



WYBRANE ZAGADNIENIA PROJEKTOWE Z PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN

Paweł Lonkwic Piotr Penkała

Снеłм 2025

Wybrane zagadnienia projektowe z podstaw konstrukcji maszyn

Paweł Lonkwic Piotr Penkała

Recenzent merytoryczny:

MGR INŻ. MICHAŁ ZAPIÓR

Recenzent naukowy:

PROF. DR HAB. INŻ. ANNA RUDAWSKA

Projekt okładki

PAWEŁ LONKWIC

ISBN

978-83-974566-2-4

INSTYTUT NAUK TECHNICZNYCH I LOTNICTWA

PAŃSTWOWEJ AKADEMII NAUK STOSOWANYCH W CHEŁMIE

UL. POCZTOWA 54, 22-100 CHEŁM, POLSKA

4

Spis treści

Spis treści	5
Od autorów	7
CZĘŚĆ I – PROGRAM <i>MATHCAD PRIME</i>	10
I.1 Zasady pracy w programie MATHCAD PRIME	11
I.2 Narzędzia i polecenia	15
I.3 Definiowanie zmiennych, równań i nierówności	20
I.4 Jednostki	23
CZĘŚĆ II – DOBÓR PODZESPOŁÓW HANDLOWYCH	28
II.1 Dobór podzespołów handlowych	29
II.2 Dobór reduktora	30
II.3 Dobór łożysk	40
II.4 Dobór pozostałych elementów maszyn	49
CZĘŚĆ III – PROJEKTY	53
III.1 Projekt hydraulicznej prasy warsztatowej	54
III.2 Projekt śrubowej prasy warsztatowej	67
III.3 Projekt podajnika ślimakowego	86
III.4 Projekt przenośnika taśmowego	107
III.5 Projekt ramy przeciwwagi dźwigu ciernego	115
CZĘŚĆ IV – KONSTRUKCYJNE I TECHNOLOGICZNE ASPEKTY MODELO KONSTRUKCJI	WANIA 126
IV.1 Obsługa kalkulatora do gięcia blachy	127

IV.2 Obliczanie teoretycznego rozwinięcia elementu giętego13	80
IV.3 Najmniejszy promień gięcia13	32
IV.4 Współczynnik gięcia blachy13	34
IV.5 Technologiczność konstrukcji giętych i spawanych13	6
Literatura14	17

Od autorów

Zachodzące zmiany w przemyśle pod względem sposóbów wytwarzania konstrukcji powodują, że istnieje potrzeba wprowadzenia zmian również w procesie kształcenia. Wytwarzanie lekkich konstrukcji skręcanych czy spawanych, dobór zespołów a także dobór podzespołów handlowych bez napedowych, konieczności ich obliczania od podstaw, stanowi współcześnie potrzebę ukształtowania nowego sposobu myślenia kolejnego pokolenia inżynierów.

Książka ta przeznaczona jest dla inżynierów, konstruktów, a także studentów kierunku Mechanika i Budowa Maszyn oraz słuchaczy studiów i kursów podyplomowych kształcących się na kierunkach inżynierskich. Materiał zawarty w książce podzielony jest na cztery części.

W **części I** przedstawiono zasadę posługiwania się programem Mathcad, który jest informatycznym narzędziem wspomagajacym pracę inżyniera. W niniejszym materiale program Mathcad został wykorzystany do tworzenia algorytmów obliczeniowych zadań zaprezentowanych w części II niniejszego podręcznika.

7

W **części II** zawarto informacje dotyczące doboru elementów handlowych na podstawie istniejących kalkulatorów internetowych oraz dostępnych baz danych producentów, które wykorzystano przy omawianiu niektórych projektów.

W **części III** zaprezentowano przykłady obliczeniowe elementów konstrukcyjnych, tj. hydraulicznej prasy warsztatowej, śrubowej prasy warsztatowej, przenośnika śrubowego, przenośnika taśmowego oraz ramy przeciwwagi dźwigu ciernego, których podstawy obliczeń analitycznych zostały przedstawione w trakcie nauczania na studiach wyższych takich przedmiotów jak: Podstawy konstrukcji maszyn czy Wytrzymałość materiałów.

W **części IV** zwrócono uwagę ena wybrane aspekty konstrukcyjne oraz technologiczne wpływające na modelowanie 3D części maszyn.

Do opanowania i posługiwania się wiedzą zawartą w niniejszej książce, pomocne są elementarne wiadomości z zakresu mechaniki, wytrzymałości materiałów oraz podstaw konstrukcji maszyn. Przydatna jest również ogólna wiedza dotycząca konstrukcji i sposobów działania maszyn.

8

Bez znajomości opisanych zagadnień oraz przedstawionego w niniejszym opracowaniu pewnego algorytmu postępowania inżynierskiego nie jest już możliwe nowoczesne konstruowanie, wytwarzanie oraz eksploatowanie maszyn i urządzeń.

Wprawdzie przedstawiona pozycja wydawnicza nie wyczerpuje całościowo prezentowanego zagadnienia, ale jej celem jest przybliżenie niektórych, kluczowych zagadnień dotyczących nowoczesnego podejścia do projektowania części lub rozwiązań konstrukcyjnych wybranych zespołów maszyn i urządzeń.

Autorzy

CZĘŚĆ I – PROGRAM MATHCAD PRIME

I.1 Zasady pracy w programie MATHCAD PRIME

Program *Mathcad Prime (MP)* to wszechstronne narzędzie, które znajduje zastosowanie w różnych dziedzinach i branżach wymagających szybkich obliczeń matematycznych oraz tworzenia czytelnej dokumentacji. Do jego najważniejszych cech należą:

- standardowa notacja matematyczna, tzn., że do odczytu dokumentów programu MP nie jest potrzebna żadna specjalistyczna wiedza dotycząca użytkowania programu;
- wszechstronne wsparcie dla obliczeń na jednostkach, co pozwala na unikanie błędów obliczeniowych oraz błędów konwersji z innych układów jednostek miar;
- dynamiczny arkusz pozwala na obserwację w czasie rzeczywistym zachowania opracowanego algorytmu przy zmianie parametru, co powoduje, że *Mathcad Prime* dokonuje zmian na bieżąco;
- wizualizacja treści umożliwia wstawienie tekstu, ilustracji lub wykresu, dzięki czemu możliwe jest komentowanie obliczeń i tworzenie przejrzystej dokumentacji projektowej.

Program można pobrać ze strony <u>https://www.mathcad.com/</u> wybierając plik instalacyjny najnowszej lub wcześniejszej wersji. Po zainstalowaniu programu, na pulpicie pojawi się ikona pokazana na rysunku l.1.



Rys. I.1. Ikona programu Mathcad Prime

Po uruchomieniu na ekranie komputera zostanie otworzone okno programu pokazane na rysunku I.2.



Rys. I.2. Okno robocze programu Mathcad Prime

Jak większość programów pracujących pod systemem Windows posiada paski narzędzi, na których znajdują się ikony poleceń oraz wszystkie niezbędne narzędzia – rysunek I.3.



Rys. I.3. Pasek poleceń oraz ikony narzędzi

Z uwagi na duże możliwości, jakie daje użytkownikowi ten program, w niniejszej książce zostaną omówione tylko te funkcje programu, które będą użyteczne w części obliczeniowej.

Użytkowanie programu sprowadza się do napisania ciągu informacji, których kolejność musi tworzyć ciąg zdarzeń według schematu przedstawionego na rysunku I.4.



Rys. I.4. Schemat blokowy zapisu równań w programie MP

Powyższy schemat można zatem matematycznie opisać w poniższy sposób:

- definiuje się zmienne liczbowe wraz z jednostkami np.: a:=5 mm, b:=2 cm;
- zapisuje się równanie sumy zmiennych a i b: c := a + b;
- oblicza się szukaną wartość niewiadomej c: c=7 mm

Schemat blokowy pokazany na rysunku I.4 do powyższego toku obliczeń jest przedstawiony na rysunku I.5.



Rys. I.5. Schemat blokowy zapisu równań oraz odpowiednik zapisu w programie MP

Należy zwrócić uwagę na kolejność zapisu informacji pokazanych na rysunku I.5. Aby obliczyć wartość szukanej, na początku należy zdefiniować zmienne, następnie napisać równanie i wyliczyć szukaną wartość. Jeżeli użytkownik nie zastosuje powyższej kolejności, wówczas program nie będzie w stanie obliczyć szukanej wartości, ponieważ inna kolejność zapisu nie będzie zgodna z kolejnością stosowaną w matematyce. Przykład niewłaściwego zapisu zamieszczony został na rysunku I.6.

$$a \coloneqq 5 mm$$
 $c \coloneqq a + b$
 $b \coloneqq 2 mm$

c = ? mm

Rys. I.6. Niewłaściwy zapis kolejności danych

W przykładzie pokazanym na rysunku I.6 równanie zostało umieszczone nad zmienną **b**, dlatego w równaniu zmienna ta została

zakreślona czerwonym prostokątem. Ponieważ zmienna b w takim zapisie dla programu nie istnieje, wynik wartości c nie jest również wartością obliczoną, co zostało zakreślone czerwonym prostokątem.

Dlatego na wstępie należy właściwie przygotować arkusz obliczeniowy, aby błędy pokazane powyżej nie występowały. Dobrą praktyką jest stosowanie zapisu w postaci kolumnowej pokazanej na rysunku I.7.

Dane: Wzory: Wyniki: a := 5 mm b := 2 mmc := a + b

 $c = 7 \ mm$

Rys. I.7. Arkusz obliczeniowy w programie MP

Z lewej strony definiuje się zmienne liczbowe, w środkowej kolumnie umieszcza się wzory, a z prawej obliczane są wartości.

I.2 Narzędzia i polecenia

W programie *Mathcad* użytkownik ma do wyboru kilka narzędzi dostępnych w zakładce *Math*, które wykorzystuje się najczęściej przy tworzeniu algorytmów obliczeniowych. W tabeli I.1 zebrane zostały najistotniejsze narzędzia. Tabela I.1. Narzędzia dostępne w programie MP

Narzędzie	Opis
x+y Math	Wstawia na arkuszu region, w którym definiuje się zmienne lub pisze wzory. Region można również wywołać wpisując pierwszą cyfrę lub literę pisanych informacji
Text Block	Wstawia na arkuszu blok tekstowy, w którym zamieszcza się opis słowny w oknie o stałej szerokości
A Text Box	Wstawia na arkuszu blok tekstowy, w którym zamieszcza się opis słowny w oknie o zmiennej szerokości
🗻 Image	Wstawia na arkuszu zdjęcie lub rysunek
∛ Operators ▼	Rozwijalne menu <i>Operatory,</i> umożliwiające wstawienie gotowych operatorów matematycznych, pokazanych na rysunku I.8
β Symbols ▼	Rozwijalne menu <i>Symbole,</i> umożliwiające wstawienie gotowych symboli greckich, pokazanych na rysunku I.9
π Constants ▼	Rozwijalne menu <i>Stałe,</i> umożliwiające wstawienie stałych fizycznych, pokazanych na rysunku I.10
m Units •	Rozwijalne menu <i>Jednostki,</i> umożliwiające wstawienie jednostek, pokazanych na rysunku I.11

∛	β	â 7		□□Labels (-) *
Operators 🔹	Symbols • Prog	ramming 🔹 Consta	nts • Symbolics	a ₂ Subscript
Algebra				
+	-	•	÷	/
x^y	\sqrt{x}	x	xl	%
()	,			
Equation Brea	k			
a	a		a	
Calculus				
۲	*	d/dx	$\int dx$	lim
=	x'	П	Σ	
Comparison				
e	=	\oplus	>	≥
<	\leq	^	~	~
ŧ				
Definition and	I Evaluation			
:=	=	≡	â	
Engineering				
2	o	Z		
Vector and Ma	atrix			
×	$\ x\ $	[=]	$M^{(l)}$	<i>M</i> ,
$M^{\widehat{\mathbb{C}}}$	$M^{\scriptscriptstyle \mathrm{T}}$	1n	1, 3n	\overrightarrow{V}

Rys. I.8. Menu Operatory

∛	β		π) Labels
Operators *	Symbols 🔻	Programming 🔹	Constants 🔹	Symbolics •	a ₂ Subscrip
	Lowercase	Greek			
	α	β	γ	δ	ε
	ζ	η	θ	L	к
	λ	μ	ν	ξ	0
	π	ρ	σ	τ	υ
	φ	φ	х	ψ	ω
	Uppercase	Greek			
	Α	В	Г	Δ	Е
	Z	Н	Θ	Ι	К
[Λ	м	Ν	Ξ	0
	П	Р	Σ	т	Υ
	Φ	х	Ψ	Ω	
	Math Symb	ols			
-	^	Ш	A	Э	\propto
	4	<	11	Ω	U
	<i>.</i>		\subseteq	⊇	۰
	î	C	Q	R	Z
-	∞				
	Monetary 9	Symbols			
	¢	£	Π	¥	€
-	Hebrew				
	я	2	I	٦	
	Tags				
	P	Ш	©	®	†
	*	Э			

Rys. I.9. Menu Symbole

∛ Operators ▼ Syr	β mbols ▼ Prog	and gramming 🔹	π	Symbolics •	Labels (-) a ₂ Subscript	* m Units	munit Syst mu Base Uni
	Opera	tors and Symbo	Math				-
			∞	е	π		
			Physics				
			с	e.c	h	ħ	k
			m.u	N.A	R	$R\infty$	α
			γ	ε_0	μ	σ	Φ_0



m m Unit S	System: SI * Units	Cut			
Units •					
Acceleration					Ň
Activity					
Ba					
Angle					
o	deg	DMS	rad	rev	
sr	408	Dinio	100	101	
Агеа					
acre	barn	hectare			
Capacitance					
F	nF	pF	uF		
Catalytic Activity		r -	1		
katal					
Charge					
С	mC	nC	pC	μC	
Conductance			•		
S					0
Current					
А	kA	mA	nA	pA	
μА					
Dose					
Gy	Sv				
Energy					
Btu	BTU15	cal	cal15	cal20	

Rys. I.11. Menu Jednostki

Wstawianie w/w symboli oraz jednostek możliwe jest również bezpośrednio z klawiatury lub za pomocą skrótów klawiszowych, których definicje zawarte są w plikach pomocy do programu. Kolejną przydatną zakładką jest zakładka *Math formatting* – rysunek I.12.



Rys. I.12. Zakładka Math formatting wraz z dostępnymi poleceniami

W zakładce tej, Użytkownik ma możliwość formatowania wyników obliczeń oraz zmiennych z uwzględnieniem zapisu w formacie: ogólnym, dziesiętnym, inżynierskim oraz procentowym. Można również definiować ilość miejsc po przecinku, formatować czcionkę oraz jej wielkość.

Ostatnia, najbardziej przydatna zakładka w pracy inżyniera to zakładka *Text formatting* - rysunek I.13.



Rys. I.13. Zakładka Text formatting wraz z dostępnymi poleceniami

W zakładce tej, Użytkownik ma możliwość formatowania tekstu analogicznie jak w edytorach tekstowych, wstawionego do regionów tekstowych.

Częstym przypadkiem przy tworzeniu równań matematycznych jest konieczność korzystania z indeksów: górnego i dolnego. O ile indeks górny w większości przypadków służy do określania potęg i można go wstawić albo za pomocą klawiatury kombinacją klawiszy "*Shift" oraz "6"* albo z menu *Operators*, tak indeks dolny służy do definiowania zmiennych, których oznaczenie literowe jest takie samo, a wyróżnikiem jest cyfra lub litera znajdująca się w indeksie, np.: $a_1, a_2, a_3 \dots a_n$.

Aby wstawić indeks dolny należy wstawić oznaczenie literowe, następnie wcisnąć kombinację klawiszy Crtl_- i wstawić liczbę lub literę określającą indeks. Efekt powinien wyglądać jak na rysunku I.14.

```
egin{array}{c} a_1 & & \ a_2 & & \ a_3 & & \ a_n & & \end{array}
```

Rys. I.14. Prawidłowo zdefiniowane indeksy dolne

I.3 Definiowanie zmiennych, równań i nierówności

Podczas przygotowywania arkusza obliczeniowego, Użytkownik ma do wyboru następujące sposoby definiowania danych:

- definicja zmiennej liczbowej;
- definicja wzoru lub równania;
- definicja warunku.

Każdy z powyższych przypadków definiuje się inaczej, ponieważ z punktu widzenia obliczeń w programie powyższe zapisy oznaczają inne zdarzenia wykonawcze.

Definicja zmiennej liczbowej

W pierwszym przypadku, po wpisaniu zmiennej **"a"** należy wpisać **dwukropek**, który program definiuje jako <u>znak</u> równości zmiennej liczbowej. Zapis w takim przypadku wygląda jak na rysunku I.15.

$a \coloneqq 5$

Rys. I.15. Prawidłowo zdefiniowana zmienna a z wartością liczbową

Cechą charakterystyczną tego zapisu jest widniejący dwukropek między zmienną **a**, a znakiem równości. Zapis taki "informuje" program, że jest to zmienna, która będzie wykorzystywana w toku obliczeń.

Definicja wzoru lub równania

W drugim przypadku, równanie również poprzedzone jest dwukropkiem, co informuje program, że wzór będzie obliczany na podstawie wcześniej zdefiniowanych zmiennych - rysunek I.16.

$$\tau_t \coloneqq \frac{F}{A}$$

Rys. I.16. Prawidłowo zdefiniowany wzór matematyczny

Aby wyliczyć wartość obliczaną we wzorze, należy obok wzoru lub poniżej powtórnie wpisać τ_t i wcisnąć znak równości, a program zwróci Użytkownikowi wynik zapisanego wzoru – w tym przypadku dzielenia.

Definicja warunku

W trzecim przypadku dotyczącym zapisu warunku, definiowanie jego polega na wpisaniu pomiędzy symbolami pogrubionego znaku równości z menu *Operators -> Comprasion –* rysunek I.17.

$$\sigma_g \!=\! \frac{M_g}{W_x} \!\leq\! k_g$$

Rys. I.17. Prawidłowo zdefiniowany warunek

Zapis taki informuje program, że ta nierówność nie będzie obliczana, a jest to jedynie zapis informujący o występowaniu warunku, który następnie należy definiować zgodnie z zasadami toku obliczeń.

Poszukiwanie zmiennej

Program *Mathcad* umożliwia znalezienie zmiennej bez konieczności dokonywania przekształcenia wzoru (funkcja ta jest dostępna tylko w pełnej wersji programu). Zapisane równanie pokazane na rysunku I.18:

$$\frac{M_{1Z} \cdot b}{2 \cdot E \cdot J_1} = \frac{-M_{1Z} \cdot l}{2 \cdot E \cdot J_2} + \frac{M_{2Z} \cdot l}{6 \cdot E \cdot J_2}$$

Rys. I.18. Równanie z niewiadomą M_{1Z}

informuje, że np.: niewiadomą jest moment oznaczony jako **M**_{1z}, który będzie wyznaczony. Do tego celu, należy użyć funkcji *Solv*e, dostępnej w zakładce: *Symbolics*, wskazując również niewiadomą. Prawidłowo przygotowany zapis równania, na podstawie którego za pomocą programu zostanie określony wzór na szukany moment pokazano na rysunku I.19.

$$\left[\frac{M_{1Z} \cdot b}{2 \cdot E \cdot J_1} = \frac{-M_{1Z} \cdot l}{2 \cdot E \cdot J_2} + \frac{M_{2Z} \cdot l}{6 \cdot E \cdot J_2}\right] \xrightarrow{solve, M_{1Z}} \left(\frac{J_1 \cdot M_{2Z} \cdot l}{3 \cdot J_1 \cdot l + 3 \cdot J_2 \cdot b} \right)$$

Rys. I.19. Równanie z wyznaczonym równaniem opisującym niewiadomą M_{1Z}

Po prawej stronie równania, program dokonał przekształcenia wyznaczając ostateczny wzór na szukany moment **M**_{1z}.

