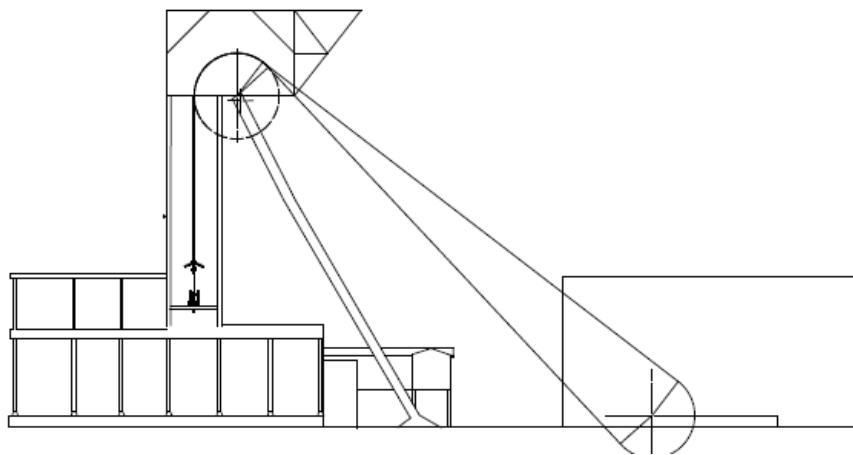
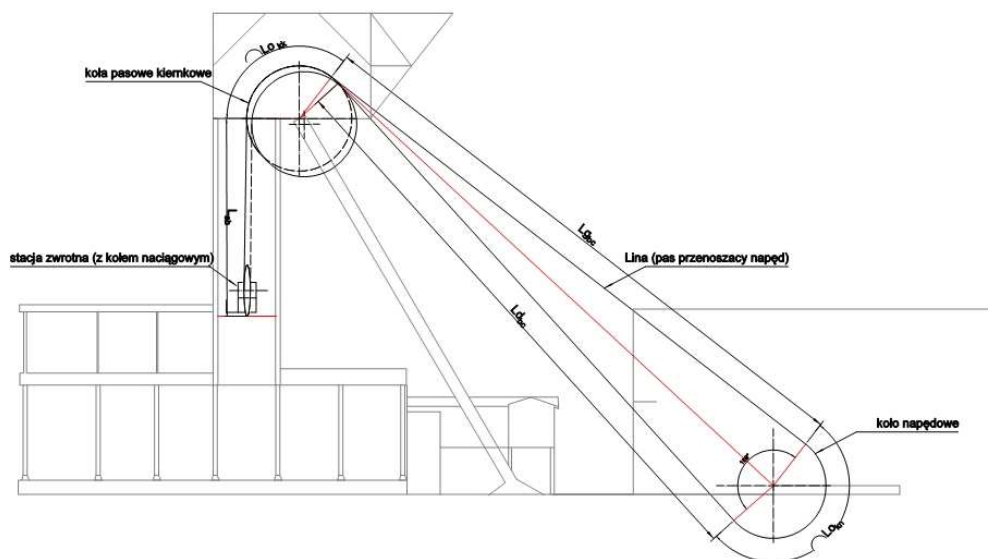


**Projekt techniczny skróconego obiegu zamkniętego liny nośnej
urządzenia wyciągowego przy szybie Carnall, w tym układu
amortyzacji koła linowego stacji zwrotnej zlokalizowanej w rejonie
wieży wyciągowej.**



1. Założenia projektowe



Rys. 1.1 Poglądowy rysunek skróconego obiegu liny wraz z projektowaną stacją zwrotną (wymiary w mm)

Naciąg liny - zakładane ugięcie liny między podporami - 1000mm

Zakres regulacji - 500mm

Konstrukcja wsparta na belkach z profili kształtowych dobranych do obciążenia.

Możliwość montażu i demontażu liny i stacji zwrotnej.

Mocowanie do wieży szybowej bezinwazyjne. Nie naruszające istniejącej konstrukcji.

Zwarta konstrukcja.

Odpowiednie dociążenie ramy.

Odporność na obciążenia które mogą wystąpić podczas pracy.

