urządzenia. Utworzono również dokumentację płaską złożenia zespołów oraz części przekładni cykloidalnej.

Skonstruowano prototyp urządzenia w celu sprawdzenia wymagań funkcjonalnych napędu, korzystając z technologii druku 3D. Poprzez badanie prototypu, potwierdzono działanie dyferencjału cykloidalnego, możliwość pracy w dwóch trybach, wysokiego momentu oraz wysokiej prędkości. Potwierdzono również że napęd tego typu nie jest samohamowny, co było jednym z wymagań funkcjonalnych. Dzięki temu umożliwiona została wygodna forma programowania ramienia robota, poprzez manualną zmianę jego pozycji, w czasie gdy napędy nie są zasilone.

Dalszy proces rozwoju projektu, mógłby obejmować przeprowadzenie kalkulacji korekcji użebienia przekładni cykloidalnej, w celu dalszej minimalizacji jej luzów, co w wyniku pozwoliłoby na lepszą dokładność pozycjonowania całego ramienia. Dalszych badań wymaga również skonstruowany prototyp, który ze względu na ograniczenia precyzji technologii druku 3D oraz znacznie mniejszą sztywność materiału, nie pozwolił na ocenienie maksymalnego momentu osiągalnego przez zaprojektowany napęd oraz ocenieniu jego faktycznej dokładności i powtarzalności.

10. Literatura

- [1] International Federation of Robotics, "World Robotics 2022," p. 10,11. [Online]. Available: https://ifr.org/downloads/press2018/2022_WR_extended_version.pdf
- [2] E. Demaire, "Productive Robotics adds 'human senses' to OB7 teachable robot," The Robot Report. Accessed: Aug. 02, 2023. [Online]. Available: <https://www.therobotreport.com/productive-robotic-senses-ob7-cobot/>
- [3] "Dexter Robot Arm Creator Teams With Markforged to Scale Parts Production," Robotics Business Review. Accessed: Aug. 02, 2023. [Online]. Available: <https://www.roboticsbusinessreview.com/manufacturing/creator-of-dexter-robot-arm-teams-with-markforged/>
- [4] "WLKATA Mirobot User Manual." WLKata. [Online]. Available: https://uploads-ssl.webflow.com/5edc22ea8e58c13e2883e09b/5efd245acdbcfb27deb727ce_WLKATA%20Mirobot%20User%20Manual%20V1.2.pdf
- [5] "Desktop 6Axis Robotic Arm-RobotAnno (ShenZhen) Co.,Ltd." Accessed: Aug. 02, 2023. [Online]. Available: <http://www.robotanno.com/en/educational-robotic-arm/j601-a-robotic-arm.html>
- [6] Jorge, "BCN3D MOVEO: A fully Open Source 3D printed robot arm," BCN3D Technologies. Accessed: Aug. 02, 2023. [Online]. Available: <https://www.bcn3d.com/bcn3d-moveo-the-future-of-learning-robotic-arm/>
- [7] "Learn about our cobots | Universal Robots." Accessed: Aug. 14, 2023. [Online]. Available: <https://www.universal-robots.com/products/>, <https://www.universal-robots.com/products/ur3-robot/>
- [8] "Dexter," HADDINGTON DYNAMICS. Accessed: Aug. 14, 2023. [Online]. Available: <https://www.hdrobotic.com/dexter>
- [9] Keer, "Zasada działania jednostopniowej przekładni samochodowej | Serwis Samochodowy." Accessed: Aug. 03, 2023. [Online]. Available: <http://www.50keer50.nl/zasada-dzialania-jednostopniowej-przekladni-samochodowej/>

- [10] N. Srinath, A. Kumar, and S. Joladarashi, "Smart Multimode Transmission for Automobiles," in *Volume 3: 19th International Conference on Advanced Vehicle Technologies; 14th International Conference on Design Education; 10th Frontiers in Biomedical Devices*, Cleveland, Ohio, USA: American Society of Mechanical Engineers, Aug. 2017, p. V003T01A023. doi: 10.1115/DETC2017-67019.
- [11] "Why ZF's Eight-Speed Is the Best Automatic Transmission," Car and Driver. Accessed: Aug. 07, 2023. [Online]. Available: <https://www.caranddriver.com/features/a23367341/automatic-transmission-best-zf-eight-speed/>
- [12] M. Pieniak, "Projekt układu napędowego z przekładnią o zmiennym przełożeniu (NuVinci N380) do robota ortotycznego." Warszawa 2019.
- [13] "(PDF) Design and Analysis of Continuously Variable Transmission for 1000cc Automobile," ResearchGate. Accessed: Aug. 07, 2023. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/350404714_Design_and_Analysis_of_Continuously_Variable_Transmission_for_1000cc_Automobile
- [14] A. S. Kernbaum, M. Kitchell, and M. Crittenden, "An ultra-compact infinitely variable transmission for robotics," in *2017 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, May 2017, pp. 1800–1807. doi: 10.1109/ICRA.2017.7989212.
- [15] A. Girard and H. Asada, *A two-speed actuator for robotics with fast seamless gear shifting*. 2015, p. 4711. doi: 10.1109/IROS.2015.7354047.
- [16] K. Wang, H. Qian, Y. Yang, and Y. Xu, "A novel Differential Modular Robot Joint — Design and implementation," in *2013 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (RO-BIO)*, Shenzhen, China: IEEE, Dec. 2013, pp. 2049–2054. doi: 10.1109/ROBIO.2013.6739771.
- [17] A. J. Rawal, "Cycloidal-drive joint design for wearable exoskeletons".
- [18] M. Blagojevic, N. Marjanovic, Z. Djordjevic, B. Stojanovic, and A. Disic, "A New Design of a Two-Stage Cycloidal Speed Reducer," *J. Mech. Des.*, vol. 133, pp. 085001–1, Aug. 2011, doi: 10.1115/1.4004540.
- [19] "About Universal Robots." Accessed: Oct. 09, 2023. [Online]. Available: <https://www.universal-robots.com/about-universal-robots/>, <https://www.universal-robots.com/products/ur3-robot/>
- [20] "Universal Robots - DH Parameters for calculations of kinematics and dynamics." Accessed: Oct. 09, 2023. [Online]. Available: <https://www.universal-robots.com/articles/ur/application-installation/dh-parameters-for-calculations-of-kinematics-and-dynamics/>
- [21] J. Nachimowicz and S. Rafałowski, "Modelling the Meshing of Cycloidal Gears," *Acta Mech. Autom.*, vol. 10, no. 2, pp. 137–140, Jun. 2016, doi: 10.1515/ama-2016-0022.
- [22] M. Chmurawa, "Obiegowe przekładnie cykloidalne z modyfikacją zazębienia," *P.3362*, 2002, Accessed: Oct. 16, 2023. [Online]. Available: <https://delibra.bg.polsl.pl/dlibra/publication/9257/edition/8629>
- [23] M. Matejić and M. Matejić, "Нови приступ пројектовању и оптимизацији циклоидних преносника снаге: докторска дисертација," [M. C. Matejić], Крагујевац, 2019. Accessed: Oct. 17, 2023. [Online]. Available: <https://plus.cobiss.net/cobiss/sr/sr/bib/525473941>
- [24] M. Blagojevic, M. Matejic, N. Kostic, N. Petrovic, N. Marjanovic, and B. Stojanovic, "Theoretical and experimental testing of plastic cycloid reducer efficiency in dry conditions," *J. Balk. Tribol. Assoc.*, vol. 23, pp. 367–375, Mar. 2017.
- [25] M. Vasić, "A COMPARATIVE CALCULATION OF CYCLOID DRIVE EFFICIENCY," *Mach. Des.*, Jan. 2020, Accessed: Jul. 10, 2023. [Online]. Available: https://www.academia.edu/79815900/A_COMPARATIVE_CALCULATION_OF_CYCLOID_DRIVE_EFFICIENCY

- [26] M. Matejic, M. Blagojevic, I. I. Cofaru, N. Kostic, N. Petrovic, and N. Marjanovic, "Determining efficiency of cycloid reducers using different calculation methods," *MATEC Web Conf.*, vol. 290, p. 01008, 2019, doi: 10.1051/matecconf/201929001008.
- [27] "POLYURETHANE BELTS | Elatech."
- [28] "Koła pasowe zębate HTD 5M, szerokość pasa 15 mm." Accessed: Nov. 07, 2023. [Online]. Available: <https://www.maedler.de/product/1643/1616/1001/zahnriemenraeder-htd-5m-fuer-riemenbreite-15-mm>
- [29] "573S15 Stepper Motor." Accessed: Jan. 04, 2024. [Online]. Available: <https://www.leadshine.com/product/573S15%20Stepper%20Motor-2-11-368-10.html>
- [30] "57CM23-BZ Stepper Motor." Accessed: Jan. 04, 2024. [Online]. Available: <https://www.leadshine.com/product/57CM23-BZ%20Stepper%20Motor-2-11-331-4.html>

11. Spis rysunków

Rysunek 1. Roboty przemysłowe wykorzystywane na świecie w latach 2017-2021, według World Robotics 2022 [1].	11
Rysunek 2. Rynek robotów przemysłowych podzielony ze względu na tradycyjne roboty oraz roboty współpracujące [1].....	12
Rysunek 3. Cobot OB7, przykładowe zastosowanie w prostej automatyzacji stanowiska obrabiarki CNC [2].	13
Rysunek 4. Dexter Robot od firmy Haddington Dynamics [3].....	13
Rysunek 5. Mirobot od firmy WLKATA [4].	14
Rysunek 6. W dużej części drukowany robot edukacyjny J601-B od firmy RobotAnno [5].....	14
Rysunek 7. Popularny robot na licencji OpenSource, od firmy BCN3D[6]	15
Rysunek 8. Budowa manualnej skrzyni biegów[9].	18
Rysunek 9. Model zautomatyzowanej skrzyni biegów [10].....	19
Rysunek 10. Budowa automatycznej skrzyni biegów ZF8[11].....	20
Rysunek 11. Przekładnia o zmiennej średnicy koła pasowego w konfiguracji wysokiej prędkości oraz w konfiguracji wysokiego momentu [13].....	21
Rysunek 12. Prototyp wysoce kompaktowej przekładni o nieskończonej liczbie przełożeń [14].	22
Rysunek 13. Różnica pomiędzy konwencjonalną przekładnią bezstopniową a opisywanym mechanizmem [14].	22
Rysunek 14. Rysunek poglądowy, mechanizmu przekładni NuVinci n380 [12].	23
Rysunek 15. Model 3D napędu do robota ortotycznego z wykorzystaniem przekładni NuVinci autorstwa Marcina Pieniaka [12].....	24
Rysunek 16. Prototyp oraz przekrój prototypu zamodelowany za pomocą oprogramowania CAD [15].	25
Rysunek 17. Schematy działania napędu DSDM [15].	25
Rysunek 18. Charakterystyki siły od prędkości w zależności od trybu pracy napędu DSDM [15]....	26
Rysunek 19 Schemat blokowy projektowanego urządzenia..	28
Rysunek 20. Rysunek poglądowy z zaznaczonymi podzespołami projektowanego urządzenia.....	29
Rysunek 21. Przykład mechanizmu różnicowego opartego na stożkowych przekładniach zębatych [16].	31
Rysunek 22. Przekładnia cykloidalna jako dyferencjał, rysunek własny.	33
Rysunek 23. Schemat kinematyczny projektowanego napędu, rysunek własny.....	40

Rysunek 24. Ramię robota UR3e od Universal Robot[19].....	42
Rysunek 25. Przedstawienie wektorów siły ciężkości członów od J2 do J6 oraz ładunku w dla trybu pracy HS, rysunek własny.....	43
Rysunek 26. Wyznaczone profile prędkości ramienia robota dla obu trybów pracy napędu.	47
Rysunek 27. Parametry krzywej epicykoidalnej, rysunek własny.	50
Rysunek 28. Krzywa cykloidalna projektowanego dysku, uzyskana przy pomocy skryptu napisanego w języku Python.....	53
Rysunek 29. Rodzaje tarcia występującego w przekładni cykloidalnej[25].	56
Rysunek 30. Krzywe zastosowane do wyznaczenia współczynników w obliczeniach sprawności[25].	58
Rysunek 31. Wykres zależności sprawności przekładni od mimośrodu dysku cykloidalnego.....	63
Rysunek 32. Wykres zależności sprawności przekładni od promienia położenia otworów sworzniowych dysku cykloidalnego.	64
Rysunek 33. Projektowany dysk cykloidalny dla przekładni HS.	65
Rysunek 34. Charakterystyki pasków typu HTD [27]	67
Rysunek 35. Charakterystyka pracy silnika 573S15 [29].	71
Rysunek 36. Charakterystyka silnika 57CM23-BZ[30].....	71
Rysunek 37. Zespół wału wejściowego oraz wyjściowego przekładni wysokiej prędkości.	73
Rysunek 38. Zespół wału wejściowego oraz wyjściowego przekładni wysokiego momentu.	73
Rysunek 39. Przekładnia cykloidalna napędu HT o przełożeniu 35:1.....	74
Rysunek 40. Zestawienie przekładni HT oraz dyferencjału cykloidalnego.....	75
Rysunek 41. Przekładnia automatyczna do napędu ramienia robotycznego.	76
Rysunek 42. Elementy składowe przekładni HT prototypu urządzenia.	77
Rysunek 43. Złożony prototyp skrzyni biegów do napędu ramienia robota.....	77