I.4 Jednostki

W obliczeniach inżynierskich, ważnym elementem są jednostki oraz ich uzgodnienie. Brak jednostek, uniemożliwia szybką weryfikację przygotowanych obliczeń, a więc Użytkownik nie ma pewności, że obliczona wartość jest prawidłowa. Program MP ma możliwość definiowania jednostek w sposób ręczny lub za pomocą wbudowanych narzędzi na pasku *Units*. Wprowadzając zmienną liczbową np.: **"a"** jako przyspieszenie z jakim będzie poruszał się obiekt, należy wpisywać dane w następującej kolejności:

- należy wpisać symbol a;
- kombinacją klawiszy "Shift" i ":" definiuje się znak =;

- następnie należy wpisać wartość: 5;
- w kolejnym etapie wpisuje się jednostkę "*m*";
- oraz znak dzielenia "/";
- i jednostkę "s";
- a następnie kombinacją klawiszy "Shift" i "6" i definiuje się potęgę, wpisując 2.

Ostatecznie zapis prawidłowo zdefiniowanego przyspieszenia powinien wyglądać w formie pokazanej na rysunku I.20:

$$a \coloneqq 5 \frac{m}{s^2}$$

Rys. I.20. Prawidłowo zdefiniowana wartość przyspieszenia obiektu

Na rysunku I.21 pokazano sposób, w jaki program zwraca informację dotyczącą prawidłowo wprowadzonych jednostkach przy określonych zmiennych.

Moment gnący: $M_g \coloneqq 150 \ N \cdot m$ Wskaźnika przekroju na zginanie: $W_x \coloneqq 10 \ cm^3$

Naprężenia gnące:

 $\sigma_q = 15 \ MPa$

Rys. I.21. Prawidłowo zdefiniowane zmienne oraz obliczona wartość naprężeń

 $\sigma_g \coloneqq \frac{M_g}{W_r}$

Jeżeli Użytkownik omyłkowo wpisze niewłaściwą jednostkę przy jednej lub wielu zmiennych, np.: wartość momentu gnącego zostanie podana jako 150 N, wynik końcowy będzie następujący:

Moment gnący:
$$M_g \coloneqq 150 \ N$$
Wskaźnika przekroju na zginanie: $W_x \coloneqq 10 \ cm^3$

$$\sigma_g \coloneqq \frac{M_g}{W_x}$$

Naprężenia gnące:

 $\sigma_g = 15 \frac{1}{m} \cdot MPa$

 $\sigma_{a} = ? MPa$

Rys. I.22. Nieprawidłowo zdefiniowana jednostka momentu gnącego oraz efekt uzyskanej jednostki naprężeń

Jeżeli Użytkownik nie zdefiniuje wszystkich zmiennych występujących we wzorze, wówczas otrzymany zapis będzie następujący:

Wskaźnika przekroju na zginanie: $W_x := 10 \ cm^3$

$$\sigma_g \coloneqq \frac{M_g}{W_x}$$

Naprężenia gnące:

Rys. I.23. Niezdefiniowana jedna zmienna znajdująca się we wzorze

Brak zdefiniowanych wszystkich zmiennym uniemożliwia obliczenie wymaganej wzorem wartości.

Posługując się programem *Mathcad Prime*, Użytkownik może we własnym zakresie napisać algorytm obliczeniowy, sprawdzić poprawność jednostek oraz w przypadku wystąpienia konieczności zmian, poprawić na każdym etapie zmienną, po czym obliczenia zostaną poprawione w sposób automatyczny. Częstym przypadkiem przy definiowaniu zmiennych liczbowych są różne jednostki, które w ręcznym obliczaniu należy sprowadzić do jednostek jednakowych lub do jednostek dających w rezultacie obliczaną jednostkę, np.: N (Niuton). Program ten pozwala Użytkownikowi na zdefiniowanie zmiennych posiadających różne jednostki, a otrzymany wynik zostanie domyślnie obliczony zgodnie z przyjętym układem miar, najczęściej SI – rysunek I.24.

$$\begin{array}{l} x \coloneqq 5 \ cm \\ y \coloneqq 50 \ mm \\ z_a \coloneqq 12 \ nm \end{array}$$

$$p \coloneqq x + y - z_a \\ p = 0.1 \ m$$

Rys. I.24. Obliczenia zmiennych z różnymi jednostkami

 $\begin{array}{l} x \coloneqq 5 \ cm \\ y \coloneqq 50 \ mm \\ z_a \coloneqq 12 \ nm \end{array}$ $p \coloneqq x + y - z_a \\ p = 100 \ mm \end{array}$

Rys. I.25. Otrzymany wynik ze zmienioną jednostką z "m" na "mm"

Jeżeli wystąpi potrzeba/konieczność zmiany jednostki, wówczas za pomocą myszy należy umieścić kursor za jednostką, wpisując wymagany format – tak jak zilustrowano to na rysunku I.25. Wykorzystanie takich narzędzi znacząco skraca czas obliczeń oraz automatyzuje pracochłonne i długie obliczenia konstrukcji inżynierskich.

CZĘŚĆ II – DOBÓR PODZESPOŁÓW HANDLOWYCH

II.1 Dobór podzespołów handlowych

Obecne trendy związane z projektowaniem maszyn i urządzeń ukierunkowane są na różne sposoby projektowania:

- w oparciu o dobór handlowych podzespołów,
- w oparciu o indywidualny projekt maszyny lub urządzenia,
- w oparciu o połączone powyższe podejścia.

Podzespoły handlowe w głównej mierze dobierane są na podstawie informacji zawartych na stronach internetowych producentów [11, 17, 18, 19, 20] lub stronach oferujących różny asortyment związany z podzespołami używanymi w budowie maszyn i urządzeń [13, 14]. Niezależnie od tego, jaki asortyment ma być dobrany, konstruktor powinien posiadać wstępne informacje, na podstawie których zostanie prawidłowo dobrany podzespół. Informacje wstępne są zależne od typu dobieranego podzespołu, w tym m.in.:

- w przypadku reduktora, informacjami wstępnymi mogą być: moment obrotowy wyrażony w Nm, sposób montażu, zakres przenoszonej mocy wyrażonej w kW,
- w przypadku łożysk, informacjami wstępnymi mogą być: liczba obrotów, wyrażona w obr/h, trwałość godzinowa, wymiary, sposób zabudowy, itd.

Bez względu na dobierany podzespół, na wstępie procesu konstruowania maszyny lub urządzenia, należy wykonać wstępne obliczenia, znane z kursów: podstaw konstrukcji maszyn lub wytrzymałości materiałów, dzięki którym konstruktor będzie mógł zawęzić pole poszukiwania dobieranego podzespołu.

II.2 Dobór reduktora

Reduktory można dobierać w oparciu o informacje przedstawione na stronach internetowych przykładowych producentów, takich jak:

- Kacperek, rys. II.3 [11],
- NORD, rys. II.1 [17],
- SEW, rys. II.2 [19].



Rys. II.1. Strona internetowa firmy NORD [17]

SEW 3 PL Polski 🗸	Login 👻				Wprowadź hasło wyszukiwania lub oznacz	enie Q			
Driving the world Produkty Autor	matyzacja Usługi Branże O	nline S	upport Kariera			Firma			
Produkty	Produkty								
Produkty									
	Nasze produkty zalety, które dos Państwu jako wi wybierz doskon Przejdź do Wysz	to ró; skonal iodąc; ałe ro ukiwark	tnorodność, jakość, niezawo e widoczne są w naszym po y, światowy producent techr związania z naszego niezwyl (produktów	odnoś ortfolic niki naj kłego	ć i innowacyjność rozwiązań produktów. I które oferujem sędowej, Złap nas za słowo systemu modułowego.	. То IY -			
Przekładnie)	Motoreduktory	۲	Silniki	۲	Przekładnie przemysłowe	۲			
Technika decentralna / Napędy) mechatroniczne	Falowniki		Napędy serwo		Komunikacja przemysłowa	•			
Technika sterowania 🛛 🕨	Software		Obsługa oraz uruchomienie		Rozwiązania Safety	•			
Bezstykowy przesył energii 🕞	Dydaktyka								
> Katalog "Produkty i rozwiązania"	> () Modułowy system		> NEW () MOVI-C® - technika	a					
	automatyki MOVI-C®		napędowa do zadań automatyzacji						

Rys. II.2. Strona internetowa firmy SEW [19]

	12	f 🔍	48 22 632-24-45, godz. 7.00 - 15.30	🐱 kacperek@kacperek.pl
D NAS PRODUKTY NOWOŚCI POR	ADNIK POBIERZ KONTAKT	PRACA		
DME / / PRZEKŁADNIE / ŚLIMAKOWE MR /	MOTOREDUKTORY - PRZEKŁADNIE Ś	LIMAKOWE (KATOWE)		
	Motoredukto	v - nrzekładnie	e ślimakowe (kat	owe)
WYSZUKIWARKA	FICTORCULATION	y przekładnik	e sinnakowe (ką	lowey
Wyszukat produkty Q	WYŚWIETLANIE WSZYSTKICH 11 WYNIKÓW	v		
The second production				
KATEGORIE PRODUKTÓW			IIII TONIS	IIII TOATS
+ SILOWNIKI				
PRZEKŁADNIE				
- ślimakowe MR				46 1 6 77
Motoreduktory - przekładnie ślimakowe (kątowe)	500	10 m		TIME F
MR+PZ - połączenie przekładni ślimakowej i przystawki zębatej				
MR+HM - połączenie przekładni ślimakowej i walcowej	przekładnia ślimakowa (kątowa) MRA-02	przekładnia ślimakowa (kątowa) MR-32	przekładnia ślimakowa (kątowa) MR-40	przekładnia ślimakowa (kątowa) MR-50
MR+MR - połączenie przekładni ślimakowych				
MRC-500 - przekładnia ślimakowa dwustopniowa				
+ ślimakowe TM				
napędy podajników pieców	Ille Hand	Ille Hand	1.17	1.17
+ przystawki zębate PZ				PA
+ walcowe liniowe HM/HMZ		- Inti S ()		
+ walcowe płaskie HR				
+ walcowe równolegie HP	Contraction of the second	to all some		
+ walcowo-stożkowe HS	Tilling -	IIIIII-		C.
+ stożkowe jednostopniowe S	A MAR	Level 30		100
+ planetarne				
+ wariatory mechaniczne	przekładnia ślimakowa	przekładnia ślimakowa	przekładnia ślimakowa	przekładnia ślimakowa
+ wariatory hydrostatyczne	(kątowa) MR-63	(kątowa) MR-80	(kątowa) MR-100	(kątowa) MR-120
nierdzewne				

Rys. II.3. Strona internetowa firmy KACPEREK [11]

Niezależnie od rodzaju producenta, w celu prawidłowego doboru reduktora, na wstępie należy określić podstawowe informacje, które zawężą pole poszukiwań wymaganego reduktora. Poniżej, na przykładzie firmy NORD, pokazano ścieżkę postępowania podczas doboru określonego rodzaju reduktora. Zakładając, że poszukiwany reduktor powinien spełniać następujące założenia:

- typ reduktora: walcowy,
- zakres prędkości: 5 obr/min,
- obciążenie siłą promieniową: 50 kN,
- wyjściowy moment obrotowy: 500 Nm,
- sposób montażu: na łapach,

wyszukuje się stronę internetową [17], a następnie rozwija dostępne menu, tak jak zostało to pokazane na rysunku II.4.



Rys. II.4. Ścieżka dostępu do reduktorów walcowych firmy NORD [17]

Po wybraniu "Zatwierdzenia" opcji "Motoreduktor walcowy UNICASE", na stronie pojawi się możliwość wyboru kalkulatora, rysunek II.5.

		Praca	Grupa NORD	myNORD	Q
Home Produkty Motoreduktory I	Motoreduktory walcowe 🕨 Moto	reduktor walcowy UN	ICASE		
Motoreduktor wald	cowy UNICAS	E			
Wytrzymały i wszechstr	onny				
		Wykonani	e: 0,12 kW - 160 kW		
		Zakres mo	mentu: 10 Nm - 26.000 Nm		
	P-1				
	A Car				
the second c		_			_

Rys. II.5. Konfigurator produktu: reduktor walcowy firmy NORD [17]

Zaznaczając myszą wskazany na rysunku II.5 przycisk, Użytkownik przechodzi do okna pokazanego na rysunku II.6, w którym ma możliwość wyboru interesującego go reduktora.



Rys. II.6. Okno wyboru typu reduktorów walcowych dostępnych w programie produkcji firmy NORD [17]

Po wybraniu właściwego reduktora z dostępnych rozwiązań, akceptuje się wybór, przechodząc do strony pokazanej na rysunku II.7, na której należy wprowadzić wstępnie przyjęte dane wejściowe, rysunek II.8.

NORD	🕀 Poland PL 🛛	Kontakt 🔍 Lokalizacje						🚨 Zalogu
IVESYSTEMS	Produkty	Rozwiązania i usługi	Dokumenty	Praca	C	Grupa NORD	myNORD	Q
	Home 🕨 myNOF	RD 🕨 Dobór 🕨 WYBÓR WEDŁ	.UG TYPU					
	Ustawienia reg metryczne - 50 Hz Europe (EC Ecodesię Edytuj Non hazardous er	ionalne gn Directive/IEC) 2021 nvironment	Grupa produktu Walcowy Edytuj O <u>Reset all filters</u>				1	
	Przetwornica o Strona wejściowa	szęstotliwości	Zakres prędkości wyjściowe Predkosc / V +/ Współczynnik pracy	rj [1/min] /- Zakres	~	Obciążenie siłą promienio min	wą (Fr) [kN]	~
	Standardowe v	vykonanie 🗸 🗸	1		~			
	Moc silnika [kW] min	~	Wyściowy moment obrotow min	y [Nm]	~	Siła osiowa (Fa) [kN] min		~
	 Reduktor w 	wykonaniu						
	- proszę wybra	0 ¢- ✓▼	Wał reduktora Wał pełny (V)	v	•			
	Wyniki wyszukiw	vania					Rozpo	cznij
	Aby rozpocząć v	Aby rozpocząć wyszukówanie należy wcienąć "Rozpocznij". Wprowadź parametry po lewej aby uzyskać lepsze wyniki wyszukówania.						

Rys. II.7. Okno wprowadzania danych wejściowych do doboru typu reduktora firmy NORD [17]

▼ Filtruj według poniższych kryteriów		
Przetwornica częstotliwości	Zakres prędkości wyjściowej [1/min] 5 / +/- 0,5 /	Obciążenie siłą promieniową (Fr) [kN] 50 V
Strona wejściowa:	Współczynnik pracy 1,5	
Moc silnika [kW]	Wyściowy moment obrotowy [Nm]	Siła osiowa (Fa) [kN]
min 🗸	500 🗸	min 🗸
 Reduktor w wykonaniu 		
Korpus reduktora 🕖	Wał reduktora	
- proszę wybrać -	Wał pełny (V)	

Rys. II.8. Okno kalkulatora z wprowadzonymi danymi [17]

Po zaakceptowaniu wprowadzonych danych, program dobiera z dostępnej bazy danych reduktory spełniające wprowadzone dane i wyświetla spis dostanych reduktorów, rysunek II.9.

Grupa produktu	Oznaczenie typu	Klasa sprawności silnika	P ₁ [kW]	n ₂ [1/min]	M2 [Nm]	*	Wymiary wału/tulei	
			*	\$	\$	^	\$	
Walcowy	SK 83/42VL-90SP/4	(E3)	1.1	5.2	2027	3.9	90X170 mm	0
Walcowy	SK 83/42VL-90LP/4	(E3)	1.5	5.1	2794	2.9	90X170 mm	0
Walcowy	SK 93/42-90SP/4	(E3)	1.1	5	2115	5.8*	110X210 mm	0
Walcowy	SK 93/42VL-90SP/4	(E3)	1.1	5	2115	5.8*	110X210 mm	0
Walcowy	SK 93/42VL-90LP/4	(E3)	1.5	4.9	2915	4.2	110X210 mm	0
Walcowy	SK 93/42VL-APAB 100LP/4	(E3)	2.2	5.1	4144	2.9	110X210 mm	0
Walcowy	SK 93/42VL-APAB 100AP/4	E 3	3	5	5689	2.1	110X210 mm	0
Walcowy	SK 93/42VL-112MP/4	E3	4	5	7639	1.6	110X210 mm	0
Walcowy	SK 103/52-90SP/4	E 3	1.1	4.8	2178	9.2*	130X250 mm	0

Rys. II.9. Wycinek dostępnych typów reduktorów dobranych na podstawie wprowadzonych wstępnie danych [17]

Następnie, na podstawie listy dostępnych reduktorów, dobiera się reduktor klikając na "strzałkę" pokazaną w czerwonym okienku, przechodząc do uzupełnienia wszystkich wymaganych danych, spełniających założenia projektu. Szczegóły dotyczące wybranego reduktora, pokazane zostały na rysunkach: II.10 – II.16.
Oferta XFXCAR:		Oznaczenie typu: SK 83/42VL - 90LP/4 TF
Nazwa lub Nr urządzenia dla	z 1 ▼	Sposób montażu GAD >
pozycji		Termin dostawy >
Ustawienia regionalne	Produkt	✓ Reduktor > SK 83/42
metryczne - 50 Hz Polska (Europe (EC Ecodesign Edytuj	Wałcowy Directive/IEC) 2021) Edytuj	✓ Łożyskowanie wału × wyjściowego Wzmocnione łożyska (VL)
Brak strefy zagrożenia wyb	uchem V	✓ Opcje silnika > Czujnik tomperatury - termistor
Konfigurator Arkusz danych		V Odpowietrznik > Sprężynowy korek odpowietrzający
√ Reduktor		V Smarowanie > Olej mineralny ISO VG 220 - CLP 220
-	SK 83/42	Rodzaj powłoki Iskiemiczej Podstawowy (?2): Do irstalacj wewnętznej (Standard)
✓ Strona wejściowa redukto	ora	Zapytanie ofertowe
Silnik Ø		Dane CAD
O IEC-cylinder + silnik (IEC + NORD Motor)	Arkusz danych PDF 💌
O Nema-cylinder i silnik	(NEMA + NORD Motor)	Pirkase durijon i bi
Reduktor zgodny z N	EMA / IEC (IEC)	
Adapter zgodny z NE	MA (NEMA)	
Reduktor z adapterer	n typu W (W) 🛛 🕘	
 Reduktor z adapteren 	n servo (SEP/SEK) 0	