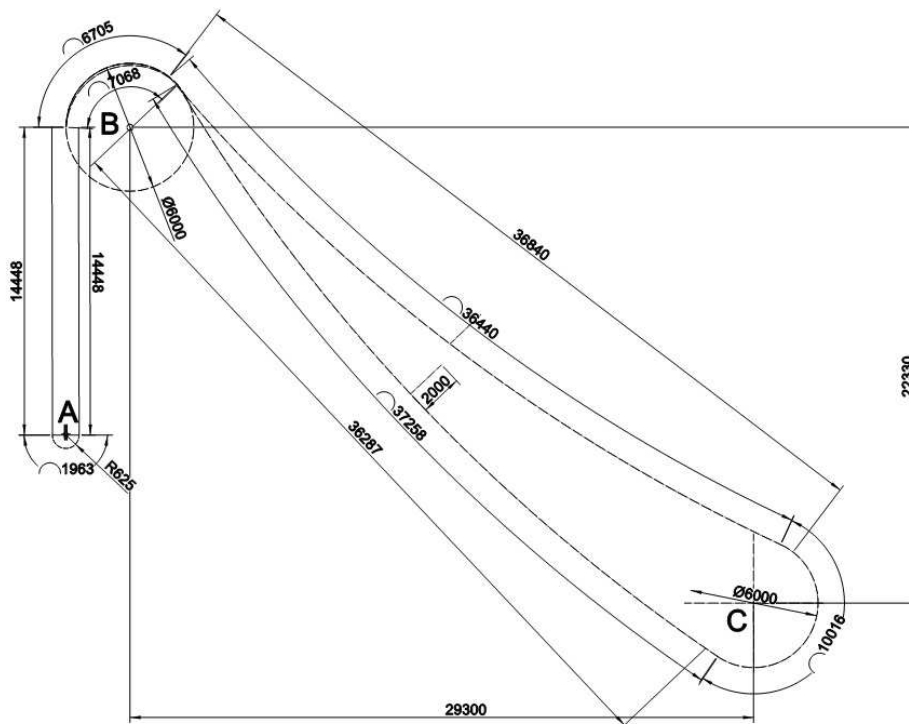
Zabezpieczenie przed zewnętrznymi warunkami atmosferycznymi i zagrożeniem wybuchu.

2. Obliczenia wstępne

Z konstrukcji istniejących obiektów wynika trasa przebiegu liny oraz zależności między oddziaływującymi na siebie elementami (rys.2.1). Ponieważ w niniejszym zadaniu istotną rolę pełni lina stanowiąca główny element obciążający konstrukcję określiam długość i przybliżoną masę liny. Ponieważ poszczególne fragmenty liny oddziałują na różnie na podpory opisuję charakterystyczne fragmenty. Należy przewidzieć również mogące wystąpić przeciążenia podczas pracy napędu. Tu istotnym czynnikiem jest tarcie między kołem napędowym a liną. Układ powinien wytrzymać przeciążenie wynikające z utraty przyczepności między kołem napędowym a liną. Jak również mieć tak dobrany naciąg by zapewnić brak poślizgu przy normalnej pracy.

2.1 Pomiary

Istotną sprawą w realizacji projektu jest poprawne określenie wzajemnych odległości względem elementów współpracujących w tym przypadku osi kół. geodeta dokonał pomiarów geodezyjnych między osią koła napędowego a koła na wieży szybowej za pomocą tachimetru. Jak również pomierzona została odległość od koła kierunkowego do belek suwnicy z dokładnością do 0,1 m. Pomiary te pomogły w doborze liny. Wyniki pomiaru przedstawia rys.2.1.



Rys. 2.1. Określenie długości liny w oparciu o wyniki pomiarów. (użyta jednostka długości - mm)

2.2 Dobór liny

L_o - długość obwodowa

Obliczeniowa długość liny :

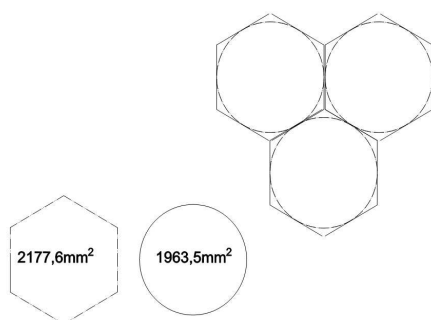
$$L_{lina} = L_o \text{ koła napędowego} + L_{góra BC} + L_{dół BC} + 2L_o \text{ koła kierunkowego} + 2L_{AB} + L_o \text{ koła zwrotnego}$$