12. Spis tabel

Tabela 1. Parametry porównywanych robotów.....	16
Tabela 2. Oszacowane wymagane moment napędowe porównywanych robotów [7] [8].	16
Tabela 3. Porównanie zaprezentowanych rozwiązań.....	27
Tabela 4. Wymagania postawione na dobierane podzespoły napędu.....	30
Tabela 5. Wady i zalety zaprezentowanych rozwiązań mechanizmu różnicowego.	31
Tabela 6. Wady i zalety mechanizmu różnicowego opartego na przekładni planetarnej.	32
Tabela 7. Wady i zalety mechanizmu różnicowego opartego na przekładni cykloidalnej.	33
Tabela 8. Porównanie wad i zalet dostępnych rodzajów napędów.	34
Tabela 9. Porównanie wad i zalet dostępnych rodzajów przekładni.	35
Tabela 10. Porównanie dostępnych rozwiązań metody blokowania obrotów wałka napędu 1.	38
Tabela 11. Porównanie metod pomiaru położenia ramienia oraz napędów.	39
Tabela 12. Parametry wstępne do obliczeń.	41
Tabela 13. Dokumentacja techniczna wykorzystywanego ramienia robota.	42
Tabela 14. Wyniki obliczeń siły ciężkości, momentu staStycznego oraz momentu bezwładności dla każdego członu ramienia robota UR3.....	45
Tabela 15. Wyniki obliczeń optymalizacji wymiarów geometrycznych przekładni cykloidalnej.....	64
Tabela 16. Wyniki obliczeń parametrów geometrycznych przekładni HT.	66

13. Spis załączników

Załącznik 1. Karta katalogowa ramienia robota UR3e.

Załącznik 2. Karta katalogowa dobranego paska zębatego.

Załącznik 3. Karta katalogowa dobranego koła zębnego.

Załącznik 4. Karta katalogowa dobranego silnika napędu HS.

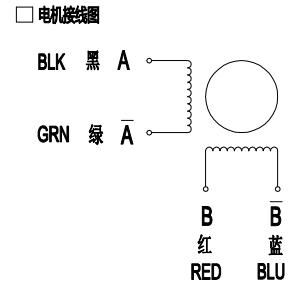
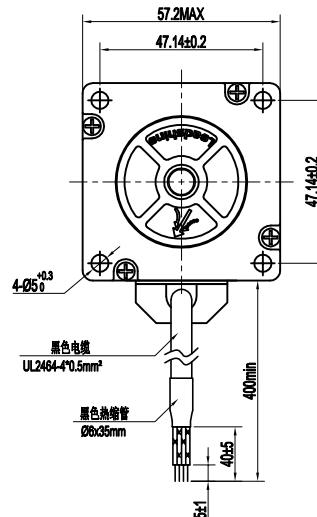
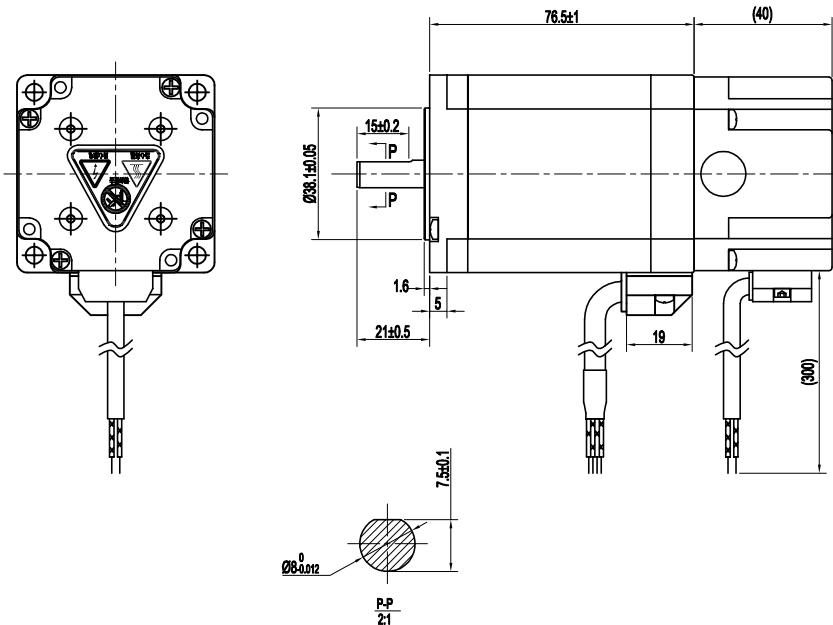
Załącznik 5. Karta katalogowa dobranego silnika napędu HT.

Załącznik 6. Dokumentacja techniczna zespołów oraz części projektowanego urządzenia.

DIMENSIONS Unit=mm

Załącznik 4

版本 Rev.	日期 Date	变更文件号 ECN NO.	变更内容 Revisions	设计 By
V1.0	21.04.28		初版	王洪松



永磁断电刹车参数	
接线图	红+ 黑-
电压	DC24V
制动力	2N.m

Common Rating

Step angle	1.8°
Position accuracy	1.8±0.09°
Dielectric strength	500VAC 1min
Insulation resistance	100MΩ(500VDC)
Insulation class	B
Temp rise(Max)	80K
Radial play	Max.0.02mm(Load 450g)
Axial play	Max.0.08mm(Load 900g)

Current/phase	5.0 A
Voltage	1.9 V
DC Resistance/phase ±10%	0.38 Ω
Inductance/phase ±20%	1.75 mH
Holding torque	200 N·CM
Detent torque	0.068 N·M
Inertia	0.48 kg·cm²
Weight	1.5 kg

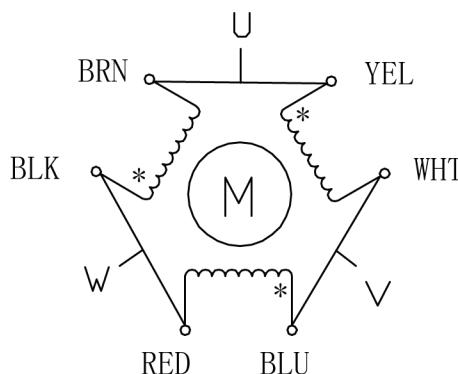
设计 Designed	王洪松	日期 Date	2021.04.28	材料 Material	深圳市雷赛智能控制股份有限公司 SHENZHEN LEADSHINE TECHNOLOGY CO., LTD.
审核 Checked	黄振海	2021.04.28		第一角画法 First Angle projection	名称 Title 混合式步进电机
批准 Approved	黄振海	2021.04.28		版本/版次 Scale	阶段标记 Stage Mark
			A/01		
表单编号 Part No.	LS-MT-01-07A	第 1 页	第 1 页	Sheet 1 of 1	DWG. NO. LS-57CM23-BZ MS30

573SI5 3-PHASE HYBRID STEPPING MOTOR

specifications:

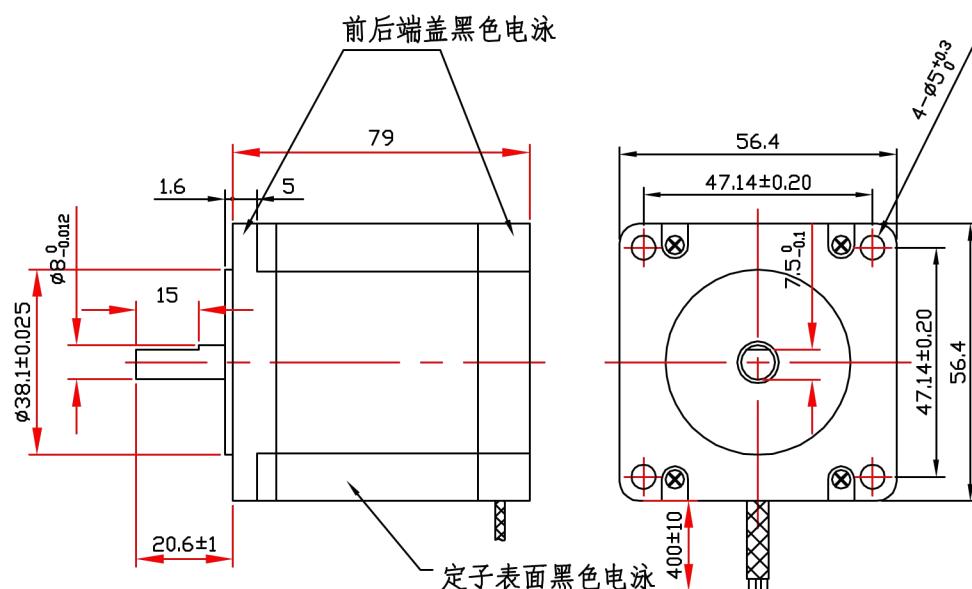
MODEL	PHASE	STEP ANGLE	RATED VOLTAGE	LINE CURRENT	RESISTANCE /PHASE	INDUCTANCE /PHASE	HOLDING TORQUE	DETENT TORQUE	ROTOR INERTIA	WEIGHT
		DEG/STEP	V	A	ohms	mH	N.m	N.cm	g.cm ²	Kg
	3	1.2	4.47	5.2	0.86	2	1.5	6.8Max	480	1.1

Wiring Diagram:



UL1332 AWG22# LENGTH:400mm

Dimension:



C 100715gy 改为骨架绕线

B 080506gy 新开模定子冲片

A 080131L2 表面处理由黑塑到电泳

REV ECN NO. DESCRIPTION

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED

TOLERANCES:

DECIMALS: ANGULAR:

.X ±0.5

.XX ±0.25

.XXX ±0.1

DO NOT SCALE DRAWING

LN JOHN 2008 01.31

DRN APP'D DATE

DRAWN

DATE

TITLE

SPECIFICATIONS

CHECK

APP'D

USED ON

573S15

REV

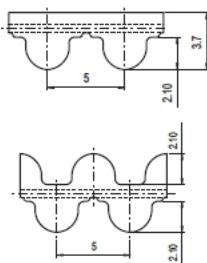
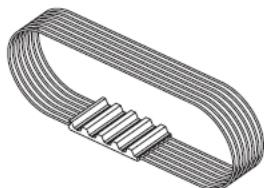
C

THIRD ANGLE PROJECTION

SCALE

SHEET OF

深圳市雷赛智能控制股份有限公司

HTD5M ELA-flex SD™**Belt characteristics**

- Truly endless polyurethane timing belt with round tooth profile and steel tension cords. Produced according to ISO 13050
- Metric pitch 5 mm
- The round tooth profile allows a uniform load distribution that guarantees high performance, high transmissible torque and precise tooth engagement
- Transmissible power up to 6 kW
- Rpm up to 10.000 [1/min]
- Maximum width: 150 mm
- Width tolerance: $\pm 0,5$ [mm]
- Thickness tolerance: $\pm 0,2$ [mm]

Technical data

Belt width [mm]	10	15	25	50	100	150
Allowable tensile load [N]	1000	1500	2400	4800	9600	14300
Weight [kg/m]	0,05	0,07	0,11	0,23	0,46	0,68