Rys. II.10. Widok strony umożliwiającej definiowanie szczegółów wybranego reduktora: strona wejściowa reduktora [17]

🗸 Wykonanie silnika		Motoreduktor walcowy Oznaczenie typu: SK 83/42VL - 90LP/4 TF	
Standard		O Sposób montażu	•
		Termin dostawy	>
√ Silnik		V Reduktor SK 83/42	>
Podane wartości odpowiadają wa Więcej informacji +	rtościom nominalnym dla pracy S1 (praca ciągła) przy napięciu nominalnym.	 Łożyskowanie wału wyjściowego Wzmocnione łożyska (VL) 	>
90LP/4 1.5	kW 1415 1/min 📧 🔹	✓ Opcje silnika Czujnik temperatury - termistor	>
Viecei informacii -		 Odpowietrznik Sprężynowy korek odpowietrzajacy 	>
275.58	•	✓ Smarowanie Olej mineralny ISO VG 220 - CLP 220	>
Sposób montażu Proszę wybrad Montaż na łapach (X) (X)		 Rodzaj powloki lakierniczej Podstawowy (F2): Do instalacji wewnętrznej (Standard) 	>
🔿 Kotnierz B5 (F) (F) 🏼		Zapytanie ofertowe	
√ Wykonanie reduktora		Dane CAD	
🔵 Wał pełny (V) (V) 🔮		Arkusz danych PDF 👻	
√Łożyskowanie wału wyjścioweg	0	-	
Standardowe łożyska			
Wzmocnione łożyska (VL) (V	L)		

Rys. II.11. Widok strony umożliwiającej szczegółów wybranego reduktora: wykonanie silnika, typ silnika, sposób montażu reduktora, łożyskowanie wału wyjściowego [17]

🗸 Wymiary wału wyjściowego	Motoreduktor walcowy Oznaczenie typu: SK 83/42VL - 90LP/4 TF	
	Ø Sposób montażu	CAD >
90X170 mm	Termin dostawy	>
√ Materiał wału:	V Reduktor SK 83/42	>
Standard	 kożyskowanie wału wyjściowego Wzmocnione łożyska (VL) 	>
✓ Gearbox Sealing Options	✓ Opcje silnika Czujnik temperatury - termistor	>
Standard Uszczelnienia wysokotemperaturowe typu VITON (FKM)	 Odpowietrznik Sprężynowy korek odpowietrzajacy 	>
√ Odpowietrznik	✓ Smarowanie Olej mineralny ISO VG 220 - CLP 220	>
Odpowietznik otwarty (0V) Strptymowy korek odpowietrzajacy (DR) Odpowietrznik ze stali nierdzewnej (SSDR)	 Rodzaj powłoki lakiemiczej Podstawowy (F2): Do instalacji wwwnętrznej (Standard) 	>
► Opcie reduktora	Zapytanie ofertowe	
F.A.	Dane CAD	
Opcja długotrwalego przechowywania (LL) Wziernik oleju (OSG)	Arkusz danych PDF 👻	
Zbiornik rozprężny oleju (OA)		
Chłodnica oleju (OC)		
Specjalna pozycja pracy		

Rys. II.12. Widok strony umożliwiającej definiowanie szczegółów wybranego reduktora: wymiary wału wyjściowego, materiał wału, opcje reduktora [17]



Rys. II.13. Widok strony umożliwiającej definiowanie szczegółów wybranego reduktora: pozycja pracy oraz smarowanie [17]

✓ Znamionowe napięcie silnika	MOTOREGUIATOR WAICOWY Oznaczenie typu: SK 83/42VL - 90LP/4 TF		
230/400 V	Ø Sposób montażu	CAD >	
-	Termin dostawy	>	
🗸 Sposób zasilania	V Reduktor SK 83/42	>	
Węcej informacji -	 Łożyskowanie wału wyjściowego Wzmocnione łożyska (VL) 	>	
√ Norma wykonania silnika	V Opcje silnika Czujnik temperatury - termistor	>	
Normy dotyczące projektowania silników elektrycznych Wersja zgodna ze standardem IEC (IEC)	Odpowietrznik Sprężynowy korek odpowietrzający	>	
✓ Stopień ochrony silnika	V Smarowanie Olej mineralny ISO VG 220 - CLP 220	>	
● (P55 ○ (P66) (P66)	 Flodzaj powłoki lakiemiczej Podstawowy (F2): Do instalacji wewnętrznej (Standard) 	>	
🗸 Rodzaj chlodzenia	Zapytanie ofertowe		
Wentylacja "wlasna" (standard) - IC411 TEFC	Dane CAD		
Niezależny wentylator chłodzący, 1x230V lub 3x230/400V - IC416 TEBC (F)	Arkusz danych PDF 👻		
✓ Tryb pracy			
Więcej informacji • S1 - praca ciągła			

Rys. II.14. Widok strony umożliwiającej definiowanie szczegółów wybranego reduktora: napięcie zasilania, sposób zasilania, stopień ochrony, rodzaj chłodzenia, tryb pracy [17]

V Zasilanie poprzez przetwornicę NORD	Oznaczenie typu: SK 83/42VL - 90LP/4 1	IF
Nie	Ø Sposób montażu	CAD >
 Zdecentralizowana przetwornica częstotliwości 	Termin dostawy	
O Przetwornica częstotliwości do montażu w szafie sterowniczej	✓ Reduktor SK 83/42	>
√ Opcje silnika	✓ Łożyskowanie wału wyjściowego	>
Hamulec (BRE)	Wzmocnione łożyska (VL)	
Enkoder (IG)	✓ Opcje silnika Czujnik temperatury -	>
Czujnik temperatury - termistor (TF)	termistor	
Ciężki, żeliwny wentylator (Z)	✓ Odpowietrznik	>
Silnik z drugim wałem wyjściowym (WE)	Spreżynowy korek odpowietrzający	
Pokretto (HR)	(Community	
Daszek ochronny (RD)	Olej mineralny ISO VG 220 -	
Wzmocniona osłona wentylatora (RDD)	CLP 220	
Grzalki antykondensacyjne (SH)	✓ Rodzaj powloki	>
Otwór kondensacyjne (KB)	Podstawowy (F2): Do	
Puszka silnika wypełniona żywicą (KKV)	instalacji wewnętrznej (Standard)	
Jednoczęściowa puszka silnika (EKK)	(oran ratio of	
Złącze silnika HAN 10ES (MS32) (MS) 🔮	Zapytanie ofertowe	
Złącze silnika HAN 10E / M25 (G)	D 04D	
Złącze silnika HAN Modular (MS2)	Daile GAD	
Wykonanie tropik (TRO)	Arkusz danych PDF 👻	
Uszczelnienia wysokotemperaturowe w silniku (FKM)		
Aluminiowy wentylator (ML)		
Klasa izolacji H (ISO H)		
Wzmocniona ochrona przeciwwilgociowa (FEU)		
Wewnętrzna ochrona antykorozyjna (ICP)		
Blokada ruchu powrotnego (RLS)		
Wykonanie VIK (VIK)		
 Oslona wentylatora dla przemysłu tekstylnego (RDT) 		
BIS/ISI (ISI)		
Certyfikacja Maroko (CM)		
Certyfikacja EAC (EAC)		

Rys. II.15. Widok strony umożliwiającej definiowanie szczegółów wybranego reduktora: opcje silnika [17]





Zdefiniowanie powyższych danych, umożliwi użytkownikowi pobranie konkretnego modelu 3D reduktora w dogodnym formacie oraz wstawienie go do projektu danego urządzenia.

II.3 Dobór łożysk

Podobnie jak reduktory, łożyska można dobrać na podstawie danych wprowadzonych do dostępnych w Internecie kalkulatorów, oferowanych przez producentów lub dostawców. W celu dobrania właściwego łożyska, na wstępie przygotowywanego projektu, należy określić wstępne warunki pracy łożyska oraz dokonać niezbędnych obliczeń konstrukcyjnych, na podstawie których możliwy będzie prawidłowy jego dobór. Mając sprecyzowane już wartości danych wejściowych oraz wstępną koncepcję projektu, należy otworzyć stronę, na której możliwy będzie dobór wybranego łożyska wraz ze wszystkimi jego parametrami. Przykładowy tok postępowania w doborze łożyska pokazany został poniżej.

Zakładając, że do projektu potrzebne jest łożysko kulkowe w obudowie kwadratowej, o średnicy czopa 30 mm z możliwością obciążenia pionowego o wartości 1000 N, na jednej z dostępnych stron internetowych producentów [13, 18, 20] wyszukuje się typ łożyska, rysunek II.17.

SKF.	PRODUKTY	USŁUGI	PRZEMYSŁ	WSPARCIE
yska toczne				
żyska zmontowane z oprawan	i			
żyska superprecyzyjne				
żyska wieńcowe				
ożyska ślizgowe				

Rys. II.17. Strona SKF umożliwiająca dobór łożysk [20]

Mając informację jakiego typu łożysko jest poszukiwane, należy przejść do jednej z zakładek, a w omawianym przypadku będzie to zakładka *"Łożyska montowane z oprawami"*. Następnie na stronie internetowej producenta należy odszukać informację: *"Rodzaje produktów"*, rysunek II.18.



Rys. II.18. Rodzaje oferowanych produktów w postaci łożysk montowanych z oprawami [20]

Ponieważ z założeń projektowych wynika, że do projektu wymagane jest łożysko kulkowe w oprawie kwadratowej, przechodzi się do pokazanej zakładki *"Zespoły łożyska kulkowego"*, która po jej zaznaczeniu przekieruje Użytkownika do następnej podstrony, pokazanej na rysunku II.19.



Rys. II.19. Rodzaje oferowanych produktów w postaci łożysk zmontowanych z oprawami z rozróżnieniem na sposób montażu oprawy [20]

Wybór kategorii produktów *"Flanged units"* przekieruje Użytkownika do strony (rysunek II.20) na której wymagane będzie wpisanie kilku danych, które zawężą wyszukiwanie poszukiwanego typu zespołu łożyskowego. Square flanged ball bearing units

FILTERS							
Popular item	~	Bore diameter d	~	Distance between attachment bolts J	~	Designation	~
Housing	~	Bearing	~	Compliance with standard	~	Purpose specific	~
Housing material	~	Locking method	~	Sealing solution	~	Metric/Inch shaft	~
TRESET ALL							

Rys. II.20. Filtry umożliwiające wyszukanie typu zespołu łożyskowego [20]

Wpisując średnicę otworu w zakresie 30 mm oraz wybierając metryczny układ miar, rysunek II.21, przechodzi się do zawartych poniżej filtrów i listy dostępnych rozwiązań łożysk w oprawie, rysunek II.22.

Square flanged ball bearing units

FILTERS							
Popular item	~	Bore diameter d 30 - 30 mm	~	Distance between attachment bolts J	~	Designation	~
Housing	~	Bearing	~	Compliance with standard	~	Purpose specific	~
Housing material	~	Locking method	~	Sealing solution	~	Metric/Inch shaft: Metric	~
TRESET ALL							

Rys. II.21. Zdefiniowane filtry zespołu łożyskowego [20]

Designation	Dimensions				Basic load ratings		Limiting speed	Included products	
					dynamic	static		Housing	Bearing
	d (mm) 🐧	J [mm]	L [mm]	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	[r/min]		
i in so in	50	02.5	200	76.6	27.5	44.6	5000	111.000	INN EGO ENI
FYK 30 WD	30	82.5	108	50.1	19.5	11.2	1 200	FYK 506	YEL 206-2DW/AG
FYK 30 WR/VL065	30	82.5	108	50.1	19.5	11.2	3 800	FYK 506	YEL 206-2RF/VL065
FYWK 30 YTA	30	82.5	108	42.2	19.5	11.2	3 800	FYWK 506 Y	YAR 206-2RF/VE495
FYWK 30 YTH	30	82.5	108	42.2	16.3	11.2	3 800	FYWK 506 Y	YAR 206-2RF/HV
UCF 206	30	83	108	40.1	19.5	11.4	5 000	F 206/Y	UC 206

Rys. II.22. Lista dostępnych rozwiań łożyskowych spełniających założenia wymiarowe [20]

Ponieważ, projekt zakłada, że istnieje potrzeba zamontowania zespołu łożyska kulkowego w oprawie kwadratowej, oraz po sprawdzeniu dostępności rynkowej takiego łożyska, z listy dobiera się określony typ łożyska, wybierając go przyciskiem myszy – np.: często stosowany oraz dostępny na rynku zespół łożyskowy typu UCF 206, rysunek II.23.



Rys. II.23. Zespół łożyska kulkowego z oprawą z kołnierzem kwadratowym typu UCF206 [20]

Na wyświetlonej stronie zespołu łożyskowego UCF206 Użytkownik ma możliwość sprawdzenia wszystkich informacji niezbędnych z punktu widzenia jego geometrii oraz nośności. Na rysunku II.24 pokazano spis niezbędnych wymiarów dobranego łożyska.



d	30 mm	Bore diameter
d ₁	≂ 39.8 mm	Outer diameter inner ring
A	30 mm	Overall width
A1	14 mm	Flange width
A ₅	22.5 mm	Standout of end cover
в	38.1 mm	Width of inner ring
B4	5.5 mm	Distance from locking device side face to thread centre
D _{b1}	80 mm	Top external diameter
J	83 mm	Distance between attachment bolts
L	108 mm	Overall length
N	12 mm	Diameter of attachment bolt hole
s ₁	22.2 mm	Distance from locking device side face to raceway centre
т	40.1 mm	Overall unit width

Rys. II.24. Wymiary zespołu łożyskowego typu UCF206 [20]

Na rysunku II.25 pokazano dane dotyczące obciążalności oraz masy własnej zespołu łożyskowego.

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	С	19.5 kN
Basic static load rating	Co	11.4 kN
Fatigue load limit	Pu	0.48 kN
Limiting speed		5 000 r/min
with shaft tolerance h6		
MASS		

Mass bearing unit

1.05 kg

Rys. II.25. Obciążalność oraz masa własna zespołu łożyskowego typu UCF206 [20]

Na rysunku II.26 pokazano pozostałe informacje takie jak:

- sposób montażu (mounting information),
- elementy składowe zespołu łożyskowego (includied products).

MOUNTING INFORMATION

Set screw	G ₂	M6x1
Hexagonal key size for set screw		3.05 mm
Recommended tightening torque for set screw		4 N·m
Recommended diameter for attachment bolts, mm	G	10 mm
Recommended diameter for attachment bolts, inch	G	0.375 in

INCLUDED PRODUCTS

Housing	F 206/Y
Bearing	UC 206

Rys. II.26. Sposób montażu oraz skład zespołu łożyskowego typu UCF206 [20]

Na końcu strony, Użytkownik ma możliwość pobrania modelu 3D wybranego zespołu łożyskowego, w dogodnym dla siebie formacie, rysunek II.27.



Rys. II.27. Model 3D zespołu łożyskowego oraz wybór formatu pliku w jakim zostanie on pobrany do projektu [20]

W zaznaczonym obszarze widoku strony pokazanej na rysunku II.27, Użytkownik ma ponadto możliwość zapoznania się ze szczegółami wybranego łożyska za pomocą funkcji zaznaczonych w czerwonym polu. Funkcje te umożliwiają przed pobraniem pewne działania zamieszczone w tabeli II.1.

Należy pamiętać, że w przypadku niewłaściwego doboru podzespołu lub niewłaściwie zdefiniowanego parametru, Użytkownik ma możliwość powrotu do każdego etapu doboru oraz zmiany parametru. Dotyczy to zarówno reduktorów, łożysk jak i innych podzespołów dobieranych za pomocą dostępnych kalkulatorów internetowych.

Tabela II.1.	Funkcie v	vidoku zesr	olu łożysko	wego [21]
Tubetu II. I.	i unicoje v	Muoku 200p	000 102 y 5 K 0	1060[21]

Funkcja	Ikona
Wyświetlenie łożyska w przekroju	
Dynamiczny obrót	
Widok izometryczny pełny	
Widok izometryczny krawędziowy	
Widok powierzchniowy	

Pokazane powyżej dwa przypadki doboru gotowych podzespołów w postaci reduktora oraz zespołu łożyskowego należy traktować jako wzorzec do doboru innych zespołów części. Obecnie, kalkulatory internetowe umożliwiają dobór praktycznie wszystkich popularnych podzespołów używanych w budowie maszyn oraz mechanizmów. Wykorzystując dostępne informacje, konstruktor może wspomagać swoją pracę w nieograniczony sposób, jednocześnie pamiętając o podstawach obliczeniowych wynikających z teorii wytrzymałości materiałów oraz konstrukcji maszyn.

II.4 Dobór pozostałych elementów maszyn

Modelowanie maszyn i urządzeń realizowane jest nie tylko w postaci brył i arkuszy blaszanych, które są składane w złożenia, ale te złożenia są uzupełniane o elementy znormalizowane takie jak: śruby, nakrętki, łożyska czy kołki, a zainstalowane programy CAD nie mają zaimplementowanych tych baz. Umieszczanie elementów znormalizowanych jest istotne z punktu określenia masy własnej zaprojektowanej maszyny czy też sporządzenia listy elementów handlowych, która może ułatwić w dziale handlowym zakupy.

W takim przypadku, można wykorzystać gotowe elementy jakie oferuje np.: strona internetowa *Trace Parts*, pokazana na rysunku II.28.



Rys. II.28. Widok strony internetowej Trace Parts [21]

Nowe i zaktualizowane katalogi

Po założeniu konta i zalogowaniu się na stronie, w miejscu wyszukania wpisuje się poszukiwany element handlowy (np. łożysko kulkowe 3204 2Z). Po odnalezieniu szukanego łożyska, na stronie internetowej pojawi się cała lista producentów, którzy udostępniają model 3D szukanego łożyska (rysunek II.29). Po wybraniu nagłówka szukanego łożyska, użytkowana strona zostaje przekierowana na stronę pokazaną na rysunku II.30. Wyświetlona strona zawiera nie tylko model 3D szukanego łożyska, ale także listę wymiarów oraz listę dostępnych formatów CAD.



Rys. II.29. Wskazanie nagłówka linku szukanego łożyska [21]



Rys. II.30. Widok strony producenta łożyska [21]

R			Ŕ
		STC-Steyr Germany GmbH angular contact H double-row (DIN-628-3)	oall bearing . cylindrical borehole, shields (;
3	0	Manufacturer Description	STC-{
		Туре	3202.
	-	Modele CAD SOLIDWORKS Ta witryna jest chroniona prz	ez technologie reference

Klasyfikacia TraceParts - Flementy mechaniczne - Łożyska - Łożyska (kulkowe, wałeczkowe, idiełkowe itd.) - Łożyska kulkowe - Skośne

Rys. II.31. Miejsce wyboru formatu pliku oraz pobrania [21]

Po wybraniu interesującego formatu, należy wybrać przycisk "Pobierz plik" – rysunek II.31, co powoduje pobranie pliku na dysk komputera w formie skompresowanej, który następnie należy rozpakować, przenieść do katalogu złożenia i wstawić do modelu maszyny.

Pokazany powyżej przykład stanowi pewien algorytm postępowania podczas doboru elementów/zespołów konstrukcyjnych z wykorzystaniem jednej z wielu dostępnych stron internetowych producentów takich elementów/zespołów, na których można wyszukać różne elementy konstrukcyjne, które wykorzystuje się przy modelowaniu maszyn.