Po podstawieniu

$$L_{lina} = 10016 + 36440 + 37258 + 7068 + 6705 + 14448 + 14448 + 1963$$

$$L_{lina} = 128\,346 \text{ mm} \quad \text{luźna} \quad \text{zwis 2m (jak na rys 2.1)}$$

$$L_{lina} = 127\,775 \text{ mm} \quad \text{idealnie naprężona}$$



Rys. 2.2 Przekrój liny (powierzchnie dla $d=50\text{mm}$)

Ponieważ projekt dotyczy obiektu muzealnego zakładam średnicę liny jaka była stosowana w połowie XIX w.

dla liny $d=$	50 mm	
$P_{pl}=$	1 963,50 mm ²	
o gęstości:	7800 kg/m ³	0,0000078 kg/mm ³
masa walca $q=$	15,32 kg/m	- jako pręt pełny

Ponieważ lina jest wykonana jako splot z drutu przyjmuje, że pow. czynna jest równa :

$$\begin{aligned} P_{kolz}/P_{szesciokątaopisanego} &= 1963,5/2177,6 \\ P_{kolz}/P_{szesciokątaopisanego} &= 0,9 \end{aligned}$$

masa liny $q=$	13,78 kg/m	- jako splot
----------------	------------	--------------

Masa odcinków liny:

$$\begin{aligned} |AB| &= 14,45 \text{ m} \\ P_{scl} &= (2|AB|)q \\ P_{scl} &= 398,3500215 \text{ kg} \quad 3907,813710762 \text{ N} \end{aligned}$$

Masa odcinków liny:

$$\begin{aligned} |BC|_{\text{górn}} &= 36,8 \text{ m} \\ Q_g &= 507,2415498 \text{ kg} \quad 4976,039604015 \text{ N} \end{aligned}$$

Masa odcinków liny:

$$\begin{aligned} |BC|_{\text{dol}} &= 36,2 \text{ m} \\ Q_d &= 498,9713072 \text{ kg} \quad 4894,908523515 \text{ N} \end{aligned}$$

$$M_{\text{całkowita}} = 1769,142742 \text{ kg} \quad \text{masa całkowita liny luźnej}$$

$$P_{\text{przekroju liny}} = 1963,5 \text{ mm}^2 \cdot 0,9 = 1767,15 \text{ mm}^2$$

3. Obliczenia

Obliczenia dokonuje zgodnie z zasadami projektowania przekładni pasowych i łańcuchowych. Dodatkowo ze względów wizualnych ugięcie między podporami B i C nie powinno przekraczać 1m (względem pozycji liny idealnie naprężonej). Dlatego też biorę pod uwagę fragment liny obciążony masą własną pod odpowiednim kątem i obliczam reakcje w punktach podparcia

3.1. Obliczenia konstrukcji jako przekładni pasowej / łańcuchowej*

Parametry znane:

Średnica podziałowa koła napędowego	D_1	-	6020	mm	
Nominalna moc silnika parowego	P	-	2000	kW	20%
Obroty koła napędowego	n	-	30	1/min	
Średnica podziałowa koła napędzanego	D_2	-	1250	mm	

Obliczenia:

$$T_1 = 636666,67 \text{ Nm} \quad - \text{ z zależności między mocą a obrotami.}$$

D_2 - wg. obliczeń przekładni pasowych powinna być równa lub większa od D_1

ze względu na brak odbiornika mocy i określone koło napędzane $D_p 2 = 1250\text{mm}$ - pomijam dobór koła napędzanego

Rzeczywiste przełożenie przekładni:

$$u_{rz} = 0,212$$

Prędkość liniowa liny

$$V = 9,46 \text{ m/s}$$

Siła obciążająca wał

$$S = 2S_o \sin 180$$

$$S_o = Ft / (2 \psi)$$

ψ - współczynnik napędu. (0,6-0,7)

$$Ft = 2000T_1 / D_1 \quad - \text{ Siła obwodowa}$$

$$Ft = 211517,165 \text{ N} \\ 211,52 \text{ kN}$$

$$S_o = 74031 \text{ N} \quad \text{Napięcie wstępne liny} \\ 74 \text{ kN} \quad - \text{ dla wsp. napędu równego 0,7}$$

$$S = 147\,321,71 \text{ N} \quad - \text{ siła obciążająca wał}$$

$$\Delta l = Pl / EA$$

$$\Delta l = 212 \text{ kN} \cdot 127000\text{mm} / 2,1 \times 10^5 \cdot 1767\text{mm}^2$$