Other widths are available on request

Tooth shear strength

rpm [min ⁻¹]	M _{spez} [Nm/cm]	P _{spez} [W/cm]	rpm [min ⁻¹]	M _{spez} [Nm/cm]	P _{spez} [W/cm]	rpm [min ⁻¹]	M _{spez} [Nm/cm]	P _{spez} [W/cm]
0	2,928	0,000	1200	1,992	2,503	3400	1,461	5,203
20	2,885	0,060	1300	1,955	2,661	3600	1,430	5,390
40	2,845	0,119	1400	1,920	2,814	3800	1,400	5,570
60	2,809	0,176	1440	1,906	2,875	4000	1,371	5,743
80	2,776	0,233	1500	1,887	2,964	4500	1,305	6,148
100	2,747	0,288	1600	1,855	3,109	5000	1,245	6,517
200	2,637	0,552	1700	1,826	3,250	5500	1,190	6,854
300	2,457	0,772	1800	1,797	3,387	6000	1,140	7,161
400	2,395	1,003	1900	1,770	3,521	6500	1,093	7,440
500	2,333	1,221	2000	1,744	3,652	7000	1,050	7,695
600	2,273	1,428	2200	1,695	3,904	7500	1,009	7,926
700	2,217	1,625	2400	1,649	4,145	8000	9,971	8,135
800	2,166	1,814	2600	1,607	4,375	8500	9,935	8,324
900	2,118	1,996	2800	1,567	4,595	9000	9,901	8,493
1000	2,073	2,170	3000	1,530	4,806	9500	9,869	8,644
1100	2,031	2,339	3200	1,495	5,009	10000	9,838	8,778

The total power "P" and the total torque "M" transmitted by the belt, are calculated with the following formulas:

$$P [\text{Kw}] = P_{\text{spez}} \cdot Z_e \cdot Z_k \cdot b / 1000$$

$$M [\text{Nm}] = M_{\text{spez}} \cdot Z_e \cdot Z_k \cdot b / 100$$

$$Z_e = \frac{Z_k}{180} \cdot \arccos \left[\frac{t \cdot (z_g - z_k)}{2 \cdot \pi \cdot A} \right]$$

P = power in Kw

M = torque in Nm

P_{spez} = specific power

M_{spez} = specific torque

Z_e = number of teeth in mesh of the small pulley

Z_{emax} = 12

Z_k = number of teeth of the small pulley

b = belt width in cm

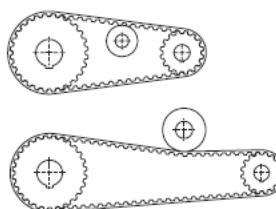
A = centre distance [mm]

t = pitch

Flexibility**Minimum number of teeth and minimum diameter**

Drive without reverse bending

- Timing pulley $z_{\min} = 16$
- Idler running on belt teeth $d_{\min} = 50$ mm

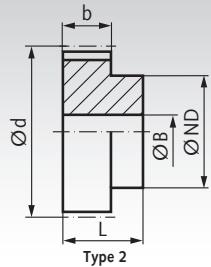
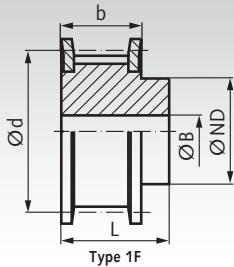


Drive with reverse bending and double sided belt

- Timing pulley $z_{\min} = 20$
- Idler running on belt back $d_{\min} = 50$ mm

Załącznik 3

HTD Pulleys Profile 5M



Material: Up to a Teeth Number of 72 steel, phosphated.
From a Teeth Number of 44 aluminium similar to EN AW2017A.

Ordering Details: e.g.: Product No. 172 412 00, Pulleys, Pitch 5 mm, 12 Teeth, Timing Belt Width 25 mm

These HTD pulleys are manufactured pitch-true with special cutters. This leads to a precise meshing of teeth.

Profile 5M, Timing Belt Width 25 mm

Product No. Belt Width 25mm	Number of teeth	Type	Outside-Ø				Pilot Hole B mm	Custom Bore B max. mm	Weight g
			Pulley mm	Flange mm	d mm	ND mm	b mm	L mm	
172 412 00	12	1F	17,95	23	19,10	12,5	30,5	36	6 8 50
172 414 00	14	1F	21,14	25	22,28	13,5	30,5	36	6 9 80
172 415 00	15	1F	22,73	28	23,87	16	30,5	36	6 10 90
172 416 00	16	1F	24,32	28	25,46	16,5	30,5	36	6 11 110
172 417 00	17	1F	25,91	32	27,06	18	30,5	36	6 12 112
172 418 00	18	1F	27,50	32	28,65	20	30,5	36	6 13 130
172 420 00	20	1F	30,69	36	31,83	23	30,5	36	6 14 170
172 421 00	21	1F	32,28	38	33,42	24	30,5	38	6 14 200
172 422 00	22	1F	33,87	38	35,01	25,5	30,5	38	6 15 220
172 424 00	24	1F	37,05	42	38,20	27	30,5	38	6 16 260
172 425 00	25	1F	38,64	44	39,79	28,5	30,5	38	6 17 282
172 426 00	26	1F	40,24	44	41,38	30	30,5	38	6 18 320
172 428 00	28	1F	43,42	48	44,56	30,5	30,5	38	6 18 370
172 430 00	30	1F	46,60	51	47,75	35	30,5	38	6 21 440
172 432 00	32	1F	49,79	54	50,93	38	30,5	38	8 23 480
172 434 00	34	1F	52,97	60	54,11	38	30,5	38	8 23 542
172 436 00	36	1F	56,15	60	57,30	38	30,5	38	8 23 590
172 440 00	40	1F	62,52	71	63,66	38	30,5	38	8 23 750
172 444 00	44	2	68,88	-	70,03	38	30,5	40	8 23 310
172 448 00	48	2	75,25	-	76,39	38	30,5	40	8 23 370
172 452 00	52	2	81,62	-	82,76	45	30,5	40	8 28 457
172 460 00	60	2	94,35	-	95,49	50	30,5	40	8 30 600
172 472 00	72	2	113,45	-	114,59	50	30,5	40	8 30 850
172 480 00	80	2	126,18	-	127,32	60	30,5	40	10 38 1089
172 490 00	90	2	142,10	-	143,24	75	30,5	40	10 50 1408



Reworking within
24h-service possible.
Custom made parts
on request.

Załącznik 1



UNIVERSAL ROBOTS

UR3 Technical specifications

Item no. 110103

6-axis robot arm with a working radius of 500 mm / 19.7 in

Weight:	11 kg / 24.3 lbs		
Payload:	3 kg / 6.6 lbs		
Reach:	500 mm / 19.7 in		
Joint ranges:	+/- 360° Infinite rotation on end joint		
Speed:	All wrist joints: 360 degrees/sec. Other joints: 180 degrees/sec. Tool: Typical 1 m/s. / 39.4 in/s.		
Repeatability:	+/- 0.1 mm / +/- 0.0039 in (4 mils)		
Footprint:	Ø128 mm / 5.0 in		
Degrees of freedom:	6 rotating joints		
Control box size (WxHxD):	475 mm x 423 mm x 268 mm / 18.7 x 16.7 x 10.6 in		
I/O ports:	Controlbox	Tool conn.	
	Digital in	16	2
	Digital out	16	2
	Analog in	2	2
	Analog out	2	-
I/O power supply:	24 V 2A in control box and 12 V/24 V 600 mA in tool		
Communication:	TCP/IP 100 Mbit: IEEE 802.3u, 100BASE-TX Ethernet socket & Modbus TCP		
Programming:	Polyscope graphical user interface on 12 inch touchscreen with mounting		
Noise:	Comparatively noiseless		
IP classification:	IP64		
Power consumption:	Approx. 100 watts using a typical program		
Collaboration operation:	15 advanced adjustable safety functions		
Materials:	Aluminum, PP plastic		
Temperature:	The robot can work in a temperature range of 0-50°C*		
Power supply:	100-240 VAC, 50-60 Hz		
Cabling:	Cable between robot and control box (6 m / 236 in) Cable between touch screen and control box (4.5 m / 177 in)		

*) At high continuous joint speed, ambient temperature is reduced.

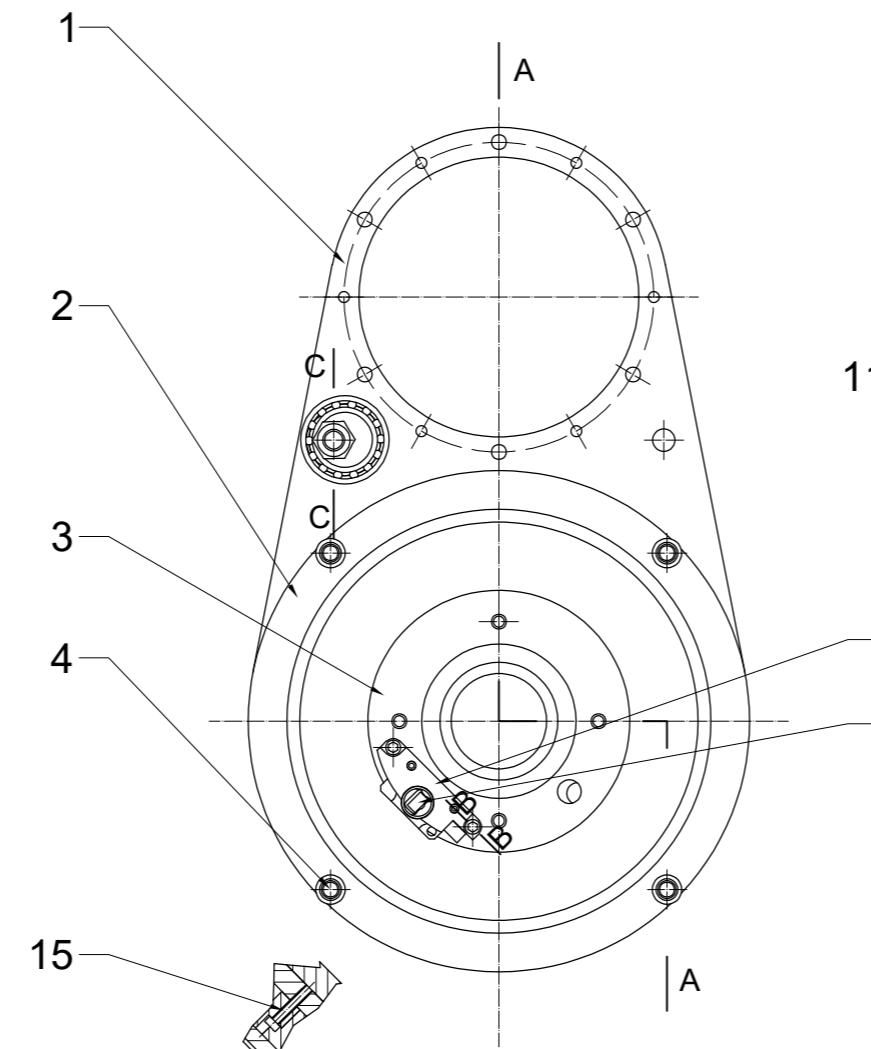
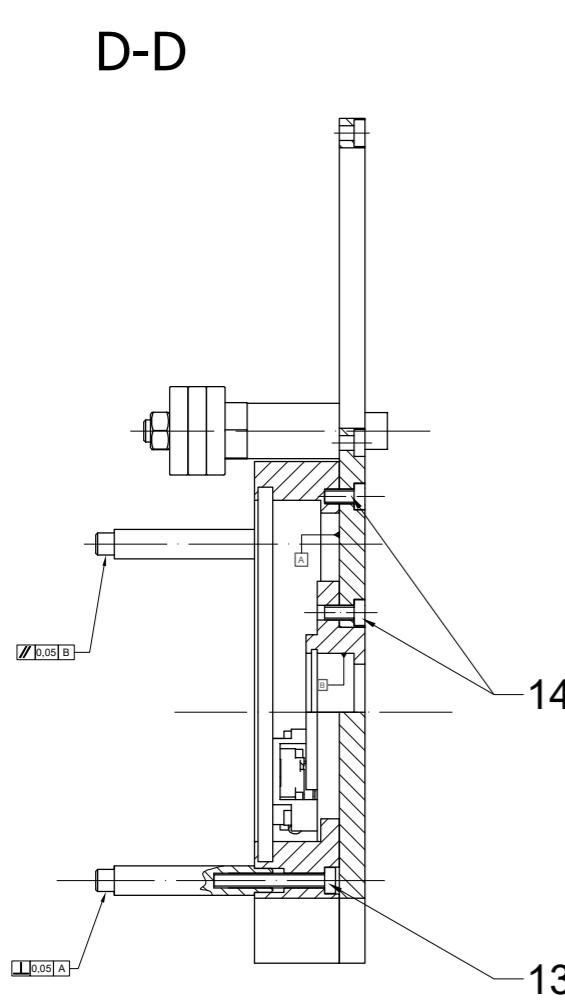
Universal Robots USA, Inc.
 11 Technology Drive
 East Setauket, New York 11733
 USA
 +1 631 610-9664

