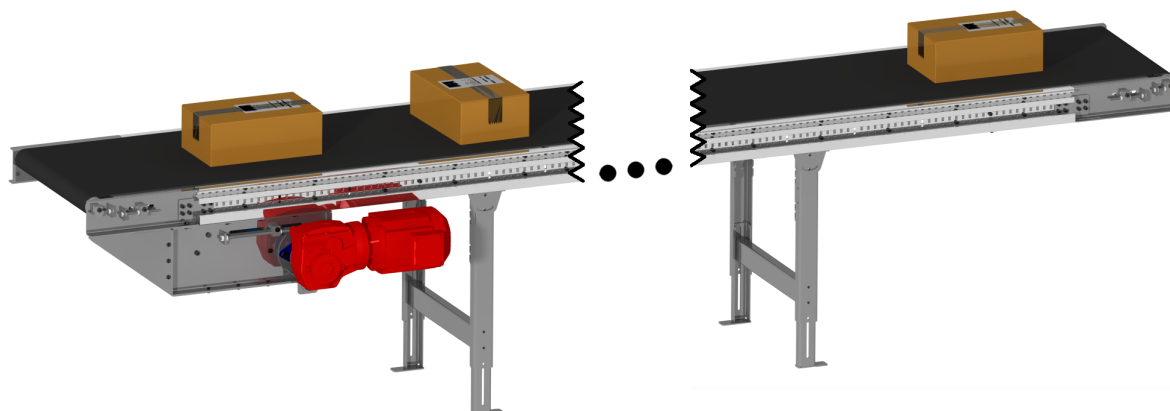




CHALMERS



Konceptutveckling av en längre bandtransportör för transport av lättgods

För användning inom e-handelsbranschen

Examensarbete inom högskoleingenjörsprogrammet i maskinteknik

SEBASTIAN OLOFSSON

TOBIAS OLOFSSON

INSTITUTIONEN FÖR INDUSTRI- OCH MATERIALVETENSKAP

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2022

www.chalmers.se

Examensarbete 2022

Konceptutveckling av en längre bandtransportör för transport av lättgods

För användning inom e-handelsbranschen

SEBASTIAN OLOFSSON & TOBIAS OLOFSSON



CHALMERS

Institutionen för industri- och materialvetenskap
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2022

Konceptutveckling av en längre bandtransportör för transport av lättgods

För användning inom e-handelsbranschen

SEBASTIAN OLOFSSON

TOBIAS OLOFSSON

© SEBASTIAN OLOFSSON, Sverige 2022

© TOBIAS OLOFSSON, Sverige 2022

Examinator och handledare: Göran Gustafsson, universitetslektor vid Institutionen för industri- och materialvetenskap.

Examensarbete 2022

Institutionen för industri- och materialvetenskap

Avdelningen för produktutveckling

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

SE-412 96 Göteborg Sverige

Telefon + 46 (0)31-772 1000

Göteborg, Sverige 2022

Omslagsbild: Slutkonstruktion med snittad mittendel.

Skriven i L^AT_EX

Göteborg, Sverige 2022

Förord

Detta examensarbete är den sista delen av högskoleingenjörsprogrammet i maskinteknik vid Chalmers tekniska högskola och omfattar 15 högskolepoäng. Arbetet genomfördes i samarbete med InterSystem AB under våren 2022.

Vi vill rikta ett stort tack till en av våra handledare på företaget, *Martin Samuelsson*, teknisk chef på InterSystem AB, som har försett oss med detta intressanta och lärorika examensarbete som har legat väldigt nära vår utbildning. Vi vill även tacka vår andra handledare på företaget, *Jim Hansson*, konstruktör på InterSystem AB, som under hela arbetets gång hjälpt oss genom att besvara många frågor och försett oss med nödvändig information. Dessutom vill vi tacka *Fredrik Danell*, Area Sales Manager på Ammega för kontrollberäkningar av bandtransportören.

Vi vill också rikta ett stort tack till vår examinator och handledare vid Chalmers, *Göran Gustafsson*, universitetslektor vid Institutionen för industri- och materialvetenskap, som under arbetets gång väglett oss i rätt riktning samt hjälpt oss med uppkomna problem och svarat på många relevanta frågor.

Göteborg, juni, 2022.

Sebastian Olofsson & Tobias Olofsson

Sammanfattning

På senare tid har InterSystem börjat arbeta mycket mot e-handelsföretag, där lättgodset från e-handeln måste transporteras långa sträckor inom lagerhanteringen. Detta gör att InterSystem måste bygga väldigt långa bandtransportörer för att flytta godset från punkt A till punkt B. Om man förlänger de nuvarande standardbandtransportörerna mer än 12 meter uppkommer problem när bandet skall spännas. Framför allt böjer konstruktionen sig vilket leder till att bandtransportören inte kan upprätthålla sin funktion. Detta tvingar InterSystem att sammankoppla flera bandtransportörer vid långa transportsträckor vilket ger onödigt höga kostnader. Syftet är att kunna dra ner på antalet bandtransportörer vid långa transportsträckor genom att designa en längre bandtransportör och på så sätt minska totalkostnaden för underhåll, material och montering.

Teorin bakom en bandtransportör presenterades och vad som krävdes för en längre fungerande lösning analyserades. Utifrån det togs lösningar fram på problemet genom att bryta ned problemet i delfunktioner och därmed söka dellösningar till delfunktionerna. Därefter kombinerades dessa till helhetslösningar. Lösningssökandet utgick från konkurrentundersökningar, patentsökningar och fri idégenereringen där diskussion med InterSystem och dess medarbetare väckte idéer. Väldigt många koncept bildades men flera eliminerades fort utifrån kriteriespecifikationen och relevanta resonemang. Vidare togs 12 koncept till utvärderingsmatriser där mer systematisk utvärdering gjordes. Till slut återstod ett koncept som vidareutvecklades.

Det återstående konceptet konstruerades i detalj i CAD där teori från olika bandtransportörstillverkare låg till grund för utformningen. För att den nya bandtransportören skulle fungera verifierades detta med formler och beräkningsprogram. Det slutgiltiga resultatet blev en bandtransportör på 30 meter som uppfyllde alla krav och en hel del av önskemålen. På grund av olika anledningar blev transportören inte förverkligad utan i stället levererades resultatet i form av en CAD-fil som InterSystem kan ha som underlag om de i framtiden skulle vilja tillverka den. Det finns däremot fortfarande några förbättringar på den nya bandtransportören som kan göras, till exempel val av motor och estetik vid transportörens ändar.

Nyckelord: Lång bandtransportör, e-handelslogistik, transport inom lager.

Abstract

Recently, InterSystem has started working a lot with e-commerce companies, where the light goods from e-commerce must be transported long distances within the warehouse management. This means that InterSystem must build very long belt conveyors to transport the goods from point A to point B. When extending the current standard belt conveyors more than 12 meters, problems arise when the belt is to be tightened. Mainly the construction bends, which leads to the belt conveyor not being able to maintain its function. This forces InterSystem to connect several belt conveyors for long transport distances, which results in high costs. The purpose is to reduce number of belt conveyor for long transport distances by designing a longer belt conveyor and therefore reduce the total cost since maintenance costs, material costs and assembly costs will then become lower.

The theory behind a belt conveyor was discussed and what was required from a new solution was analysed. Based on this, solutions to the problem were developed by breaking down the problem into subfunctions and thereby seeking subsolutions for the subfunctions, which were then combined into complete solutions. The search for a solution was based on competition research, patent research, and free idea generation, where discussion with InterSystem and its employees raised ideas. Very many concepts were formed but several was quickly eliminated based on the criteria specification and relevant reasoning. Furthermore, 12 concepts were taken for evaluation matrices where a more systematic evaluation was made. In the end, one concept remained that was further developed.

The remaining concept was constructed in detail in CAD where theory from different belt conveyor manufacturers was the basis for the design. That the new belt conveyor would work was verified with calculations based on formulas but also calculation programs. The final result was a 30 meter belt conveyor that met all the requirements and a lot of the wishes. Due to various reasons, the conveyer was not realized but instead, the result was delivered in the form of a CAD file that InterSystem can have as a basis if they would like to produce it in the future. However, there are still some improvements on the new belt conveyor that can be made, e.g. choice of engine and aesthetics at the ends of the conveyor.

The thesis is written in Swedish.

Keywords: Long conveyor belt, e-commerce logistics, transport within warehouse.

Innehåll

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	1
1.3	Precisering av frågeställning	2
1.4	Mål och avgränsningar	2
2	Problemformulering	3
2.1	Bandtransportör	3
2.2	Spänning av bandet och dess påverkan	3
2.2.1	Snedställning	3
2.2.2	Snedställningens påverkan	4
3	Teoretisk referensram	5
3.1	Konstruktion	5
3.2	Bandstöd	5
3.2.1	Bandet	6
3.3	Töjningsanordning	6
3.4	Bandstyrning	7
3.5	Motorns drivkraft och dess effektöverföring.	7
4	Metod	9
4.1	Undersökning av problemet	9
4.1.1	Funktionsanalys	9
4.1.2	Kriteriespecifikation	9
4.2	Framtagning av alternativa koncept	9
4.2.1	Konkurrentundersökning	9
4.2.2	Patentsökning	9
4.2.3	Fri idégenerering	10
4.2.4	Systematisk idégenerering	10
4.3	Analys och utvärdering av alternativa koncept	10
4.3.1	Modelleringar	10
4.3.2	Utvärderingsmatriser	10
4.4	Vidareutveckling, konstruktion och slutsatser	11
4.4.1	Computer Aided Design	11
4.4.2	Beräkningar	11
4.4.3	Slutsatser	11
5	Undersökning av problemet	12
5.1	Funktionsanalys	12
5.2	Kundbehovslista	12
5.3	Kriteriespecifikation	14
5.3.1	Motivering av önskemålets viktning	16
5.4	Nulägesanalys av InterSystem standardbandtransportör	18
5.4.1	Nackdelar med nuvarande konstruktion	19
6	Framtagning av alternativa koncept	20
6.1	Konkurrentundersökning	20
6.1.1	Fördelar med de konkurrerande lösningarna	21
6.2	Patentsökning	21
6.3	Fri idégenerering	23
6.4	Systematisk idégenerering	24

6.5	Konceptkatalog	30
7	Analys och utvärdering av alternativa koncept	36
7.1	Elimineringsmatris	36
7.2	Pughs matris	37
7.3	Kesselringmatris	39
7.3.1	Omformulering av önskemål	39
7.3.2	Parvis jämförelse av omformulerade önskemål	40
7.3.3	Gradering av omformulerade önskemål	41
7.3.4	Matrisen	42
7.3.5	Förklaring av de tilldelade värdena	42
8	Vidareutveckling av det resulterande konceptet	44
8.1	Bandbänkarna	44
8.2	Ramen och dess infästning	44
8.3	Guiderullarna och deras styrning	45
8.4	Vändcylindrarna	45
8.5	Bandet	46
8.6	Drivenheten	47
8.6.1	Motorn	48
8.6.2	Drivaxeln	48
8.6.2.1	Drivcylindern	49
8.6.2.2	Kil och kilspår	49
8.6.3	Lager och lagerhus	49
8.6.4	Spänningsrullen och dess mekanism	50
8.6.5	Plåtboxen	51
8.7	Inställt bygge av bandtransportören	51
9	Resultat	52
9.1	Resultat från vidareutvecklingen	52
9.2	Kriterieuppfyllelse	52
9.3	Verifiering av frågeställning	56
10	Diskussion och slutsats	57
10.1	Diskussion kring arbetsgången	57
10.1.1	Konceptgenerering	57
10.1.2	Konceptutvärdering	57
10.1.3	Vidareutveckling av koncept	57
10.2	Diskussion kring resultatet	57
10.3	Rekommendationer till fortsatt utveckling	58
10.4	Slutsats	58
	Bilagor	61

1 Inledning

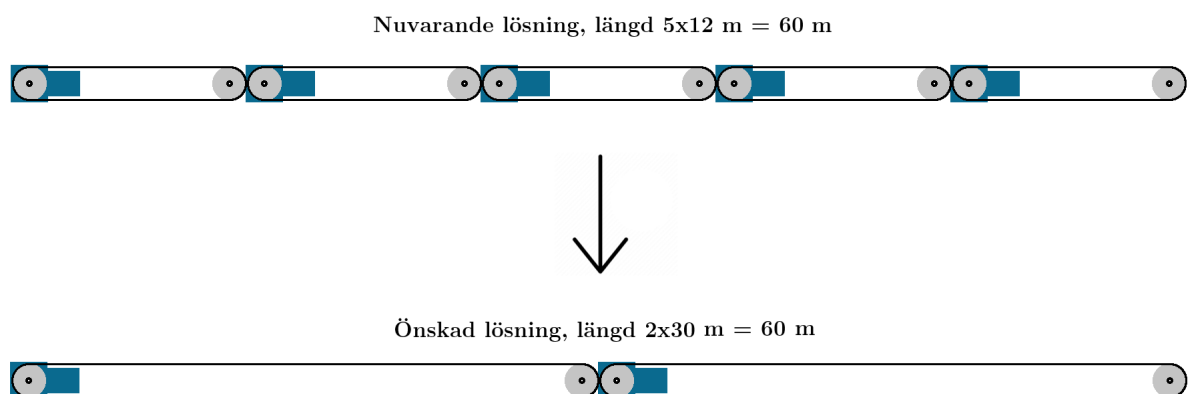
I inledningen presenteras företaget, bakgrunden till projektet, syftet med projektet och hur det kommer att avgränsas.

1.1 Bakgrund

Ängelholmsbaserade InterSystem AB utvecklar, producerar och levererar automatiserade system inom palletering och materialhantering. Företaget grundades 1989, har 65 anställda och omsätter idag cirka 200 MSEK per år (2021). InterSystems kunder finns framför allt inom livsmedelsindustrin där cirka 40% levereras på export utanför Skandinavien. InterSystem har även på senare tid börjat arbeta mycket mot e-handeln och framför allt e-handelskoncernen Boozt som ligger i Varalöv utanför Ängelholm. På Boozt har InterSystem en stor roll inom produkthanteringen genom att tillhandahålla bandtransportörer för transport av lättgods. Transportsträckorna kan vara upp till 300 meter långa.

1.2 Syfte

Dagens standardbandtransportör på InterSystem kan byggas max 12 meter. Därefter klarar inte ramprofilerna kraften av bandspänningen och således går bandet snett. Detta tvingar InterSystem att sammankoppla flera bandtransportörer vid längre transportsträckor. Syftet är att minska antalet sammankopplade bandtransportörer genom att bygga en längre bandtransportör som klarar bandspänningen. Detta för att dels minska antalet drivenheter vilket bidrar till färre servicetillfällen och således lägre kostnader. Längre bandtransportörer reducerar även antalet elektriska komponenter, som är en stor kostnad. Avsikten med projektet är att utveckla och bygga en bandtransportör som skall klara längder upp till 30 meter. I figur 1.1 visas ett exempel på hur en transportsträcka på 60 meter ser ut idag samt hur en önskad lösning kan tänkas se ut.



Figur 1.1: Förenklad representation över hur en nuvarande bandtransportör på 60 meter är sammankopplad samt hur en önskad lösning är tänkt att se ut.

1.3 Precisering av frågeställning

För att bryta ned och få en överblick över projektet skrevs frågor som i slutet av arbetet kommer att besvaras.

- Hur kan bandtransportören förlängas till 30 meter och samtidigt klara av bandspänningen och därmed förhindra snedställning?
- Behövs det konstrueras en helt ny bandtransportör eller kan man vidareutveckla och lägga till funktioner till nuvarande bandtransportör?
- Hur kan den slutgiltiga konstruktionen vara tillämpbar för flera olika bandbredder och bandlängder?
- **Löstes problemet?**

1.4 Mål och avgränsningar

Målet med examensarbetet är att bygga en fullskalig prototyp med rätt material utifrån den teori som redovisas i rapporten. Prototypen bör därefter provköras i minst 100 timmar. Prototypen skall ses som ett förslag på en produkt som InterSystem kan jobba vidare med. Eftersom examensarbetet skrivs under vårterminen är det således ett tidsbegränsat projekt vilket bidrar till att vissa avgränsningar måste göras. Avgränsningar görs dessutom för att spara pengar eftersom det enbart kommer att bli en prototyp som skall testas. Efter diskussion tillsammans med examinerator och handledare på företaget har nedanstående delar valt att reducerats:

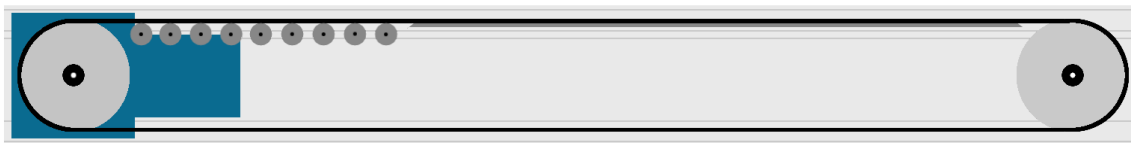
- SEW i Jönköping kommer tillverka motorn eftersom det är InterSystems huvudleverantör
- Bandet kommer att levereras av Ammega eftersom det är InterSystems huvudleverantör
- Obehandlade plåtar kommer att användas på grund av kortare leveranstid

2 Problemformulering

I följande kapitel presenteras en grundläggande beskrivning av en bandtransportör och utefter det redovisas problemet i detalj.

2.1 Bandtransportör

En standard och sedvanlig bandtransportör är uppbyggd mycket enkelt. I själva verket består den endast av ett band, två cylindrar, en ram som håller cylindrarna på plats och en bandbänk eller rullar som håller uppe bandet. Den ena cylindern drivs av en motor, se figur 2.1 (närliggande ramprofil ej inritad).