$$\Delta l = 72,4 \text{ mm} \quad \text{wydłużenie pod wpływem naprężeń.}$$

pełzanie 0,2% 256,7 mm pełzanie dop. 2%

skok roboczy 329,1 mm

skok montażowy 950 mm

zwis liny $f_{\min} = 0,01 |BC|$
 $f_{\min} = 0,36\text{m}$

Dla

$F_{st} = 211,5 \text{ kN}$ naprężenia w linie 168 MPa

Napięcie liny dynamiczne

$F_d = F_{st} \cdot 1,5$ - dla ruchu niejednostajnego wg. obliczeń przekładni łańcuchowych

$F_d = 317 \text{ kN}$

Siła odśrodkowa

$F_v = 10 \cdot q \cdot V^2$

$F_v = 10 \cdot 13,78 \text{ kg/m} \cdot 9,46\text{m/s}$

$F_v = 1303 \text{ N}$

Całkowite statyczne napięcie liny:

$F_{Est} = F_t + F_v = 211517,165 \text{ N} + 1303 \text{ N} = 212820 \text{ N} = 212,8 \text{ kN}$

Całkowite dynamiczne napięcie liny:

$F_{Ed} = F_d + F_v = 317 \text{ kN} + 1,3 \text{ kN} = 318,3 \text{ kN}$

Dobór materiału na linę plecioną w pętli zamkniętej:

Lina powinna być wykonana ze stali by odtworzyć stan poprzedni cechować się wytrzymałością na zmęczenie, sporym wydłużeniem.

Dobraný materiał na linę:

Stal X2CrNiMoN22-5-3 nr. 1.4462 $R_{0,2} = 450 \text{ MPa}$ $R_m = 880 \text{ MPa}$ $A = 25\%$

Współczynnik bezpieczeństwa przy obciążeniu statycznym:

$b = F_r / F_{Est}$

$F_r = 880 \text{ MPa} \cdot 1767,15 \text{ mm}^2$ - z prawa Hooke'a

$F_r = 1555092 \text{ N}$

$b_s = 7,3$

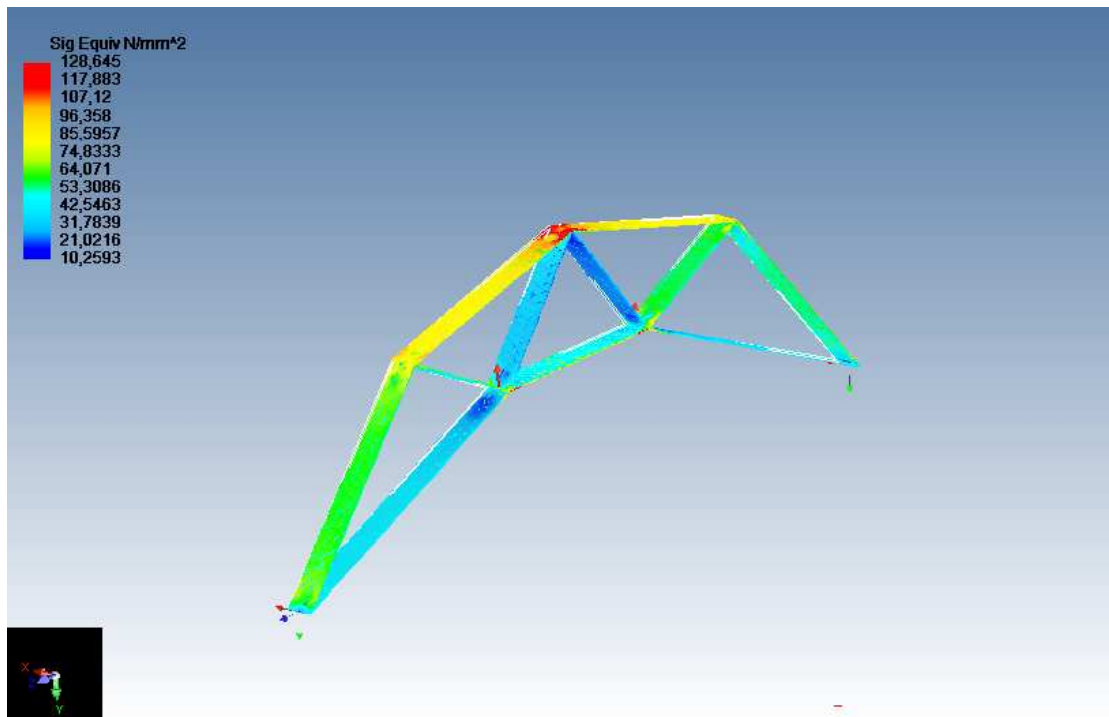
Współczynnik bezpieczeństwa przy obciążeniu dynamicznym:

$b = F_r / F_{Ed}$

$b_d = 1555 \text{ kN} / 318,3 \text{ kN}$

$b_d = 4,8$

3.2 Projekt i obliczenia kratownicy:



Projekt polegał na wykonaniu modelu 3D konstrukcji nośnej, utwierdzeniu jej i poddaniu obciążeniom z wcześniejszych obliczeń rozłożonych na 2 przęsła. W pierwszej wersji maksymalne naprężenia skupiły się w jednym punkcie więc konstrukcja została zmieniona.

Po zmianach dla danych:

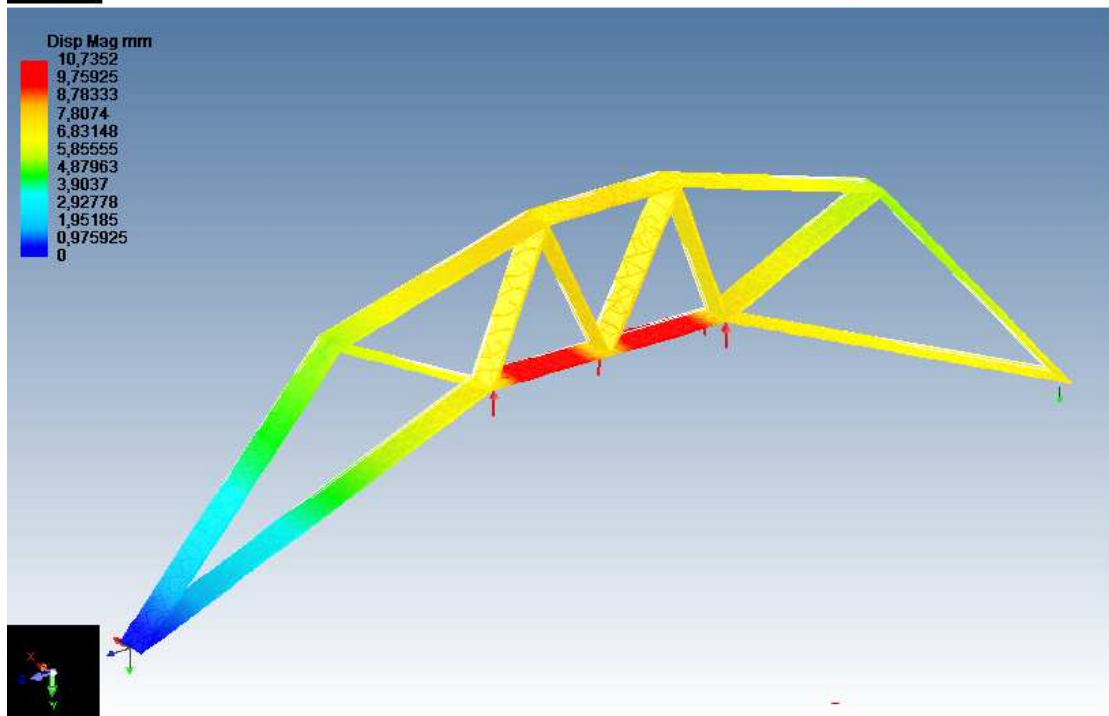
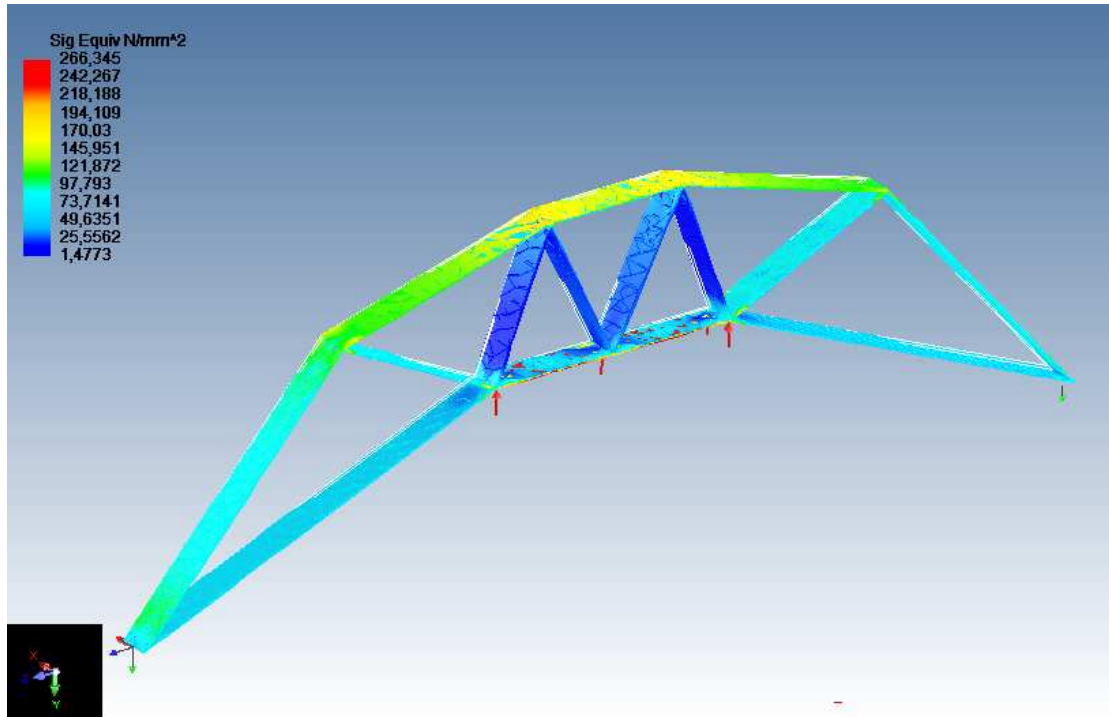
$$F = F_{st}/2 = 211,5\text{kN}/2 = 106\text{ kN}$$