ur.us@universal-robots.com

Universal Robots A/S
 Energivej 25
 DK-5260 Odense S
 Denmark
 +45 89 93 89 89

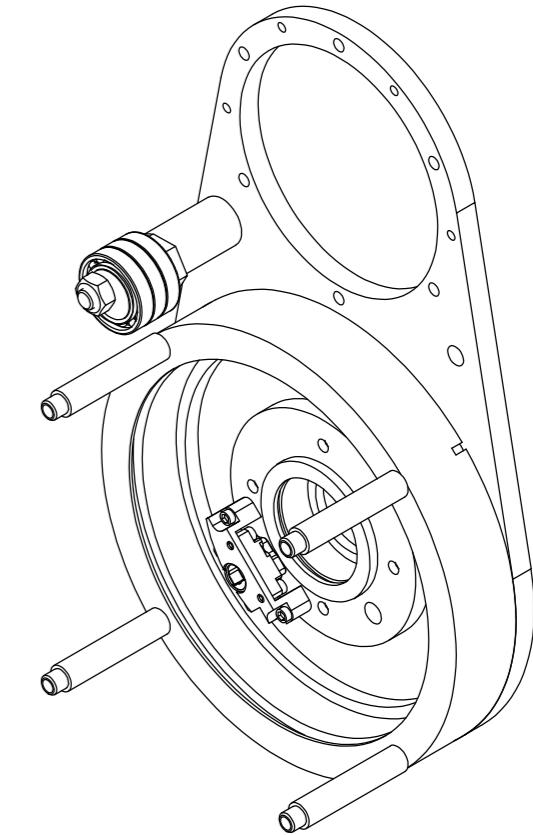
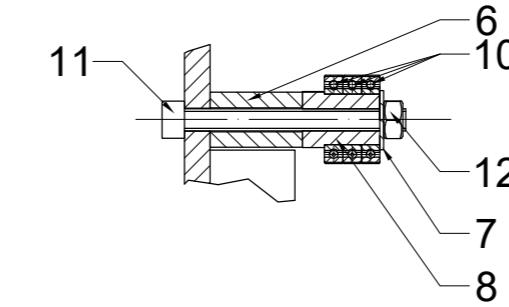
www.universal-robots.com
 sales@universal-robots.com

D-D

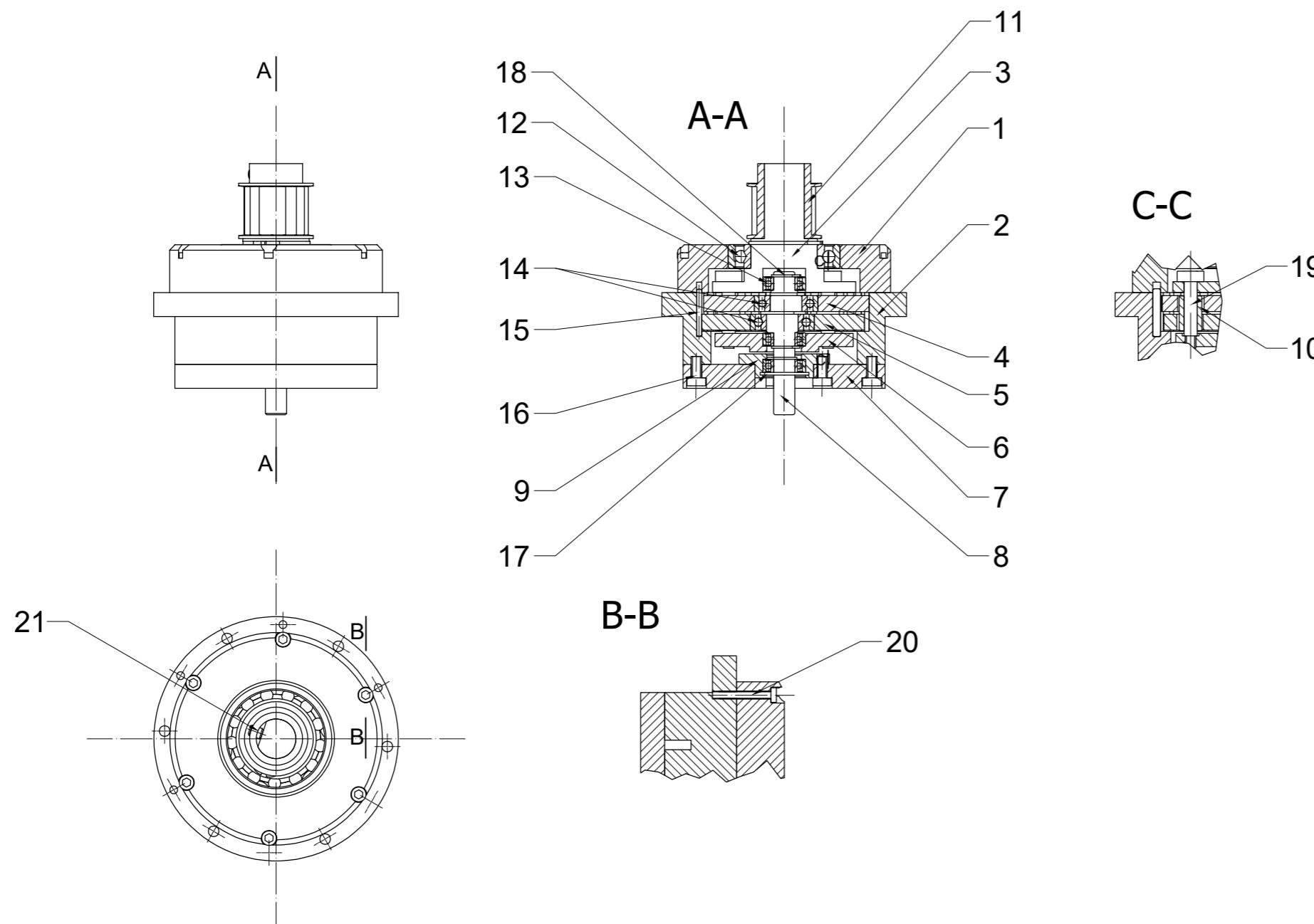


B-B

C-C



Nr	Nazwa części	L. szt.	Materiał	Nr normy (rysunku)
15	Wkręt M2,5x12	2		DIN 912
14	Wkręt M4x8	8		DIN 912
13	Wkręt M4x30	4		DIN 912
12	Nakrętka dociskowa M6	1	C55	DIN 934
11	Wkręt M6x60	1		DIN 912
10	Łożysko kulkowe 61802	3		Katalog SKF
9	Enkoder absolutny ATOM DX	1		Katalog Renishaw
8	Tuleja mimośrodowa	1	C55	ZPA-ZPM-07
7	Podkładka dystansowa	1	C55	ZPA-ZPM-06
6	Tuleja dystansowa napinacza	1	C35	ZPA-ZPM-06
5	Mocowanie enkodera	1	C55	ZPA-ZPM-05
4	Kołek ustalający	4	C55	ZPA-ZPM-04
3	Tuleja łożyska wejściowego HS	1	C55	ZPA-ZPM-03
2	Tuleja łożyska koła pierścieniowego	1	C55	ZPA-ZPM-02
1	Płyta montażowa	1	C55	ZPA-ZPM-01
Nr Nazwa części L. szt. Materiał Nr normy (rysunku)				
Wykonał	Michał Zarzycki			Zakład Konstrukcji
Sprawdził				Urządzeń Precyzyjnych
Arkusz A3	Arkusz 1/1		L. szt. 1	Nr rysunku ZPA-ZPM-00
Podziałka 1:2	Nazwa części			Zespół płyty montażowej



14	Łożysko kulkowe 61901	2	Katalog SKF
13	Łożysko kulkowe 628	3	Katalog SKF
12	Łożysko kulkowe 61905	1	Katalog SKF
11	Koło zębate HTD 16-5M-15/2F	1	Katalog MADLER
10	Tuleja ślizgowa HT	6	ZPA-ZPHT-10
9	Tuleja łożyska wejściowego	1	C55 ZPA-ZPHT-09
8	Wał wejściowy HT	1	10S20 ZPA-ZPHT-08
7	Płyta montażowa HT	1	C55 ZPA-ZPHT-07
6	Tuleja montażu sworzni HT	1	C55 ZPA-ZPHT-06
5	Dysk cykloidalny T26 R37 V2	1	C35 ZPA-ZPHT-05
4	Dysk cykloidalny T26 R37 V1	1	C35 ZPA-ZPHT-04
3	Wał wyjściowy HT	1	C55 ZPA-ZPHT-03
2	Koło pierścieniowe HT	1	C55 ZPA-ZPHT-02
1	Tuleja łożyska wyjściowego	1	C55 ZPA-ZPHT-01
21	Wkręt ustalający M4x5	1	DIN 913
20	Wkręt M3x22	6	DIN 912
19	Śruba pasowana Ø6x20	6	ISO 7379
18	Pierścień segera Z8	3	DIN 471
17	Pierścień segera W18	1	DIN 471
16	Wkręt M4x8	9	
15	Kołek walcowy Ø3x20	1	DIN 6325