Figur 2.1: Bandtransportör

För att bandet skall kunna drivas ökas avståndet mellan cylindrarna med hjälp av en spänningsmekanism, vilket således gör att bandet töjer sig. En kraft i bandet uppstår samt en friktionskraft mellan bandet och cylindrarna. Friktionskraften möjliggör överföring av cylinderns rotationsrörelse till bandet vilket resulterar i att bandet får den önskade translationsrörelsen som behövs vid förflyttning av gods. Hastigheten på godsförflyttningen V_H är en funktion av drivcylinderns vinkelhastighet ω och dess radie R enligt ekvation 2.1.

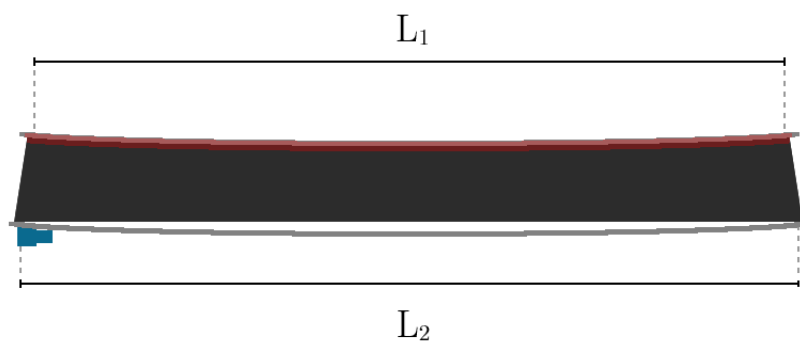
$$V_H = \omega R \quad (2.1)$$

2.2 Spänning av bandet och dess påverkan

När bandet är spänt uppstår reaktionskrafter i konstruktionen. Dessa krafter ökar vid förlängning av transportören på grund av ökad last (se kapitel 3.5) samt att böjmomenten i ramprofilerna ökar på grund av att hävstången blir längre, vilket resulterar i att ramprofilerna böjer sig. Nuvarande bandtransportörer på InterSystem får vid förlängning böjningen som visas i figur 2.2.

2.2.1 Snedställning

Vid montering av bandtransportören sammansätts ändcylindrarna i ramprofilen. När ramprofilerna böjer sig till den illustrerade formen (figur 2.2) blir det olika avstånd mellan cylinderändarna, vilket implicerar snedställda cylindrar. Bandet kommer därefter att följa cylindrarnas snedställning på grund av bandspänningen och då kommer även bandet att ställa sig snett. I figur 2.2 visas detta där $L_1 \neq L_2$. För att förhindra denna snedställning finns det sätt att styra bandet på men där metoderna på dagens bandtransportörer är otillräckliga och irreguljära vid förlängning av transportören.



Figur 2.2: Konstruktionens böjning och bandets snedställning.

2.2.2 Snedställningens påverkan

När bandet nu är snett kommer det att vandra mot den kortare sidan eftersom bandet inte är lika spänt där. På den kortare sidan kan två kritiska saker uppstå. Om bandet inte har något som skyddar det från att åka av så kommer det gå av och därmed sluta fungera. Om bandet i stället har något som skyddar det från att åka av så kommer det gnidas mot detta, slitas och gå sönder. Området är markerat med rött i figur 2.2.

3 Teoretisk referensram

Teorin bakom projektet redovisas och förklaras i detalj, även viktiga begrepp kring en bandtransportör tas upp.

3.1 Konstruktion

Bandtransportörens bärande konstruktion måste vara stabil för att motstå alla krafter som uppstår, till exempel bandkraft, egentygnd och tyngden på godset som transporteras. Kraften som uppstår i konstruktionen på grund av bandspänningen beräknas enligt formeln för mekanisk spänning. Töjningen bestäms av elasticitetsmodulen som är en materialberoende parameter som beskriver förhållandet mellan mekanisk spänning och deformation. Givet axelavstånd för två parallellplacerade vändcylindrar förlängs då bandet enligt ekvation 3.1, där Δa är avståndet en vändcylinder förflyttas.

$$\Delta L = 2\Delta a \quad (3.1)$$

Givet att bandet är linjärt elastiskt fås kraften i bandet enligt ekvation 3.2.

$$F_0 = 2 \cdot \frac{\Delta a}{L} \cdot EA \quad (3.2)$$

A är tvärsnittsarean för bandet och E är bandets elasticitetsmodul (Mägi m.fl., 2017). Inom bandtransportörsteori är det dock ovanligt att använda sig av denna formel. I stället används en annan formel som beskrivs under kapitel 3.2.1.

Egentygnden och godstygnden som konstruktionen utsätts för beräknas, godstygnden kan ses som en utbredd last.

Ifall dessa krafter inte beaktas ordentligt är det omöjligt att få bandet att gå rakt. Konstruktionen måste även vara horisontell i planet och vara uppbyggd på ett sätt som möjliggör att bandet kan förflyttas i sidled med en viss marginal utan att något kritiskt händer. I vissa arbetsmiljöer kan det även vara viktigt att lätt kunna rengöra bandtransportören, vilket kan medföra en mer komplex konstruktion (Habasit, 2018).

3.2 Bandstöd

För att förhindra nedhängning av bandet finns det oftast en stödstruktur som kan vara utformad på olika sätt. De två vanligaste är bandbänk och rullstöd. Den viktigaste funktionen en stödstruktur har är att se till så att bandet ligger horisontellt. Ifall bandet får en nedböjning påverkar detta ändcylindrarna avsevärt och det löper större risk för snedställning. I figur 3.1 illustreras till vänster en bandtransportör med bandbänk och till höger en bandtransportör med rullar som stöd.



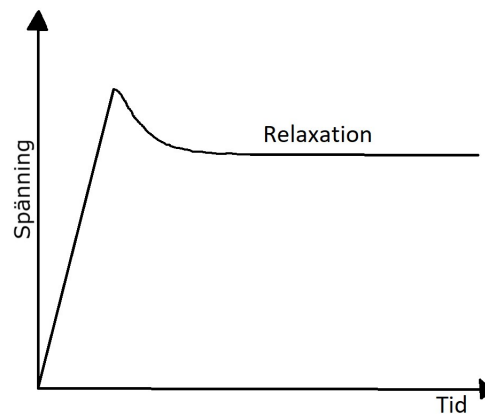
Figur 3.1: Bandbänk och rullstöd

De två olika lösningarna har både fördelar och nackdelar. Bandbänkens främsta fördel är att godset transporteras mer stabilt men nackdelen är mer friktion, vilket bidrar till större energiförluster och en kraftfullare drivmotor kan behövas. Bandbänkar är vanligare vid lättgods. Rullstöden ger sämre stabilitet men friktionen är avsevärt mindre eftersom rullarna sätts i rörelse. Rullstöden är vanligare vid tyngre gods (Ammeraal Beltech, 2021).

3.2.1 Bandet

När man konstruerar en bandtransportör krävs det att man har korrekt bandlängd för att få rätt spänning. I det fall bandlängden inte är korrekt kan det uppstå onödigt töjning vilket kan göra att bandet går sönder. Dessutom kan det utgöra en onödigt stor påfrestning på konstruktionen ifall en för stor kraft uppstår.

Vid töjning uppstår ett materialtekniskt fenomen kallat relaxation som innebär att spänningen minskar med tiden trots samma töjning för att sedan plana ut. Detta gör att man alltid måste beräkna spänningen efter relaxationsfasen då spänningen förblir konstant. I figur 3.2 visas ett diagram över hur spänningen i bandet varierar med tiden.



Figur 3.2: Relaxation

Relaxation måste tas hänsyn till vid dimensioneringen vilket man kan göra genom att utöka spänningsanordningen så att bandet går att efterspanna. Relaxationen är svår att beräkna eftersom den påverkas mycket av omgivningsmiljön.

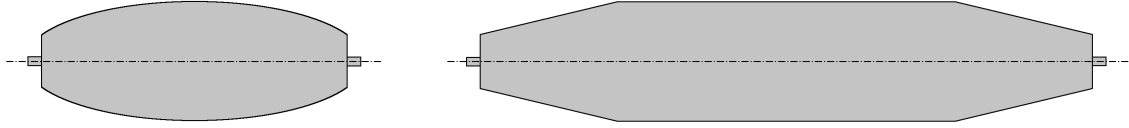
Vid beräkning av bandets elastiska egenskaper använder man inom bandtransportörsteori enheten N/mm vid 1% töjning. Den anger dragkraften i bandet per millimeter bandbredd vid 1% töjning (Habasit, 2018).

3.3 Töjningsanordning

För att uppnå det önskade kontakttrycket mellan band och drivcylinder använder man sig av olika typer av töjningsanordningar. I nuläget är det två tekniker som är vanligast. Den ena kallas för fast töjningsanordning och den andra för töjningsanordning med konstant kraft. Den fasta töjningsanordningen fungerar genom att man definierar ett avstånd som en cylinder ska förflytta sig. Cylindern hålls på plats med en typ av skruv. Det andra sättet innebär att man lägger en kraft på cylindern i den riktningen man vill ha töjningen. Kraften uppkommer oftast av antingen vikter eller fjädrar.

3.4 Bandstyrning

För att bandet ska gå rakt använder man sig av olika tekniker. Den mest förekommande kallas för bombering. Bombering innebär att cylindrarna som rör vid bandet har en större diameter i centrum än vid kanterna. Antingen är hela cylindern konvext formad eller så smalnar sidorna av likt en kon. Figur 3.3 visar dessa typer av bombering (Habasit, 2018).



Figur 3.3: Två olika typer av bombering

Det finns även andra sätt att styra bandet på. Kombinationer av olika tekniker ger möjlighet till en rad lösningar. Dessa ytterligare tekniker kan komma till användning när man har svårt att få bandet att gå rakt enbart med bomberade cylindrar, som i vårt fall.

3.5 Motorns drivkraft och dess effektöverföring.

För att beräkna vilken motoreffekt som krävs för att driva drivcylindern används ekvation 3.3.

$$P = M \cdot \omega \quad (3.3)$$

M är vridmomentet och ω är vinkelhastigheten. Vridmomentet fås genom momentjämvikt kring centralaxeln för drivcylindern, vilket ger ett vridmoment enligt ekvation 3.4.

$$M = (F_2 - F_1) \cdot R \quad (3.4)$$

Kraftskillnaden i bandets ändar kring drivcylinder gånger radien ger vridmomentet. Eftersom krafterna F_1 och F_2 verkar på samma band, motriktade varandra, är skillnaden mellan dem den kraft som behövs för att förflytta godset och bandet längs med stödytan. Kraftskillnaden kan därför uttryckas enligt ekvation 3.5.

$$(F_2 - F_1) = [(m_{gods} + m_{bandstödyta}) \cdot \mu_s + m_{bandunder}] \cdot g = F_{drag} \quad (3.5)$$

m_{gods} är godsets massa, $m_{bandstödyta}$ är massan hos bandet som rör vid stödytan, $m_{bandunder}$ är bandets massa vid undersidan av transportören och μ_s är friktionstalet mellan band och stödyta. Vinkelhastigheten kan skrivas om enligt $\omega = \frac{V_H}{R}$. Det gör att ekvation 3.3 skrivs om och förkortas till ekvation 3.6.

$$P = M \cdot \omega = (F_2 - F_1) \cdot R \cdot \frac{V_H}{R} = (F_2 - F_1) \cdot V_H = F_{drag} \cdot V_H \quad (3.6)$$

För att avgöra om effekten från motorn går att överföra till drivcylindern behövs det tas hänsyn till tre parametrar (Habasit, 2018):

- trycket mellan drivcylindern och bandet
- lindningsvinkeln mellan drivcylindern och bandet
- friktionstalet mellan drivcylindern och bandet.

Dessa parametrar hänger ihop enligt **Grashofs** ekvation, 3.7.

$$\frac{F_2 - F_c}{F_1 - F_c} = e^{\mu_d \alpha} \approx \frac{F_2}{F_1} \quad (3.7)$$

Kraftkvoten mellan F_2 och F_1 får max vara e upphöjt till friktionstalet μ_d gånger lindningsvinkeln α om inte bandet ska slira längs hela lindningsvinkeln. Vid bandtransportörsberäkningar försummas centrifugalkraften eftersom de körs i låga hastigheter (Mägi m.fl., 2017).

Nu har vi två ekvationer (ekvation 3.5 och 3.7) och två obekanta F_1 och F_2 . Vi skriver om F_1 och bildar ekvation 3.8.

$$F_{drag} = F_2 - F_1 = F_1 \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right) = F_1 (e^{\mu_d \alpha} - 1) \Rightarrow F_1 = F_{drag} \cdot \frac{1}{e^{\mu_d \alpha} - 1} \quad (3.8)$$

Vi skriver även om F_2 och bildar ekvation 3.9.

$$F_{drag} = F_2 - F_1 = F_2 \left(1 - \frac{F_1}{F_2} \right) = F_2 (1 - e^{-\mu_d \alpha}) \Rightarrow F_2 = F_{drag} \cdot \frac{1}{1 - e^{-\mu_d \alpha}} \quad (3.9)$$

Ur ekvationerna 3.8 och 3.9 går det att konstatera att vid ökandet av friktionstalet eller lindningsvinkeln (eller båda) för drivcylindern minskar den nödvändiga bandkraften. Ekvationerna beskriver även att bandkrafterna måste ökas då F_{drag} ökar. F_{drag} beror dels på lasten vilket inte är av intresse att manipulera men den beror även på friktionstalet mellan band och stödyta. Minskar friktionstalet där emellan minskar således även F_{drag} . Det är därför viktigt att ha stor lindningsvinkel och högt friktionstal mellan band och drivcylinder samt lågt friktionstal mellan band och stödyta eftersom då minimeras bandkrafterna och därmed även reaktionskrafterna i konstruktionen.

Den mest kritiska parametern är friktionstalet mellan drivcylindern och bandet eftersom det lätt kan påverkas av smuts, olja, rost eller andra partiklar. I de flesta fall minskar friktionstalet av dessa partiklar och risk för glidning uppstår. I vissa arbetsmiljöer är detta ett stort problem som kan åtgärdas med olika tekniker för rengöring (Habasit, 2018).

4 Metod

I metodavsnittet beskrivs de tillvägagångssätt och metoder projektet använt sig av för att komma fram till det slutgiltiga resultatet. Hela arbetet utgår från produktutvecklingsprocessen som beskrivs i boken: Produktutveckling – Effektiva metoder för konstruktion och design (Johannesson m.fl., 2013). Nedan beskrivs de olika metoderna ingående och hur de har tillämpats i projektet.

4.1 Undersökning av problemet

För att få en start i konceptgenereringsfasen gjordes en funktionsanalys och en kriteriespecifikation ställdes upp. Även en översiktlig redogörelse av InterSystems nuvarande bandtransportör gjordes för att få en förståelse för problemet samt inspiration till nya lösningar.

4.1.1 Funktionsanalys

För att analysera problemet gjordes en funktionsanalys. Huvudfunktionen delades in i delfunktioner och stödfunktioner. Funktionsanalysen behövdes för att kunna analysera bandtransportörens delar och deras samverkan.

4.1.2 Kriteriespecifikation

En kundbehovslista togs först fram där kundernas behov för produkten diskuterades. Dessa behov översattes därefter till tekniska krav i kriteriespecifikationen för att ge konceptutvecklingen riktlinjer. Översättningen gjordes med hjälp av projektbeskrivningen vilket kan ses i bilaga A. Behov som inte ansågs lika viktiga blev önskemål som viktades på en skala mellan 1-5, där 1 anses minst viktigt och 5 viktigast. Viktningen av önskemålen förklarades med hjälp av en tabell.

4.2 Framtagning av alternativa koncept

Framtagning av alternativa koncept var en del i processen där både konkurrentundersökning och patentsökning användes för att inspireras. Sedan utfördes en fri idégenerering där idéer som uppstått fram till detta stadium redovisades. I den systematiska idégenerering användes en morfologisk matris som utgick från funktionsanalysen. Utifrån både den fria och systematiska idégenereringen genererades det lösningar.

4.2.1 Konkurrentundersökning

En konkurrentundersökning gjordes för att se hur andra företag löst problemet. Deras konstruktioner beskrivs i rapporten.

4.2.2 Patentsökning

Patentsökningen var till för att inspireras av andras lösningar och fungerade som ett stöd i lösningsletandet. Liknande problem analyserades där patent tillhörande problemet undersöktes. Dessa patent gav idéer till både dellösningar och helhetslösningar till det egna projektet.

4.2.3 Fri idégenerering

Baserat på brainstorming, undersökning på internet och diskussion med anställda på InterSystem har den fria idégenereringen åstadkommit. Brainstormingen utgick från delfunktionerna där det fokuserades på dellösningar i stället för helhetslösningar. All information i den fria idégenereringen blev underlag för den morfologiska matrisens utformning. Många av lösningarna producerades utifrån hur lösningar hos andra problem återfinns och hur det kan vara applicerbart på vår produkt.

4.2.4 Systematisk idégenerering

Den systematiska idégenereringen utgjordes av en morfologisk matris. En morfologisk matris är en form av tabell där varje delfunktion tilldelas lösningar, så kallade dellösningar. Sedan tilldelas varje delfunktion en dellösning och på så sätt genereras många principiellt tänkbara lösningar till problemet.

4.3 Analys och utvärdering av alternativa koncept

Efter framtagning av de alternativa koncepten var det dags för utvärderingsfasen. Utvärderingsfasen bestod av jämförelse av de olika koncepten med hjälp av olika utvärderingsmatriser. För att jämföra de olika koncepten och konstatera vilka som var sämre gjordes även modelleringar samtidigt som rimliga resonemang användes.

4.3.1 Modelleringar

Modelleringen använde sig av den finita elementmetoden. Finita elementmetoden är en numerisk metod för att lösa partiella differentialekvationer med hjälp av datorer och på så sätt få en överblick över produktens hållfasthet (Kurowski, 2004). Programvaran som användes vid FEM-modellering var Ansys (Ansys, 2021).