$$E = 2,1\text{ GPa}$$

$$\nu = 0,28$$

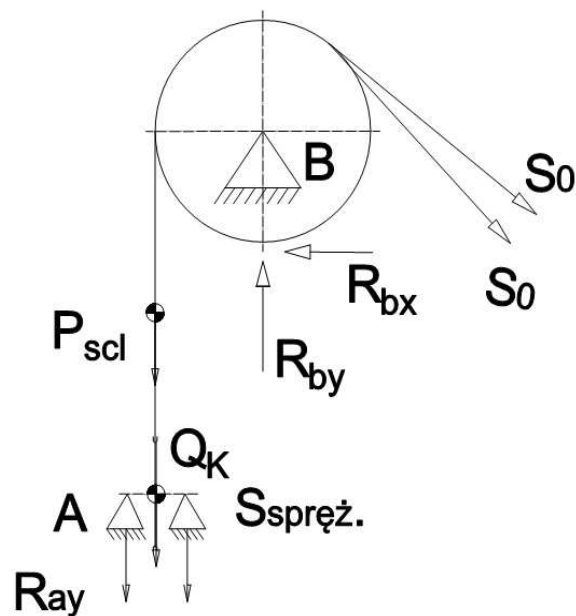
Dla płaskownika 100x6mm - docelowo C100

Wyniki są następujące:

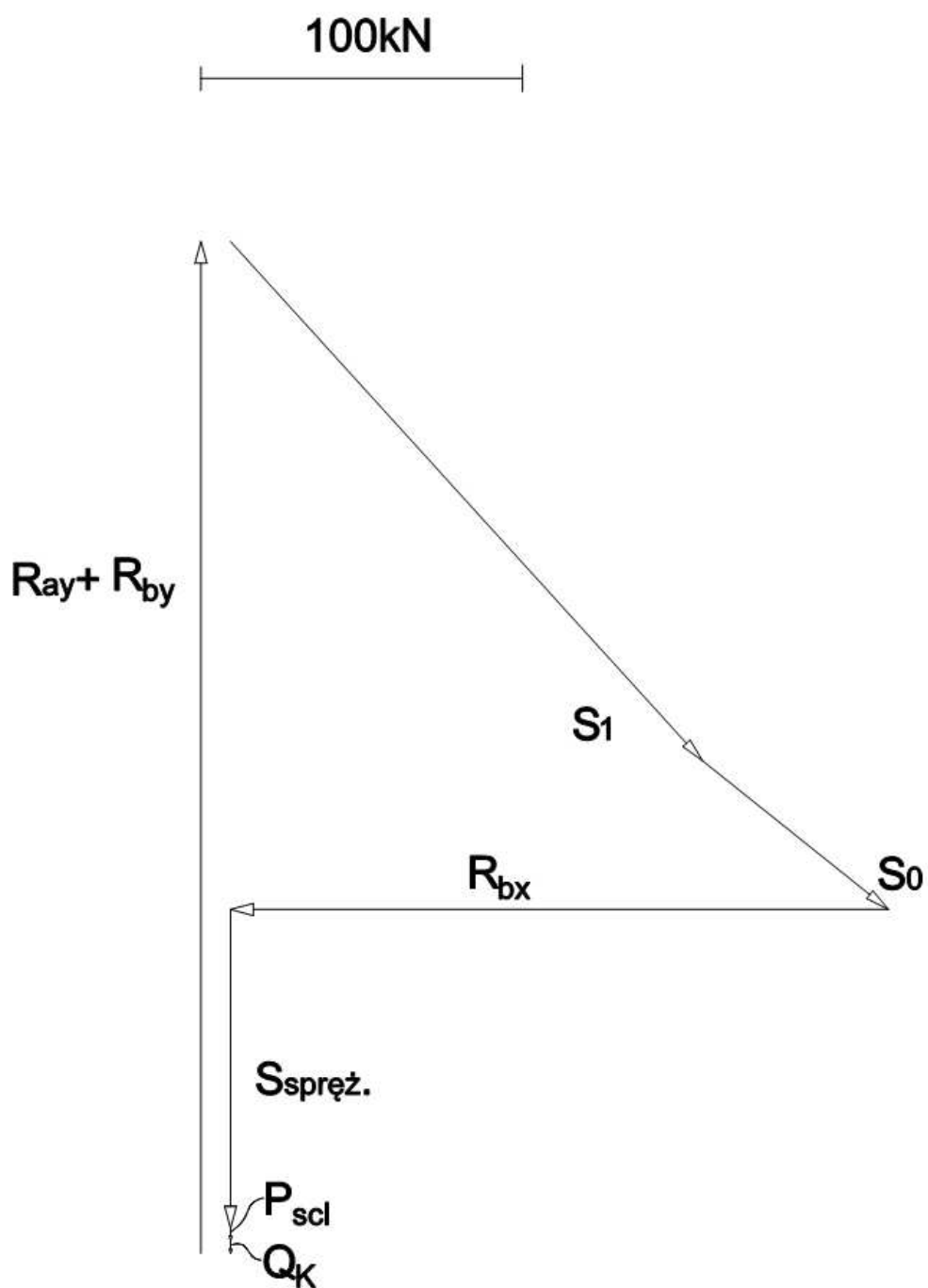


Naprężenia w górnym pasie rozkładają się w miarę równomiernie i nie przekraczają 200MPa co nie zagraża bezpieczeństwu konstrukcji. Widoczne na dole naciski powierzchniowe można zaniedbać ponieważ siła zastała tam rozłożona na całą powierzchnię płaskownika. Jednak w rzeczywistości naprężenia te przejmie oprawa łożyska wykonana z grubej ponad 30mm blachy. Dla dobrego materiału ceownika S355 naprężenia te nie powinny zagrażać bezpieczeństwu konstrukcji. Tym bardziej, że siła obliczona była dla przekładni przenoszącej moc. Jednak docelowo koło zwrotne odbierające moc będzie wg. umowy nieobciążone. Dlatego też konstrukcja jeśli będzie wykonana zgodnie rysunkiem powinna być bezpieczna i służyć przez długi czas.

3.3 Rozwiązanie równań statyki metodą graficzną



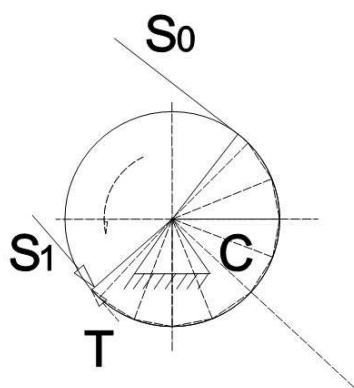
Rys. 3.2 Rozrysowanie sił działających na konstrukcję



Rys. 3.2. Równowaga sił i wyznaczenie reakcji w podporach metodą graficzną.