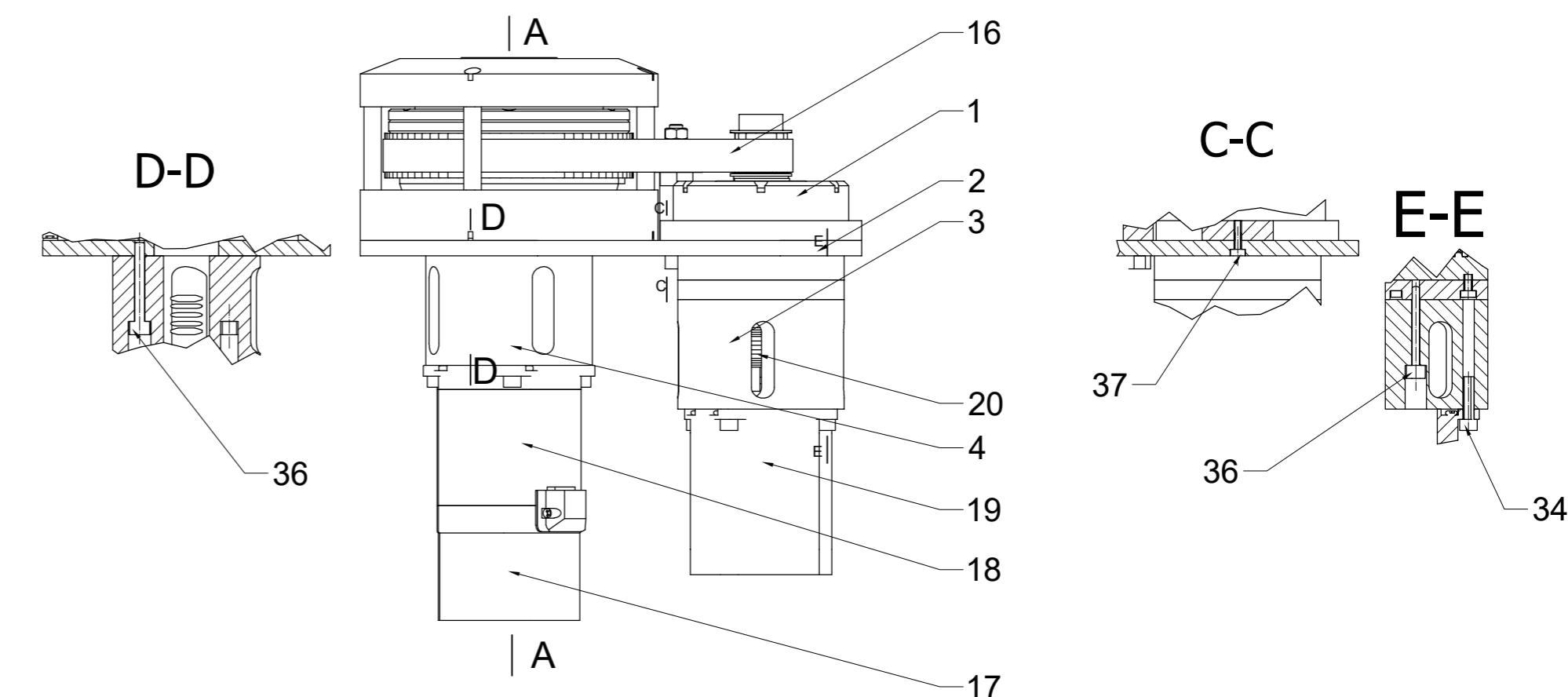
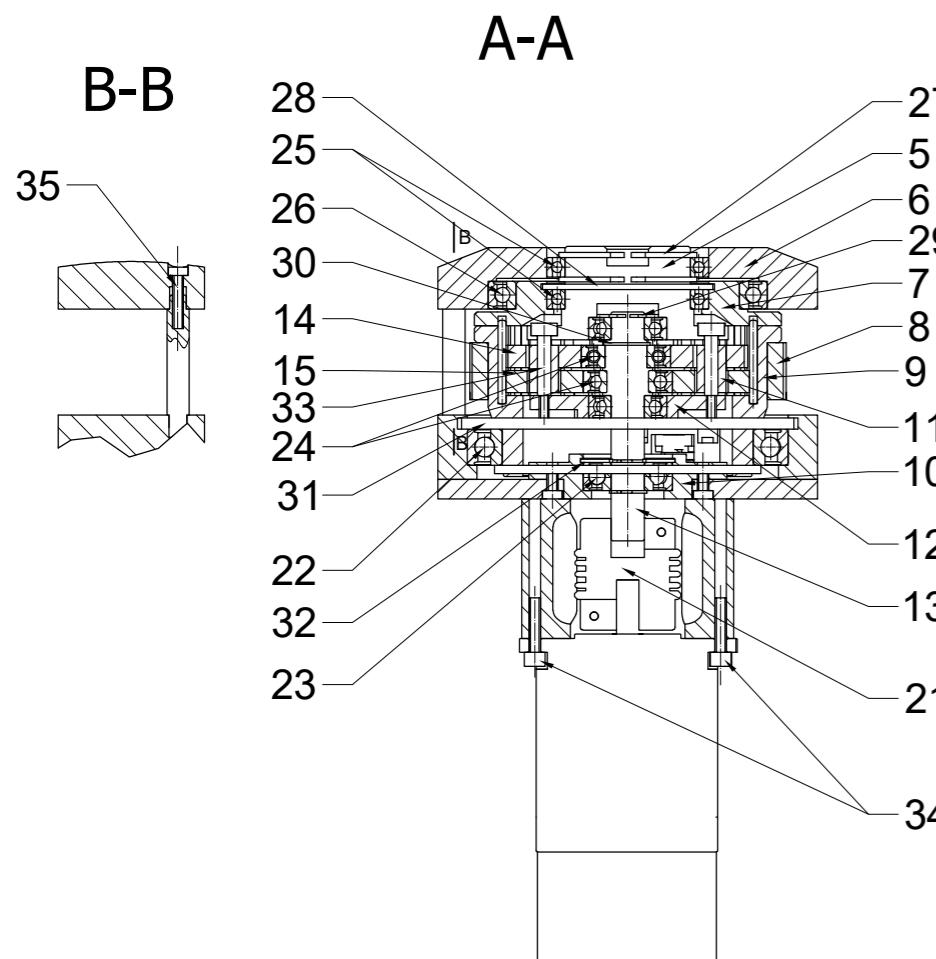
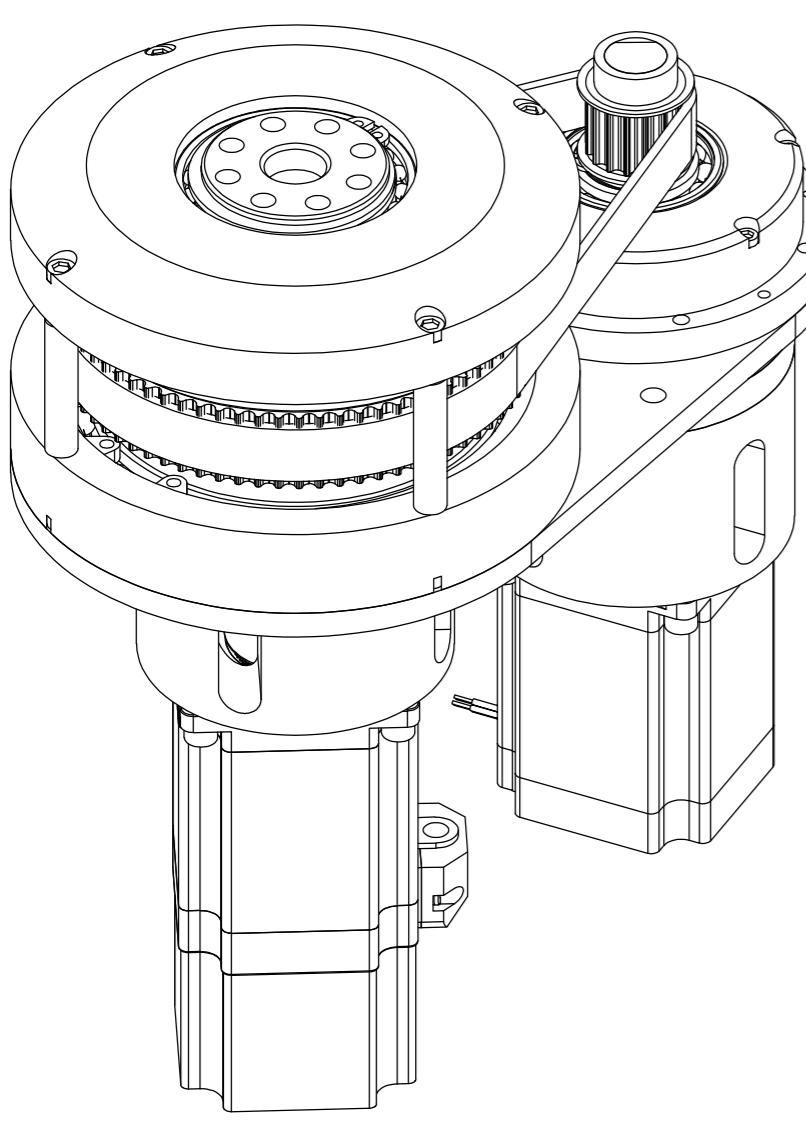
Nr Nazwa części L. szt. Materiał Nr normy (rysunku)

Wykonał Michał Zarzycki Sprawdził Arkusz A3 Arkusz 1/1 L. szt. 1 Nr rysunku ZPA-ZPHT-00

Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych

Podziałka 1:2 Nazwa części

Zespół przekładni HT

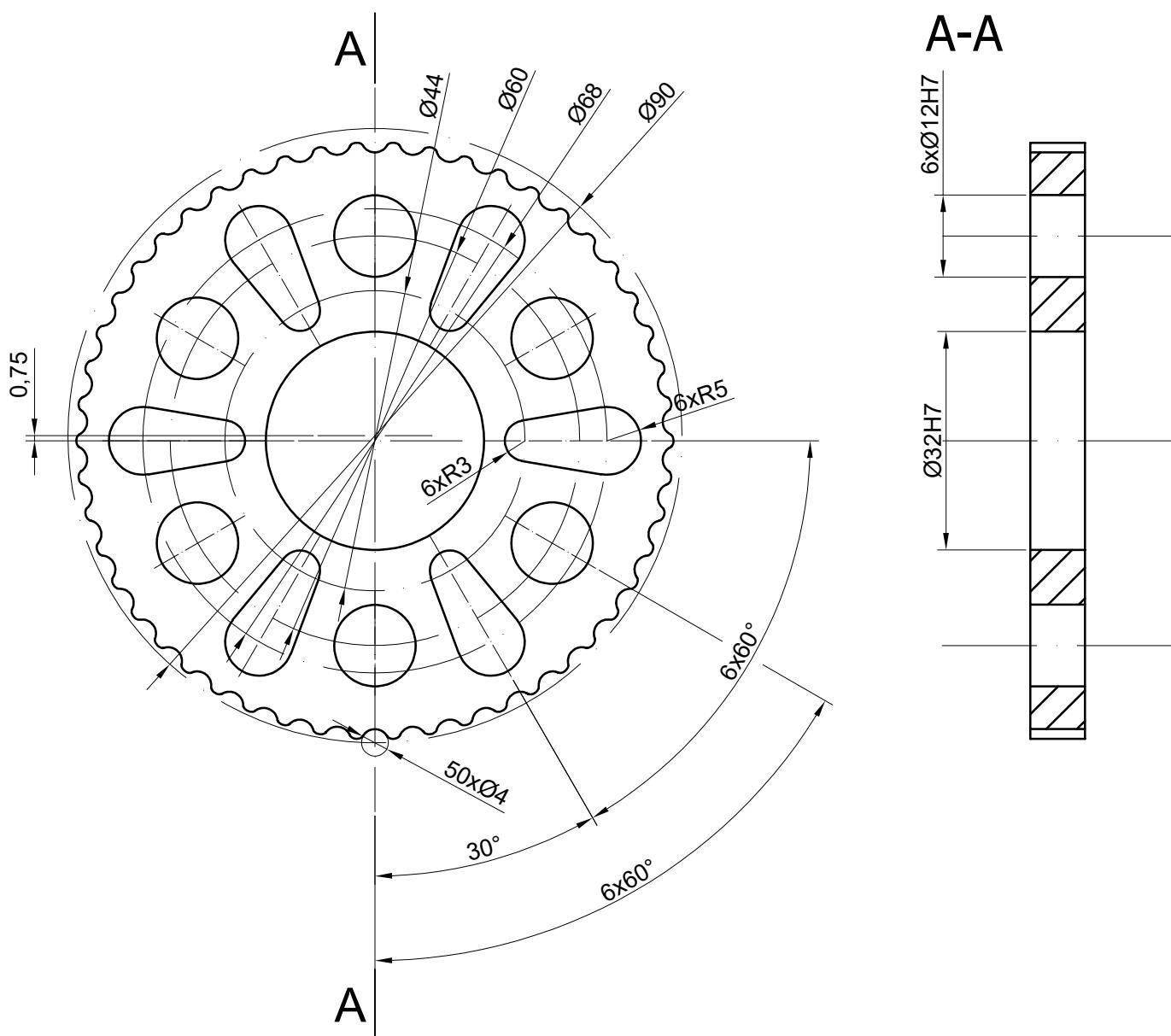


37	Wkręt M4x12	6		DIN 912		15	Dysk cykloidalny T50x45 2.0	1	C55	ZPA-000-13			
36	Wkręt M6x35	8		DIN 912		14	Dysk cykloidalny T50x45 1.0	1	C55	ZPA-000-12			
35	Wkręt M4x20	4		DIN 912		13	Wał mimośrodkowy HS	1	10S20	ZPA-000-11			
34	Wkręt M5x20	8		DIN 912		12	Tuleja mocowania sworzni HS	1	C55	ZPA-000-10			
33	Śruba pasowana Ø5X20	1		ISO 7379		11	Tuleja ślimakowa HS	6	C35	ZPA-000-09			
32	Pierścień segera W32	1		DIN 472		10	Tuleja łożyska wejściowego HS	1		ZPA-000-08			
31	Pierścień segera W82	1		DIN 472		9	Koło pierścieniowe HS	1	C55	ZPA-000-07			
30	Pierścień segera Z14	1		DIN 471		8	Koło zębate HTD 5M 70T	1		ZPA-000-06			
29	Pierścień segera Z8	3		DIN 471		7	Tuleja łożyska wyjściowego	1		ZPA-000-05			
28	Pierścień segera W58	1		DIN 472		6	Płyta czołowa	1	C55	ZPA-000-04			
27	Pierścień segera Z45	2		DIN 471		5	Wał wyjściowy HS	1	C55	ZPA-000-03			
26	Łożysko kulkowe 61816	1		Katalog SKF		4	Mocowanie napędu HS	1	C55	ZPA-000-02			
25	Łożysko kulkowe 61809	2		Katalog SKF		3	Mocowanie napędu HT	1	C55	ZPA-000-01			
24	Łożysko kulkowe 16002	2		Katalog SKF		2	Zespół płyty montażowej	1		ZPA-ZPM-00			
23	Łożysko kulkowe 6001	3		Katalog SKF		1	Zespół przekładni HT	1		ZPA-ZPHT-00			
22	Łożysko kulkowe 61818	1		Katalog SKF		Nr	Nazwa części	L. szt.	Materiał	Nr normy (rysunku)			
21	Sprzęgło mieszkowe BW 25C 8/8MM	1		Katalog Wagney		Wykonał	Michał Zarzycki						
20	Sprzęgło mieszkowe BW 25C 6,35/8MM	1		Katalog Wagney		Sprawdził							
19	Silnik skokowy 57S15	1		Katalog Leadshine		Arkusz A3	Arkusz 1/1	Materiał :	C55	L. szt. 1	Nr rysunku	ZPA-000-01	
18	Silnik skokowy 57CM23-BZ	1		Katalog Leadshine		Podziałka	Nazwa części						
17	Hamulec elektromagnetyczny 2Nm	1		Katalog Leadshine		1:3							
16	Pas zębaty HTD 5M - 15mm	1		ISO 13050									