4.3.2 Utvärderingsmatriser

Vid utvärderingsfasen användes tre olika utvärderingsmatriser för att bestämma lösningarnas värde med avseende på kraven och önskemålen i kriterielistan. Den första matrisen som användes var elimineringsmatrisen. Elimineringsmatrisen användes för att utesluta koncept som inte uppfyllde alla krav i kriterielistan och för att utesluta koncept som ansågs omöjliga eller direkt olämpliga. Koncepten som inte uteslöts togs vidare till Pughs matris. Pughs matris är en relativ beslutsmatris som jämför de övriga koncepten med en referens. Pughs matris upprepades två gånger där olika koncept användes som referens. Efter två iterationer konvergerade matriserna till samma resultat. De koncepten med lägst resultat uteslöts och togs inte vidare till Kesselringmatrisen.

Vid utvärdering med hjälp av Kesselringmatrisen togs en parvis jämförelse mellan önskemålen fram för att få fram ett viktningstal som beskrev hur viktigt ett önskemål var. Det framställdes även en betygsskala på de olika önskemålen. Resultaten från den parvisa jämförelsen och betygsskalan kom sedan att användas i Kesselringmatrisen, där ett återstående koncept blev kvar. De tre utvärderingsmatriserna beskrivs mer ingående i boken *Produktutveckling Effektiva, metoder för konstruktion och design* (Johannesson m.fl., 2013) (sida 183-190).

4.4 Vidareutveckling, konstruktion och slutsatser

Det slutgiltiga konceptet togs vidare för utveckling, där konstruerades en CAD-modell och hållfasthetsberäkningar gjordes. Slutsatser gjordes utifrån kriteriespecifikationen och frågeställningen.

4.4.1 Computer Aided Design

Programmet som användes vid CAD-konstruktion var Catia V5. Delarna konstruerades som individuella parter för lättare montering och överblick. Catia Sheetmetal Design användes till stor del för att konstruera de ingående delarna eftersom tillverkningsprocessen hos de bockade plåtarna skulle underlättas (Catia V5, 2005).

4.4.2 Beräkningar

För att verifiera hållfastheten gjordes förenklade modeller av konstruktionen. Förenklade FEM-modeller och olika matematiska formler användes för att kontrollera hållfastheten. Även beräkningsprogram tillämpat för bandtransportörer utvecklade av Habasit och Ammega användes för beräkningar.

4.4.3 Slutsatser

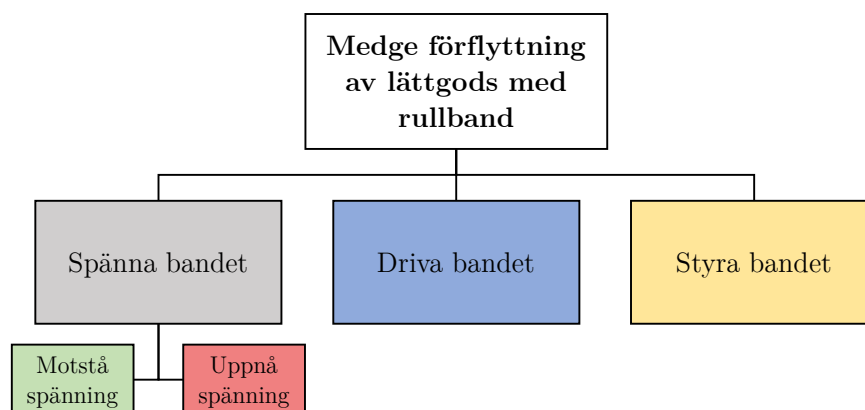
Utifrån den slutgiltiga CAD-filen redovisades figurer för beskrivning av konstruktionen. Med kriteriespecifikationen och frågeställningen i åtanke diskuterades en slutsats som presenterades. Kommentarer för framtida utveckling av konceptet diskuterades också.

5 Undersökning av problemet

Undersökning av problemet redovisas innehållande funktionsanalys, kundbehovslista, kriteriespecifikation samt en kort presentation av InterSystems nuvarande bandtransportör.

5.1 Funktionsanalys

Funktionsanalysen redovisas i figur 5.1 där huvudfunktionen för bandtransportören (medge förflyttning av lättgods med rullband) har delats upp i tre olika delfunktioner, spänna bandet, driva bandet och styra bandet. Den första delfunktionen har brutits ned i två stödfunktioner, motstå spänning och uppnå spänning. Delfunktionen spänna bandet, handlar dels om att motstå kraften som bandspänningen ger upphov till men även att uppnå den. Delfunktionen driva bandet går ut på att sätta bandet i rörelse, så att bandet kan få den önskade translationsrörelsen. Delfunktionen styra bandet är till för att bandet ska gå rakt.



Figur 5.1: Funktionsanalys för en bandtransportör

5.2 Kundbehovslista

Huvudintressenten för produkten är givetvis InterSystem. De vill ha en attraktiv produkt som de kan sälja vidare och därmed växa som företag. Bandtransportören kommer levereras av InterSystem till företag som är ute efter att transportera lättgods långa sträckor inom sin logistikhantering, exempelvis e-handelsföretag med stort produktflöde. För att bandtransportören ska bli en förbättrad produkt jämfört med nuvarande är huvudsyftet att göra den längre samtidigt som den ska uppfylla alla de krav som ställs på nuvarande transportör. I och med förlängningen vill man åstadkomma ett lägre pris än för tre nuvarande standardtransportörer eftersom man då får samma totallängd till en lägre kostnad. I kundbehovslistan diskuteras de behov som ställs på bandtransportören som därefter översätts till tekniska krav i kriteriespecifikationen.

InterSystem jobbar i stor omfattning med kundanpassade lösningar som leder till att en modulär konstruktion är nödvändig. Efter diskussion med InterSystem har det beslutats att prototypbygget kommer bli en 30 meter lång bandtransportör där önskemålet är att den i framtiden ska kunna tillverkas i den längd kunden behöver. Bredden på bandtransportören ska också gå att väljas vid tillverkning men 620 millimeter kommer vara bredden på prototypen.

Lättgodsen som bandtransportören är tänkt att transportera kan se ut på många olika sätt. En stor andel av artiklarna packas i påsar, exempelvis kläder. Även små produkter som packas i kartonger kommer att transporteras. Därför krävs en lösning som fungerar för flera olika typer av paket, både sett ur ett formperspektiv och ett storleksperspektiv.

För att bandtransportören ska kunna stå sig prestandamässigt krävs det att den körs i en hastighet som inte begränsar företagets paketflöde. Den ska även vara bärig nog för att klara tunga paket.

Vid arbete kring transportören såsom service eller packningsarbete krävs god säkerhet. Detta för att minska eventuella olycksfall men även för att reducera de långsiktiga negativa hälsoeffekter som kan uppstå vid kontinuerligt arbete. Olycksfall kan till exempel vara klämskador och långsiktiga negativa hälsoeffekter kan till exempel vara nedsatt hörsel.

En annan viktig aspekt är att transportören ska vara anpassad för InterSystems nuvarande standarddelar. Detta gäller för tilläggskomponenter som kan behövas. Även ur ett estetiskt perspektiv är det en fördel om transportören till viss del efterliknar nuvarande lösningar för att lätt passa in i omgivningen.

I tabell 5.1 sammanställs ovanstående behov.

Tabell 5.1: Kundbehovslista i form av tabell med ingående intressenter.

Önskvärda funktioner	Intressenter
<i>Medge förflyttning av lättgods med rullband</i>	<i>InterSystem</i>
Billigare än dagens lösning/ar.	Ekonomiansvarig hos InterSystem
Modulär konstruktion gällande bredd och längd	Projektplanerare vid logistikföretag
Kunna hantera olika paket gällande form och storlek	Produktansvarig vid logistikföretag
God prestanda (bra hastighet och vikthantering)	Ekonomiansvarig vid logistikföretag
Bra säkerhet (olycksfall men även långsiktiga hälsoeffekter)	Arbetare vid transportbandet
Anpassningsbar (funktionellt och estetiskt)	Projektansvarig hos InterSystem

5.3 Kriteriespecifikation

Kriteriespecifikationen redovisas i tabell 5.2. Kriterierna har tilldelats målvärde, verifieringsmetod och kravställare. I det fall kriteriet är ett önskemål har det även fått en viktning.

Tabell 5.2: Kriteriespecifikation

#	Funktioner	Målvärde	K/Ö	Vikt	Verifiering	Kravställare
0.1	Medge förflyttning av lättgods med rullband		K		Prototyp	InterSystem
1.	Prestanda					
1.1	Lastkapacitet	15 kg/m	K		Beräkning	Produkt-ansvarig på logistik-företag
1.2	Last och egentynghetsbärighet	Max utböjning 1,5 mm, 4 m mellan benstöd, vid transportvikten 15 kg/m	K		Hållfasthetsberäkning	InterSystem
1.3	Varierande hastighet	Mellan 20 och 50 m/min	K		Beräkning	Logistikchef
1.4	Robust konstruktion	Minimera deformation	Ö	3	Hållfasthetsberäkning	InterSystem
2.	Livslängd					
2.1	I drift	3 år (8h/dygn)	K		Utmattningstest	Servicetekniker
2.1.1	I drift	5 år (8h/dygn)	Ö	2	Utmattningstest	Servicetekniker
3.	Kostnader					
3.1	Totalkostnad under hela sin livscykel	< 3 nuvarande bandtransportörer	K		Kostnads kalkyl för material, tillverkning, montering och service	Ekonomi-avdelning på InterSystem
4.	Säkerhet					
4.1	Klämrisk	<= Nuvarande bandtransportör	K		Test	Arbetare vid bandet
4.2	Ljudnivå	< 70dB @ 1m	K		Ljudmätning	Arbetare vid bandet
4.3	CE-märkt	—	K		Produktblad	Arbetsmiljö-verket
5.	Dimensioner					
5.1	Längd	30 meter	K		CAD	InterSystem
5.1.1	Modulära längder	Inom längderna 10-30 m i så små steg som möjligt	Ö	5	CAD	InterSystem
5.2	Bredd	620 mm	K		CAD	InterSystem
5.2.1	Modulära bredder	420, 520, 620, 820, 920, 1020 mm	Ö	3	CAD	InterSystem
6.	Anpassning					
6.1	Anpassad drivtrumma	För motorer ifrån SEW eller LENZE	K		CAD	InterSystem

6.2	Utnyttja tilläggskomponenter	Sidostyrning, fotocellsfästen, benstöd m.m.	Ö	5	CAD	InterSystem
6.3	Kombinering	Gå att koppla med nuvarande standard-transportör	K		CAD	InterSystem
6.4	Olika band	Även friktionsband	K		CAD	InterSystem
6.5	Möjliggöra överföring av små paket mellan bandtransportör	Minsta paketförpackning från företaget.	Ö	4	CAD	Produktansvarig på logistikföretag
7.	Drivenhet					
7.1	Typ av drift	Underliggande eller änddrift	K		CAD	InterSystem
7.2	Avstånd under transporthöjd	Max 400 mm	K		CAD	Logistikchef
7.2.1	Avstånd under transporthöjd	Max 250 mm	Ö	4	CAD	Logistikchef
7.3	Energikonsumtion	IE3-klassad	K		Produktblad	Ekonomiansvarig på logistikföretag
8.	Estetik					
8.1	Efterlikna nuvarande bandtransportörer	Identifieras som en InterSystem-produkt	K		Test	InterSystem
8.2	Estetiskt tilltalande	—	Ö	4	CAD	InterSystem

5.3.1 Motivering av önskemålets viktning

I tabell 5.3 redogörs en motivering för vardera önskemål om varför de viktades som de gjorde.

Tabell 5.3: Motivering av önskemålets viktning

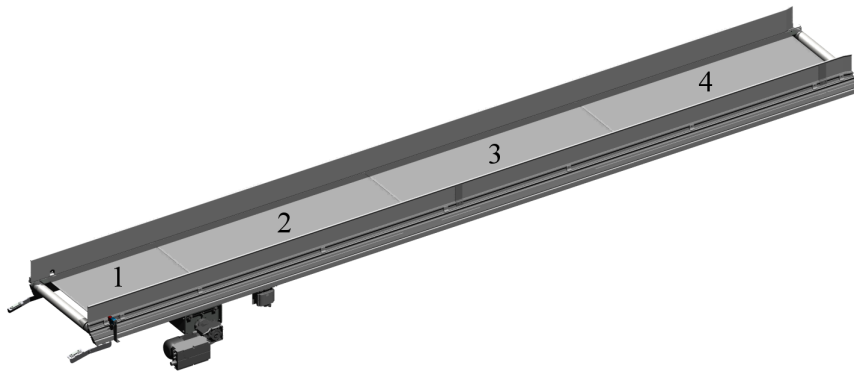
Önskemål	Vikt	Motivering
Robust konstruktion: Minimera deformation	3	En robust konstruktion är till för att enklare förhindra snedställning av bandet. Dock beror snedställningen inte bara på konstruktionen och därför är det ingen idé att fokusera allt för mycket på en robust konstruktion. En robust konstruktion bidrar även till ett högre pris, vilket inte är önskat. Därför får önskemålet viktningen 3.
I drift: 5 år (8h/dygn)	2	Om bandtransportören klarar vara i drift upp till 5 år kan det ses som ett plus eftersom det bidrar till ett ökat förtroende för InterSystems produkter. Det viktigaste är däremot att den klarar sitt krav på 3 år eftersom många andra InterSystemprodukter har den livslängden. InterSystem tjänar dessutom pengar på reservdelar och därav är önskemålet (5 år i drift) inte viktat särskilt högt (2).
Modulära längder: Inom längderna 10-30 m i så små steg som möjligt	5	Ett viktigt önskemål är att kunna tillverka transportören i längderna om 10-30 meter. Stegen för förlängningen ska vara så liten som möjligt för att få så optimal upptagning av arbetsytan och därmed nå ut till fler kunder. Huvudfunktionen hade fortfarande fungerat utan små tillverkningssteg men det är mycket viktigt och viktas därför till högsta möjliga (5).
Modulära bredder: Bredd, 420, 520, 620, 720, 820 920, 1020 mm	3	Den viktiga konfigurationen av bandtransportören är längden eftersom den bestäms av logistikföretagets lokaler. Däremot behövs inte bredden konfigureras lika mycket. Det beror på att de vanligaste produkterna inte överstiger mått på 620 millimeter och vid stora order delas paketen upp. Detta gör att önskemålet viktas till en 3:a. I de flesta fall behövs endast en standardbredd.
Utnyttja tilläggskomponenter: sidostyrning, fotocellsfästen benstöd m.m.	5	Att kunna utnyttja InterSystems standardenheter är väsentligt för att inte medföra tid för omkonstruktion vilket hade resulterat i extrakostnader och eventuella omkostnader. Huvudfunktionen för transportören uppfylls fortfarande utan önskemålet men på grund av stora kostnader får önskemålet den högsta viktningen (5).

Möjliggöra överföring av små paket mellan bandtransportör: Minsta paketförpackning från företaget	4	Vid mycket långa transportsträckor krävs det att man kopplar ihop två eller fler bandtransportörer. Vid övergången mellan bandtransportörerna är det viktigt att paketen inte fastnar. Ju mindre produkter desto lättare fastnar de. Önskemålet är viktat till en 4:a eftersom det anses viktigt att kunna packa smått, dock packas nästan allt i standardpaket idag som har ett visst mått och det finns inga oändligt små paket.
Avstånd under transporthöjd: max 250 mm	4	Drivenheten bör byggas max 250 millimeter under transporthöjden eftersom det möjliggör lågtgående bandtransportörer. Det tillgängliggör även förvaring under bandtransportören, vilket bidrar till en mer yteffektiv logistik. Önskemålet viktas till en 4:a eftersom det är viktigt för logistiken men det går samtidigt att uppnå en god logistik om önskemålet inte skulle uppnås fullt ut.
Estetiskt tilltalande	4	Estetiken hos en maskin blir allt viktigare, ett estetiskt tilltalande gör produkten konkurrenskraftig och arbetsmiljön blir allt trevligare vilket lockar både kunder och arbetare till InterSystem. Dock blir funktionen oförändrad oberoende dess utseende och därför viktas inte önskemålet till det högsta utan i stället till en 4:a.

5.4 Nulägesanalys av InterSystem standardbandtransportör

Nuvarande standardbandtransportörer från InterSystem finns i två utförande, en med underliggande drift och en med änddrift, varav den med underliggande drift kommer att presenteras här (modellnamn IGBS-50-21). Det räcker att vi studerar det ena utförandet av transportören då båda utförandena har samma konstruktion. De använder sig även av samma drivcylinder och uppnår ungefär samma lindningsvinkel runt drivcylinder, vilket gör att fysiken blir den samma. För mer information kring transportörerna återfinns deras produktblad i bilagorna B och C. I figur 5.2 redovisas en transportör som är 5,5 meter lång och 620 millimeter bred.

Bandtransportören använder sig av en bandbänk som bandet glider mot. Bandbänken är tillverkad av galvaniserad stålplåt och tillverkas i längder om max 1500 millimeter. I figur 5.2 visas en bandtransportör med fyra av dessa plåtar, där plåt 2, 3 och 4 är i maxlängden.