CZĘŚĆ III – PROJEKTY

III.1 Projekt hydraulicznej prasy warsztatowej

Przedmiotem projektu jest hydrauliczna prasa warsztatowa, pokazana na rysunku III.1.



Prasa została zaprojektowana jako konstrukcja skręcana z użyciem ogólnodostępnych profili gorącowalcowanych oraz części blaszanych.

Zadanie projektowe:

Zaprojektować prasę warsztatową napędzaną siłownikiem hydraulicznym. Dane wejściowe do projektu:

Obciążenie	$Q := 5000 \ kg$
Przyjętą średnica czopa oporowego	$d_{cz} \coloneqq 40 \ \mathbf{mm}$
Skok siłownika	$H \coloneqq 200 \ mm$
Wysokość czopa oporowego	$H_{cz} = 60 \ mm$
Moduł Younga dla stali	$E \coloneqq 2.1 \cdot 10^5 MPa$
Przyjęty współczynnik bezpieczeństwa	$x_w \coloneqq 3$

Schemat działania siłownika pokazany został na rysunku III.2,

a teoretyczna siła wynikająca z działania siłownika wynosi (III.1.1):



Rys. III.2. Schemat umocowania oraz obciążenia siłownika prasy

Obliczenia teoretycznej średnicy tłoczyska z warunku na wyboczenie

Z uwagi na charakter pracy prasy, siłownik w prasie będzie podlegał wyboczeniu według schematu pokazanego na rysunku III.3 [5],



Rys. III.3. Schemat wyboczenia siłownika prasy [5]

dla którego współczynnik wyboczenia wynosi: μ_w = 2.
 W analizowanym przykładzie, całkowita długość wysuniętego tłoczyska wraz z czopem oporowym wynosi (III.1.2):

zatem, długość wyboczeniowa wyniesie (III.1.3):

tłoczysko Przyjęto, że zostanie wykonane ze stali w gatunku 42CrMo4, dlatego smukłość graniczna będzie wynosiła s_{gr} = 86. Z uwagi na przyjęty skok oraz charakter zamocowania, można przypuszczać, że smukłość siłownika będzie większa od smukłości granicznej, dlatego teoretyczną średnicę tłoczyska d wyznaczono z warunku uwzględniającego wzór Eulera (III.1.4).

56

Zatem średnica będzie wynosiła (III.1.5):

Na podstawie obliczonej średnicy, z katalogu producenta [12] dobrano siłownik, dla którego minimalna średnica tłoczyska będzie wynosiła 25,01 mm. Przykład strony internetowej, z której można dobrać siłownik pokazany został na rysunku III.4 [12].



Rys. III.4. Widok informacji ze strony internetowej z dobranym siłownikiem [12]

Na podstawie zalecanego typoszeregu wymiarowego uwzględniającego sposób zamocowania, skok oraz minimalną średnicę dobiera si siłownik typu UCJ6F-16-100/56/200, dla którego:

- średnica tłoka wynosi D = 40 mm,
- średnica tłoczyska d_{tł} = 28 mm.

Oblicza się smukłość dla przyjętej średnicy tłoka według wzoru III.1.6:

$$s := \frac{l_s}{0.25 \cdot d_{tt}} = 74.29$$
 III.1.6

ponieważ,

$$s > s_{gr} = 0$$

warunek stosowalności wzoru Eulera nie został spełniony, stąd do dalszych obliczeń przyjęto warunek Tetmajera. Następnie obliczono s wyboczeniowy współczynnik bezpieczeństwa, przyjmując dane dla stali tłoczyska 42CrMo4 na podstawie tabel producentów stali oraz tabeli [5]:

 $\begin{array}{l} R_{et}\!\coloneqq\!580\; \textit{MPa} \\ R_{l}\!\coloneqq\!0.880\; \textit{MPa} \end{array}$

$$R_w := R_{et} - R_l \cdot s = 514.63 \ MPa$$
 ,

naprężenia ściskające tłoczysko wyniosą III.1.7:

a rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa przyjmie wartość III.1.8:

Dobór śrub mocujących zespół belek górnych i dolnych

Założono, że belki górne zostaną wykonane z 2 gorącowalcowanych ceowników ekonomicznych o wysokości 180 mm. Schemat umieszczenia siłownika względem ceowników pokazany został na rysunku III.5.



Rys. III.5. Schemat umieszczenia siłowników pod ceownikami górnymi [Oprac. własne]

Ceowniki będą mocowane do konstrukcji prasy za pomocą 8 śrub, których średnica zostanie wyznaczona z warunku na ścinanie. W celu wyznaczenia sił ścinających przekroje śrub, wykorzystana zostanie uproszczona metoda polegającą na wyznaczeniu reakcji pokazanych na rysunku III.6.



Rys. III.6. Schemat umieszczenia siłownika pod ceownikami górnymi [Oprac. własne]

W rozpatrywanym przypadku wartości obu reakcji wynoszą:

 $R_A = R_B$ $F_s \coloneqq 12.81 \ ton$ $R_A \coloneqq 0.5 \cdot F_s \cdot g = 56981.72 \ N$

Założono, że każdy z ceowników będzie mocowany za pomocą 4 śrub, w związku z tym jednocześnie będzie ścinanych 8 śrub. W związku z tym założono, że

$$\begin{array}{c} n\!:=\!8 \\ R_e\!:=\!640 \; M\!P\!a \\ k_t\!:=\!0.4\!\cdot\!R_e\!=\!256 \; M\!P\!a \end{array}$$

,

a z warunku na ścinanie wyliczono teoretyczną średnicę rdzenia śruby III.1.9:

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot R_A}{\pi \cdot d_3^2} < k_c$$

$$d_3 \coloneqq \sqrt{\frac{4 \cdot R_A}{n \cdot \pi \cdot k_t}} = 5.95 \ mm$$
III.1.9

Z uwagi na dobrany siłownik oraz jego obciążenie, do zamocowania belek zostaną użyte śrub o klasie wytrzymałości 8.8 oraz średnicy nominalnej M16, dla której d_3 =13,546 mm.

Ugięcie zespołu belek

Jak wspomniano powyżej, belki górne zostaną wykonane z ekonomicznego ceownika gorącowalcowanego o wysokości 180 mm, dla którego:

$$E_c := 2.1 \cdot 10^5 MPa$$

 $J_c := 1350 cm^4$
 $L_c := 920 mm$
 $n_c := 2$

Zatem ugięcie całego zespołu wyniesie III.1.10:

,

Z uwagi na połączenie ceowników górnych w środku blachą mocującą siłownik, kąt skręcenia zostanie pominięty.

Sprawdzenie dobranej średnicy sworznia z warunku na naciski wg Hertza

Według hipotezy Hertza, nacisk kontaktowy jaki powstaje przy współpracy powierzchni ceownika ze sworzniem opisuje wzór (III.1.12):

$$\sigma_{dH} = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E_c}{l \cdot r}} \tag{III.1.12}$$

Dla rozpatrywanego przypadku, długość nacisku wynosi l = 67 mm, a przyjęta średnica sworznia d = 40 mm (rys. III.7).





Zatem mając dane:

Długość nacisku $l := 67 \ mm$ Liczba nacisków na jeden sworzeń $n_s := 2$ Promień sworznia $r := 20 \ mm$

otrzymano wartość nacisków wg Hertza III.1.13

$$\sigma_{dH} \coloneqq 0.418 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E_c}{n \cdot l \cdot r}} = 409.67 \ MPa \tag{III.1.13}$$

Na podstawie tabeli zawartej w [5] określono wartość nacisków dopuszczalnych dla stali S235 wg Hertza, które wynoszą:

$$k_{dH} := 540 \ MPa$$
,

Zatem warunek nacisków został spełniony, ponieważ:

$$\sigma_{dH} < k_{dH} = 1$$
.

Obliczenia teoretycznej średnicy sworznia z warunku na ścinanie

Ponieważ czop będzie wykonany ze stali S235, uśredniona wartość granicy plastyczności wynosi:

$$R_{ecz} \coloneqq 210 \ MPa$$
,

Pole przekroju ścinanego sworznia wyniesie III.1.14:

$$A_{cz} \coloneqq \frac{\pi \cdot d_{cz}^{2}}{4} = 1256.64 \ mm^{2} \tag{III.1.14}$$

Naprężenia ścinające 2 czopy jednocześnie wyniosą III.1.15:

$$\tau_t \coloneqq \frac{F_s \cdot g}{n_{cz} \cdot A_{cz}} = 45.34 \ MPa \tag{III.1.15}$$

•

gdzie:

 $n_{cz} \coloneqq 2$

Zatem warunek na ścinanie został spełniony, ponieważ:

$$\tau_t < 0.35 \cdot R_{ecz} = 1$$

MODEL 3D PRASY WARSZTATOWEJ



Rys. III.8. Prasa warsztatowa – izometryczny widok ogólny [Oprac. własne]



Rys. III.9. Prasa warsztatowa - izometryczny widok podstawy [Oprac. własne]



Rys. III.10. Prasa warsztatowa – izometryczny widok podparcia belek [Oprac. własne]



Rys. III.11. Prasa warsztatowa – izometryczny widok zespołu górnego [Oprac. własne]



Rys. III.12. Prasa warsztatowa – izometryczny widok od spodu górnych belek [Oprac. własne]

Dane do realizacji projektu określa prowadzący zajęcia na podstawie danych przedstawionych na początku projektu.

III.2 Projekt śrubowej prasy warsztatowej

Przedmiotem projektu jest projekt dwukolumnowej prasy śrubowej, pokazanej na rysunku III.13.



Rys. III.13. Model geometryczny dwukolumnowej prasy śrubowej [10]: 1 – docisk, 2 – prowadnica, 3 – śruba, 4 – pokrętło

Zadanie projektowe

Zaprojektować dwukolumnową prasę warsztatową napędzaną śrubą. Dane wejściowe do projektu:

Obciążenie robocze	$Q \coloneqq 12.5 \ \mathbf{kN}$
Skok prasy	$H_s \coloneqq 300 \ mm$
Wymiary płyty dociskowej	$a \coloneqq 230 \ mm$
	$b \coloneqq 320 \ mm$

Obliczenia średnicy rdzenia śruby oraz dobór gwintu

Przyjęto, że śruba będzie wykonana ze stali C55, dla której wartości naprężeń dopuszczalnych wynoszą:

$$k_{cj} = 112 \ MPa$$

 $k_{sj} = 105 \ MPa$
 $k_{gj} = 155 \ MPa$,

Wyznaczono długość wyboczeniową śruby wg przybliżonej zależności III.2.1:

$$l = H_s + \frac{H_n}{2} + H_p$$

gdzie:

Przyjmujemy wysokość czopa śruby osadzonego w płycie dociskowej $H_p \coloneqq 20 \ mm$ Przyjmujemy wysokość nakrętki $H_n \coloneqq 30 \ mm$

$$l := H_s + \frac{H_n}{2} + H_p = 335 \ mm \tag{III.2.1}$$

Wyznaczono długość wyboczeniową, przyjmując znany z wytrzymałości materiałów przypadek III.2.2:

$$l_s := \frac{l}{\sqrt{2}} = 236.9 \ mm \tag{III.2.2}$$

Wyznaczono średnicę rdzenia śruby d_3 z uwzględnieniem smukłości. Założono, że smukłość śruby **s** będzie mniejsza od smukłości granicznej s_{gr}=90, przyjmując wartości współczynników:

$$R_0 := 335 \ MPa$$

 $R_1 := 0.62 \ MPa$

,

Korzystając z poniższego warunku wytrzymałości na ściskanie oraz przyjmując współczynnik bezpieczeństwa x_w =3,5:

$$\sigma_{c} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{3}^{2}} \le k_{w} = \frac{R_{w}}{x_{w}} = \frac{R_{0} - R_{1} \cdot s}{x_{w}},$$

oraz smukłości s wyrażonej wzorem III.2.3:

$$s = \frac{4 \cdot l_s}{d_3} \tag{III.2.3}$$

rozwiązano równanie kwadratowe o następującej postaci:

$$\boldsymbol{\pi} \cdot R_0 \cdot d_3^2 - 4 \cdot \boldsymbol{\pi} \cdot R_1 \cdot l_s \cdot d_3 - 4 \cdot Q \cdot x_w = 0 ,$$

$$1052.43 \cdot d_3^2 - 1845.57 \cdot d_3 - 175000 = 0$$
$$\Delta = (-1845.57)^2 - 4 \cdot 1115.27 \cdot (-175000) = 740107128.62$$
$$\sqrt{\Delta} = 27204.91$$
$$d_3 = \frac{-b - \sqrt{\Delta}}{2 \cdot a} = 13.802 \ mm$$

Na podstawie tabeli gwintów, przyjęto gwint Tr20*4, dla którego odczytano z tabeli następujące parametry:

$$d \coloneqq 20 \ mm$$
 $d_3 \coloneqq 15.5 \ mm$ $D_1 \coloneqq 16 \ mm$ $D_4 \coloneqq 20.5 \ mm$ $P \coloneqq 4 \ mm$

,

,

Przeprowadzono obliczenia sprawdzające smukłość śruby oraz przyjęty współczynnik bezpieczeństwa dla przyjętego gwintu III.2.4:

$$s \coloneqq \frac{l_s}{0.25 \cdot d_3} = 61.13 \tag{III.2.4}$$

Porównując wartość obliczonej smukłości do smukłości granicznej otrzymano spełniony warunek:

$$s < s_{gr} = 1$$

,

Obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa wynosi:

$$\begin{split} R_w &\coloneqq R_0 - R_1 \cdot s = 297.1 \; MPa \\ \sigma_c &\coloneqq \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot {d_3}^2} = 66.25 \; MPa \\ x_{w1} &\coloneqq \frac{R_w}{\sigma_c} = 4.48 \end{split}$$

Ponieważ, obliczona wartość współczynnika bezpieczeństwa jest większa od założonej, w dalszych obliczeniach ta wartość będzie brana pod uwagę.

Dobór wymiarów nakrętki

Wysokość nakrętki H_n (wzór III.2.5) obliczono z warunku nacisków powierzchniowych p_{dop} przyjmowanych dla połączeń gwintowanych, ruchowych. Materiałem nakrętki będzie gatunek brązu CuSn10Pb10, dla którego $p_{dop}=12$ MPa.

$$p = \frac{4 \cdot Q \cdot P}{\pi \cdot \left(d^2 - D_1^2\right) \cdot H_n} \le p_{dop}$$

$$H_n \coloneqq \frac{4 \cdot Q \cdot P}{\pi \cdot \left(d^2 - D_1^2\right) \cdot p_{dop}} = 36.84 \ mm$$
(III.2.5)

Przyjęto rzeczywistą wysokość nakrętki H_{nrz} =40 mm. Średnicę zewnętrzną nakrętki **D**_{zn} wyznaczono z warunku równowagi III.2.6, jednocześnie przyjmując:

$$E_{s} := 2.1 \cdot 10^{5} \ MPa$$

$$E_{n} := 1.0 \cdot 10^{5} \ MPa$$

$$E_{s} \cdot A_{s} = E_{n} \cdot A_{n}$$
(III.2.6)
$$D_{zn} := \sqrt{\frac{E_{s}}{E_{n}} \cdot d_{3}^{2} + D_{4}^{2}} = 30.41 \ mm$$

Do dalszych obliczeń, przyjęto D_{zn} =35 mm.

Moment oporów ruchu w połączeniu gwintowanym

Moment oporów ruchu w połączeniu śruby i nakrętki wyrażony jest wzorem III.2.7:

$$M_s = 0.5 \cdot Q \cdot d_s \cdot tan(\gamma + \rho') \tag{III.2.7}$$

przy czym, kąt wzniosu linii śrubowej określony został na podstawie III.2.8:

$$d_{s} \coloneqq 18 \ \boldsymbol{mm}$$

$$\gamma \coloneqq \operatorname{atan}\left(\frac{P}{\boldsymbol{\pi} \cdot \boldsymbol{d}_{s}}\right) = 4.05 \ \boldsymbol{deg} \tag{III.2.8}$$

a pozorny kąt tarcia III.2.9:

$$\alpha_r \coloneqq 15 \ \boldsymbol{deg} \qquad \mu \coloneqq 0.1$$

$$\rho' \coloneqq \operatorname{atan}\left(\frac{\mu}{\cos\left(\alpha_r\right)}\right) = 5.91 \ \boldsymbol{deg} \qquad (III.2.9)$$

Zgodnie ze wzorem III.2.10 wartość momentu wynosie:

$$M_s \coloneqq 0.5 \cdot Q \cdot d_s \cdot \tan(\gamma + \rho') = 19749.23 \, N \cdot mm \tag{III.2.10}$$

Obliczenia sprawdzające osadzenie nakrętki w belce

Sprawdzono warunek nacisków na powierzchni oparcia nakrętki w gnieździe, zakładając średnicę wewnętrzną oparcia nakrętki *d*₀=22 mm.

$$d_{0} := 22 \text{ mm} \qquad p_{dopn} := 28 \text{ MPa}$$
$$p := \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_{n}^{2} - d_{0}^{2})} = 21.478 \text{ MPa}$$
$$p < p_{dopn} = 1$$

Nakrętka przed obrotem w gnieździe, będzie zabezpieczona kołkiem wg normy ISO 8734 – 4x22. Zatem sprawdzono warunki:

,

,

- na naciski powierzchniowe:

$$\begin{array}{ll} d_k \! \coloneqq \! 4 \, \pmb{mm} & l_k \! \coloneqq \! 22 \, \pmb{mm} \\ p_k \! \coloneqq \! \frac{4 \cdot M_s}{D_n \cdot d_k \cdot l_k} \! = \! 25.648 \, \pmb{MPa} \\ p_k \! < \! p_{dopn} \! = \! 1 \end{array}$$

- na ścinanie:
$$\begin{aligned} k_{tj} &\coloneqq 61 \ \textbf{MPa} \\ \tau_{tk} &\coloneqq \frac{2 \cdot M_s}{D_n \cdot d_k \cdot l_k} = 12.824 \ \textbf{MPa} \\ \tau_{tk} &< k_{tj} = 1 \end{aligned}$$

Oba warunki zostały spełnione.

Wyznaczenie promienia krzywizny kulistego zakończenia śruby oraz momentu tarcia

Promień krzywizny wyznaczono z nacisków dopuszczalnych k_H wg teorii Hertza, z uwagi na kontaktowy charakter współpracy kulistej końcówki śruby o promieniu **R** z płaską powierzchnią podkładki za pomocą równania III.211:

$$\sigma_H = 0.388 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot E_s^2}{R^2}}$$
(III.2.11)

,

Przyjmując, maksymalną wartość nacisków dopuszczalnych k_H , promień **R** wynosi III.2.12:

$$k_{H} \coloneqq 950 \ MPa$$

$$R \coloneqq \sqrt{\frac{0.388^{3} \cdot Q \cdot E_{s}^{2}}{k_{H}^{3}}} = 193.792 \ mm$$
(III.2.12)

Przyjęto, rzeczywistą wartość promienia do dalszych obliczeń równą 200 mm. Średnicą obszaru kontaktu wyznaczono z zależności III.2.13:

$$d_{0z} \coloneqq 2.2 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q \cdot R}{E_s}} = 4.971 \ mm$$

$$d_{0zrz} \coloneqq 5 \ mm$$
(III.2.13)

oraz moment tarcia na podstawie III.2.14:

$$M_t \coloneqq \frac{1}{3} \cdot Q \cdot d_{0zrz} \cdot \mu = 2083.33 \, N \cdot mm \tag{III.2.14}$$

Wyznaczenie momentu całkowitego oraz sprawności śruby

Moment niezbędny do wywołania założonego nacisku płyty wynosi:

$$M_c := M_s + M_t = 21832.56 \ N \cdot mm$$

natomiast sprawność prasy obliczamy z zależności III.2.15:

$$\eta \coloneqq \frac{Q \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot M_c} = 0.364 \tag{III.2.15}$$

,

Sprawność wyrażona w procentach wynosi 36,4%.