3.4 Obliczenie siły tarcia:

Dla współczynnika tarcia między żeliwem a skórą równego - 0,5
Kąta opasania $\alpha = 3,333$ rad



$$\begin{aligned} S_0 &= 74\,031 \text{ N} \\ S_1 &> S_0 e^{\eta \alpha} - \text{poślizg} \\ S_1 &= 74\,031 \times 2.718^{0.5 \times 3.333} \\ S_1 &= 74\,031 \times 5.29 \\ S_1 &= 391\,624 \text{ N} \end{aligned}$$

Poślizg wystąpi gdy siła działająca na linę przekroczy 391 624 N. Jednak siła nie powinna przekroczyć obliczonej wartości ze względu na moc silnika. Poślizg nie powinien wystąpić.

4. Technologia wykonania

Konstrukcja kratownicy była projektowana jako spawana. Niektóre elementy zostały dobrane ze stali nierdzewnej o umiarkowanie niskiej zawartości węgla dla poprawienia spawalności. Konieczne było również zastosowanie tulejek z brązu aby zapobiec iskrzeniu podczas pracy które należy wykonać z zachowaniem oznaczonych pasowań, aby prawidłowo spaniały swoje funkcje. Gwinty, elementy toczone i frezowane należy wykonać z wysoką precyzją by nie doprowadzić do spiętrzenia naprężeń (karbu). Lina powinna być lina budowy splotkowej, nieodkrętna, z rdzeniem włókiennym nasyconym smarem. Łączenie liny powinno się odbywać przez zszycie bez zgrubień w pętli na obliczoną dł. ok. 128 m. Połączenie powinno być rozłożone na długości. Jakość połączeń, wykonanie i proj. konstrukcji powinno być sprawdzone poprzez napięcie testowe konstrukcji do poziomu maksymalnego ugięcia sprężyny.

4. Instrukcja montażu

1. Umieścić linę w bieźni kół linowych w kolejności:

- wciągnąć jeden koniec liny na wieżę szybową
- jeden koniec liny przełożyć przez koło kierunkowe umieszczone na wieży i wprowadzić do górnego otworu w budynku maszynowni.
- umieścić linę w bieźni koła napędowego i wyprowadzić z budynku maszynowni dolnym otworem
- wciągnąć linę z powrotem na drugie koło kierunkowe umieszczone na wieży szybowej, i opuścić do poziomu suwnicy.

2. Przymontowanie konstrukcji koła kierunkowego

- zamontować przegub na belce dwuteowej w odległości równej połowie jej długości.
- zamocować drugą podporę po przeciwnej stronie śrubami naciągowymi do góry.
- przygotować kompletną kratownicę z kołem zwrotnym do montażu tj. przesmarować łożyska , przeguby Sprawdzić dokręcenie śrub.
- wciągnąć do poziomu suwnicy i zamontować kratownicę.
- ustawić konstrukcję w pozycji montażowej.

3. Założenie liny i uruchomienie

- zwisającą linę umieścić w bieźni koła zwrotnego i wyprowadzić jeden koniec do góry
- złączyć oba końce zaciskiem montażowym w najodpowiedniejszym miejscu.
- za pomocą ścisku montażowego naciągnąć linę do pozycji minimalnego naciągu roboczego sprawdzić naprężenie liny, jeśli zwis nie przekracza 1m można zaznaczyć ponad zaciskiem łączącym końce liny miejsce zamknięcia obwodu.
- połączyć linę w obwód zamknięty wykorzystując specjalistyczne technologie zapewniające wytrzymałość połączenia.
- opuścić linę między kratownicową konstrukcję.
- przełożyć linę między oprawę łożyska a ramą odkręcając najpierw jedną a później drugą półkę montażową.
- poluzować naciąg
- założyć linę na koło zwrotne.
- naciągnąć linę , skontrolować nakrętki.
- sprawdzić stan konstrukcji
- uruchomić napęd przekładni.

mgr inż. Paweł Mięczakowski

Bibliografia:

- * „Podstawy konstrukcji maszyn - Projektowanie” - Leonid W. Kurmaz PWN Warszawa 1999r.
- „Mały poradnik mechanika” - Wydawnictwo naukowo-techniczne Warszawa 1996r.