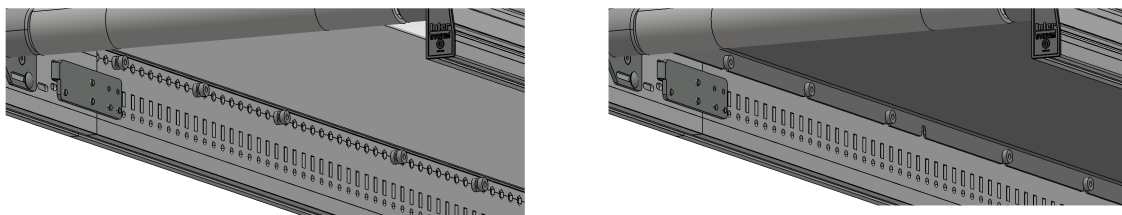
Figur 5.2: En bandtransportör med fyra bandbänksplåtar (bandet visas ej).

Dessa bandbänkar sitter i sin tur fast i en aluminiumramprofil med kontinuerligt tvärsnitt. Däremot finns det distanser mellan plåten och ramprofilen som visas i figur 5.3. Detta för att eventuellt spill enkelt ska åka av bandet.



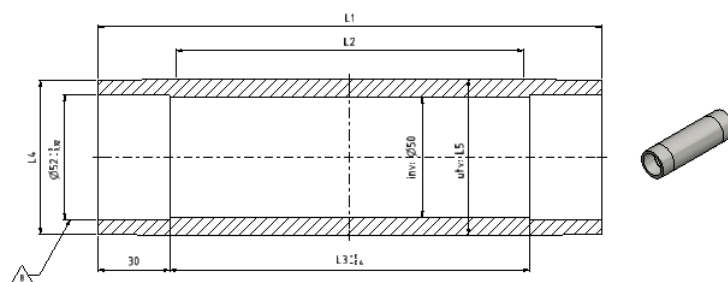
Figur 5.3: Bandtransportören sedd uppifrån för att visa distanserna (inringade i rött).

I ramen finns det stansade hål där infästningen av bandbänken görs, som visas i figur 5.4.



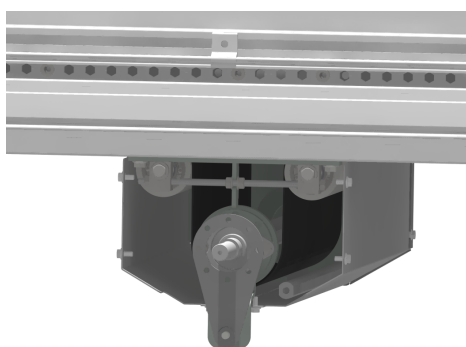
Figur 5.4: Infästningen av bandbänken, till vänster utan bandbänk, till höger med.

För att bandet ska gå rakt finns det skruvar vid ändcylindrarna som justerar cylindrarna i sidled så de kan ställas vinkelrätt i förhållande till ramen. Vändcylindrarna är även bomberade för att bidra med styrning. Formen på bomberingen visas i figur 5.5.



Figur 5.5: Bomberad vändcylinder

Bandtransportören använder sig av en underliggande drift där bandet är lindat lite mer än ett halvt varv runt drivecylindern. Drivecylindern ges ett vridmoment av motorn (syns ej i bild) och sätts därmed i rörelse. Spänningsanordningen är uppbyggd med hjälp av en skruv som för de två mindre cylindrarna mot varandra, vilket medför töjning och således spänning i bandet (InterSystem AB, 2022). Spänningsanordningen visas i figur 5.6.



Figur 5.6: Den underliggande driften samt spänningsanordningen

5.4.1 Nackdelar med nuvarande konstruktion

Den största nackdelen är att konstruktionen inte är tillräckligt stabil för att klara av bandspänningen eftersom bandbänkens bockar är korta samt att infästningen i ramen görs med distanser. Drivecylindern är inte heller friktionsbehandlad vilket gör att man måste spänna bandet väldigt mycket. Lindningsvinkeln för drivecylindern är bara något större än 180 grader vilket även medför att man måste ha hög bandspänning. Styrningen består enbart av bombering och viss justering av vändcylindrarna i horisontalled, vilket har visats sig otillräckligt.

6 Framtagning av alternativa koncept

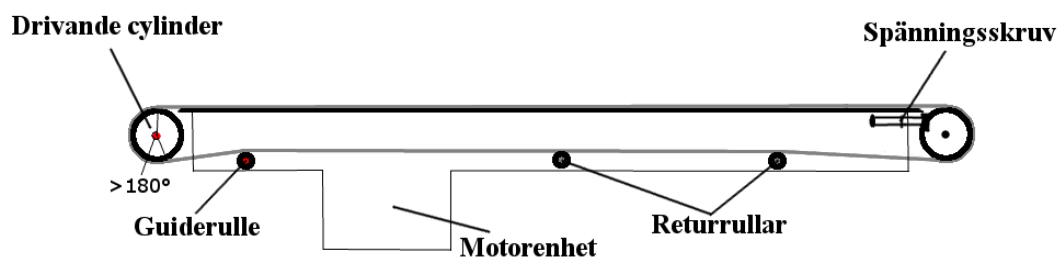
Framtagning av alternativa koncept redovisas där de ingående delarna i kapitlet är konkurrentundersökning, patentsökning, fri idégenerering och systematisk idégenerering.

6.1 Konkurrentundersökning

Två bandtransportörer från konkurrerande företag redovisas där deras lösningar förklaras. Den ena lösningen är en helhetslösning på en bandtransportör där ingående dellösningar förklaras. Den andra lösningen redovisar mer hur drivningen är anordnad.

Hytrol TR

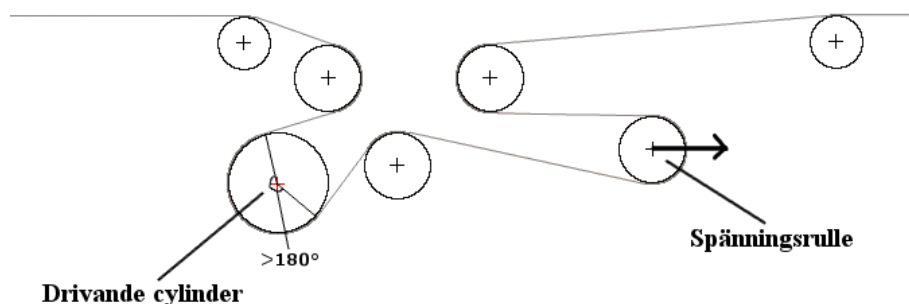
Hytrol är ett företag som tillverkar långa bandtransportörer. En av deras bandtransportörer som lämpar sig för lättgods är deras TR modell. Bandtransportören kan tillverkas i längder upp till 100 fot (30,48 meter). Det som möjliggör denna längd är framför allt att hela konstruktionen är tillverkad av stål där bandbänken och ramprofilen består av samma del genom att man har bockat ner stålet på sidorna. Delarna tillverkas i längderna 5 och 10 fot för att sedan sammankopplas med nitning av plåtar för att tillverka transportören i olika längder. För att bandet ska gå rakt används 4 olika rullar som bandet omsluts av utöver bandbänken. Den drivande cylindern är bomberad samt friktionsbehandlad men där vändcylindern enbart är bomberad. Transportören innehåller även en guiderulle som sitter snett under den drivande cylindern. Guiderullen bidrar till ökad lindningsvinkeln och medger även styrning med hjälp av justering horisontalled. Spänningsanordningen i konstruktionen är manuell och befinner sig vid vändcylindern där det finns skruvar som förflyttar den (Hytrol, 2021). I figur 6.1 visas funktionen för Hytrol TR.



Figur 6.1: Funktionsbeskrivning av Hytrol TR

Transnorm TS 1100

Transnorm är ett före detta företag som tillverkade bandtransportörer och den bandtransportör som presenteras här har modellnamn TS 1100. Bandtransportören kan tillverkas i längder upp till 30 meter och bredder mellan 400 och 1000 millimeter. Konstruktionen är uppbyggd av galvaniserat stål och har en aluminiumram där det finns spår för infästning av olika sidoguidningar. Drivtrumman sitter under bandtransportören och består av en mer komplex drivning. Drivningen består av en drivcylinder som med hjälp av två tätt placerade cylindrar ges en lindningsvinkel större än 180°. Vid drivtrumman återfinns även 6 bomberade cylindrar som styr bandet till den önskade positionen. I figur 6.2 visas drivningen på Transnorm 1100 (Transnorm, 2020).



Figur 6.2: Funktionsbeskrivning av drivningen på Transnorm 1100

6.1.1 Fördelar med de konkurrerande lösningarna

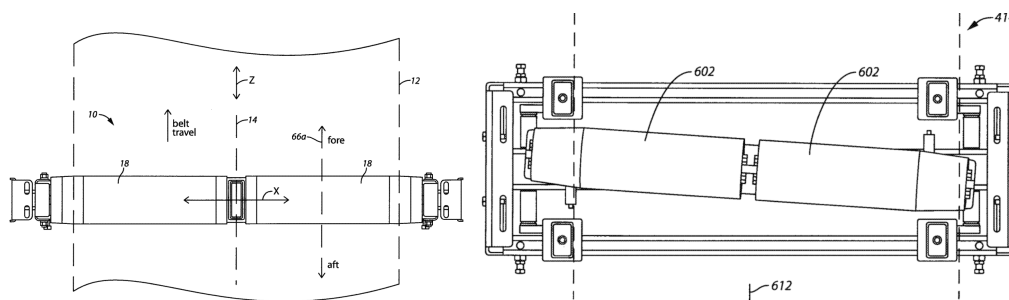
Vad som gör att de konkurrerande lösningarna fungerar beror framför allt på deras konstruktion. Konstruktionen för både Hytrol TR och Transnorm TS 1100 är mycket stabil då de använder sig av en stålram vilket gör att de kan motstå den nödvändiga bandspänningen. De båda lösningarna ser även till att den drivande cylindern får en lindningsvinkel mer än 180° för att kunna driva bandet med en lägre bandspänning (se kapitel 3.5). Hytrol TR har även friktionsbehandlat sin drivcylinder för att minska bandspänningen. På båda transportörerna återfinns många bomberade cylindrar som ger upphov till en självstyrande effekt. Det är värt att nämna bandtransportörstillverkarna inte skriver ut exakt information om deras konstruktion, vilket gör att det kan finnas fler finesser som bidrar till deras fungerande produkt.

6.2 Patentsökning

Tre patent som beskriver lösningar till delfunktioner presenteras.

Apparatus and method for tracking conveyor belts

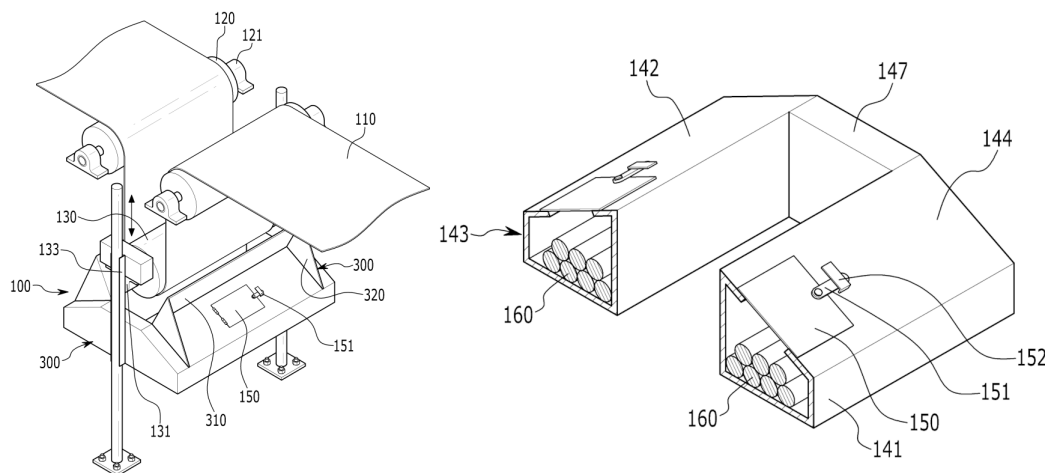
För att styra bandet till den önskade banan har Kuiper m.fl. (2013) tagit fram en automatisk styrningsmekanism. Styrningsmekanismen möjliggör vinkling av en styrcylinder i vertikalled. Styrningsmekanismen läser av hur snett bandet går och korregerar sedan vinkeln utefter det. I figur 6.3 visas till vänster apparaten uppifrån och till höger framifrån.



Figur 6.3: Automatisk styrmekanism

Tension device of belt conveyer

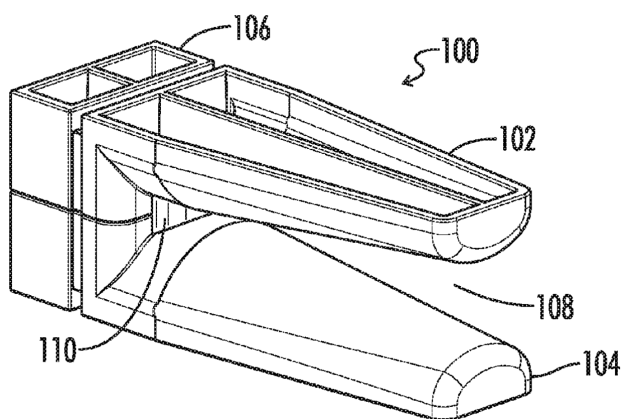
Patentet som presenteras här bygger på spänning av bandet med hjälp av gravitation. Bandet är lindat runt tre cylindrar, där den underliggande cylindern förflyttas med hjälp av vikter. En så kallad tyngdbox installeras utanpå cylindern. Boxen fylls med vikter beroende på vilken töjning man vill åstadkomma. Till vänster i figur 6.4 ser man själva spänningsanordningen och till höger visas boxen som fylls med vikterna (Min m.fl., 2011).



Figur 6.4: Spänningsanordning med vikter

Belt tracking device and system

Detta patent är en typ av styrmekanism för att styra bandet till den rätta banan. Uppfinningen är uppbyggd av två "guidningsfingrar", en på ovansidan och en på undersidan. Bandet åker igenom dessa fingrar och beroende på hur mycket bandet rör vid dessa fingrar kommer bandet att styras till rätta mot centrum. Patentet visas i figur 6.5 och ägs av Hytrol Conveyor Company (Wallace m.fl., 2016).



Figur 6.5: Styrningsanordning med fingrar

6.3 Fri idégenerering

På InterSystem har de tagits kontakt med arbetarna som utifrån sin tekniska kunskap kring bandtransportörer givit tänkta lösningar på problemet. M. Samuelsson och J. Hansson (personlig kommunikation, 18 februari, 2022), teknisk chef respektive konstruktör, som båda är handledare för examensarbetet, har förklarat hur en förbättrad ramkonstruktion kan vara en lösning på problemet. De menar att distanserna mellan aluminiumprofilen och bandbänken ses som ett onödigt tillägg för en bandtransportör som skall användas inom e-handeln. I det fall man skulle ta bort dessa distanser och direkt sätta fast bandbänken i ramprofilen påstår handledarna skulle bidra till en stabilare konstruktion som därefter eventuellt hade förhindrat snedställningen. Idéerna tillsammans med dellösningar från egen brainstorming sammanställs i tabell 6.1. Brainstormingen har gjorts i samband med litteratursökning där kataloger från Habasit och Ammeraal Beltech (två företag som tillverkar bandtransportörer) har studerats.

Tabell 6.1: Fri idégenerering

Sammanställning av möjliga dellösningar från den fria idégenereringen
• Aluminiumram och stålbandbänk (utan distanser) • Stålräm med bandbänk ur ett stycke (böjd stålplåt) • Aluminiumram och aluminiumbandbänk med underliggande fackverkskonstruktion • Aluminiumram med rullar • Stålräm med rullar • Vikter som spänningsanordning • Stålfjäder som spänningsanordning • Skruvmekanism som spänner bandet • Spänning av bandet med hjälp pneumatik eller hydraulik • Underliggande centrerad drivning • Drivning vid änden av bandtransportören • Styrprofil i band och cylindrar • Guiderullar vid ändcylindrarna • Automatiska klämmor som drar bandet mot centrum • Styrspår vid bandets kant • Svängbar underliggande rulle • Extra mittliggande bandomslutning för ökad styrning • Automatisk styrande guiderulle • Friktionsbehandlade bärrullar för ökad styrning • Lutande rullar på retursidan för ökad styrning

6.4 Systematisk idégenerering

I den systematiska idégenereringen utförs den morfologiska matrisen som visas i tabell 6.2. Utifrån den fria idégenereringen införs nu de olika idéerna till dellösningarna under rätt delfunktion och stödfunktion.

Tabell 6.2: Morfologisk matris

Delfunktioner		Dellösningar				
Spänna bandet	Motstå spänning	Aluminiumram och stålbandbänk (utan distanser)	Stålräm med bandbänk ur ett stycke	Aluminiumram och aluminiumbandbänk med underliggande fackverkskonstruktion	Aluminiumram med rullar	Stålräm med rullar
	Uppnä spänning	Vikter	Stålfjädrar	Skrudar	Pneumatik	Hydraulik
Driva bandet		Drivning vid änden av bandtransportören			Underliggande centrerad drivning	
Styra bandet		Svängbar underliggande rulle	Styrprofil i band och cylindrar	Guiderullar vid ändcylindrarna	Styrspår vid bandets kant	Extra mittliggande bandomslutning
		Lutande rullar på retursidan	Friktionsbehandlade bärrullar	Automatisk styrande guiderulle	Automatiska klämmor som drar bandet mot centrum	

Inom den första stödfunktionen, motstå spänning, har 5 lösningar genererats och inom den andra stödfunktionen, uppnå spänning, har även 5 lösningar genererats. För delfunktionen, driva bandet, har det genererats 2 lösningar och för delfunktionen, styra bandet, har det genererats 9 lösningar. Dessa dellösningar kombinerades sedan där **en** lösning väljs från vardera stödfunktion och delfunktion (en från vardera färg). Därav blir antalet teoretiskt möjliga helhetslösningar 450 enligt ekvation 6.1.

$$5 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 9 = 450 \quad (6.1)$$

450 helhetslösningar är alldeles för många för att analysera individuellt, vilket gör att flera helhetslösningar måste elimineras i ett tidigt skede. Först elimineras dellösningar med rimlig motivering. Därefter kommer lösningar att delas in i grupper för att kunna ställa grupper mot varandra och analysera deras åtskilliga egenskaper. Sedan elimineras den grupp eller de grupperna med sämre egenskaper, således utesluts många helhetslösningar.