Obliczenia wymiarów piasty belki górnej

W belce górnej będzie osadzona nakrętka wraz z mocowaniami czopów słupów prasy. Z uwagi na sposób obciążenia belki, będzie ona zginana, przy czym największa wartość naprężeń gnących będzie występowała w przekroju środkowym.

Wstępnie przyjęto, że rozstaw otworów z uwagi na wymiar płyty dociskowej, w belce będzie wynosił *L=250 mm*. Zatem moment zginający we wspomnianym przekroju będzie wynosił:

$$L \coloneqq 250 \ \textbf{mm}$$
$$M_{gb} \coloneqq \frac{Q \cdot L}{4} = 781250 \ \textbf{N} \cdot \textbf{mm},$$

Z uwagi na przyjęcie wcześniej wysokość nakrętki H_n =35 mm, założono, że wysokość rozpatrywanego przekroju belki wyniesie h_{pb} =45 mm. Belka będzie wykonana ze staliwa w gatunku LI200, dla którego naprężenia dopuszczalne k_g =128 MPa. Średnicę zewnętrzną d_p piasty belki górnej wyznaczamy z warunku na zginanie:

$$h_{pb} \coloneqq 45 \text{ mm} \qquad k_g \coloneqq 128 \text{ MPa}$$

$$\sigma_g = \frac{M_{gb}}{W_x} \le k_g$$

$$W_x = \frac{(d_p - D_n) \cdot h_{pb}^2}{6}$$

$$d_{pn} \coloneqq \frac{6 \cdot M_{gb}}{h_{pb}^2} \cdot k_g + D_n = 53.084 \text{ mm}$$

 $d_{pbrz} = 55 \ mm$

Obliczenia sprawdzające przekrój ramienia belki górnej

Przekrój ramienia belki górnej w części przylegającej do piasty, założono w postaci dwuteownika. Wymiary przekroju wynikają z wymiarów piasty i wynoszą odpowiednio:

Wysokość przekroju dwuteowego	$h_t \coloneqq 40 \ mm$
Szerokość przekroju dwuteowego	$b_t \coloneqq 50 \ mm$
Grubość półki i żebra	$g_t \coloneqq 8 \ \textit{mm}$

Rozpatrywany przekrój obciążony jest momentem gnącym M_{gb} (wzór III.2.16), którego wartość wynosi:

$$\underline{M_{gb}} \coloneqq \frac{Q}{4} \cdot \left(L - d_{pbrz}\right) = 609375 \ N \cdot mm \tag{III.2.16}$$

Moment bezwładności przekroju (III.2.17) względem osi obojętnej wynosi:

$$I_x := \frac{1}{12} \cdot \left(b_t \cdot h_t^3 - (b_t - g_t) \cdot (h_t - 2 \cdot g_t)^3 \right) = 218283 \ mm^4$$
(III.2.17)

Wskaźnik przekroju na zginanie wyliczono na podstawie zależności III.2.18:

$$W_{xb} \coloneqq 2 \cdot \frac{I_x}{h_t} = 10914 \ mm^3$$
 (III.2.18)

Naprężenia zginające w rozpatrywanym przekroju ramienia wynoszą III.2.19:

$$\sigma_g \coloneqq \frac{M_{gb}}{W_{xb}} = 55.834 \ \textbf{MPa}$$

$$\sigma_g < k_g = 1 \tag{III.2.19}$$

i są mniejsze od naprężeń dopuszczalnych k_g .

Obliczenia słupów

Słupy, po których porusza się belka górna osadzone są w podstawie za pomocą połączenia wciskowego i zabezpieczone za pomocą gwintowanych końcówek celem wywołania odpowiedniego napięcia wstępnego w tych połączeniach.

Podczas docisku prasą, słupy są poddawane rozciąganiu siłą osiową o wartości Q/2 oraz jednoczesnym zginaniu wynikającym z momentu oporów ruchu w połączeniu gwintowanym. Wysokość słupa według wzoru III.2.20 wynosi:

$$H_{st} := l + 15 \ mm = 350 \ mm \tag{III.2.20}$$

Siła poprzeczna (III.2.21) obciążająca słup równa się:

$$F_s := \frac{M_s}{L} = 78.997 \ N \tag{III.2.21}$$

Moment zginający słup według wzoru III.2.22 wynosi:

$$M_{as} := F_s \cdot H_{st} = 27648.92 \ N \cdot mm \tag{III.2.22}$$

Naprężenia zginające w przekroju słupa powinny spełniać warunek wytrzymałości III.2.23:

$$\sigma_{gs} = \frac{M_{gs}}{W_{xs}} = \frac{32 \cdot M_{gs}}{\pi \cdot d_{st}^{3}} \le k_{gs} \tag{III.2.23}$$

Zakładając, że słup zostanie wykonany ze stali E239, dla której k_g =162 MPa, oraz uwzględniając powyższy warunek, średnica jego wyniesie:

$$k_{gs} \coloneqq 162 \ \textbf{MPa}$$

$$d_{st} \coloneqq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{gs}}{\pi \cdot k_{gs}}} = 12.024 \ \textbf{mm}$$

ostatecznie do projektu przyjęto: średnicę czopa słupa $d_{strz} = 14 mm$ oraz średnicę roboczą słupa $D_{strz} = 20 mm$.

Obliczenia napięcia wstępnego w połączeniu gwintowanym czopa słupa

Wymagane napięcie wstępne Q_w wynika z konieczności zapewnienia odpowiednich nacisków wstępnych p_w na powierzchni oparcia słupa o podstawę, które w czasie pracy prasy będą ulegały zmianie na skutek pojawiających się naprężeń rozciągających p_Q oraz zginających p_M .

Dla strony dociążonej, bilans naprężeń można zapisać w postaci nierówności III.2.24:

$$p_W + p_M - p_Q \le p_{dop}$$
 (III.2.24)

Natomiast dla stronu odciążonej w postaci nierówności III.2.25:

$$p_W - p_M - p_Q \ge 0$$
 (III.2.25)

Każdy ze składników bilansu zdefiniowany jest przez poniższe zależności:

• naprężenia nacisków powierzchniowych:

$$p_w \!=\! \frac{Q_w}{A_d}$$

,

• naprężenia zginające:

$$p_M = \frac{M_g}{W_{xd}},$$

• naprężenia rozciągające:

$$p_Q = \frac{Q}{2 \cdot A_d},$$

przy czym:

$$\begin{split} A_d &\coloneqq \frac{\pi}{4} \cdot \left({D_{strz}}^2 - {d_{strz}}^2 \right) = 160.22 \ \textit{mm}^2 \\ W_{xd} &\coloneqq \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{{D_{strz}}^4 - {d_{strz}}^4}{{D_{strz}}} \right) = 596.82 \ \textit{mm}^3 \\ . \end{split}$$

Wykorzystując równanie nacisków dla strony odciążonej oraz podstawiając do tej zależności powyższe wzory, wyliczono wartość napięcia wstępnego (III.2.26):

$$Q_w \coloneqq \left(\frac{M_{gs}}{W_{xd}} + \frac{Q}{2 \cdot A_d}\right) \cdot A_d = 13672.53 \ N \tag{III.2.26}$$

Przyjmując, że słup będzie miał na końcu gwint M14x1.5, z tablic dobrano wartości geometryczne przyjętego gwintu:

$$d_{3M14} \! \coloneqq \! 12.16 \, \textit{mm} \qquad P_{M14} \! \coloneqq \! 1.5 \, \textit{mm}$$

$$d_{M14} \! \coloneqq \! 14 \, \textit{mm} \qquad D_{1M14} \! \coloneqq \! 12.376 \, \textit{mm} \, ,$$

a następnie obliczono wartości naprężeń rozciągających z wzoru III.2.27:

$$\sigma_{rs} \coloneqq \frac{4 \cdot Q_w}{\pi \cdot d_{3M14}^2} = 117.73 \ MPa \tag{III.2.27}$$

W celu obliczenia naprężeń zginających, na wstępie należy wyznaczyć wartości kątów oraz średnicy na podstawie zależności III.2.28:

$$d_{sM14} \coloneqq \frac{d_{M14} + D_{1M14}}{2} = 13.19 \ mm$$

$$\gamma_s \coloneqq \frac{P_{M14}}{\pi \cdot d_{sM14}} = 2.0744 \ deg$$

$$\alpha_{rM14} \coloneqq 30 \ deg \quad \mu_{M14} \coloneqq 0.1$$

(III.2.28)

$$\rho'_{s} \coloneqq \frac{\mu_{M14}}{\cos(\alpha_{rM14})} = 6.6159 \ deg$$

Na tej podstawie obliczono wartość naprężeń skręcających z zależności III.2.29:

$$\tau_{s} \coloneqq \frac{8 \cdot Q_{w} \cdot d_{sM14} \cdot \tan\left(\gamma_{s} + \rho'_{s}\right)}{\pi \cdot d_{3M14}^{3}} = 39.03 \ MPa \tag{III.2.29}$$

a następnie wartość naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa III.2.30:

$$\sigma_{z} \coloneqq \sqrt{\sigma_{rs}^{2} + 3 \cdot \tau_{s}^{2}} = 135.76 \ MPa$$

$$\sigma_{z} < k_{r} = 1$$
(III.2.30)

Obliczenia pokrętaka

Założono, że pokrętak będzie obracany siłą ręki o wartości F_r =150 N. Długość ramienia wyniesie:

$$F_r \coloneqq 150 \text{ N}$$

$$r_p \coloneqq 150 \text{ mm}$$

$$r \coloneqq \frac{M_c}{2 \cdot F_r} = 72.78 \text{ mm}$$

Ze względów konstrukcyjnych, ramię r_p przyjęto o wartości 150 mm. Ramię pokrętaka w czasie pracy jest zginane, więc maksymalny moment (opisany wzorem III.2.31) występuje w miejscu jego utwierdzenia i wynosi:

$$M_{gr} \coloneqq F_r \cdot \left(r_p - \frac{d_{pbrz}}{2} \right) = 18375 \ \mathbf{N} \cdot \mathbf{mm}$$
(III.2.31)

,

Ramię zostanie wykonane ze stali E295, dla której k_g =162 MPa. Średnica ramienia (III.2.32) w miejscu utwierdzenia wyniesie:

$$d_p := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{gr}}{\pi \cdot k_{gp}}} = 10.49 \ mm \tag{III.2.32}$$

Ramię w rzeczywistości przyjmie średnicę:

$$d_{prz} \coloneqq 14 \ mm$$

Obliczenia połączenia wpustowego łączącego piastę pokrętaka z czopem osadczym śruby

We wcześniejszych obliczeniach przyjęto średnicę czopa śruby w miejscu połączenia z piastą pokrętaka o wartości $d_c=14$ mm. Przyjęto wpust o wymiarach bxh = 5x5 mm. Długość obliczeniowa wpustu wyniesie:

$$l_{ow} \coloneqq \frac{4 \cdot M_c}{d_c \cdot h_w \cdot z \cdot p_{dop}} = 12.48 \ \textit{mm}$$

$$l_c \coloneqq l_{ow} + b_w = 17.5 \ mm$$

,

a jego długość rzeczywista:

$$l_{crz} \coloneqq 18 \ mm$$

MODEL 3D PRASY



Rys. III.14. Prasa dwukolumnowa – widok izometryczny [10]



Rys. III.15. Prasa dwukolumnowa – izometryczny widok podstawy [10]



Rys. III.16. Prasa dwukolumnowa – izometryczny widok pokrętaka (1) i górnej belki (2) [10]



Rys. III.17. Prasa dwukolumnowa – izometryczny widok połączenia pokrętaka (1) ze śrubą (2) oraz wpustem (3) [10]

Dane do realizacji projektu określa prowadzący zajęcia na podstawie danych przedstawionych na początku projektu.

III.3 Projekt podajnika ślimakowego

Przedmiotem projektu jest projekt podajnika ślimakowego do transportu materiału sypkiego, pokazany na rysunku III.18.



Rys. III.18. Model CAD podajnika ślimakowego: 1 – obudowa ślimaka, 2 – wysyp, 3 – konstrukcja wsporcza, 4 – zasyp, 5 – reduktor, 6 – ślimak, 7 – łożysko dolne, 8 – sprzęgło [Oprac. własne]

Zadanie projektowe:

Zaprojektować podajnik ślimakowy do transportu materiału sypkiego. Podajnik w postaci ślimaka umieszczony jest w spawanej obudowie, łożyskowany na końcach. Obudowa ślimaka wsparta na kratownicowej konstrukcji nośnej. Ślimak poprzez sprzęgło kłowe podłączony jest do reduktora.

UWAGA! Ponieważ tok obliczeń zawarty w pozycji [1] jest empiryczny, obliczenia przy użyciu programu *MathCAD* należy wykonać tylko na wartościach.

Dane wejściowe do projektu:

Zakładana wydajność ślimaka	$Q_t\!\coloneqq\!9.5$	$\frac{tonne}{hr}$
Kąt nachylenia ślimaka	$\beta \coloneqq 10$	deg
Współczynnik mocy	$x_m \coloneqq 1.5$	
Długość transportowania	$L \coloneqq 2$	m
Transportowany materiał	węgiel	

Do wykonania projektu należy:

- Wykonać obliczenia doboru mocy napędu, dobrać reduktor, łożyska, sprzęgło kłowe, obliczyć połączenia klinowe.
- Zaprojektować ślimak, obudowę, konstrukcję nośną, konstrukcję nośną reduktora (do wyboru przez prowadzącego zajęcia).

Obliczenia doboru mocy reduktora

Ponieważ głównym podzespołem decydującym o gabarytach urządzenia będzie ślimak, w pierwszej kolejności należy dokonać obliczeń, na podstawie których będzie można określić jego wielkość. W związku z tym, należy sprawdzić teoretyczną wydajność przy założonej średnicy oraz czy założona średnica ślimaka (którą dobiera się na podstawie doświadczenia) umożliwi uzyskanie wymaganej wydajności ślimaka. Do dalszych obliczeń przyjęto się średnicę ślimaka **D** oraz skok ślimaka **S** równy średnicy:

Średnica ślimaka $D := 0.4 \quad m$ S := D Na podstawie tabeli III. 1 odczytano gęstość usypową węgla γ [1] jako wartość średnią z podanego zakresu wartości.

 Tabela III.1. Charakterystyczne wartości materiałów sypkich transportowanych podajnikami ślimakowymi [1]

L.p.	Rodzaj materiału	Ciężar usypowy γ [T/m ³]	Kąt naturalnego usypu $ ho$	Współczynnik tarcia po stali μ
1	Cement	1,0 - 1,6	30 - 40	0,65 - 0,9
2	Cukier	0,72 - 1,0	40	0,85 - 1
3	Gips drobnoziarnisty	1,2 - 1,4	30 - 40	0,78
4	Glina	2,1 - 2,2	27 - 33	0,41 - 0,52
5	Koks	0,46 - 0,53	35 - 50	1,00
6	Mąka pszenna	0,45 - 0,66	50 - 55	0,65
7	Piasek suchy	1,4 - 1,65	30 - 35	0,8
8	Popiół suchy	0,64 - 0,72	35 - 45	0,8 - 0,9
9	Tłuczeń kamienny	1,8 - 2,0	35	0,56
10	Trociny drewniane	0,16 - 0,32	40	0,8
11	Torf w kawałkach	0,3 - 0,35	45 - 55	0,45 - 0,7
12	Wapno gaszone	0,5 - 0,65	40 - 55	0,6 - 0,9
13	Węgiel "orzech"	0,75 - 1	45	0,84
14	Węgiel "pył"	0,5 - 0,6	15 - 25	2,5 - 2,8
15	Ziarno pszenicy	0,65 - 0,83	30 - 35	0,58
16	Ziarno gryki	0,69	30	0,3 - 0,52
17	Ziemia sucha	1,2 - 1,4	30 - 40	0,8
18	Ziemniaki	0,65 - 0,73	0	0
19	Żużel kotłowy	1	40	0,67
20	Żwir	1,85 - 2,2	35 - 45	0,74

Dla węgla typu "orzech" wartość gęstości usypowej przyjęto na poziomie:

Gęstość usypowa

 $\gamma\!\coloneqq\!0.9 \qquad \frac{ton}{m^3}$

Wzór określający wydajność przedstawiony został poniżej (III.3.1) [1]:

$$Q_{obl} \coloneqq \left(60 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n_s \cdot \psi_s \cdot k \right) \cdot \gamma$$
 (III.3.1)

gdzie:

- D założona średnica ślimaka [m],
- S skok ślimaka [m],
- n_s dobrane obroty reduktora [obr/min],
- ψ_s współczynnik zależny od napełnienia koryta, tabela III. 3,
- k współczynnik zależny od kąta pochylenia ślimaka, tabela III. 2.

Na podstawie tabeli III. 2 dobrano współczynnik k, który jest zależny od kąta wzniosu przenośnika względem poziomu podłoża, a na podstawie tabeli III. 3 – współczynnik napełnienia koryta ψ_s [1].