Zespół przekładni automatycznej

Zakład Konstrukcji
Urządzeń Precyzyjnych

Wymiar	Odchyłka
$\varnothing 12H7$	+0,018 0,0
$\varnothing 32H7$	+0,025 0,0

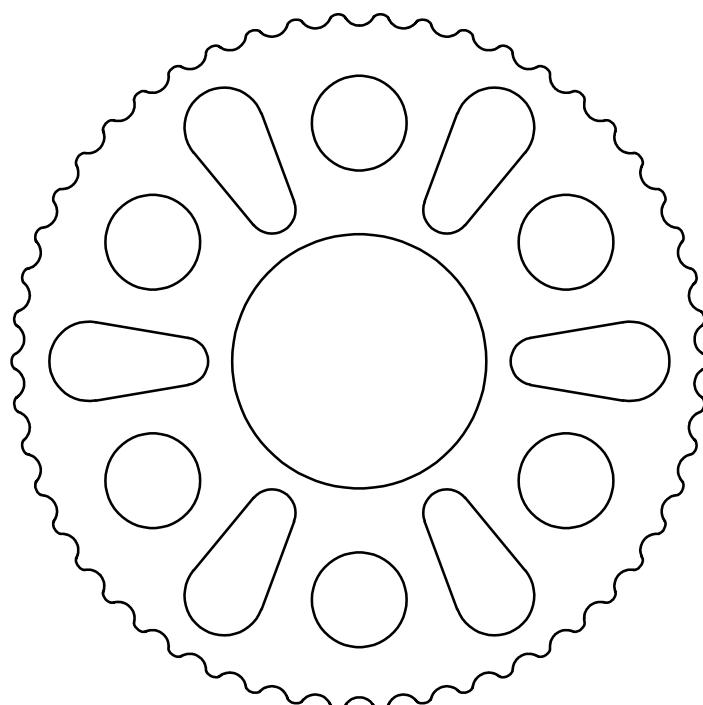


Ostre krawędzie stępić

Tolerancje ogólne PN-EN 22768-1:1999 - f

Kształt epicykloid wycinać na laserze na podstawie krzywej dotyczącej w arkuszu 2

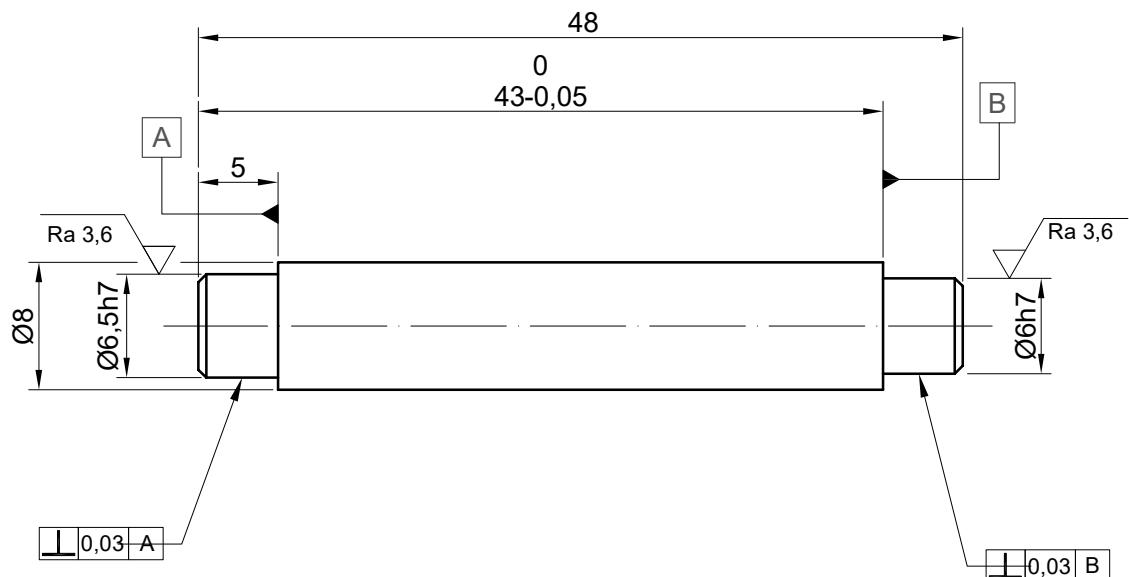
Wykonał	Michał Zarzycki		Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych		
Sprawdził					
Arkusz A4	Arkusz 1/2	Materiał : C55	L. szt. 1	Nr rysunku	ZPA-000-12
Podziałka 1:1	Nazwa części Dysk cykloidalny T50x45 1.0				



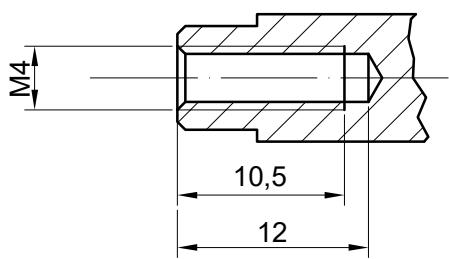
Wykonał	Michał Zarzycki		Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych	
Sprawdził				
Arkusz A4	Arkusz 2/2	Materiał : C55	L. szt. 1	Nr rysunku ZPA-000-12
Podziałka 1:1	Nazwa części Dysk cykloidalny T50x45 1.0			

$\nabla \text{Ra } 6,3$
 $(\quad \nabla \text{Ra } 3,6 \quad)$

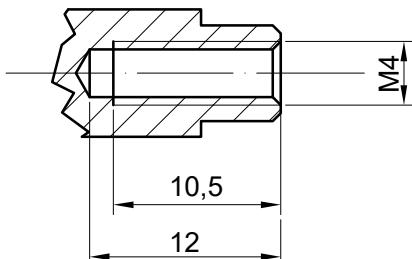
Wymiar	Odchyłka
$\phi 6\text{h}7$	0,0 -0,012
$\phi 6,5\text{h}7$	0,0 -0,015



A-A (2 : 1)

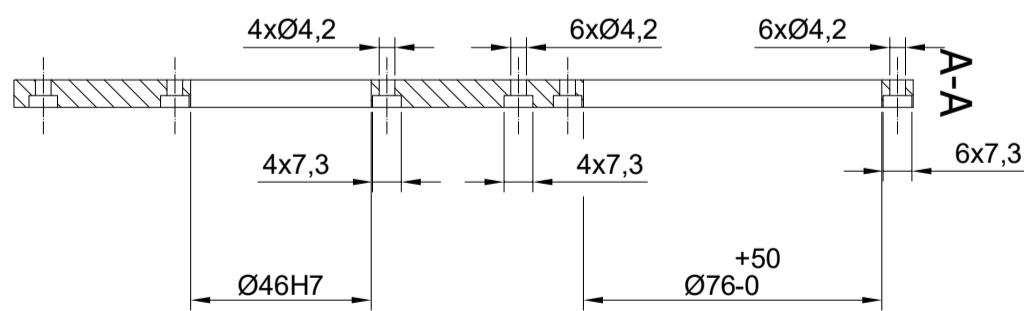
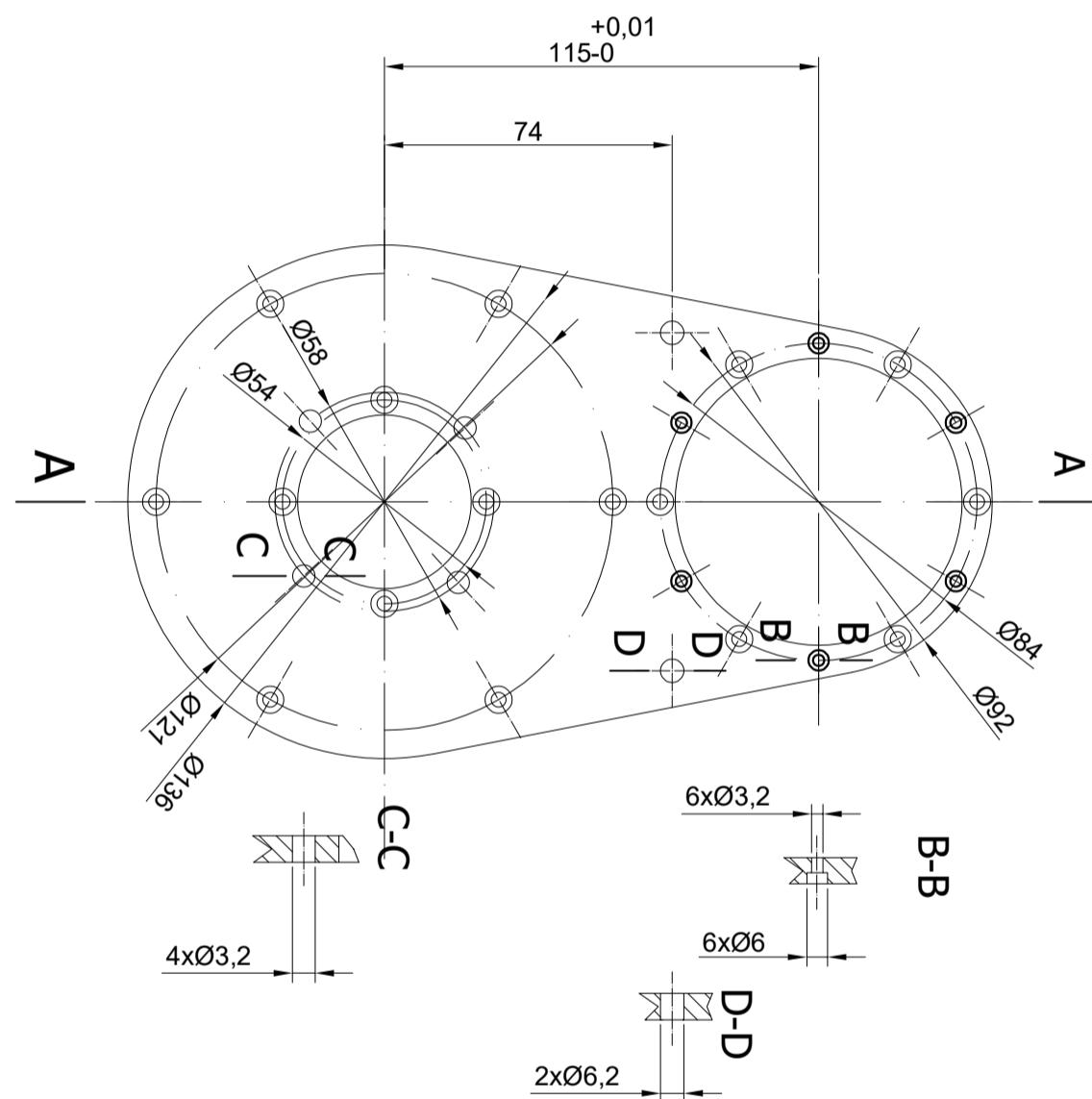
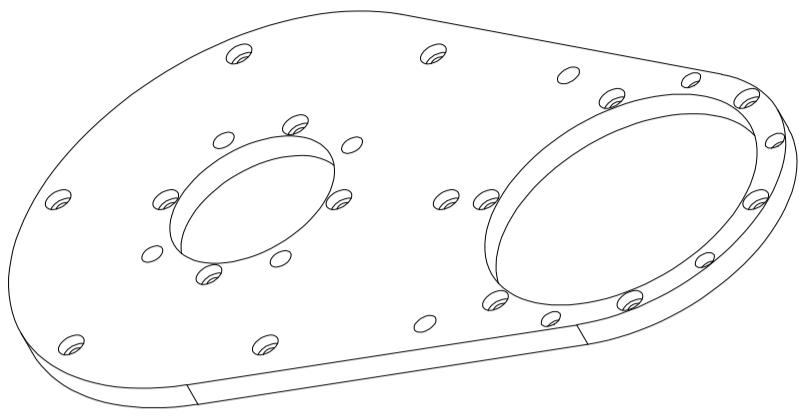