Dellösningarna som elimineras med hjälp av rimlig motivering är pneumatik och hydrauliklösningarna. Dellösningarna kan elimineras på grund av att de inte anses vara nödvändiga för ett stationärt spänningstillstånd. Pneumatik och hydraulik lämpar sig i stället för applikationer där man vill spänna och lossa bandet kontinuerligt, vilket inte kommer ske inom en e-handelslogistik eftersom rengöring av transportören sker mycket sällan. Lösningarna hade även bidragit till höga kostnader vilket också är ett giltigt resonemang för eliminering.

Även två andra dellösningar till delfunktionen, motstå spänning, har valt att exkluderas. Dellösningarna är de som använder sig av rullar. Rullar hos bandtransportörer är vanligare vid tyngre gods, till exempel fullastade EU-pallar eftersom friktionskraften är större. Hos vår bandtransportör kommer det max vara en last på 15 kg/m vilket inte medför särskilt stor friktionskraft. På grund av den minskade friktionskraften vid användning av rullar kan även motorns effekt reduceras. Eftersom vi inte har något effektkrav hos vår motor anses det onödigt. Rullar tenderar även att åstadkomma en högre ljudnivå vilket skulle riskera att inte uppfylla krav 4.2 gällande ljudnivån. Rullar är dessutom betydligt dyrare att tillverka än att enbart bocka en plåt till en bandbänk.

Hos delfunktionen, styra bandet, eliminerades de automatiska styrningarna. De automatiska styrningarna är mycket komplexa och i och med den limiterade tiden för projektet samt vår begränsade kunskap anses utveckling av ett sådant koncept inte realiserbart. Även delarna hos en sådan styrningsmekanism hade bidragit till för höga kostnader.

För att underlätta utvärderingen av alla återstående helhetslösningar kommer vissa dellösningar att grupperas eftersom deras egenskaper bidrar till en tillräckligt lik funktion för helhetslösningen. Indelning och motivering av grupperna visas i tabell 6.3.

Tabell 6.3: Grupperade dellösningar

Dellösningar	Motivering		Dellösningsgrupp
Aluminiumram och stålbandbänk (utan distanser)	Dessa tre dellösningar är alla uppbyggda med en bandbänk och anses därför vara lika.	→	Ram med bandbänk
Stålram med bandbänk ur ett stycke			
Aluminiumram och aluminium-bandbänk med underliggande fackverkskonstruktion			
Vikter	Dessa töjningsmekanismer använder sig av en konstant kraft, d.v.s. att de spänner bandet oavsett dess töjning.	→	Konstant kraft
Stålfjädrar			
Styrprofil i band och cylindrar	Denna grupp av styrning anses vara självstyrande då styrningen inte går att justera efter tillverkning.	→	Självstyrning
Styrspår vid bandets kant			
Friktionsbehandlade bärrullar			
Guiderullar vid ändcylindrarna	Styrningsmetoderna i denna grupp går att justera både vid uppsättning av bandtransportören och under dess drift.	→	Manuell styrning
Lutande rullar på retursidan			
Extra mittliggande bandomslutning			
Svängbar underliggande rulle			

I tabell 6.4 införs grupperna till en dellösningsgrupperad morfologisk matris.

Tabell 6.4: Grupperad morfologisk matris

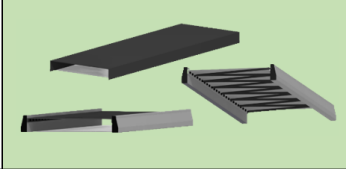
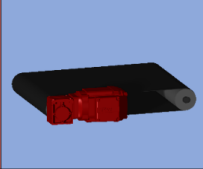
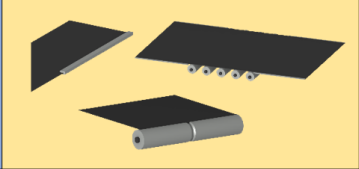
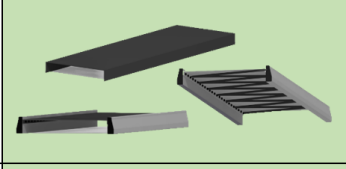
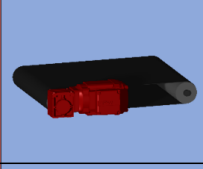
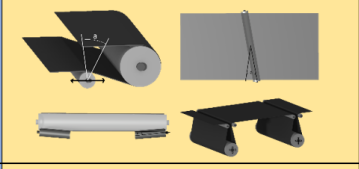
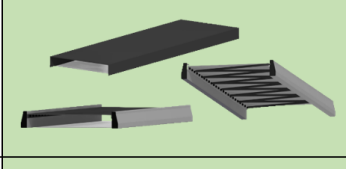
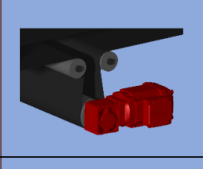
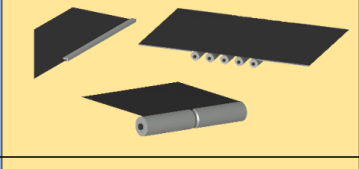
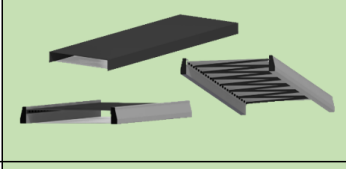
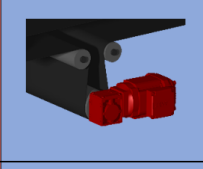
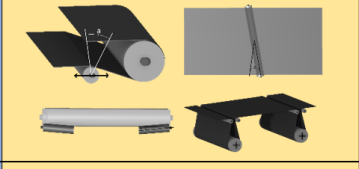
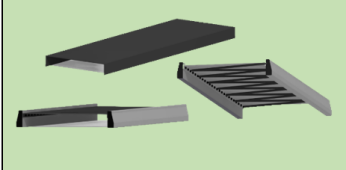
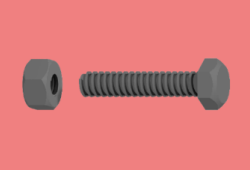
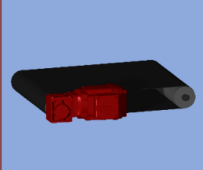
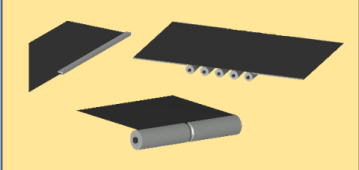
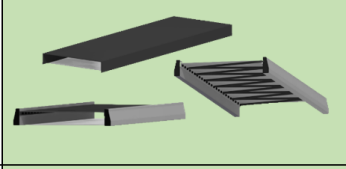
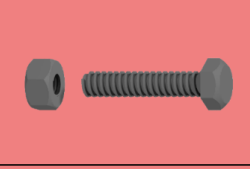
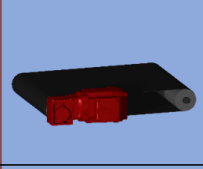
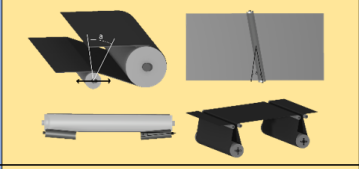
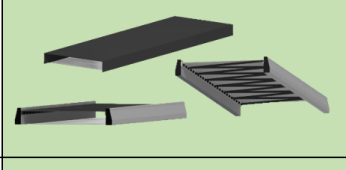
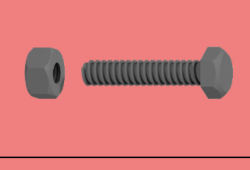
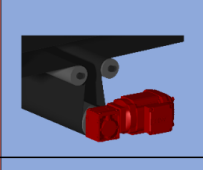
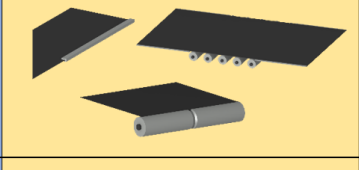
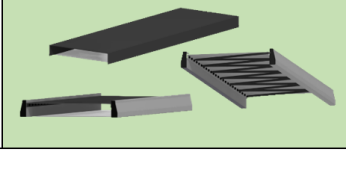
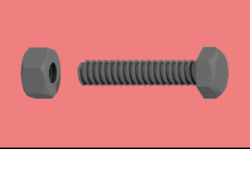
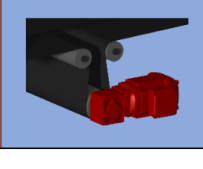
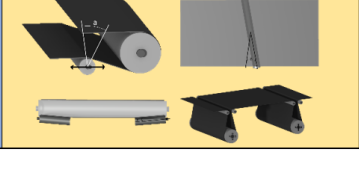
Delfunktioner		Dellösningsgrupp	
Spänna bandet	Motstå spänning	Ram med bandbänk	
	Uppnå spänning	Konstant kraft	Skrubar
Driva bandet		Drivning vid änden av bandtransportören	Underliggande centrerad drivning
Styra bandet		Självstyrning	Manuell styrning

Utifrån den reducerade och grupperade morfologiska matrisen fås nu antalet totala lösningsgrupper till 8 enligt ekvation 6.2.

$$1 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8 \quad (6.2)$$

I tabell 6.5 beskrivs de olika lösningsgrupperna med hjälp av figurer.

Tabell 6.5: Sammanställning av lösningsgrupperna

Lösningssgrupper				
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				

De åtta lösningsgrupperna kommer nu att utvärderas med rimliga antaganden och resonemang där de stora skillnaderna mellan grupperna kommer att jämföras. Resonemangen kommer utgå från de krav och önskemål som återfinns i kriteriespecifikationen.

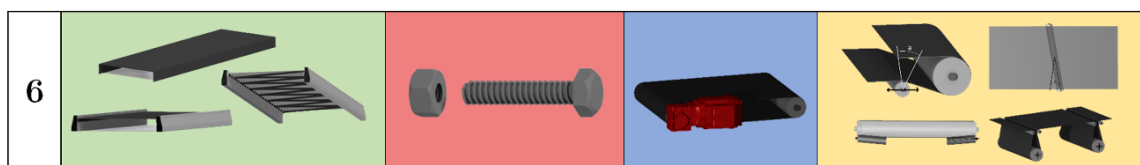
Grupperna 1, 3, 5 och 7 innehållande självstyrningen består av styrspår vid bandets kant, en styrprofil i band & cylindrar och friktionsbehandlade bärrullar. Det gemensamma med dessa typer av styrningar är att det krävs att det blir rätt från början eftersom det inte finns någon efterjustering. Om bandet då skulle ligga snett initialt upptar dessa styrningar stora krafter för att dra bandet mot sin rätta bana, vilket skulle bidra till stor slitning av bandet men även styrningsmekanismen. En annan viktig faktor till varför denna typ av styrning anses vara mindre bra är att styrningsmekanismerna måste installeras på hela bandtransportören eller åtminstone en stor del av den, vilket både leder till stora installationskostnader och tillverkningskostnader. De andra lösningsgrupperna, med den andra typen av styrning, lider inte av dessa negativa effekter på samma sätt. De har i stället justeringar som kan göras, om eventuella avvikelser i tillverkningen skulle ske, exempelvis toleranser för de ingående delarna. Den manuella styrningen kräver dessutom endast installation på ett fåtal ställen på transportören. Denna jämförelse redogör tydligt varför grupperna med självstyrning (grupp 1, 3, 5 och 7) redan här kommer att elimineras.

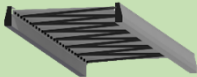
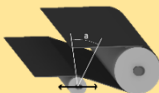
Nu återstår lösningsgrupperna 2, 4, 6 och 8. En skillnad mellan dessa lösningsgrupper är spänningsmekanismen. Grupp 2 och 4 använder sig av en konstant krafttöjning och grupp 6 och 8 använder sig av en skruvtöjning. En spänningsmekanism med konstant krafttöjning är främst till för band med hög relaxation då den kompenserar för den permanenta töjningen hos bandet. Bandets elasticitetsegenskaper beror även på luftfuktigheten och i en miljö där luftfuktigheten varierar mycket kan denna typ av spänningsmekanism vara till nytta. Däremot kommer bandtransportören vara i drift på ställen där den varierande luftfuktigheten är försumbar. Hos nyare band är dessutom fenomenet relaxation marginellt och därmed antas bandet vara dimensionsstabil (Habasit, 2018). Skruvtöjningen använder sig av ett förflyttningsavstånd som enkelt går att beräkna med hjälp av bandtillverkarens angivelser oavsett om bandet är 10 eller 30 meter. Om bandtransportören i stället skulle vara utrustad med en vikt eller fjäder skulle det krävas kostsamma beräkningar för att avgöra hur mycket vikter eller vilken fjäderkonstant man skulle behöva vid tillverkning av transportören i olika längder. För vår typ av bandtransportör och vart den är tänkt att användas så kommer skruvtöjning ha en klar fördel. Även önskemål 7.2.1, max 250 millimeter under transporthöjd, hade varit svårt att uppfylla med en vikt eller en fjäder. Därför faller lösningsgrupp 2 och 4 bort innehållande den konstanta krafttöjningen.

De två grupperna som är kvar, grupp 6 och 8, har den signifikanta skillnaden att deras drivning är olika. Grupp 6 använder sig av drivning vid änden av bandtransportören och grupp 8 använder sig av underliggande centrerad drivning. Underliggande centrerad drivning möjliggör drivning av bandet åt båda hållen vilket inte är möjligt när drivningen är placerad någon annanstans. Hos vår bandtransportör är detta varken ett krav eller önskemål. Det finns ingen klar nackdel med de båda drivningarna men den drivning som elimineras är den underliggande centrerade drivningen eftersom vi då inte måste placera den på ett specifikt ställe. I tabell 6.6 visas lösningsgruppen som expanderats till den färdiga morfologiska matrisen. Det totala antalet lösningar blir nu 12 enligt ekvation 6.3.

$$3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 4 = 12 \quad (6.3)$$

Tabell 6.6: Expanding av lösningsgrupp 6 till slutgiltig morfologisk matris



Delfunktioner		Dellösningar			
Spänna bandet	Motstå spänning	Aluminiumram och bandbänk (utan distanser) 	Stålräm med bandbänk ur ett stycke 	Aluminiumram och aluminiumbandbänk med underliggande fackverkskonstruktion 	
	Uppnå spänning	Skravar 			
Driva bandet		Drivning vid änden av bandtransportören 			
Styra bandet		Guiderullar vid ändcylindrarna 	Lutande rullar på retursidan 	Extra mittliggande bandomslutning 	Svängbar underliggande rulle 

De återstående 12 koncepten skissas i CAD för att få en detaljerad helhetsförståelse, vilket underlättar utvärderingen av koncepten i matriserna. Koncepten presenteras i konceptkatalogen.

6.5 Konceptkatalog

Koncepten som återstår presenteras där konceptskisserna återfinns under konceptbeskrivningarna. Alla koncept har skissats med en längd på 2 meter för att tydligare visa de ingående delarna. Konceptskisserna är ungefärliga skisser på hur det slutgiltiga konceptet kan komma att se ut. Den slutgiltiga detaljkonstruktionen kan därför skilja sig en del från skissen.

Koncept 1

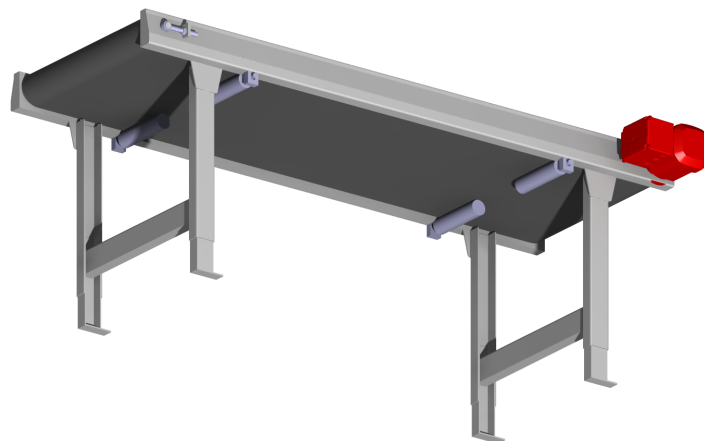
Detta koncept innehåller en bandbänk som är gjord av stål och bandbänken är sedan direkt fäst i en aluminiumram. En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att styra bandet rätt med hjälp av en så kallad guiderulle. Guiderullen går att förflytta i det horisontella planet och bidrar även med en ökad lindningsvinkel hos båda ändcylindrarna.



Figur 6.6: Koncept 1

Koncept 2

Detta koncept innehåller en bandbänk som är gjord av stål och bandbänken är sedan direkt fäst i en aluminiumram. En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av lutande rullar på retursidan. Rullarna ges en önskad vinkel beroende på hur man vill ha styrningen.



Figur 6.7: Koncept 2

Koncept 3

Detta koncept innehåller en bandbänk som är gjord av stål och bandbänken är sedan direkt fäst i en aluminiumram. En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av mittliggande rullar, dessa rullar är bomberade vilket bidrar till styrning.