Tabela III.2. Wartości współczynnika *k* w zależności od kąta pochylenia ślimaka względem podłoża [1]

α	0	5	10	15	20
k	1,0	0,9	<mark>0,</mark> 8	0,7	0,6

Tabela III.3. Wartość współczynnika wypełnienia koryta w zależności od charakterystyki transportowanego materiału [1]

Materiał	lekki, nie ścierający się	lekki, matościerający się	cięzki, mało ścierający się	cięzki, ścierający się
ψ_{s}	0,40	0,32	0,25	0,125

W związku z powyższym odczytano następujące wartości współczynników:

Współczynnik napełnienia koryta	$\psi_s\!\coloneqq\!0.25$
Współczynnik pochylenia ślimaka	$k \coloneqq 0.8$

Do obliczenia teoretycznej wydajności podajnika, wstępnie określono prędkość obrotową ślimaka n_s , tak, aby obliczona wydajność teoretyczna Q_{obl} była bliska, wyższa, wydajności założonej Q_t . Zatem przyjęto następujące obroty ślimaka,

Obroty ślimaka
$$n_s \coloneqq 22$$
 rpm

a obliczona wydajność teoretyczna **Q**_{obl} (III.3.2) wynosi:

$$Q_{obl} \coloneqq \left(60 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n_s \cdot \psi_s \cdot k \right) \cdot \gamma = 11.9 \quad \frac{ton}{hr} \tag{III.3.2}$$

,

Ponieważ,

$$Q_{obl} > Q_t = 1$$

do dalszych obliczeń przyjęto

$$Q_{obl1} \coloneqq 10 \quad \frac{ton}{hr}$$

W kolejnym kroku, dla przyjętej wydajności Q_{obl1} należy sprawdzić czy przyjęta średnica ślimaka nie ulegnie nadmiernej zmianie. Ponieważ, podajnik będzie transportował węgiel, czyli materiał luźny, skok ślimaka **S** przyjęto równy jego średnicy **D**. W związku z powyższym, ostateczne sprawdzenie średnicy ślimaka do uzyskania wydajności obliczeniowej Q_{obl1} sprawdzono za pomocą poniższej zależności III.3.3:

$$D_{obl1} \coloneqq \sqrt[3]{\frac{Q_{obl1}}{47 \cdot n_s \cdot \psi_s \cdot \gamma \cdot k}} = 0.38 \quad m \tag{III.3.3}$$

a do dalszych obliczeń przyjęto:

$$D_{obl2} \coloneqq 0.4 \ m$$

W celu dobrania sprzęgła oraz reduktora, w kolejnym kroku należy obliczyć moment, jaki będzie generowany na wale ślimaka oraz niezbędną moc do transportu materiału. Na podstawie tabeli III. 4 dobrano współczynnik oporu ruchu transportowanego materiału. Ponieważ w danych wejściowych określono, że będzie to węgiel, wartość współczynnika wyniesie:

Współczynnik oporu ruchów
$$\omega_0 \coloneqq 2.5$$

Materia	Umowny współczynnik	
Rodzaj	Przykłady	oporów ruchu ω_o
Lekkie, nieścierające	ziemia, zboże, mąka, trociny	1,2
Lekkie, małościerające	pył węglowy, miał, azbest, soda, torf	1,6
Ciężkie, małościerające	sól, węgiel w kawałkach, glina sucha	2,5
Ciężkie, ścierające	cement, pisaek, glina sproszkowana, ruda, żużel, popiół	4

Tabela III.4.Wartość współczynnika wypełnienia koryta w zależności odcharakterystyki transportowanego materiału [1]

Objętość 1 m teoretycznego walca o przyjętej średnicy ślimaka **D**_{obl2} opisana wzorem III.3.4 wyniesie:

$$Q_w \coloneqq \pi \cdot \frac{(D_{obl2})^2}{4} = 0.126 \ m^3 \tag{III.3.4}$$

a liniowa masa transportowanego **q** materiału przy założonym współczynniku wypełnienia koryta **ψ**s oraz założonej długości ślimaka **L** (III.3.5) wyniesie:

$$q \coloneqq Q_w \cdot \gamma \cdot \psi_s \cdot \frac{L}{2} = 28.3 \quad kg \tag{III.3.5}$$

Wysokość **H** na jaką będzie transportowany węgiel obliczono w sposób wzoru III.3.6:

$$H \coloneqq L \cdot \tan(\beta) = 0.35 \quad m \tag{III.3.6}$$

Siłę niezbędną do przemieszczenia węgla za pomocą ślimaka można obliczyć z wzoru III.3.7:

$$P \coloneqq q \cdot \left(L \cdot \omega_0 + H\right) \cdot g_n = 1484.7 \ N \tag{III.3.7}$$

Zatem moment generowany na wale ślimaka, tym samym moment, jaki powinien generować napęd będzie należy obliczyć z III.3.8:

$$M_0 \coloneqq P \cdot \frac{D_{obl2}}{2} \cdot \tan\left(\beta_1\right) = 96.5 \quad Nm \tag{III.3.8}$$

przyjmując na podstawie pozycji [1] kąt pochylenia powierzchni śrubowej dla ślimaka pełnego o wartości β_1 = 18°. Minimalna moc napędu, jaka jest niezbędna do transportowania materiału przy założonej długości ślimaka zgodnie z III.3.9 wyniesie:

$$N \coloneqq \frac{2 \cdot \pi \cdot n_s \cdot M_0}{1000 \cdot 60} = 0.55 \quad kW \tag{III.3.9}$$

Z uwagi na bezpieczeństwo pracy ślimaka, wartość obliczonej mocy N zwiększono o współczynnik mocy x_w , (III.3.10) a otrzymana wartość jest podstawą do doboru reduktora z katalogu producenta:

$$N_{rz} := N \cdot x_m = 0.82 \ kW$$
 (III.3.10)

W kolejnym etapie należy dobrać przełożenie reduktora o takiej wartości, aby prędkość obrotowa ślimaka nie przekraczała maksymalnej prędkości obrotowej uwzględniającej dobraną średnicę ślimaka **D**_{obl2} oraz dobranego współczynnika **A** zależnego od rodzaju transportowanego materiału na podstawie tabeli III. 5.

Tabela III.5.Wartość współczynnika wypełnienia koryta w zależności odcharakterystyki transportowanego materiału [1]

Materiał	Współczynnik zależny od				
Rodzaj	materiału A				
Lekkie, nieścierające	65				
Lekkie, małościerające	50				
Ciężkie, małościerające	45				
Ciężkie, ścierające	30				

Do wyliczenia maksymalnej prędkości ślimaka oraz przyjętego materiału, współczynnik **A** wyniesie 45, a maksymalna prędkość wyniesie III.3.11:

$$n_{max} := \frac{A}{\sqrt{D_{obl2}}} = 71.151 \ rpm$$
 (III.3.11)

Przyjmując przełożenie reduktora i oraz typowe obroty silnika n, obliczono prędkość obrotową ślimaka n_{sobl} :

Przełożenie reduktora	i := 60	
Obroty silnika napędowego	$n \coloneqq 1490 rpm$	
Obroty ślimaka	$n_{sobl} := \frac{n}{i} = 24.833$ rp	m

a następnie sprawdzono warunek prędkości:

$$n_{sobl} < n_{max} = 1$$

Prędkość liniową **v**_{mat} przemieszczania się materiału wewnątrz koryta podajnika obliczono na podstawie zależności III.3.12:

$$v_{mat} \coloneqq \frac{S \cdot n_{sobl}}{60} = 0.166 \frac{m}{s}$$
 (III.3.12)

,

Dobór reduktora

Mając obliczoną wydajność oraz średnicę ślimaka, w kolejnym kroku należy dobrać motoreduktor, dla następujących danych:

- wyjściowa prędkość obrotowa n_{sobl} = 25 obr/min,
- przełożenie i = 60,
- obroty silnika n = 1490 obr/min.

Korzystając z ogólnodostępnej strony internetowej producenta [19], wybrano zakładkę pokazaną na rysunku III.19.



Rys. III.19. Zakładka strony internetowej umożliwiająca dobór motoreduktora [19]

W dalszym kroku należy przejść do zakładki *Motoreduktory* standardowe i dalej *Motoreduktory płaskie serii F.DR*. Dobór typu reduktora jest zawsze sprawą indywidualną, zależną od rodzaju urządzenia, oraz warunków pracy. Na wyświetlonej stronie należy odszukać pole *Skonfiguruj produkt teraz*, po wybraniu którego wyświetlona zostanie strona internetowa z możliwością wprowadzenia niezbędnych danych, pokazana na rysunku III.20.

DriveConfigurator		FA37D	RN90L	.4			🔒 Opcje uży	tkownika 🦆
Wybór produktu 1 Szuk	aj >	2 Warianty	>	3	Opcje	> 4 P	Podsumowanie Dal	ej 🎽
Szukaj Szukane oznaczenie typu:	brak wyszukiwania	Q	Szukaj					
Wariant przekładni: Typ slinika: Na przeznaczenia: Moc silnika B (kW) / Moment Ma (Nin): Wyjściowa prętłłość obrotowa na (1/min) / Przełożenie i Włędkzynnik przeciążałności fB: Slinik nerogoozczędny (IEC): liość pół: Więdkzymnik obciążenia: Szczególnie niskie obroty wyjściowe:	F = Przekładnia plaska Silniki trójfazowe DR. Europa (CE 50 Hz) 1.5 5 ± 1.5 5 ±	< 7		1 4 Falowr	3 11 lik - eksploatacja	• ← 1 0	+2	
Vyniki wyszukiwania Oznaczenie Klasa energooszczędnoś	ici P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	fB	nMot [1/min]	Współczynnik czasu cyklu	PLCM
FA37DRN90L4 IE3	1,5	389	36	3,77	2,8	1461	S1-100%	
FA67DRN90L4 IE3	1,5	369	38	3,97	13	1461	S1-100%	2
FA37DRN90L4 IE3	1,5	347	41	4,22	2,7	1461	S1-100%	

Rys. III.20. Zakładka strony internetowej DriveConfigurator [19]

Należy pamiętać, że układ strony jest zależny od producenta podzespołu, natomiast bez względu na to na stronie należy poszukiwać możliwości wpisania danych, jakie są znane na podstawie danych wejściowych lub wcześniej wykonanych obliczeń. Na stronie pokazanej na rysunku III.20 znajduje się kilka charakterystycznych obszarów, które umożliwią prawidłową konfigurację dobieranego motoreduktora:

- Pole wyboru typu motoreduktora w tym przypadku jest to przekładnia płaska.
- 2. Model obrazujący wybrany typ motoreduktora.
- 3. Pole wyboru typu silnika elektrycznego w tym przypadku jest to silnik 3-fazowy.
- Pole wyboru kraju przeznaczenia w tym przypadku jest to Europa.
- Moc silnika lub moment obrotowy, w tym przypadku wynosi 0,82 kW.
- Wyjściowa prędkość obrotowa, w tym przypadku wynosi 25 obr/min.
- Współczynnik przeciążenia, dopuszczamy przeciążenie układu z uwagi na charakter pracy i przyjęto 1,5.
- 8. Ilość pól silnika, w tym przypadku wynosi 4.
- 9. Współczynnik obciążenia, pozostawiono 100%.
- 10. Możliwość zastosowania falownika do sterowania silnikiem.

- 11. Kalkulator umożliwiający przeliczenie wprowadzonych danych.
- 12. Lista wytypowanych motoreduktorów spełniających wprowadzone kryteria.

Na podstawie wprowadzonych danych, kalkulator wyświetla listę dostępnych, spełniających określone wymagania motoreduktorów, rysunek III.21.

DriveConfigurator					ORN80	M 4				🔒 Opcje użytkov	wnika 🎝
Wybór produk	tu 🚺 Szuka	, >	•	2 Warianty	>	3	Opcje	> 4 F	odsumowanie	Dalej	¥.
- Szukaj											
Szukane oznaczenie typu:		brak wyszukiw	ania		Q, wy	bór oznaczi	enia typu				
Wariant przekładni:		F = Przekład	nia płaska		~						
Typ silnika:		Silniki trójfaz	owe DR		~				15 m	A STATE	
Kraj / obszar przeznaczeni	ia:	Europa (CE	50 Hz)		~					1	
Moc silnika P [kW] / Mome	nt Ma [Nm]:	0,85	ł	E /	±	÷:i			2		
Wyjściowa prędkość obrote	owa na [1/min] / Przełożenie i:	25	1	E /	±						
Współczynnik przeciążalno	ości fB:	1,5			±	i					
Silnik energooszczędny (IE	EC):	IE3 - Premiu	m efficiency		~	i					
llość pól:		4			~	_					
Współczynnik obciążenia:		S1-100%			▼ □ Falownik - eksploatacja						
Adapter pomiędzy przekład	dnią a silnikiem:	Bez			~						
Szczególnie niskie obroty v	wyjściowe:										
- Wniki wyszukiwania											
Oznaczenie	Klasa energooszczednoś	ci	P [kW]	na [1/min]	Ma [Nm]	i	fB	nMot [1/min]	Współczypp	ik czasu cyklu	PLCM
EA47DRNR0M4	IE3		0.75	25	280	56.49	16	1440	S1-100%		
FA47DRN80M4	IE3		0,75	22	325	65,38	1,4	1440	S1-100%		
FA47DRN80M4	IE3		0,75	21	340	68,09	1,35	1440	S1-100%		
FA57DRN90S4	IE3		1.1	25	425	58,97	1,5	1455	S1-100%		
EA57DRN80M4	IE3		0,75	24	295	58,97	2,2	1440	S1-100%		
FA57DRN80M4	IE3		0,75	21	340	68,22	1,85	1440	S1-100%		
FA57DRN80M4	IE3	0,75	20	365	72,98	1,75	1440	S1-100%			
FA47DRN80M4	IE3		0,75	30	240	48	1,9	1440	S1-100%		
EA67DRN90S4	IE3		1,1	24	440	61,07	1,95	1455	S1-100%		
FA67DRN90S4	IE3		1,1	22	490	67,65	1,8	1455	S1-100%		
Liczba linii 10 🗸										< < 1 2 3	3 4 > >

Rys. III.21. Ciąg dalszy strony internetowej DriveConfigurator [19]

Do niniejszego projektu, wybrano reduktor o oznaczeniu: FA57DRN90S4, a następnie wskazując ten reduktor przechodzi się do następnego okna konfiguracyjnego, pokazanego na rysunku III.22.

DriveConfigurator				FA57D	RN90S	54			🔒 Opcje użytk	ownika 🎝
powrót		1 Szukaj	>	2 Warianty	>	3 Opcje	>	4 Podsumowanie	Dalej	۲
Opcje konstrukcyjne										
Pozycja pracy:		M1				✓ Po	zycja pracy:			
Kąt obrotu:		Brak kąta wychylenia				~	-	M2	-	
Wersja montażowa:		FA Wał drążony				~			1	
Wał drążony:		40 mm				~	M6	M1 M5		
Cyfrowy interfejs silnika:	i	bez cyfrowej integracji s	ilnika			~		M4		
Ramię reakcyjne:		Brak				~				
Położenie skrzynki zaciskowej [*]		0*				~	<	M3		
Położenie przepustu kablowego:		х				~				
								40		

Rys. III.22. Ciąg dalszy strony internetowej DriveConfigurator [19]

Po zakończeniu konfiguracji motoreduktora, przechodzi się do strony pokazanej na rysunku III.23, z której istnieje możliwość pobrania dokumentacji oraz pliku CAD wybranego reduktora w dogodnym formacie.

Dane referency]ne Nr ref. zapytania lub zamówienia * Klient końcowy (nazwa)			Twój nr ref. projektu		Twoja władomość do nas ^{Komentarz}		
	Dodatkowe	dane referencyjne				R Zandari N	
	H Dodaj	CAD / Pakiet doki	imentacji 👘 zapisz wzor	Przekierowy	wanie 🖶 Do zaniowienia		
	Poz.	Nowe połączenie Push API		llość	Cena całkowita (netto)		
÷	100	Motoreduktor z silnikiem prądu zmiennego. Twój numer materiału Szukasz jeszcze falownika?	FA67DRN9054 Komentarz 🧳	1 1	na zapytanie		
Waga netto: ok. 44,9 KG na zapytanie							
					📺 Do zamówienia	Zapytania	

Rys. III.23. Ciąg dalszy strony internetowej DriveConfigurator [19]

Dobrany motoreduktor posiada wyższe parametry niż obliczone, co gwarantuje jego bezawaryjną pracę. Stosując falownik do sterowania pracą reduktora można w szybki sposób dostosować go do parametrów wynikających z obliczeń. Na podstawie parametrów geometrycznych reduktora (wał drążony – 40 mm, rysunek III.22) z dostępnych katalogów dobierano łożyska spełniające założenia pracy podajnika ślimakowego oraz obliczono wpust łączący reduktor z wałem ślimaka na podstawie obliczonego momentu *M*₀.

Dobór łożysk

Ponieważ z treści projektu wynika, że ślimak będzie pracował pod kątem 10° do poziomu (rysunek III.24), a jego długość nie jest duża, można zastosować łożyska skośne w oprawie typu UCF.



Rys. III.24. Schemat projektowanego ślimaka z łożyskami [Oprac. własne]

Przed dobraniem wielkości łożyska, należy wstępnie zaprojektować czopy ślimaka, co pokazano na rysunku III.25.



Rys. III.25. Wstępny projekt ślimaka z przyjętą geometrią czopów [Oprac. własne]

Do konstrukcji ślimaka wstępnie dobrano rurę handlową o średnicy 127 x 12,5 mm. W kolejnym etapie należy sprawdzić, czy wał ślimaka nie ugina się nadmiernie powodując tarcie ślimaka o wewnętrzną powierzchnię obudowy.

Masa ślimaka z piórami (wartość ze wstęnego projektu) Średnica zewnętrzna Średnica wewnętrzna Moduł Younga Długość rury	$m := 150 \ kg$ $D := 127 \ mm$ $d := 102 \ mm$ $E := 2.1 \cdot 10^5 \ MPa$ $L := 2000 \ mm$
Moment bezwładności	$J_0 \coloneqq \frac{\pi \cdot \left(D^4 - d^4\right)}{32} = 1491.29 \ cm^4$
Ugięcie rury w środku	$f \coloneqq \frac{m \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_0} = 0.08 \ mm$
Kạt ugięcia	$\Theta \coloneqq \frac{\boldsymbol{m} \cdot \boldsymbol{g} \cdot \boldsymbol{L}^2}{16 \cdot \boldsymbol{E} \cdot \boldsymbol{J}_0} = 0.007 \ \boldsymbol{deg}$

Przy założeniu, że ślimak podczas zasypu zostanie obciążony 50-cioma kilogramami węgla oraz że jego masa projektowa wynosi 100 kg, obliczona wartość ugięcia wyniesie 0,08 mm przy założonym luzie 10 mm, rysunek III.26.



Rys. III.26. Przyjęty luz roboczy pomiędzy średnicą ślimaka, a obudową [Oprac. własne]

Ponieważ założenia projektowe pokazane na rysunku III.25 są prawidłowe (nie nastąpi ugięcie ślimaka powodujące tarcie o obudowę) na podstawie projektu dobierano z katalogu łożysko typu UCF i średnicy otworu 60 mm (rysunek III.27).



Rys. III.27. Strona internetowa z dobranym łożyskiem typu UCF 212 [21]

Obliczenia połączenia wpustowego

Ponieważ ślimak będzie połączony z reduktorem za pomocą sprzęgła, należy obliczyć połączenie wpustowe na podstawie obliczonego momentu obrotowego ($M_0 = 95 Nm$). Wpusty pracują na ścinanie oraz naciski powierzchniowe, ale w przypadku wpustów znormalizowanych naciski powierzchniowe są decydujące, dlatego obliczenia na ścinanie jest pomijane. W związku z tym długość wpustu obliczono z warunku na naciski powierzchniowe według poniższego schematu obliczeniowego:

Moment obrotowy reduktora	$M_0 \coloneqq 95 \ \mathbf{N} \cdot \mathbf{m}$
Średnica czopa ślimaka od strony l ożyska	$d_1 = 50 \ mm$
Średnica czopa ślimaka od strony reduktora	$d_2 \coloneqq 40 \ mm$
Wysokość wpustu pryzmatycznego od strony łożyska	$h_1 \coloneqq 8 mm$
Wysokość wpustu pryzmatycznego od strony reduktora	$h_2 \coloneqq 6 \ mm$
Maksymalne naciski powierzchniowe	$k_d \coloneqq 80 \ MPa$
Współczynnik mocy	$x_m := 1.5$

Warunek nacisków powierzchniowych wpustu

$$p = \frac{P}{\frac{h}{2} \cdot l_0} < k_d$$

Długość wpustu od strony łożyska

$$l_{01} \coloneqq \frac{4 \cdot x_m \cdot M_0}{h_1 \cdot d_1 \cdot k_d} = 18 \ \mathbf{mm}$$

Długość wpustu od strony reduktora

$$l_{02} \coloneqq \frac{4 \cdot x_m \cdot M_0}{h_2 \cdot d_2 \cdot k_d} \equiv 30 \text{ mm}$$

Do projektu należy dobrać długość wpustu większą niż wartość obliczoną.