B-B (2 : 1)



Tolerancje ogólne PN-EN 22768-1:1999 - f
Fazy niezwymiarowane wykonać $0,5 \times 45^\circ$

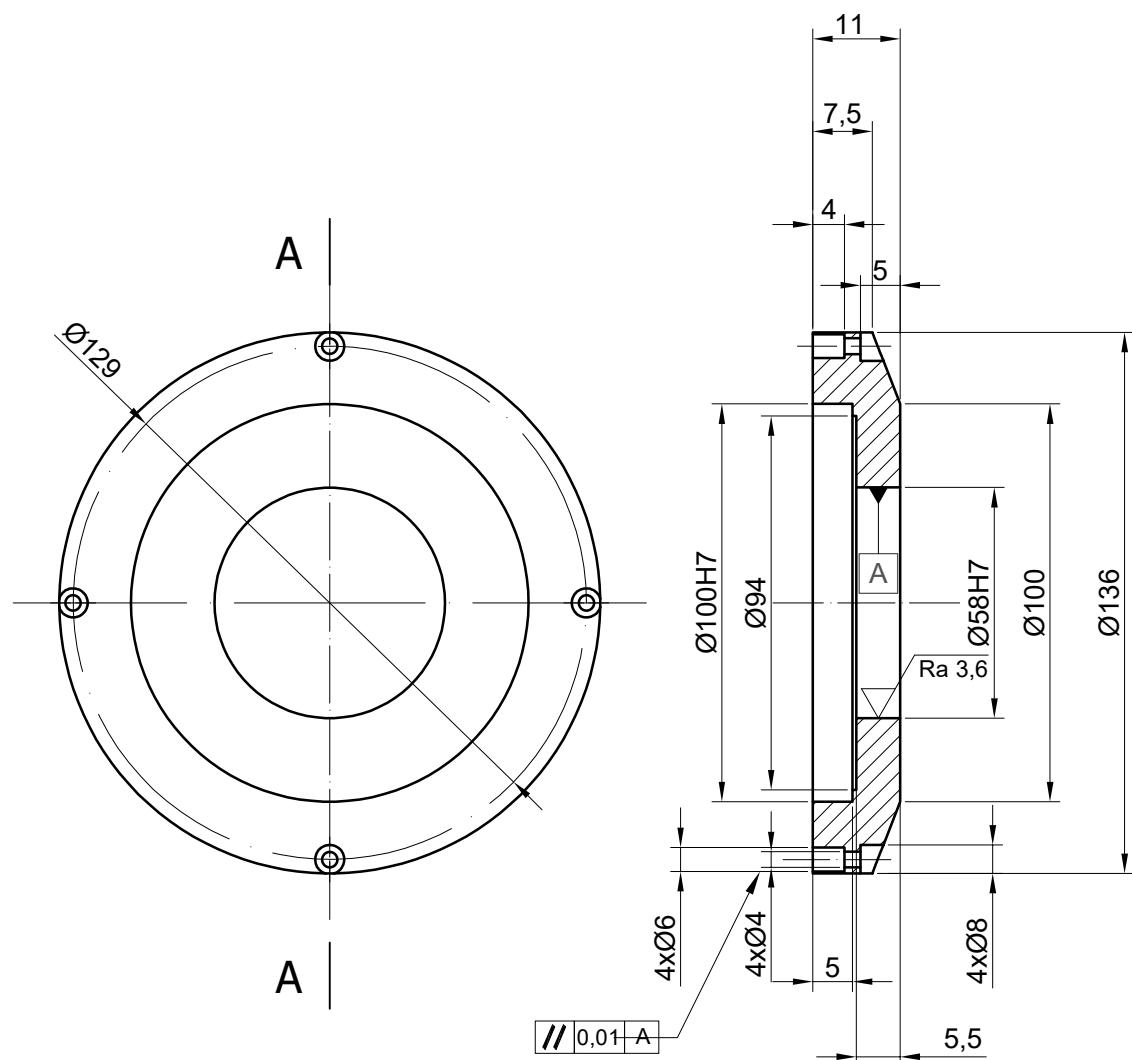
Wykonał	Michał Zarzycki		Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych	
Sprawdził				
Arkusz A4	Arkusz 1/1	Materiał :	L. szt.	Nr rysunku ZPA-ZPM-04
Podziałka 2:1	Nazwa części Kołek ustalający			



Wykonat	Michał Zarzycki	Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych
Sprawdził		
Arkusz A3	Arkusz 1/1	Material : C55 L. szt. 1
Podziałka	Nazwa części	Nr rysunku ZPA-ZPM-01
1:2	Płyta montażowa	

Wymiar	Odchyłka
Ø58H7	+0,025 0,0
Ø100H7	+0,035 0,0

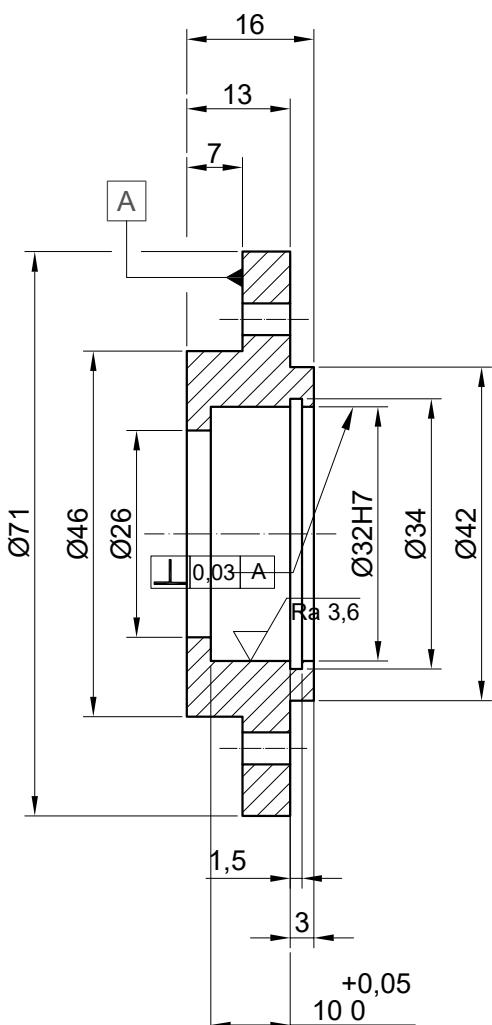
A-A



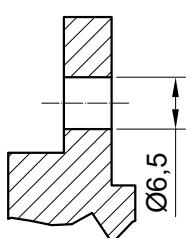
Wykonał	Michał Zarzycki		Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych		
Sprawdził					
Arkusz A4	Arkusz 1/1	Materiał : C55	L. szt. 1	Nr rysunku	ZPA-000-04
Podziałka 1:1	Płyta czołowa				

Wymiar	Odchyłka
Ø32H7	0,0045 -0,0045

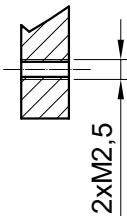
A-A



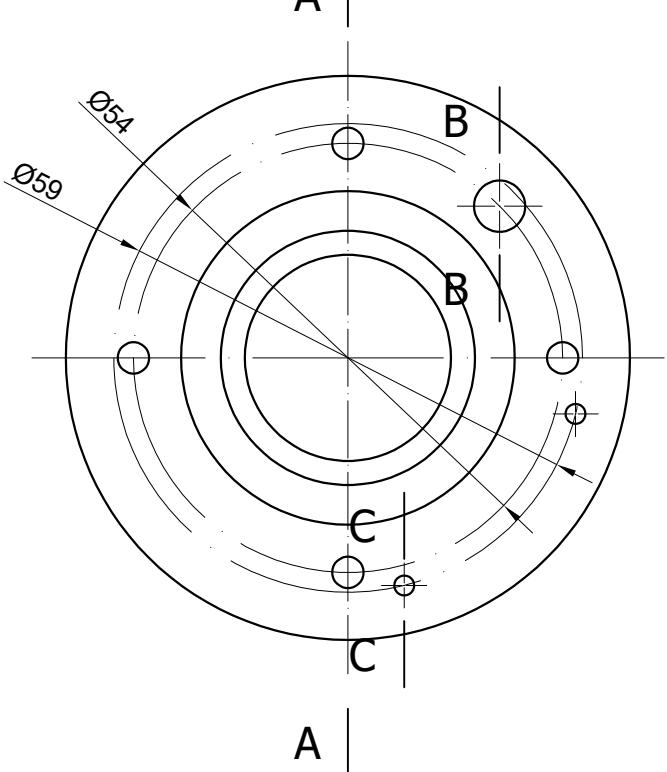
B-B



C-C

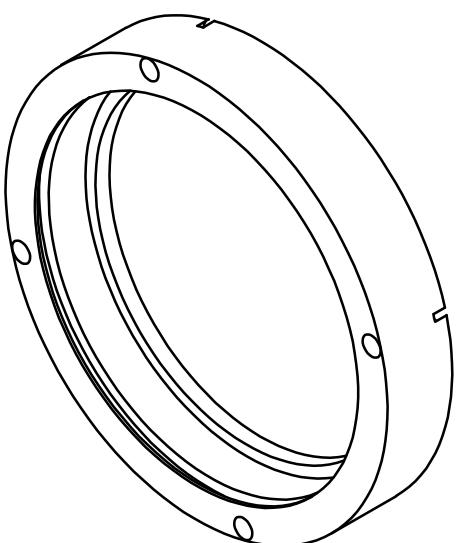
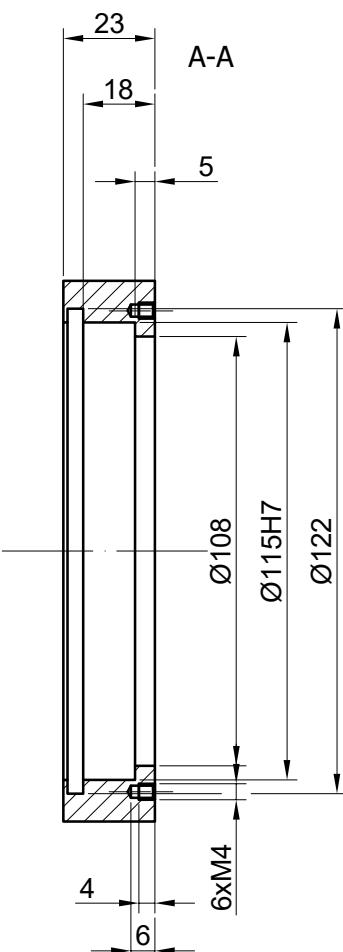
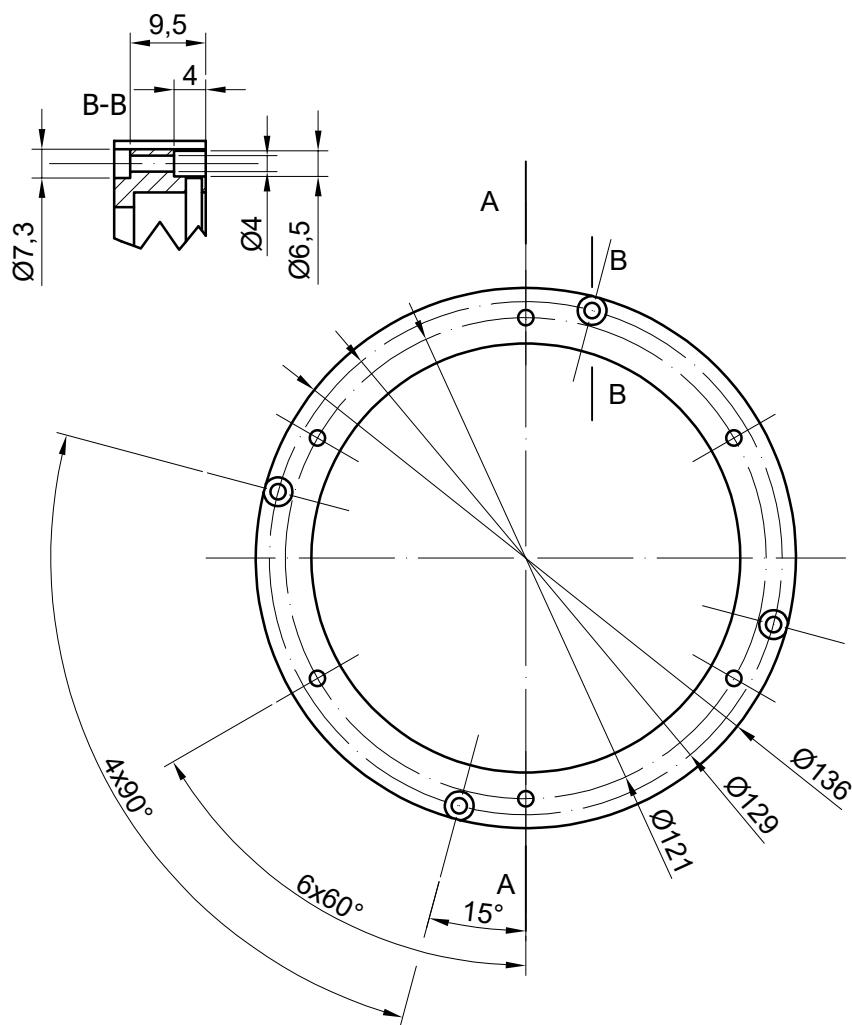