Figur 6.8: Koncept 3

Koncept 4

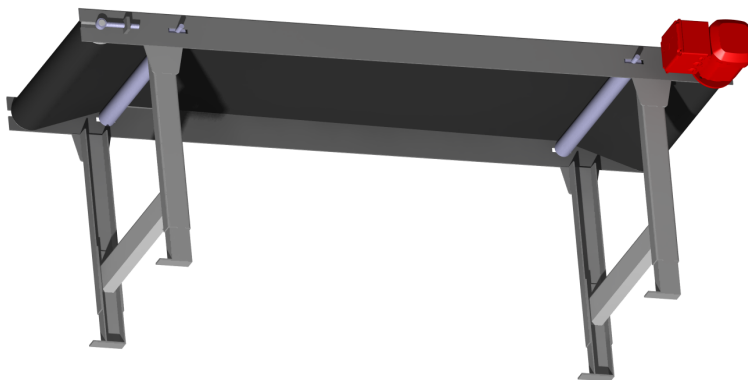
Detta koncept innehåller en bandbänk som är gjord av stål och bandbänken är sedan direkt fäst i en aluminiumram. En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av en underliggande rulle. Rullen kan ges en vinkel i horisontalplanet och bidrar således med styrning.



Figur 6.9: Koncept 4

Koncept 5

Detta koncept innehåller en bandbänk som är tillverkad i stål. Stålet har sedan bockats för att få till en "ram". En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att styra bandet rätt med hjälp av en så kallad guiderulle. Guiderullen går att förflytta i det horisontella planet och bidrar även med en ökad lindningsvinkel hos båda ändcylindrarna.



Figur 6.10: Koncept 6

Koncept 6

Detta koncept innehåller en bandbänk som är tillverkad i stål. Stålet har sedan bockats för att få till en "ram". En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av lutande rullar på retursidan. Rullarna ges en önskad vinkel beroende på hur man vill ha styrningen.



Figur 6.11: Koncept 6

Koncept 7

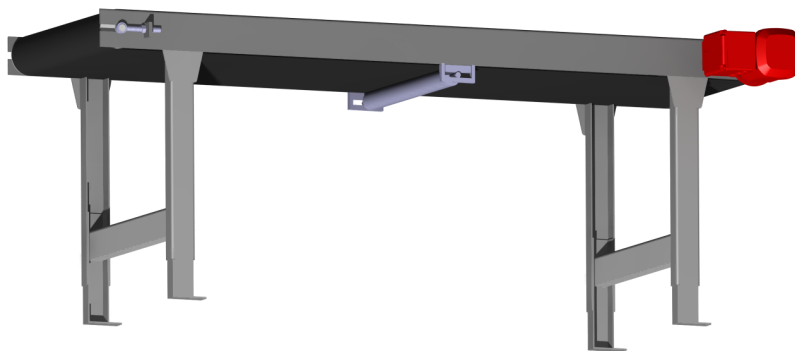
Detta koncept innehåller en bandbänk som är tillverkad i stål. Stålet har sedan bockats för att få till en "ram". En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av mittliggande rullar, dessa rullar är bomberade vilket bidrar till styrning.



Figur 6.12: Koncept 7

Koncept 8

Detta koncept innehåller en bandbänk som är tillverkad i stål. Stålet har sedan bockats för att få till en "ram". En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av en underliggande rulle. Rullen kan ges en vinkel i horisontalplanet och bidrar således med styrning.



Figur 6.13: Koncept 8

Koncept 9

Detta koncept innehåller en bandbänk som är tillverkad i aluminium. Aluminiumbandbänken är fäst i en aluminiumram och för att öka hållfastheten är det ett fackverk under som är tillverkat i aluminium. En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att styra bandet med hjälp av en så kallad guiderulle. Guiderullen går att förflytta i det horisontella planet och bidrar även med en ökad lindningsvinkel hos båda ändcylindrarna.



Figur 6.14: Koncept 9

Koncept 10

Detta koncept innehåller en bandbänk som är tillverkad i aluminium. Aluminiumbandbänken är fäst i en aluminiumram och för att öka hållfastheten är det ett fackverk under som är tillverkat i aluminium. En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av lutande rullar på retursidan. Rullarna ges en önskad vinkel beroende på hur man vill ha styrningen.



Figur 6.15: Koncept 10

Koncept 11

Detta koncept innehåller en bandbänk som är tillverkad i aluminium. Aluminiumbandbänken är fäst i en aluminiumram och för att öka hållfastheten är det ett fackverk under som är tillverkat i aluminium. En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av mittliggande rullar, dessa rullar är bomberade vilket bidrar till styrning.



Figur 6.16: Koncept 11

Koncept 12

Detta koncept innehåller en bandbänk som är tillverkad i aluminium. Aluminiumbandbänken är fäst i en aluminiumram och för att öka hållfastheten är det ett fackverk under som är tillverkat i aluminium. En manuell töjning i form av en skruv spänner bandet. Drivningen är placerad vid änden och styrningen går ut på att använda sig av en underliggande rulle. Rullen kan ges en vinkel i horisontalplanet och bidrar således med styrning.



Figur 6.17: Koncept 12

7 Analys och utvärdering av alternativa koncept

De kvarstående koncepten genomgår tre utvärderingsmatriser som är elimineringsmatris, Pughs matris och till sist Kesselringmatris. Analyser och resonemang för utvärderingens underlag återfinns i form av text och figurer.

7.1 Elimineringsmatris

Första steget i den detaljerade utvärderingsprocessen går ut på att eliminera de klart sämre koncepten. Detta har redan påbörjats i lösningsgenereringen men här avser man en mer strukturerad analys för att avgöra vilka koncept som är sämre. I den första matrisen, elimineringsmatrisen, undersöks koncepten för att klarlägga om de uppfyller fem huvudkriterier:

- Löser huvudproblemet
- Uppfyller alla krav
- Realiserbar
- Inom kostnadsramen
- Passar företaget

Tabell 7.1: Elimineringsmatris för de 12 koncepten

Elimineringsmatris för alternativa koncept						Elimineringskriterier	
Koncept	Löser huvudproblemet	Uppfyller alla krav	Realiserbar	Inom kostnadsramen	Passar företaget	[+] = Ja	
						[-] = Nej	
						[?] = Mer info krävs	
						<u>Beslut</u> [+] = Fullfölj lösning [-] = Eliminera lösning [?] = Sök mer info	
						Kommentar	Beslut
1	+	+	+	+	+	Med hjälp av CAD-skisserna och föregående teori samt konkurrenslösningsjämförelse går det att klargöra att alla koncept uppfyller alla de kriterier som ingår i elimineringsmatrisen. Detta på grund av att vid korrekt dimensionering vid eventuellt senare detaljerad konstruktion anses alla koncept vara en fungerande lösning.	+
2	+	+	+	+	+		+
3	+	+	+	+	+		+
4	+	+	+	+	+		+
5	+	+	+	+	+		+
6	+	+	+	+	+		+
7	+	+	+	+	+		+
8	+	+	+	+	+		+
9	+	+	+	+	+		+
10	+	+	+	+	+		+
11	+	+	+	+	+		+
12	+	+	+	+	+		+

Enligt elimineringsmatrisen i tabell 7.2 visar det sig att alla koncept uppfyller de fem huvudkriterierna vilket gör att fler analyser behövs göras för att eliminera fler koncept. Vidare till Pughs matris går alla koncept.

7.2 Pughs matris

Efter den första utvärderingsmatrisen, elimineringsmatrisen, kommer Pughs matris att användas. Pughs matris går ut på relativa jämförelser mellan koncepten där koncepten jämförs utifrån de önskemål som återfinns i kriteriespecifikationen. Vid jämförelsen väljs ett koncept som en referens som de andra koncepten jämförs med. När ett koncept uppfyller önskemålet till samma grad eller där tillräcklig information inte finns för att avgöra huruvida konceptet uppfyller önskemålet bättre eller sämre får det en nolla (0) som gradering. Om konceptet uppfyller önskemålet bättre än referensen får det ett plus (+) och ett minus (-) om det uppfyller det sämre. Vad som avgör om konceptet är bättre eller sämre sett till önskemålen utgår framför allt från jämförelse utifrån skisserna men även beräkningar (FEM-analysen), konkurrentlösningar och tidigare teori som redovisats. I tabell 7.2 redovisas resultatet från den första Pughmatrisen.

Tabell 7.2: Pughmatris 1

#	Önskemål	Koncept											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.4	Robust konstruktion: Minimera deformation	R	0	0	0	–	–	–	–	+	+	+	+
2.1.1	I drift: 5 år (8h/dygn)	E	+	+	+	0	+	+	+	0	+	+	+
5.1.1	Modulära längder: Inom längderna 10-30m i så små steg som möjligt.	F	0	0	0	+	+	+	+	–	–	–	–
5.2.1	Modulära bredder: 420, 520, 620, 820, 920, 1020mm	E	0	0	0	0	0	0	0	–	–	–	–
6.2	Utnyttja tilläggskomponenter: Sidostyrning, fotocellsfästen, benstöd m.m.	R	0	+	+	–	–	–	–	0	0	+	+
6.5	Möjliggöra överföring av små paket mellan bandtransportörer: Minsta paketförpackning från företaget.	E	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7.2.1	Avstånd under transporthöjd: Max 250mm	N	–	0	–	0	–	0	–	0	–	0	–
8.2	Estetiskt tilltalande	S	–	–	–	–	–	–	–	0	–	–	–
Summa +		0	1	2	2	1	2	2	2	1	2	3	3
Summa 0		0	5	5	4	4	2	3	2	5	2	2	1
Summa –		0	2	1	2	3	4	3	4	2	4	3	4
Nettovärde		0	-1	1	0	-2	-2	-1	-2	-1	-2	0	-1
Rangordning		2:a	3:a	1:a	2:a	4:a	4:a	3:a	4:a	3:a	4:a	2:a	3:a
Vidare till Kesselringmatris		Se Pughmatris 2											

I den första Pughmatrisen används koncept 1 som referens. Resultatet blir att koncept 3 rankas som nummer 1. För att inte resultatet ska baseras utifrån vilken referens man har valt kommer Pughmatrisen göras i en iteration till, där en annan referens väljs. Detta för att se om resultatet från Pughmatriserna konvergerar mot en rangordning. I tabell 7.3 redovisas resultatet från den andra Pughmatrisen.

Tabell 7.3: Pughmatris 2

#	Önskemål	Koncept											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.4	Robust konstruktion: Minimera deformation	—	—	—	—	—	—	—	—	0	0	0	R
2.1.1	I drift: 5 år (8h/dygn)	—	0	0	0	—	0	0	0	—	0	0	E
5.1.1	Modulära längder: Inom längderna 10-30m i så små steg som möjligt.	+	+	+	+	+	+	+	+	0	0	0	F
5.2.1	Modulära bredder: 420, 520, 620, 820, 920, 1020mm	+	+	+	+	+	+	+	+	0	0	0	E
6.2	Utnyttja tilläggskomponenter: Sidostyrning, fotocellsfästen, benstöd m.m.	—	—	0	0	—	—	—	—	—	—	0	R
6.5	Möjliggöra överföring av små paket mellan bandtransportörer: Minsta paketförpackning från företaget.	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	E
7.2.1	Avstånd under transporthöjd: Max 250mm	+	0	+	0	+	0	+	0	+	0	+	N
8.2	Estetiskt tilltalande	+	0	0	0	—	—	—	—	+	0	0	S
Summa +		4	2	3	2	3	2	3	2	2	0	1	0
Summa 0		1	4	3	5	1	3	2	3	4	7	7	0
Summa —		3	2	1	1	4	3	3	3	2	1	0	0
Nettovärde		1	0	2	1	-1	-1	0	-1	0	-1	1	0
Rangordning		2:a	3:a	1:a	2:a	4:a	4:a	3:a	4:a	3:a	4:a	2:a	3:a
Vidare till Kesselringmatris:													
Ja = Grön Nej = Röd													

I Pughmatris 2 framgår det att resultatet blir samma som i Pughmatris 1 och därmed behövs inte fler iterationer göras. Koncept 3 kom på förstaplats men eftersom nettovärdet för de konceptet på andra plats enbart skiljer sig med en poäng från förstaplatsen beslutas det att dessa fyra koncept går vidare för en viktad utvärdering (Kesselringmatris). De andra koncepten elimineras.

7.3 Kesselringmatris

Kesselringmatrisen är en utvärderingsmatris för utvärdering av behov. Metoden går ut på att de fyra återstående koncepten utvärderas utifrån en relativ parvis viktsumma och hur mycket konceptet uppfyller önskemålet. Dessa två tal tas fram i en parvis jämförelse respektive en betygsskala. För att göra en lättare bedömning görs först en omformulering av önskemålen.

7.3.1 Omformulering av önskemål

Önskemålen omformuleras för att göra dem mer specifika och precisa för att kvantitativa bedömningar ska vara möjligt. Omformulering krävdes även för att kunna jämföra koncepten enbart utifrån skisserna och teorin. De omformulerade önskemålen visas i tabell 7.4 och betecknas vidare med bokstäverna A-H.

Tabell 7.4: Omformulerade önskemål

#	Önskemål		Omformulerat önskemål
1.4	Robust konstruktion: Minimera deformation	→	A Minimera utböjning på de ställen som inverkar på bandets orientering
2.1.1	I drift: 5 år (8h/dygn)	→	B Minimera antalet rörliga delar
5.1.1	Modulära längder: Inom längderna 10-30m i så små steg som möjligt.	→	C Minimera tillverkningssteglängderna för alla delar som bidrar till transportörens längd
5.2.1	Modulära bredder: 420, 520, 620, 820, 920, 1020mm	→	D Minimera antalet delar som behövs modifieras för att tillverka transportören i olika bredder
6.2	Utnyttja tilläggskomponenter: Sidostyrning, fotocellsfästen, benstöd m.m.	→	E Minimera ställen på ramen där tilläggskomponenter inte går att fästa
6.5	Möjliggöra överföring av små paket mellan bandtransportörer: Minsta paketförpackning från företaget.	→	F Minimera diametern på vändcylindern
7.2.1	Avstånd under transporthöjd: Max 250mm	→	G Minimera avståndet från lägsta punkt av godsflyttningen till lägsta punkt av transportören (exklusive benstöd)
8.2	Estetiskt tilltalande	→	H Maximera det subjektiva estetiska omdömet på en skala 1-5

7.3.2 Parvis jämförelse av omformulerade önskemål

Innan Kesselringmatrisen utförs genereras nya önskemålsviktningar för de omformulerade önskemålen. Önskemålsviktningarna genereras för att så objektivt som möjligt bestämma deras relevans hos produkten. Trots att en önskemålsviktning har diskuterats med företaget och återfinns i kriteriespecifikation är det en fördel om en parvis jämförelse mellan önskemålen görs. Det är betydligt lättare att jämföra vilket önskemål som är viktigast när man ställer de mot varandra än att sätta en viktning direkt. Önskemålen ställdes mot varandra och utvärderades med en skala 0, 0.5 och 1 där respektive tal betyder mindre viktig än, lika viktig som och viktigare än. Resultaten summerades sedan och en relativ summa genererades. Den relativa summan i tabell 7.5 kom sedan till användning i Kesselringmatrisen där den representerade viktningen och beskrivs av formel 7.1.

$$\frac{\Sigma}{\Sigma_{total}} = \Sigma_{relativ} \quad (7.1)$$

Tabell 7.5: Parvis jämförelse

Omformulerat önskemål	A	B	C	D	E	F	G	H	Σ	$\Sigma_{relativ}$
A		0,5	0	0,5	0	0	0	0	1	0,04
B	0,5		0	0,5	0	0	0	0	1	0,04
C	1	1		1	0,5	1	1	1	6,5	0,23
D	0,5	0,5	0		0	0	0	0	1	0,04
E	1	1	0,5	1		1	1	1	6,5	0,23
F	1	1	0	1	0		0,5	0,5	4	0,14
G	1	1	0	1	0	0,5		0,5	4	0,14
H	1	1	0	1	0	0,5	0,5		4	0,14

7.3.3 Gradering av omformulerade önskemål

I Kesselringmatrisen avgörs det hur väl ett koncept uppfyller ett visst önskemål. För att avgöra det krävs betygsskalor med relevanta värden. Varje koncept genomgår därefter betygsskalan och tilldelas ett betyg från 1-5, där 1 motsvarar det sämsta och 5 det bästa. Betygsskalan som visas i tabell 7.6 utgår från värden som har tagits fram med hjälp av skisserna och föregående teori.

Tabell 7.6: Betygsskalor för omformulerade önskemål A-H

A Minimera utböjning på de ställen som inverkar på bandets orientering	
Betyg	Max utböjning @ referenslast [mm]
1	$x \geq 1$
2	$1 > x \geq 0,5$
3	$0,5 > x \geq 0,25$
4	$0,25 > x \geq 0,1$
5	$0,01 > x$

B Minimera antalet rörliga delar	
Betyg	Antal delar
1	6
2	5
3	4
4	3
5	2

C Minimera tillverkningssteglängderna för alla delar som bidrar till transportörens längd	
Betyg	Steglängden [cm]
1	$x \geq 50$
2	$50 > x \geq 25$
3	$25 > x \geq 10$
4	$10 > x \geq 5$
5	$5 > x$

D Minimera antalet olika delar som behövs modifieras för att tillverka transportören i olika bredder	
Betyg	Antal delar
1	6
2	5
3	4
4	3
5	2

E Minimera ställen på ramen där tilläggskomponenter inte går att fästa	
Betyg	Ej tillgängliga ställen
1	$x \geq 14$
2	$14 > x \geq 12$
3	$12 > x \geq 10$
4	$10 > x \geq 8$
5	$8 > x$

F Minimera diametern på vändcylindern	
Betyg	Diametern [mm]
1	$x \geq 80$
2	$80 > x \geq 70$
3	$70 > x \geq 60$
4	$60 > x \geq 50$
5	$50 > x$

G Minimera avståndet från lägsta punkt av godsflyttningen till lägsta punkt av transportören (exklusiv benstöd)	
Betyg	Avstånd [mm]
1	$x \geq 400$
2	$400 > x \geq 350$
3	$350 > x \geq 300$
4	$300 > x \geq 250$
5	$250 > x$

H Maximera det subjektiva estetiska omdömet på en skala 1-5	
Betyg	Subjektivt estetiskt omdöme 1-5
1	1
2	2
3	3
4	4
5	5

7.3.4 Matrisen

I Kesselringmatrisen tilldelades koncepten betyg för hur väl de uppfyller de omformulerade önskemålen. Betygen utgick från graderingen där dess värde togs fram med rimliga antaganden utifrån skisserna och teorin (se avsnitt 7.3.5). Betyget multiplicerades sedan med den relativa summan (viktningen) och gav upphov till ett tal. Talet kom sedan att summeras till ett totalt viktat värde. Kesselringmatrisen visas i tabell 7.7.