Dobór sprzęgła kłowego

Dobór sprzęgła kłowego należy przeprowadzić w oparciu o powyższe obliczenia oraz dostępny kalkulator internetowy [15]. Po wejściu na stronę internetową, należy przejść do zakładki *Techniki przeniesienia napędu* i dalej do *Konfiguratora*. Kolejno należy wybrać: Elastic jaw coupling, *Application*, *Operational factor* 1.5, *Shaft to shatf connection*, ROTEX, Next. Ostatecznie Użytkownik otrzymuje okno pokazane na rysunku III. 28.

ise data					
Power 🗸 🛛 💼	0,82	kW 🚥 313.24 Nm 🕄	Spider:	98 Shore A	× 0
Speed n:	25	min ⁻¹ 😡	Operational factor/application S _B :	1.5 ¥ (Opera	tional factor 1.5) 😡
Max. torque T _{max} :		Nm 😨 (optional)	Temperature St:	-20° to 30°	✓ Ø
Comment:					Θ
Driving Bore Cylindrica ype: B Bore driving d ₁ : Keyway driving:	I O No bore O Taper (50	○ Spline ○ Inch mm (max.: □)	Driven Bore (e) Cylindrical type: Ø Bore driven d ₂ : Keyway driven:	○ No bore ○ Tape 40 ✓	r ○ Spline ○ Inch mm (max.: ○)

Rys. III. 28. Okno doboru sprzęgła z wprowadzonymi danymi na podstawie obliczeń [15]

Wybranie przycisku Configure umożliwi pobranie wybranego

sprzęgła w dogodnym formacie na dysk komputera.



MODEL 3D PODAJNIKA ŚLIMAKOWEGO

Rys. III.29. Łożysko typu UCF 212 (1) od strony wysypowej [Oprac. własne]



Rys. III.30. Model izometryczny podajnika ślimakowego, widok od strony wysypowej [Oprac. własne]



Rys. III.31. Model izometryczny podajnika ślimakowego, widok od strony napędu [Oprac. własne]



Rys. III.32. Łożysko typu UCF 212 (1), sprzęgło (2) oraz reduktor (3) od strony zasypowej [Oprac. własne]

Dane do realizacji projektu określa prowadzący zajęcia na podstawie danych przedstawionych na początku projektu.

III.4 Projekt przenośnika taśmowego

Przedmiotem projektu jest przenośnik taśmowy, pokazany na rysunku III.33, który przeznaczony jest m.in. do transportu towarów stałych i pakowanych.



Rys. III.33. Model CAD przenośnika taśmowego: 1 – taśma, 2 – konstrukcja wsporcza, 3 – łożysko, 4 – reduktor z silnikiem, 5 – banda, 6 – wał zwrotny [Oprac. własne]

Konstrukcja nośna podajnika może być wykonana jako skręcana lub spawana. Bez względu na sposób opracowanej konstrukcji, przenośniki obliczane są pod względem wydajności, prędkości oraz mocy zespołu napędowego.

Zadanie projektowe:

W ramach projektu należy zaprojektować podajnik taśmowy do transportu pudełek mając dane:

Prędkość liniowa podajnika	$v \coloneqq 0.75 \frac{m}{s}$
Masa towaru	$m_1 := 12.5 \ kg$
Długość podajnika	$L \coloneqq 2.1 \ m$
Maksymalne wymiary pudełka:	
Szerokość:	$a \coloneqq 0.6 \ \mathbf{m}$
Głębokość:	$b \coloneqq 0.5 \ m$
Wysokość:	$c \coloneqq 0.8 \ m$
Kąt wzniosu	$\alpha \coloneqq 0 \ deg$
Ilość pudełek znajdująca się jednocześnie na podajniku	$n \coloneqq 4$
Rodzaj transportowanego towaru	Pude l ka

Na podstawie danych wejściowych oraz na podstawie oferowanych w Internecie taśm do podajników taśmowych [23] należy założyć, że szerokość taśmy będzie wynosiła minimalnie 700 mm, ponieważ transportowane pudełko może być ułożone wzdłuż jego szerokości lub głębokości na taśmie.

Znając długość podajnika oraz znając przyjętą szerokość taśmy oraz jej materiał (do niniejszego projektu przyjęto taśmę MAWEX 2M0 W46 FDA P6 K o grubości 4,6 mm oraz ciężarze 4,4 kg/m²). Również z informacji dostępnych w Internecie lub poradników dobrano średnicę rury z jakiej zostanie zaprojektowany wał napędowy oraz zwrotny podajnika.

UWAGA: Konstrukcje wałów są również dostępne jako gotowe rozwiązania. W przypadku wykorzystania dostępnych rozwiązań, do obliczeń należy określić średnicę współpracującą z taśmą.

108
Dane do obliczenia masy taśmy użytej do podajnika będą następujące:

Średnica bębna	$D \coloneqq 0.127 \ \mathbf{m}$
Szerokość taśmy	$b_t \coloneqq 0.7 \ m$
Masa taśmy	$m_t\!\coloneqq\!4.4rac{m{kg}}{m{m}^2}$,

a masa taśmy wyniesie III.4.1:

$$m_2 \coloneqq \left(2 \cdot L + 2 \cdot \pi \cdot \frac{D}{2}\right) \cdot b_t \cdot m_t = 14.165 \ kg \tag{III.4.1}$$

Przyjmując, że:

Przełożenie podajnika	$i_p \coloneqq 1$
Współczynnik tarcia taśmy i bębna	$\dot{\mu} \approx 0.15$
Sprawność zewnętrzna	$\eta \coloneqq 0.9$

obliczono siłę oporu taśmy (III.4.2) wynikającą z obciążenia pudełkami:

$$F_1 \coloneqq \left(m_1 \cdot n + \left(0.5 \cdot m_2 \right) \right) \cdot g \cdot \cos \left(\frac{\pi \cdot \alpha}{180 \ deg} \right) \cdot \mu = 84 \ N \tag{III.4.2}$$

oraz prędkość reduktora według wzoru III.4.3:

$$n_2 \coloneqq \frac{\frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}}{i_p} = 112.79 \frac{1}{s}$$
(III.4.3)

Następnie obliczono moc oraz moment jaki będzie generowany na reduktorze pod obciążeniem z zależności:

Moc napędu

$$P \coloneqq \frac{F_1 \cdot v}{\eta} = 0.1 \ \mathbf{kW}$$

Moment na wale reduktora

$$M_{s}\!\coloneqq\!\frac{9.55\ P}{n_{2}}\!=\!5.9\ \pmb{N\!\cdot\!m}$$

,

Na podstawie obliczonych danych ze strony producenta reduktorów dobrano dostępne rozwiązania np.: ze strony SEW [19], model reduktora spełniający powyższe założenia to: FA57DRN63MS4.

Następnie należy przejść do procesu projektowania. Przykładowe rozwiązania pokazane zostały na rysunkach III.34 – III. 41.

Konstrukcja nośna podajnika może być skręcana lub spawana – wszystko zależy od dostępnych technologii wytwórczych, możliwości transportowych konstrukcji na miejsce przeznaczenia oraz możliwości montażowych.

MODEL 3D PODAJNIKA TAŚMOWEGO



Rys. III.34. Widok z boku podajnika ze spawaną konstrukcją nośną (1) [Oprac. własne]



Rys. III.35. Widok z przodu podajnika od strony reduktora (1) ze spawaną konstrukcją nośną [Oprac. własne]



Rys. III.36. Widok położenia reduktora (1) na ramieniu reakcyjnym (2) oraz wale bębna napędowego (3) [Oprac. własne]



Rys. III.37. Widok umieszczenia napinacza taśmy (1) ramienia (2) bębna zwrotnego (3) [Oprac. własne]



Rys. III.38. Widok izometryczny podajnika ze skręcaną konstrukcją nośną (1) [Oprac. własne]



Rys. III.39. Widok z boku podajnika od strony reduktora (1) ze skręcaną konstrukcją nośną [Oprac. własne]



Rys. III.40. Widok z przodu podajnika od strony reduktora (1) umieszczonego na ramieniu reakcyjnym (2) oraz wale bębna napędowego (3) ze skręcaną konstrukcją nośną [Oprac. własne]



Rys. III.41. Przekrój wału napędowego podajnika własnej konstrukcji [Oprac. własne]

Dane do realizacji projektu określa prowadzący zajęcia na podstawie danych przedstawionych na początku projektu.

III.5 Projekt ramy przeciwwagi dźwigu ciernego

Przedmiotem projektu jest rama przeciwwagi wykonana z detali giętych na zimno, wykonanych z blachy. Przykład konstrukcji przeciwwago pokazanych został na rysunku III.43.



Rys. III.43. Model geometryczny ramy przeciwwagi dźwigu ciernego: 1 – wspornik mocowania lin, 2 – wspornik zderzaka, 3 – profil pionowy,
4 – wspornik poprzeczny, 5 – nakładka, 6 – śruba z łbem stożkowym z nakrętką [Oprac. własne]

Konstrukcja ramy może być wykonana jako skręcana lub spawana. Bez względu na to, obliczenia przeprowadza się pod względem wytrzymałości na rozciąganie profili pionowych oraz doboru śrub na ścinanie. Schemat obciążenia konstrukcji ramy pokazany został na rysunku III.44.



Rys. III.44. Model obciążenia oraz umocowania ramy [Oprac. własne]

Zadanie projektowe:

Zaprojektować ramę przeciwwagi w postaci profili zimno walcowanych, skręcanych lub spawanych dla następujących danych:

Obciążenie ramy Q	$Q \coloneqq 12000 \ \mathbf{N}$
Ilość lin nośnych	$n \coloneqq 5$
Granica plastyczności materiału S235	$R_e\!\coloneqq\!210\; \pmb{MPa}$
Współczynnik bezpieczeństwa	$x_w\!\coloneqq\!2$

W pierwszej kolejności przyjęto kształt oraz geometrią profilu pionowego ramy. Ponieważ założono, że rama będzie wypełniona ciężarkami, których kształt z wymiarami pokazano na rysunku III.45, wymiary przyjętego ceownika zostały pokazane na rysunku III.46



Rys. III.45. Wymiary obciążenia ramy przeciwwagi [Oprac. własne]



Rys. III.46. Wymiary przyjętego profilu pionowego [Oprac. własne]

Ponieważ profile pionowe będą rozciągane na skutek obciążenia ramy, z warunku na rozciąganie sprawdzono, czy przyjęty przekrój jest właściwy. Na początku obliczono pole przekroju poprzecznego ceownika w najbardziej niekorzystnym miejscu, czyli w miejscu występowania otworów. Poniżej został przedstawiony sposób obliczenia pola na podstawie zwymiarowanego przekroju opracowanego w programie *SolidWORKS*.



Rys. III.47. Wymiary przyjętego profilu [Oprac. własne]

Na podstawie wymiarów pokazanych na rysunku III.47, obliczono pole powierzchni za pomocą wzoru III.5.1:



$$A := A_1 + 2 \cdot (A_2 - A_4) + \frac{A_3}{2} = 1382.81 \ mm^2$$
 (III.5.1)

Schemat obciążenia konstrukcji pokazany został na rysunku III.48.



Rys. III.48. Sposób obciążenia ramy [Oprac. własne]

Dla przyjętego sposobu obciążenia oraz umocowania, z warunku na rozciąganie sprawdzono, czy dobrany przekrój profili spełnia założenia wytrzymałościowe. Warunek definiujący rozpatrywany przypadek będzie miał postać III.5.2:

$$\sigma_r = \frac{Q}{2 \cdot A} \le k_r = \frac{0.5 \cdot R_e}{x_w} \tag{III.5.2}$$

,

Z powyższego warunku obliczono wartości: prawej oraz lewej strony równania oraz porównując je, sprawdzono czy warunek został spełniony:

$$\sigma_r \coloneqq \frac{Q}{2 \cdot A} = 4.339 \ MPa$$
$$k_r \coloneqq \frac{0.5 \cdot R_e}{x_w} = 52.5 \ MPa$$
$$\sigma_r < k_r = 1$$

Jak wynika z porównania otrzymanych wartości, geometria przyjętego profilu zimnowalcowanego jest prawidłowa.

W kolejnym etapie, z warunku na ścinanie sprawdzono, czy dobrana wstępnie śruba nie ulegnie zniszczeniu. Jak można zauważyć na rysunku III.47, otwór pod śrubę wynosi 13,5 mm, co świadczy, że konstrukcja ramy będzie skręcana śrubami M12. Warunek definiujący rozpatrywany przypadek opisuje nierówność III.5.3:

$$\tau_{t} = \frac{0.5 \cdot Q}{4 \cdot \frac{\pi \cdot d_{3}^{2}}{4}} < k_{t} = \frac{0.4 \cdot R_{es}}{x_{w}}$$
(III.5.3)

Przyjmując, że:

Ilość śrub przypadających na jeden profil	$n_{\varsigma} \coloneqq 4$
średnica rdzenia śruby M12	$d_3 \coloneqq 9.853 \ mm$
Granica plastyczności śruby o wytrzymałości 8.8	$R_{e\acute{s}} \coloneqq 640 \ \textbf{MPa}$

Z powyższego warunku obliczono wartości prawej oraz lewej strony równania oraz sprawdzono, czy warunek został spełniony:

$$\tau_t \coloneqq \frac{0.5 \cdot Q}{4 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = 19.673 \text{ MPa}$$
$$k_t \coloneqq \frac{0.35 \cdot R_{e^{\circ}}}{x_w} = 112 \text{ MPa}$$

 $\tau_t\!<\!k_t\!=\!1$

Jak wynika z porównania otrzymanych wartości, wielkość dobranych śrub jest prawidłowa.

Konstrukcja spawana

W przypadku konstrukcji spawanej, oprócz sprawdzenia warunku na rozciąganie profilu ramy, należy obliczyć minimalną długość spoiny pachwinowej łączącej wspornik poprzeczny z profilem pionowym. Warunek definiujący rozpatrywany przypadek będzie miał postać nierówności III.5.4:

$$\tau' = \frac{0.5 \ Q}{2 \cdot l \cdot 0.7 \cdot g} \le x \cdot k_t \tag{III.5.4}$$

,

a wartość współczynnika x odczytano z tablicy III.6 [5].

Tabela III.6. Wartość współczynnika **x'** zależnego dla rodzaju spoiny oraz wytrzymałości materiału [5]

Podroj onojnu	Rodzaj obciążenia	x'		
Rodzaj spolity		Re<255 MPa	255 MPa < Re < 355 MPa	355 MPa < Re < 460 MPa
	ściskanie i ściskanie ze zginaniem	1,0	1,0	1,0
czołowe	rozciąganie i rozciąganie ze zginaniem	0,9	0,8	0,8
	ścinanie	0,6	0,6	0,6
pachwinowe	ścinanie	0,8	0,7	0,6

Przyjmując, że:

Wymiar spoiny Wspóczynnik wytrzymałości spoiny	$a \coloneqq 4 \ mm$ $x \coloneqq 0.8$
Grubość spoiny	$g \coloneqq \frac{a}{0.7} = 5.71 \ mm$

i przekształcając warunek III.5.4 obliczono minimalną długość spoiny *l* według III.5.5:

$$l \coloneqq \frac{0.5 \ Q}{1.4 \cdot g \cdot x \cdot k_t} = 8.37 \ mm \tag{III.5.5}$$

Z przyjętej konstrukcji wynika, że długość spoiny będzie umieszczona pomiędzy wspornikiem poprzecznym, a profilem (rysunek III.49), a jej długość wyniesie *l=170 mm*. Dodatkowo, wspornik poprzeczny będzie mocowany do profilu dwoma spoinami, więc ich sumaryczna długość wyniesie 340 mm, co w zupełności spełni warunek wytrzymałości połączenia.



Rys. III.49. Miejsce połączenia elementów ramy [Oprac. własne]

Na rysunkach III.50 – III.52 pokazano szczegóły konstrukcji ramy skręcanej, które mogą posłużyć jako inspiracja do zadania projektowego.

MODEL 3D RAMY PRZECIWWAGI DŹWIGU CIERNEGO



Rys. III.50. Izometryczny widok ramy [Oprac. własne]



Rys. III.51. Izometryczny widok węzła dolnego [Oprac. własne]



Rys. III.52. Izometryczny widok węzła górnego [Oprac. własne]

CZĘŚĆ IV – KONSTRUKCYJNE I TECHNOLOGICZNE ASPEKTY MODELOWANIA KONSTRUKCJI

IV.1 Obsługa kalkulatora do gięcia blachy

Większość firm oferujących prasy krawędziowe (zwane potocznie krawędziarkami) oferuje jako dodatek kalkulator gięcia blachy, którego przykład został pokazany na rysunku IV.1.



Obszar IV

Rys. IV.1. Widok kalkulatora do wyznaczania parametrów gięcia blachy [Oprac. własne]

Kalkulator podzielony jest na obszary, które podczas procesu projektowania konstrukcji blaszanej mogą dostarczyć konstruktorowi ważnych informacji z zakresu prawidłowego przygotowania elementów blaszanych.

Obszar I pokazuje główne parametry geometryczne zagięcia w odniesieniu do zastosowanej matrycy. Widać na tym schemacie, że minimalna szerokość zagięcia blachy \boldsymbol{b}_{min} jest zależna nie tylko od jej grubości \boldsymbol{T}_h , ale również szerokości rowka matrycy \boldsymbol{V} . **Obszar II** zawiera informacje dotyczące geometrii matrycy oraz jej obciążenia w zależności od grubości obrabianej blachy. Obszar podzielony jest na pięć kolumn: dwie czerwone – tzw. szerokości zalecane i trzy czarne – tzw. szerokości dopuszczalne.

W pokazanym przypadku do gięcia blachy o grubości 1,5 mm zalecane są matryce o szerokości rowka 10 oraz 12 mm (dobór szerokości jest również uzależniony od dostępnych narzędzi na warsztacie). Jeżeli przyjęto, że zagięcie elementu będzie wykonywane na matrycy o szerokości rowka 10 mm, to należy wówczas przyjąć w modelu następujące parametry: wartość promienia r_1 =1,6 mm, siła gięcia przypadająca na 1 m długości elementu *F*=15 *t/m* oraz minimalna szerokość zagięcia b_{min} =7 mm. Wartości geometryczne są potrzebne konstruktorowi do prawidłowego przygotowania modeli, na podstawie których możliwe jest również przygotowanie rozkrojów do wycinania CNC.

Obszar III zawiera informacje, na podstawie których technolog może określić jaki będzie potrzebny tonaż prasy krawędziowej do zagięcia elementu o długości wynikającej z dokumentacji konstrukcyjnej. Procedura w tym przypadku jest następująca:

Po wybraniu szerokości matrycy V dla określonej grubości blachy odczytuje się wartość siły gięcia przypadającej na 1 m długości (np.: *g*=1,5 mm, V=10 mm, F=15 t/m) – rysunek IV. 2.