A



Wykonał	Michał Zarzycki		Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych		
Sprawdził					
Arkusz A4	Arkusz 1/1	Materiał : C55	L. szt.	Nr rysunku	ZPA-ZPM-03
Podziałka 1:1	Nazwa części Tuleja łożyska wejściowego HS				

Wymiar	Odchyłka
$\varnothing 115H7$	+0,035 0,0



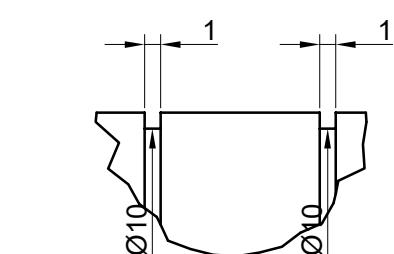
Ostre krawędzie stępić
Tolerancje ogólne PN-EN 22768-1:1999 - f
Fazy niezwymiarowane wykonać 0,5x45°

Wykonał	Michał Zarzycki		Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych	
Sprawdził				
Arkusz A4	Arkusz 1/1	Materiał : C55	L. szt. 1	Nr rysunku ZPA-ZPM-02
Podziałka 1:2	Nazwa części Tuleja łożyska koła pierścieniowego			

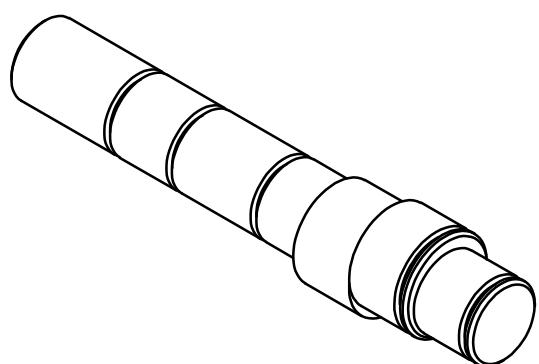
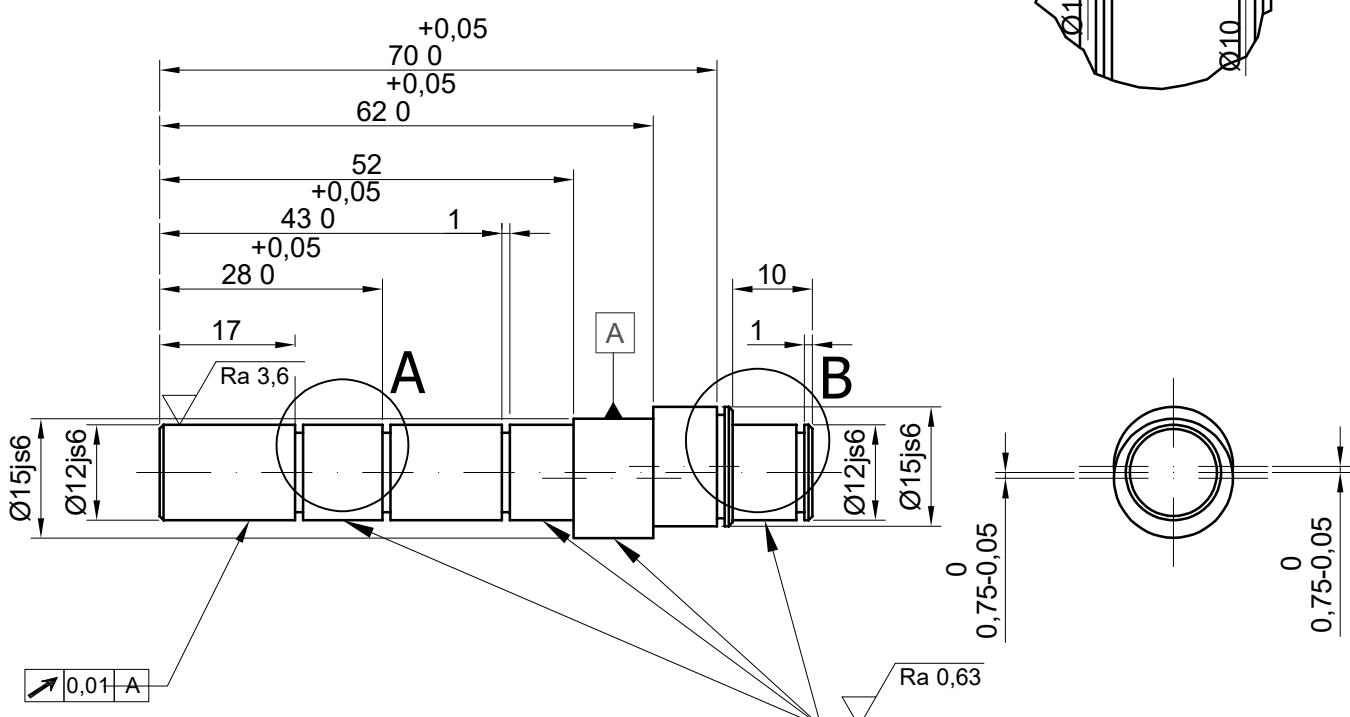
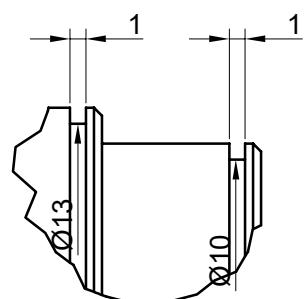
∇ Ra 6,3
 ∇ Ra 3,6
 ∇ Ra 0,63

Wymiar	Odchyłka
$\varnothing 12\text{js}6$	0,0045 -0,0045
$\varnothing 15\text{js}6$	0,0045 -0,0045

A (2 : 1)

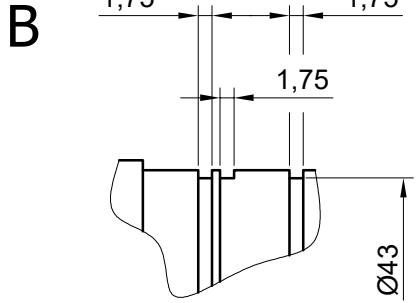


B (2 : 1)



Ostre krawędzie stępić
 Tolerancje ogólne PN-EN 22768-1:1999 - f
 Fazy niezwymiarowane wykonać 0,5x45°

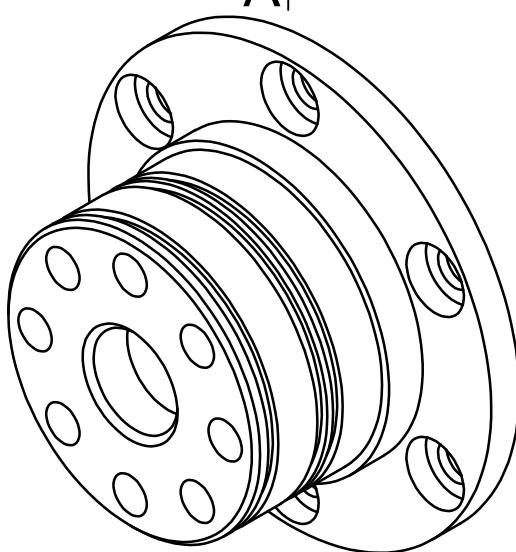
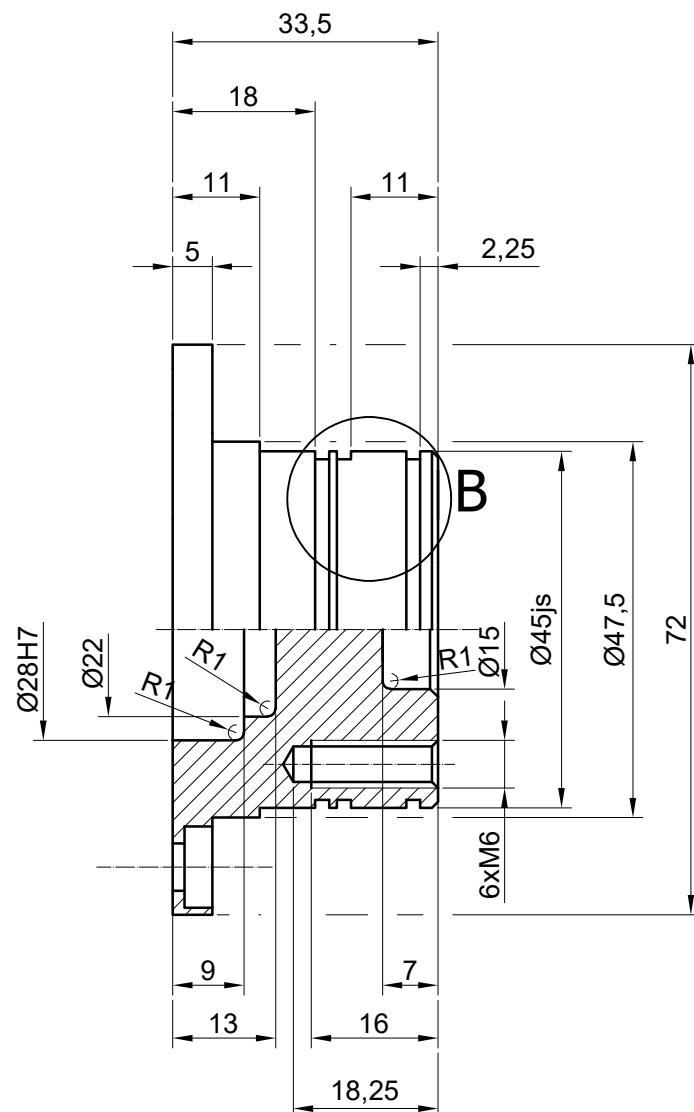
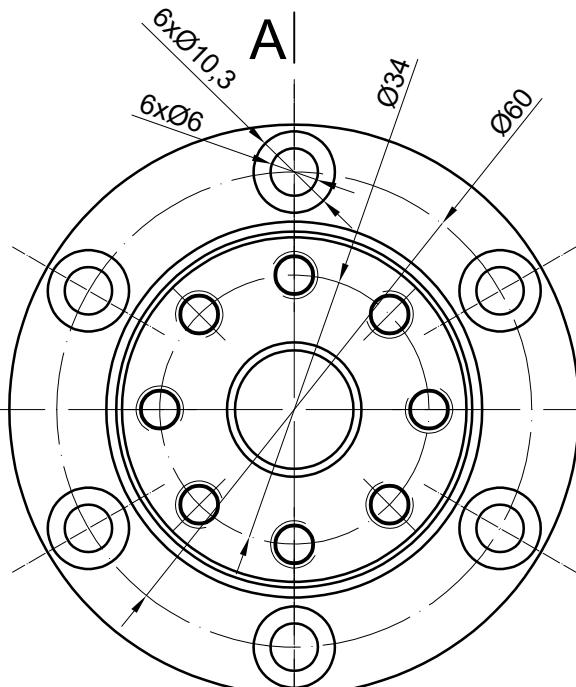
Wykonał	Michał Zarzycki		Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych	
Sprawdził				
Arkusz A4	Arkusz 1/1	Materiał :10S20	L. szt.	Nr rysunku ZPA-000-11
Podziałka 1:1	Nazwa części Wał mimośrodkowy HS			



Ra 3,6

Wymiar	Odchyłka
Ø28H7	0,027 -0,00
Ø45js6	0,008 -0,008

A-A



Wykonał	Michał Zarzycki		Zakład Konstrukcji Urządzeń Precyzyjnych	
Sprawdził				
Arkusz A4	Arkusz 1/1	Materiał : C55	L. szt.	Nr rysunku ZPA-000-03
Podziałka 1:1	Nazwa części Wał wyjściowy HS			