Tabell 7.7: Kesselringmatrisen

Omformulerat önskemål		Koncept							
		1		3		4		11	
	Σrelativ	v	t	v	t	v	t	v	t
A	0,04	4	0,14	4	0,14	4	0,14	4	0,14
B	0,04	3	0,11	4	0,14	4	0,14	4	0,14
C	0,23	5	1,16	4	0,93	5	1,16	2	0,46
D	0,04	4	0,14	4	0,14	4	0,14	3	0,11
E	0,23	4	0,93	5	1,16	5	1,16	5	1,16
F	0,14	3	0,43	3	0,43	3	0,43	3	0,43
G	0,14	5	0,71	5	0,71	3	0,43	5	0,71
H	0,14	5	0,71	3	0,43	2	0,29	3	0,43
Totalt viktat värde		4,34		4,09		3,89		3,59	
Rangordning		1:a		2:a		3:a		4:a	
Beslut		Koncept 3, 4 och 11 elimineras							

De koncepten med lägst totalt viktat värde eliminerades från utvärderingen. Resultatet blev att koncept 1 togs vidare för utveckling.

7.3.5 Förklaring av de tilldelade värdena

Önskemåluppfyllelsen för A utgår från en FEM-analys som återfinns i bilaga D. Den pålagda kraften i analysen är enbart en referenslast för jämförelse, där pålagd bandkraft är 10 kN i vardera ände och transportvikten 15 kg/m. Delarna på bandtransportören i FEM-analysen har inverkan på bandets orientering då de påverkar vinkelriktigheten som vändcylindrarna bör ha med ramen. Därför togs utböjningsresultatet i bilaga D i betraktelse vid uppfyllelsen som därefter jämfördes med betygsskalan för A. Alla transportörer fick betyget 4.

Uppfyllelsen av B utgår från skisserna där de rörliga delarna räknas. Koncept 3, 4 och 11 får betyget 4 då de har 3 rörliga delar. Koncept 1 får betyget 3 då det har 4 rörliga delar.

För uppfyllelsen av C för koncept 1 och 4 är det ramprofilen som har det kritiska tillverkningsintervallet. Den kan göras i så små steg som 2,5 centimeter, därför får de koncepten det högsta betyget (5) för önskemål C. Koncept 3 har också en ramprofil men där är den extra mittliggande rullen kritiskt då dess infästning inverkar på tillverkningsintervallet. Konceptet får ett lägre betyg för önskemålet, betyg 4.

D:s uppfyllelse för koncept 1, 3 och 4 är räknat på att man måste modifiera 3 olika delar vid förändring av bredden, dessa är vändcylindrarna, styrningsrullarna och bandbänken vilket ger betyg 4 enligt skalan. Koncept 11 har en extra del som måste modifieras, fackverket, därför får koncept 11 ett lägre betyg, betyg 3.

Uppfyllelsen av E för koncept 3, 4 och 11 ges det högsta betyget, betyg 5. Detta eftersom de koncept använder sig av en ramprofil där det på 6 ställen av ramen inte går att fästa tilläggskomponenter, vid ändcylindrarna (4) och vid styrningen (2). Koncept 1 har också en ramprofil men där infästning av styrningsmekanism görs på fyra ställen vilket betyder att den totalt har 8 ställen på ramen där tilläggskomponenter inte går att fästa, därför får koncept 1 betyg 4 för önskemål E.

För önskemål F har alla koncept fått betyg 3. Utifrån skisserna och teorin är det svårt att veta vilken minsta vändcylinder transportören kan ha, men en standard vändcylinder på 65 millimeter bör fungera för alla koncept. En sådan vändcylinder är mycket stark trots dess diameter.

Önskemål G:s uppfyllelse för koncept 1, 3 och 11 tilldelas det högsta betyget (5) då den lägsta delen på transportören inte är mer än 250 millimeter ifrån transportytan. Koncept 4 däremot har rullar som måste ligga under den nedre delen av bandet. Infästningen av dessa kan göra att lägsta del på transportören till transportytan kan bli ända upp till 300 millimeter vilket då ger betyg 3.

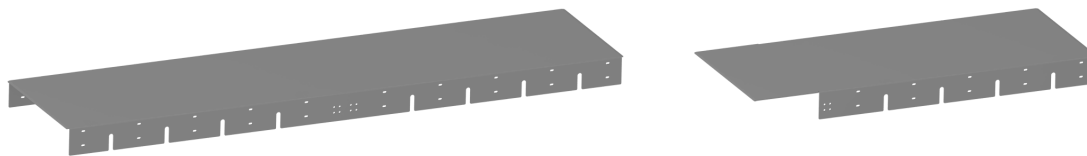
Önskemål H är baserat utifrån subjektiva bedömningar. Koncept 1 fick högsta betyg (5) vilket betyder att det anses vara mest estetiskt tilltalande. Det kan bero på att transportytan är kontinuerlig (utan snitt som koncept 3 och 11) och att den undre delen av bandet trycks upp så att det inte syns. Koncept 3 och 11 ser identiska ut vid betraktelse från avstånd där den extra mittliggande rullen snittar transportytan vilket kan ge ett mindre kliniskt utseende, de koncepten får betyg 3. Koncept 4 fick lägst betyg, betyg 2, troligtvis för att de underliggande rullarna syns väldigt tydligt.

8 Vidareutveckling av det resulterande konceptet

Koncept 1 som det är skissat i konceptkatalogen är baserat utifrån dellösningarna där den enklaste versionen av vardera dellösning är integrerad på transportören. Vid vidare detaljerad ritning av konceptet kommer dellösningarna göras mer komplexa för att åstadkomma den mest optimala funktionen. Detaljkonstruktionen utgår från teori hos olika bandtransportörtillverkare vilket återfinns i referenslistan.

8.1 Bandbänkarna

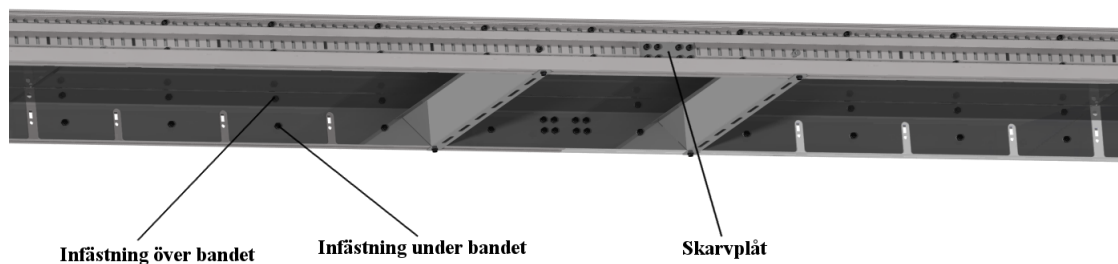
Bandbänken tillverkades med hjälp av Catia Sheetmetal Design där en stålplåt togs fram. Stålplåten konstruerades i en tjocklek om 3 millimeter för att få en god hållfasthet utan att göra den allt för tung. Bandbänken förlängdes till en längd på 2,5 meter (i stället för 1,5 metersstandarden) för att minska övergångarna och därmed få ännu bättre stabilitet. Påföljden av förlängningen tvingades oss att göra slitsade hål i bandbänken (för infästning i ramprofilen) då det har visat sig utifrån tidigare erfarenhet att hålbilden inte stämmer helt överens med ramprofilens hålbild vid tillverkning av längre bandbänkar. Bockarna på bandbänken som är för infästning i ramen har även förlängts vilket ger en mycket bättre hållfasthet eftersom sidorna av transportören får ett tjockare tvärsnitt. Bockarna valdes att ha i samma längd som ramprofilen för att förenkla monteringen. Ramprofilen och bandbänken kan då ställas på ett bord så deras hålbild stämmer överens och därmed enkelt skruvas samman. Vid ändarna av transportören har bandbänkens bockar tagits bort för att göra plats åt styrningsmekanismen. Därför finns bandbänken i två utförande som syns i figur 8.1.



Figur 8.1: Till vänster en mittliggande bandbänk och till höger en bandbänk vid änden av transportören.

8.2 Ramen och dess infästning

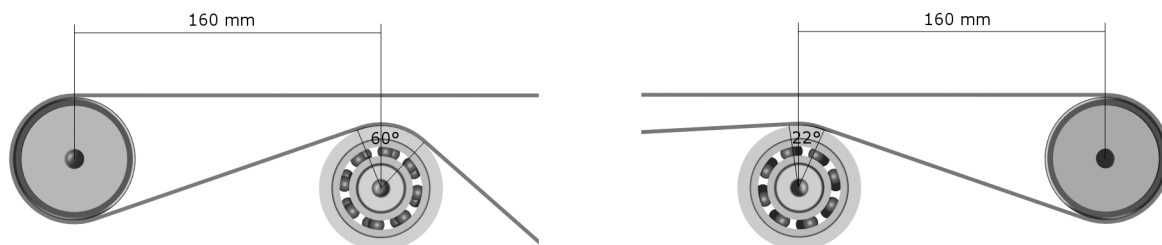
Ramen som används i den nya transportören är samma som används i InterSystems standardtransportörer. Samma typ av ram används för att man ska kunna använda samma tilläggskomponenter. I och med den mer robusta bandbänken som fästs i ramen ses nu denna standardramprofil som fullt tillräcklig ur ett hållfasthetsperspektiv. Ramprofilens längd är 5 meter och sammankopplas med en skarvplåt exakt i mitten av vardera bandbänk för bäst hållfasthet. Bandbänken och ramprofilen fästs även samman med två skruvar, en över och en under bandet, vilket visas i figur 8.2.



Figur 8.2: Ramens och bandbänkarnas sammanfästning.

8.3 Guiderullarna och deras styrning

Guiderullarna, som är till för styrningen, har placerats snett över vändcylindern. Guiderullarna har placerats utifrån både riktlinjer från Habasit och Ammeraal Beltech. Enligt Habasit ska man placera guiderullen på ett avstånd minst dubbelt så långt som vändcylinderns diameter, i vårt fall 130,6 centimeter. Enligt Ammeraal Beltech skall det gå att justera båda ändarna hos guiderullen horisontell med minst 5% av bandets bredd, i vårt fall 2,95 centimeter. För att kunna testa vad som fungerar bäst under drift hos vår bandtransportör konstruerades detta justeringsläge till en längd på 4 cm åt båda hållen. Habasit rekommenderar en så stor lindningsvinkel så möjligt hos guiderullen där allt över 30° ger en bra styrning. Ammeraal Beltech rekommenderar en lindningsvinkel på $15-30^\circ$. Våra guiderullar får en lindningsvinkel på 60° respektive 22° vilket uppfyller ovannämnda riktlinjer. Guiderullarnas lindningsvinkel visas i figur 8.3.



Figur 8.3: Guiderullarna vid ändarna.

8.4 Vändcylindrarna

För att få en självstyrande effekt av bandet har båda vändcylindrarna valts att bomberats då det är en rekommendation av Habasit om man avser att bygga transportörer med ett förhållande mellan längd och bredd större än 5. Vår transportör är 30 meter lång och 620 millimeter bred vilket ger ett förhållande på nästan 50. Ett viktigt önskemål för transportören är att den ska kunna överföra små paket som även packas i påsar. För att kunna göra det behövs vändcylindrarnas diameter vara liten. Därför används standardvändcylindrar om 65 mm i diameter eftersom dessa är väldigt stabila trots liten diameter. De är även billiga eftersom cylindern är en standarddel. Vändcylindrarna har även fått en justerbar infästning i horisontalled vilket möjliggör en mer exakt övergång vid sammankoppling av transportörer. Justeringen möjliggör även kompensation för eventuella tillverkningsfel.

8.5 Bandet

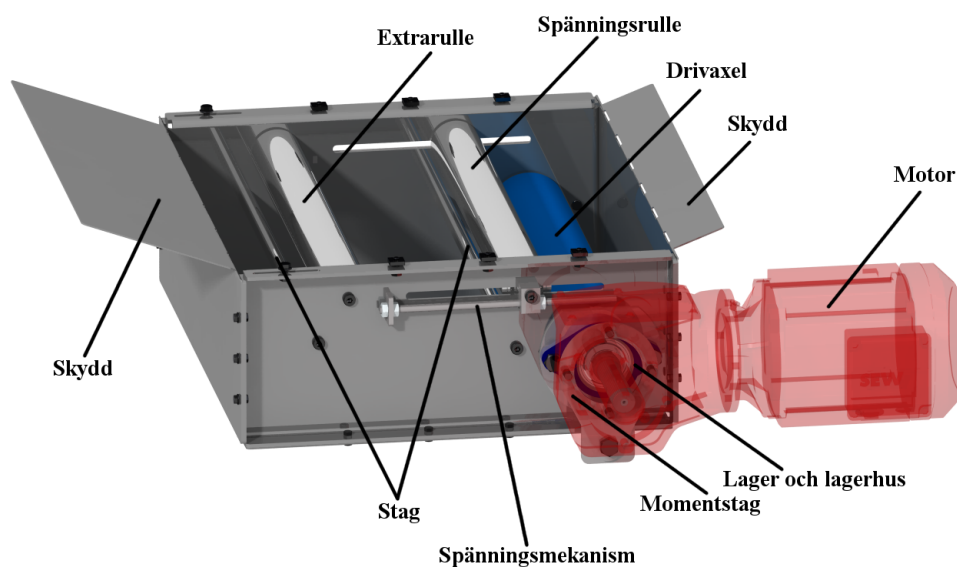
I början av rapporten nämns det att bandet ska tillverkas av Ammega vilket kommer att ske. Ammega har däremot inget offentligt beräkningsprogram vilket gör att vid beräkningarna används ett band tillverkat av Habasit, NHM-10EKBV 11. Habasits band är mycket likt det som Ammega kommer tillverka samt att det visar på goda egenskaper eftersom InterSystem har använt det många gånger innan. Den längd som bandet behöver vara mäts direkt ur den slutgiltiga CAD-filen och har visats sig bli 62206 millimeter. Måttet i CAD-filen är det geometriska måttet, d.v.s. det närmsta avståndet mellan alla cylindrar och rullar. Det geometriska måttet kommer skilja sig från det verkliga måttet eftersom bandet kommer att hänga ned, vilket betyder att det verkliga måttet bör vara lite längre än det geometriska måttet. För att kompensera för nedhängningen har spänningsanordningen ställts in på 40% vid mätningen för att lättare få på bandet vid montering. Det har även diskuterats att det skulle kunna gå att skarva på ett band med två ändar, då är längden av bandet oväsentligt då det avgörs på plats vid monteringen. I tabell 8.1 sammanställs viktiga egenskaperna av det band som kommer användas.

Tabell 8.1: Bandets viktiga egenskaper

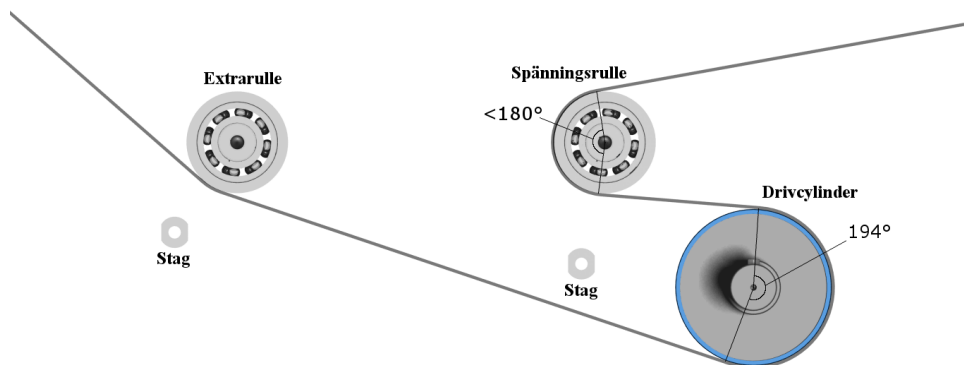
Egenskap	Värde
Längd	62206 mm
Bredd	590 mm
Tjocklek	2,1 mm
Massa	2,4 kg/m ²
Dragkraft för 1% töjning	11 N/mm
Friktionstal, band - bandbänk	0,25
Friktionstal, band - drivcylinder	0,35

8.6 Drivenheten

Enligt det slutgiltiga konceptet ska drivningen placeras i änden av transportören varvid skissen beskriver att den drivande cylindern ska vara vändcylindern. Av många skäl är det olämpligt att ha just vändcylindern som den drivande cylindern. Framför allt för att det blir väldigt trångt när nu en ännu större motor behövs. Detta gör att man inte kan integrera viktiga funktioner som behövs på en bra bandtransportör, i vårt fall den horisontella justeringen av ändcylindrarna samt styrningsmekanismen. Vad som gjordes i stället var att drivenheten flyttades ned snett under den ena guiderullen, vilket även bidrog till en större lindningsvinkel hos guiderullen, således bättre styrning. Drivningen har nu fortfarande sitt utförande i änden av transportören vilket gör att de flesta justeringar går att göra från samma ställe. I figur 8.4 visas drivenheten med dess ingående delar. Observera att bandet ej är inritat för att kunna se delarna bättre. Bandets väg genom drivenheten visas i stället i figur 8.5.