Następnie w obszarze III ustawia się siłę gięcia dla 1 m o wartości 15 t/m – rysunek IV.2.

128

Z wykresu odczytuje się, jaki będzie wymagany tonaż prasy krawędziowej dla elementu o długości np.: 2,5 m – w tym przykładzie będzie to około 38 t/m – rysunek IV.3.



Rys. IV.2. Zakres dostępnych parametrów matryc [Oprac. własne]



Rys. IV.3. Zakres tonażu określony na podstawie parametrów gięcia [Oprac. własne]

Obszar IV zawiera informacje dotyczące wymaganego tonażu w zależności od giętego materiału. Na kalkulatorze wyszczególnione zostały trzy główne grupy materiałów konstrukcyjnych: stal tzw. miękka – czyli konstrukcyjna przeznaczona do gięcia, aluminium oraz stal nierdzewna.

IV.2 Obliczanie teoretycznego rozwinięcia elementu giętego

Prawidłowe obliczenie rozwinięcia elementu giętego sprawia konstruktorom z małym doświadczeniem często problem, który może być przyczyną powstawania błędnych elementów w procesie produkcyjnym. W związku z tym, na rysunku IV.4 pokazana została przykładowa geometria elementu giętego, opracowana w programie *SolidWORKS* w module konstrukcji blaszanej.



Rys. IV.4. Przykład elementu giętego w kontekście obliczenia rozwinięcia *R* [Oprac. własne]

Rozwinięcie elementu giętego **R** obliczane jest na podstawie zależności (IV.1):

$$R = \sum_{i=2}^{n} a_n - 2 \cdot n \cdot g \tag{IV.1}$$

gdzie:

R – jest to rozwinięcie elementu giętego, mm;

a – wymiar zewnętrzny detalu po zagięciu, mm;

g – grubość blachy z jakiej wykonany będzie element, mm;

n – ilość gięć.

Dla elementu pokazanego na rysunku IV.5, teoretyczne rozwinięcie **R** wyniesie:

a := 50 mm b := 50 mm c := 40 mm d := 25 mm g := 3 mmn := 3

 $R \coloneqq (a+b+c+d) - 2 \cdot n \cdot g = 147 \text{ mm}$

Rozwinięcie elementu uzyskane z programu *SolidWORKS* pokazane zostało na rysunku IV.5 i wyniosło 147,1 mm. Różnica 0,1 mm wynika z przyjętego współczynnika gięcia blachy *K*. Należy zaznaczyć, że powyższy wzór jest słuszny przy założeniu, że promienie gięcia są równe grubości materiału.



Rys. IV.5. Rozwinięcie elementu uzyskane w programie *SolidWORKS* [Oprac. własne]

Planując wykonywanie elementów giętych należy pamiętać, że rozwinięcie można policzyć w przypadku wystąpienia co najmniej jednego gięcia i dwóch zewnętrznych długości elementu.

IV.3 Najmniejszy promień gięcia

Dopuszczalna minimalna wartość promienia gięcia R_w wewnętrznej powierzchni elementu wyraża się najczęściej odnosząc ją do grubości **g** materiału z jakiego dany element będzie wykonany. Wartość krytyczna stosunku R_w/g zależy od następujących czynników:

• rodzaju i stanu materiału, im materiał bardziej się umacnia tym większe powinny być promienie gięcia;

• położenia linii gięcia w zależności od kierunku walcowania; najmniejszy promień gięcia można stosować wówczas, gdy linia gięcia jest prostopadła do kierunku walcowania (tj. kierunku włókien); • stanu powierzchni – nierówności, rysy oraz naderwania leżące w części rozciąganej przyspieszają pękanie metalu. Z tego też względu części wykrawane należy giąć tak, by zadzior, przy którym występują pęknięcia poprzeczne umiejscowiony był po stronie ściskanej.

Na rysunku IV.6 pokazane zostały przykłady prawidłowego oraz nieprawidłowego ułożenia elementów na arkuszu blachy w stosunku do linii walcowania.





Rys. IV.6. Przykłady poprawnego i wadliwego gięcia elementów wyciętych z arkusza blachy [3, 6, 7]

Przybliżoną wartość najmniejszego promienia gięcia R_{wmin} można określić na podstawie zależności (IV.2):

$$R_{wmin} = c_w \cdot g \tag{IV.2}$$

gdzie:

g – grubość blachy z jakiej wykonany będzie element, mm;

 c_w – współczynnik zależny od rodzaju materiału, tabela IV.1.

Tabela IV.1. Wartości współczynnika c_w wykorzystywanego przy określaniu najmniejszego promienia gięcia, na podstawie [4, 6, 7]; oznaczenia gatunków stali wg normy PN/H-84020

	Wyżarzony lub normalizowany Umocniony Położenie linii gięcia		Umocniony	
Materiał				
	w poprzek włókien	wzdłuż włókien	w poprzek włókien	wzdłuż włókien
Aluminium	0,0	0,2	0,3	0,8
Mosiądz	0,0	0,3	0,3	0,8
Miedź	0,0	0,3	1,0	2,0
Stal 0,05 - 0,08 C	0,0	0,3	1,0	2,0
Stal St1, St2	0,0	0,4	0,4	0,8
Stal 15, 20, St3	0,1	0,5	0,5	1,0
Stal 25, 30, St4	0,2	0,6	0,6	1,2
Stal 35, 40, St5	0,3	0,8	0,8	1,5
Stal 55, 60, St7	0,7	1,3	1,3	2,0
Miękkie aluminium	1,0	1,5	1,5	2,5

IV.4 Współczynnik gięcia blachy

Współczynnik gięcia blachy K jest to współczynnik zależny od grubości giętego materiału, ponieważ od tej grubości zależy położenie warstwy tzw. obojętnej gięcia. Przyjęcie współczynnika K=0,5 oznacza, że warstwa obojętna leży pośrodku grubości blachy. Zmieniając K od 0 do 1 będzie to miało wpływ na długość rozłożonego arkusza. Przy małych grubościach blachy do 4 mm nie ma to większego wpływu na długość rozwiniętego elementu, ale przy grubości np.: 16 mm umiejscowienie warstwy obojętnej jest znaczące i ma wpływ na rozwinięcie elementu. Instytut Obróbki Plastycznej (IOP) w Poznaniu zaleca stosowanie współczynnika Κ (tabela IV.2) w zależności od stosunku promienia gięcia R_w do grubości materiału g:

*R*_w - promień gięcia, mm;

g - grubość blachy, mm.

Tabela IV.2. Wartości współczynnika gięcia *K* w zależności od parametrów *R*_w oraz *g*

Stosunek promiania gięcia R _w do grubości blachy g	Współczynnik gięcia balchy K
0,5	0,25
0,8	0,3
1	0,35
2	0,37
3	0,4
5	0,48
powyżej 5	0,5

Mimo wartości zalecanych współczynnika *K*, w procesie produkcyjnym przed rozpoczęciem procesu konstruowania należy wyznaczyć wartości współczynników gięcia według zaleceń IOP dla różnych grubości blach.

IV.5 Technologiczność konstrukcji giętych i spawanych

Technologiczność konstrukcji jest definiowana jako zespół cech konstrukcyjnych określonego przedmiotu umożliwiających łatwe jego wykonanie w danych warunkach produkcyjnych.

0 technologiczności konstrukcji decydują informacje przekazywane wytwórcy przez konstruktora, głównie za pomocą rysunku technicznego. Informacje te dotyczą materiałów wyjściowych, ich wymiarów, rodzaju zastosowanych półfabrykatów, kształtu i wymiarów gotowych przedmiotów oraz ich dokładności, jakości powierzchni, twardości itp. Konstruktor podając te informacje, powinien uwzględnić nie tylko wymagania wynikające z zadań, jakie ma spełnić konstruowany przedmiot (np. element maszyny, maszyna), ale również wymagania wynikające z warunku technologiczności konstrukcji. Dlatego więc należy przewidzieć odpowiedni w danym przypadku materiał i proces technologiczny, jaki będzie zastosowany przy wytwarzaniu konstruowanego przedmiotu.

Projektując konstrukcje gięto-spawane należy już na etapie projektowania przewidywać pewne działania mające na celu usprawnienie procesu wytwarzania. Do zabiegów ułatwiających proces produkcyjny jest przewidywanie położenia jednego elementu względem drugiego oraz takie formowanie kształtów, aby eliminować w maksymalnym stopniu powstające przenikania powierzchni. Miejscem występowania częstych kolizji podczas montażu części jest naroże żebra, pokazanego na rysunku IV.7.

136



Rys. IV.7. Przykład niewłaściwego przygotowania żebra, umieszczonego we wnętrzu profilu giętego: 1 – żebro, 2 – profil gięty [Oprac. własne]

Pokazane na rysunku IV.7 miejsca zaznaczone na czerwono, są typowym przenikaniem objętości żebra 1 przez objętość profilu 2. Z punktu widzenia procesu produkcyjnego, miejsca te będą usuwane podczas procesu spawania. Często konstruktor, przewidując wystąpienie kolizji między takimi elementami wprowadza w miejscach kolizji promień, wynikający z teoretycznego promienia gięcia detalu 2, co pokazane zostało na rysunku IV.8.



Rys. IV.8. Wprowadzenie promienia w narożach żebra [Oprac. własne]

Rozwiązanie pokazane na rysunku IV. 8 jest słuszne tylko i wyłącznie w przypadku, kiedy znana jest wartość promienia r po gięciu. W większości przypadków, wartość promienia gięcia r jest wartością wynikową użytej matrycy do gięcia oraz zastosowanego stempla na prasie krawędziowej. Jeżeli w procesie produkcyjnym opracowana karta technologiczna jest szczegółowa, wartość promienia jest znana. Jednak w większości przypadków, produkcja detali giętych jest jednostkowa i opracowywanie kart technologicznych nie jest stosowane, a jakość wyrobu zależy od operatora obrabiarki. Dlatego lepszym oraz bardziej uniwersalnym rozwiązaniem jest stosowanie zacięć krawędzi – rysunek IV.9. Z praktyki wynika, że wielkość zacięcia naroża powinna być sumą promienia gięcia, którego wartość jest równa grubości blachy z jakiej wykonany będzie element oraz naddatku o wartości 2 mm na stronę. Wynika z tego, że jeżeli konstruktor przyjmie właśnie taką wielkość zacięcia, a operator prasy krawędziowej użyje narzędzi (matrycy oraz stempla) innego niż podpowiada teoria to przygotowane zacięcie będzie mniej inwazyjne niż jego brak czy teoretyczne zaokrąglenie promieniem r.



Rys. IV.9. Wprowadzenie zacięcia krawędzi naroża w miejscu występowania promienia gięcia [Oprac. własne]

Innym zagadnieniem wartym poruszenia jest właściwe przygotowanie detali w aspekcie obowiązujących przepisów BHP. Rozwój technologii wytwarzania w postaci wycinania laserowego, wycinania plazmowego czy wykrawania spowodował, że istnieje możliwość produkowania detali bardziej przyjaznych w kontekście ograniczania możliwości wystąpienia urazów takich jak zadrapania czy skaleczenia. Głównymi miejscami jakie mogą powodować urazy podczas dalszych procesów wytwórczych są ostre krawędzie oraz krawędzie wystające - rysunek IV.10, które nie zostały sfazowane lub usunięte w procesie ich wytwarzania.



Rys. IV.10. Naroża niezałamane [Oprac. własne]

Z praktyki wynika, że wystające naroża powinny być zaokrąglane promieniem o wartości grubości blachy, z jakiej został zaprojektowany element – rysunek IV.11 – w tym przypadku żebro zaplanowane zostało z blachy o grubości 4 mm i o takiej grubości wystające promienie zostały zaokrąglone. Wykorzystanie możliwości jakie dają w/w technologie pozwalają nie tylko na właściwe przygotowanie elementów, ale powodują również skrócenie czasu produkcji, poprzez eliminowanie operacji ręcznych mających na celu np.: fazowanie krawędzi.



Rys. IV.11. Zaokrąglone naroża promieniami równymi grubości blachy z jakiej wykona no żebro [Oprac. własne]

Często spotykanym, niewłaściwym podejściem w procesie projektowania konstrukcji gięto-skręcanych jest przygotowanie otworów montażowych. Elementy gięte, których montaż przewiduje skręcanie wymaga doświadczenia w rozmieszczeniu otworów tak, aby ich montaż był możliwy bez dodatkowych czynności obróbkowych typu ich rozwiercanie. Błędem, jaki można spotkać w dokumentacji konstrukcyjnej jest rozmieszczenie otworów, których położenie jest zwymiarowane od giętych powierzchni – rysunek IV.12 i IV.13.



Rys. IV.12. Zwymiarowane otwory od dolnej powierzchni spornika – wymiar 39 mm [Oprac. własne]



Rys. IV.13. Zwymiarowane otwory od górnej powierzchni spornika – wymiar 47,5 mm [Oprac. własne]

Brak umiejętności przewidywania niedoskonałości operacji technologicznych przy projektowaniu konstrukcji gięto-skręcanych może prowadzić do powstawania błędów pokazanych na rysunku IV.14, czyli niewielkiego przesunięcia jednych otworów względem drugich, co spowoduje brak możliwości ich połączenia.



Rys. IV.14. Przesunięcie otworów wynikające z błędów konstrukcyjnotechnologicznych [Oprac. własne]

Ponieważ, sytuacja pokazana na rysunku IV.14 uniemożliwia skręcenie części, w procesie konstruowania należy stosować w jednej z części otwory podłużne tzw.: "fasolkowe" (rysunek IV.15), których geometria pozwala na uniknięcie przedstawionego powyżej błędu.



Rys. IV.15. Zastosowanie otworów fasolkowych w jednej z części (otwory cylindryczne - podświetlone) [Oprac. własne]

Należy również pamiętać, że w przypadku takich konstrukcji, skręcana para otworów powinna narzucać użycie podkładek od strony otworu fasolkowego w następującej kolejności (rysunek IV.16): podkładka zwykła lub powiększona (w zależności od wielkości otworów) **4**, podkładka sprężysta **5**, nakrętka **6**.



Rys. IV.16. Prawidłowe położenie elementów skręcających części: 1,2 – skręcane części, 3 – śruba, 4 – podkładka zwykła, 5 – podkładka sprężysta, 6 – nakrętka [Oprac. własne]

Kolejnym zagadnieniem, na jakie należy zwrócić uwagę podczas projektowania tego typu konstrukcji jest modelowanie gięć w poszczególnych częściach. Błędem spotykanym w procesie modelowania jest dostosowywanie promienia zewnętrznego jednej części względem promienia wewnętrznego drugiej części – rysunek IV.17.


Rys. IV.17. Nieprawidłowe modelowanie promieni gięcia (niebieska linia) części blaszanych [Oprac. własne]

Ponieważ w większości przypadków konstrukcje gięte są produkowane z blach o grubości do 8–10 mm, w procesie teoretycznego podejścia do modelowania takich części przyjmuje się, że wewnętrzny promień gięcia jest równy grubości blachy, co odpowiada współczynnikowi gięcia *K*=0,3 dla grubości do 8 mm.



Rys. IV.18. Prawidłowe modelowanie promieni gięcia (niebieska linia) części blaszanych [Oprac. własne]

Grubości o większych wartościach wymagają praktycznego wyznaczenia wartości współczynnika gięcia *K*. Na rysunku IV.18 pokazana została geometria promieni części, dla których przyjęto współczynnik gięcia *K=0,3* oraz promień gięcia równy grubości blachy.

Literatura

- 1. Goździecki M., Świątkiewicz H. Przenośniki. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1979.
- 2. Janovky L.: Elevator Mechanical Design. The International Association of elevator engineers, New York 2004.
- Kwaśniewski B., Stankiewicz Z., Śpiewakowski J.: Obróbka plastyczna. Wydawnictwo Uczelniane Akademii Techniczno – Rolniczej, Bydgoszcz1986.
- 4. Marciniak Z.: Konstrukcja tłoczników. Warszawa, Ośrodek Techniczny A. Marciniak Sp. z o.o. 2002.
- Niezgodziński M., Niezgodziński T.: Wykresy i tablice wytrzymałościowe. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2017.
- 6. Pater Z., Samołyk G.: Podstawy technologii obróbki plastycznej metali. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2013.
- 7. Pawłowski J., Zgorzelski S.: Tłocznictwo. Wydawnictwo PWSZ, Warszawa 1970.
- Polska norma PN EN 81-20. Zasady bezpieczeństwa dotyczące budowy i instalowania dźwigów - Dźwigi przeznaczone do transportu osób i towarów - Część 20: Dźwigi osobowe i dźwigi towarowo-osobowe.
- Polska norma PN EN 81-50. Przepisy bezpieczeństwa dotyczące budowy i instalowania dźwigów - Badania i próby -Część 50: Zasady projektowania, obliczenia, badania i próby elementów dźwigowych.
- 10. Ponieważ G., Kuśmierz L.: Podstawy Konstrukcji Maszyn. Projektowanie mechanizmów śrubowych oraz przekładni zębatych. Politechnika Lubelska, Lublin 2011.
- 11. Strona internetowa: <u>https://kacperek.com.pl/</u> stan na dzień 21.01.2025.
- 12. Strona internetowa: https://ponar-luban.pl/kreator stan na dzień 21.01.2025.

- 13. Strona internetowa: <u>https://www.ebmia.pl/</u> stan na dzień 21.01.2025.
- 14. Strona internetowa: https://www.hiwin.pl/pl/Produkty/c/3952stan na dzień 21.01.2025.
- 15. Strona internetowa: https://www.ktr.com/pl/pl/ stan na dzień 21.01.2025
- 16. Strona internetowa: <u>https://www.mathcad.pl/</u> stan na dzień 21.01.2025.
- 17. Strona internetowa:

https://www.nord.com/pl/produkty/motoreduktory/motoreduktory-walcowe/motoreduktory-walcowe-unicase.jsp - stan na dzień 21.01.2025.

- 18. Strona internetowa: <u>https://www.quay.pl/oferta/lozyska?gclid=CjwKCAiAz--</u> <u>OBhBIEiwAG1rIOiVomNsHpkE5C08lhJLqFUUblVDWGebzKjR6</u> <u>HFV2gCTgglqbx4etFBoCXvYQAvD_BwE</u> - stan na dzień 21.01.2025.
- 19. Strona internetowa: <u>https://www.sew-</u> <u>eurodrive.pl/strona_glowna.html</u> - stan na dzień 22.01.2025.
- 20. Strona internetowa: <u>https://www.skf.com/pl/products/rolling-bearings</u> stan na dzień 22.01.2025.
- 21. Strona internetowa: https://www.traceparts.com/pl stan na dzień 21.01.2025
- 22. Strona internetowa: https://liftcomponents.pl/pl/komponentydzwigowe/prowadniki/prowadniki-slizgowe - stan na dzień 21.01.2025
- 23. Strona internetowa: https://www.technical.pl/oferta/tasmytransportujace-transportujace-siatkowe-transportujacemodulowe/tasmy-transportujace-pcv - stan na dzień 27.01.2025