Figur 8.4: Drivenheten och dess ingående delar (bandet ej inritat).

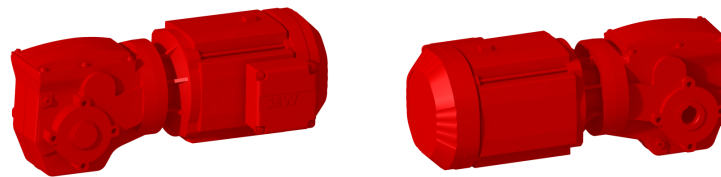


Figur 8.5: Bandets väg genom drivenheten.

Utifrån lastkravet och hastighetskravet gjordes beräkningar för att finna vad för motor och vad för drivcylinder som skulle användas. Dessa resultat togs fram med hjälp av formlerna i teoriavsnittet samt ett kalkyleringsprogram vid namn Convey-SeleCalc, utvecklat av Habasit. Kontrollberäkning gjordes även av *Fredrik Danell*, Area Sales Manager på Ammega, där han använde deras privata beräkningsprogram.

8.6.1 Motorn

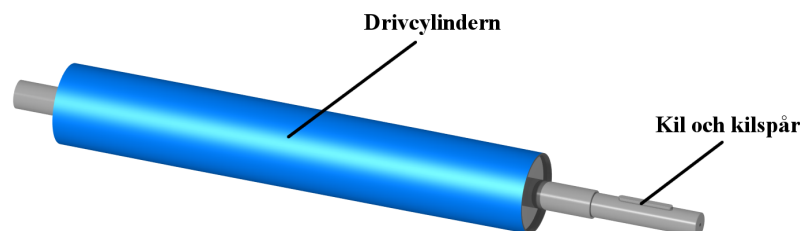
Enligt teorin har det visats sig att motorn som finns på standardtransportörerna inte har tillräcklig effekt för att driva bandet när det körs med full last och i full fart. I och med det har den nya transportören blivit utsedd med en annan motor. För att efterlikna standardtransportörerna är motorn fortfarande tillverkad av SEW och har samma växel, SEW:s egna SPIROPLAN[®]-växel. För mer information om motorn se bilaga H. Effektberäkningen har skett enligt de tre metoderna nämnda i kapitel 8.6. Enligt de framtagna ekvationerna i teorin (ekvation 3.5 och 3.6) krävs en effekt på 1373 W (se bilaga E för uträkning). Enligt SeleCalc behövs 1550 W och enligt Ammega behövs 1650 W. Observera att den egna beräkningen inte tar hänsyn till några som helst förluster. För att räkna med en viss säkerhetsmarginal valdes en motor på 2,2 kW och för att effektsteget under det låg på 1,5 kW, vilket var för lite. I motorn sitter även ett momentstag som i sin tur fästs i drivenheten. Momentstagets funktion är till för att momentöverföringen ska gå åt “rätt håll” d.v.s. motorn ska inte börja rotera utan det är givetvis drivaxeln som ska ges ett vridmoment och en vinkelhastighet. I figur 8.6 visas motorn.



Figur 8.6: Till vänster: motorn sedd från transportören, till höger: motorn sedd från axeln.

8.6.2 Drivaxeln

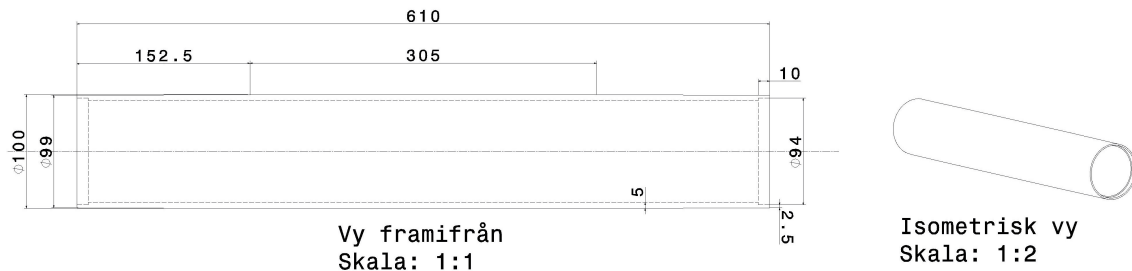
Drivaxeln är den komponent som sitter i motorn och på den sitter givetvis den drivande cylindern. Axeln är nedsvarvad på ena sidan för att passa motoraxeln och där sitter även en kil och ett kilspår för överföring av moment. Se figur 8.7. Axeln är lagrad kring två kullager som sitter på utsidan av drivenheten.



Figur 8.7: Drivaxeln

8.6.2.1 Drivcylindern

Den bomberade drivcylindern som sitter på drivaxeln tillverkades i en diameter om 100 millimeter för att enklare uppnå större lindningsvinkel. Bomberingen valdes att konstrueras koniskt då det är lättare att tillverka hos InterSystems leverantörer. Utformningen av bomberingen följde riktlinjer från Ammeraal Beltech där de rekommenderar att den koniska delen skall utgöra sista fjärdedelen hos båda sidorna av drivcylindern. Den minsta diametern hos den koniska delen ska ha en diameter på 99 % av diametern hos den icke koniska delen. Utifrån dessa riktlinjer fick drivcylindern utformningen enligt figur 8.8.



Figur 8.8: Ritning av drivcylindern

Utifrån formlerna samt beräkningar med SeleCalc krävdes det att drivcylindern skulle friktionsbehandlas för att minska den nödvändiga bandkraften.

8.6.2.2 Kil och kilspår

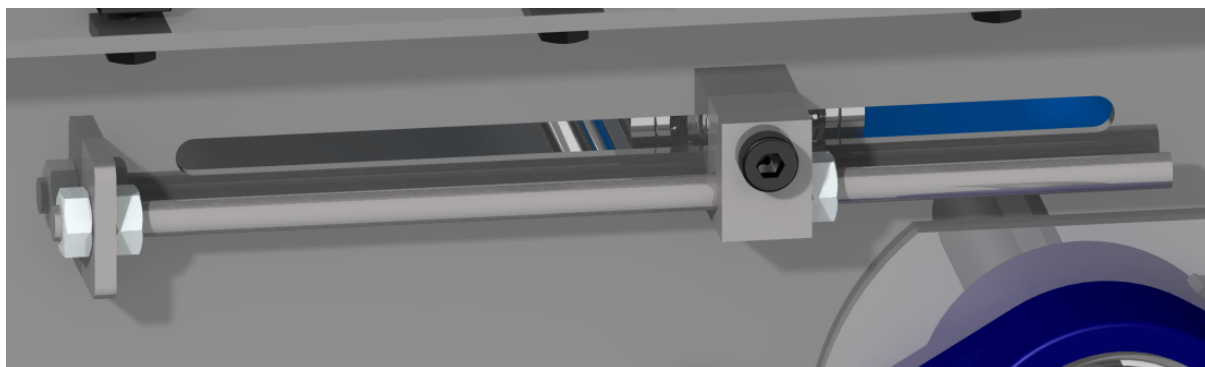
För momentöverföring från motor till axel används idag kilar. Kilarna har en viss utformning som följer svensk standard kallad sms 2305 (Eugen Wiberg AB, 2022). Utifrån axeldiametern togs värde på kilspåret fram. Med en axeldiameter på 30 millimeter skall ett spår på 4 millimeter djupt och 8 millimeter brett tillverkas. Kilens höjd skall vara 7 millimeter. Utifrån dessa värde konstruerades kil och kilspår som visas i figur 8.7.

8.6.3 Lager och lagerhus

Lagerhusets funktion är att hushålla kullagret så att axeln kan rotera. Eftersom vårt effektkrav tvingade oss att nyttja en större axel krävdes även ett byte av lager och lagerhus. Ett ovalt lagerhus med endast två infästningar söktes för att bygga det så kompakt så möjligt eftersom då är det större chans att önskemål 7.2.1 (bygga ner max 250 millimeter) uppfylls. Den ingående axeln hos drivcylindern konstruerades till 35 millimeter i diameter och därför söktes även ett lager med denna diameter. Lagret som hittades i SKF:s sökmotor var SKF_F2B_35M_TR. Utifrån lagerhusets bärighetstal samt max rotationstal kontrollerades hållfastheten, vilket inte var några problem.

8.6.4 Spänningsrullen och dess mekanism

Utifrån konceptgenereringen och dess utvärdering konstaterades det att spänningsmekanismen skulle konstrueras med hjälp av en skruv. Spänningsmekanismen konstruerades precis efter drivcylindern i själva drivenheten. Enligt beräkningsprogrammet SeleCalc krävdes ett förflyttningsavstånd av spänningsrullen på 93 millimeter. Förflyttningsavståndet utgår alltid ifrån en spänningsrulle med 180° i lindningsvinkel. I vårt fall är lindningsvinkeln inte riktigt 180° , därför konstruerades detta avstånd till 150 millimeter för att även få en viss säkerhetsmarginal. Spänningsmekanismen består av en kloss som sitter fast inskruvad i spänningsrullen och längre ner på klossen löper en fingängad M10 stång. Klossen har en mutter på ena sidan för spänning av bandet. Spänningsmekanismen visas i figur 8.9.



Figur 8.9: Spänningsmekanismen

För att undvika böjning hos stången gjordes beräkningar med hjälp av Eulers knäckningsfall 4. Eulers knäckningsfall är formler framtagna av matematikern Euler som beskriver hur nära en balk är till knäckning när den utsätts för tryckkraft (T. Dahlberg, 2001, s.227). En M10 stång antas ha diameter 10 millimeter och i vårt fall längden 250 millimeter. Enligt SeleCalcs beräkningar så ger bandets töjning upphov till en axelbelastning på 3254 N. För användning av Eulers formler krävs data på stångens elasticitetsmodul, längd och yttröghetsmoment. Yttröghetsmomentet är ett mått på stångens förmåga att motstå deformation med avseende på dess tvärsnitt. Desto högre yttröghetsmoment, desto styvare konstruktion (T. Dahlberg, 2001, s.136). Yttröghetsmomentet hos en stång med cirkulärt tvärsnitt beräknas enligt formel 8.1.

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 = \frac{\pi}{64} \cdot 0,010^4 = 4,90 \cdot 10^{-12} m^4 \quad (8.1)$$

Euler fall 4 används eftersom båda ändarna är fast inspända. Beräkningen beskrivs enligt ekvation 8.2 som är formeln för Euler fall 4. $F_{kritisk}$ är den kritiska kraften mot knäckning.

$$F_{kritisk} = 4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{EI}{L^2} = 4 \cdot \pi^2 \cdot \frac{210 \cdot 10^9 \cdot 4,90 \cdot 10^{-10}}{0,25^2} = 65113.16 N \quad (8.2)$$

Detta ger oss en säkerhetsfaktor mot knäckning till ungefär 20.

$$\frac{65113.16}{3254} \approx 20 \quad (8.3)$$

Vilket vi anser fullt tillräckligt.

8.6.5 Plåtboxen

För att alla delar i drivenheten ska upprätthålla sin vitala funktion måste drivenheten, d.v.s. själva plåtboxen vara mycket stabil. Därför har det placerats solida stänger mitt över lådan. Plåtboxens sidoplåtar fungerar som klämskydd mot bandet. Sidoplåtarna valdes att konstrueras i en tjocklek om 2 millimeter för att man vid montering skall kunna böja skyddsplåten så nära bandet så möjligt. För att förenkla böjningen ytterligare konstruerades även slitsade hål vid böjkanten.

8.7 Inställt bygge av bandtransportören

Utifrån CAD-ritningarna var det planerat att delarna skulle skickas på tillverkning och sedan byggas ihop till en komplett bandtransportör. På grund av många olika skäl blev detta inte av, bland annat platsbrist hos InterSystem, fullbokade montörer samt att leveranstider av specialdelar förlängts avsevärt. Slutkonstruktionen bestod i stället av en fullständig CAD-fil där InterSystem kan titta och eventuellt i framtiden bygga bandtransportören utifrån den.

9 Resultat

Resultatet från vidareutvecklingen presenteras och jämförs med kriteriespecifikationen. Frågeställningen återkopplas och besvaras också.

9.1 Resultat från vidareutvecklingen

I figur 9.1 visas en helhetsbild på den slutgiltiga konstruktionen.



Figur 9.1: Slutgiltig konstruktion av bandtransportören

Förutom att den nya bandtransportören har blivit längre har den från tidigare bandtransportör blivit mer robust. Bandbänkarna är mer robusta då deras bockar är längre och infästningen med ramen görs på fler ställen, dessutom utan distanser. Transportören har även fått en ny drivenhet och motor för att driva den ökande lasten. Drivcylindern har gjorts om till en friktionsbehandlad cylinder och bandtransportören har även utrustats med guiderullar vid ändarna.

9.2 Kriterieuppfyllelse

För att undersöka hur väl bandtransportören lever upp till kriteriespecifikationen jämförs bandtransportörens egenskaper med kriteriespecifikationen. En del krav och önskemål har i detta skede varit svåra att verifiera då bandtransportören endast blev en CAD-modell. Nedan presenteras kraven och önskemålen igen. Det förklaras hur kriteriet uppfylls och hur det verifieras.

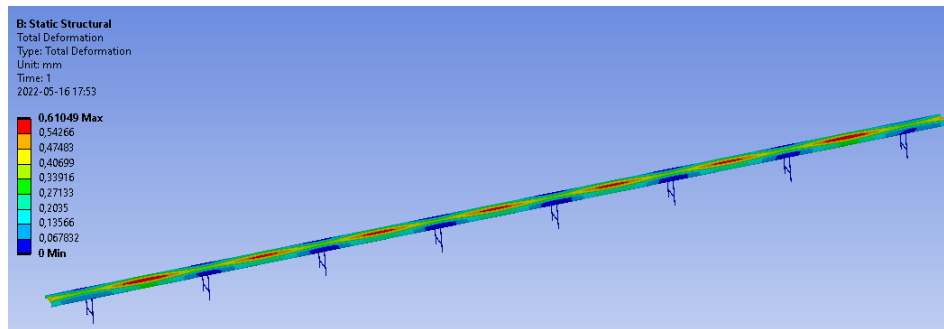
Krav

- **1.1 Lastkapacitet, 15 kg/m**

Ja, utifrån motorberäkningarna redovisat i 8.6.1 klarar motorn att driva en last om 15 kg/m.

- **1.2 Last och egentynghetsbärighet, max utböjning 1,5 mm, 4 m mellan benstöd, vid transportvikten 15 kg/m**

Ja, enligt FEM-analysen som visas i figur 9.2 klarar konstruktionen transportvikten 15 kg/m, dess egentynghet och bandkraften. Deformationen överstiger inte 1,5 millimeter utan får en maximal utböjning på 0,61 millimeter.



Figur 9.2: Förenklad FEM-modell för verifikation av hållfastheten

- **1.3 Varierande hastighet, mellan 20 och 50 m/min**

Ja, utifrån motorberäkningarna redovisat i 8.6.1 klarar motorn att driva lasten på 15 kg/m i en varierande hastighet mellan 20 och 50 m/min.

- **2.1 I drift, 3 år (8h/dygn)**

Eftersom ingen prototyp byggdes och provkördes är det svårt att verifiera detta krav. Det är dock rimligt att anse att bandtransportören ungefär har samma livslängd som InterSystems standardbandtransportörer, vilket är 3 år (8h/dygn). Det går att dra den slutsatsen eftersom den nya bandtransportören använder sig av ungefär lika många rörliga delar som standardbandtransportören. De flesta delarna är dessutom likadana.

- **3.1 Totalkostnad under hela sin livscykel, < 3 nuvarande bandtransportörer**

Ja, kravet uppfylls enligt kostnadskalkylen som återfinns i bilaga I. Där beaktades endast monteringskostnaden och tillverkningskostnaden. Servicekostnaden under bandtransportörens livstid antas bli lägre eftersom färre elektriska komponenter används.

- **4.1 Klämrisk, <= Nuvarande bandtransportör**

Ja, klämskydd finns både vid den nya drivenheten och vid uppbärrullarna som återfinns under hela bandtransportören.

- **4.2 Ljudnivå, < 70dB @ 1m**

Ja, kravet uppfylls eftersom motorn underskrider max tillåten ljudtrycksnivå enligt IEC/EN 60034 (International Electrotechnical Commission, 2022). Ljudet från bandet mot bandbänken anses inte heller överstiga högre ljudtryck än InterSystems standardbandtransportörer eftersom samma material används.

- **4.3 CE-märkt**

Ja, motorn från SEW är CE-märkt.

- **5.1 Längd, 10-30 m**

Ja, bandtransportören konstruerades i en längd på 30 meter.

- **5.2 Bredd, 620 mm**

Ja, bandbänken konstruerades i en bredd på 620 millimeter.

- **5.1 Anpassad drivtrumma, för motorer ifrån SEW eller LENZE**

Ja, drivtrumman är anpassad för en motor ifrån SEW.

- **6.3 Kombinerig, gå att koppla med nuvarande standardtransportör**

Ja, bandtransportören går att koppla ihop med nuvarande bandtransportör vid placering av den nya bandtransportören kant i kant med standardtransportören.

- **6.4 Olika band, även friktionsband**

Ja, friktionsband har ungefär samma elastiska egenskaper och samma friktion på undersidan som standardbandet, därför fungerar konstruktionen även med detta, då spänningar och reaktionskrafter blir samma.

- **7.1 Typ av drift, underliggande eller änddrift**

Ja, driften konstruerades till en underliggande drift placerad vid änden.

- **7.2 Avstånd under transporthöjd, max 400 mm**

Ja, mätning i CAD-filen visar att drivenheten bygger ned 393 millimeter.

- **7.3 Energikonsumtion, IE3-klassad**

Ja, motorn från SEW har energiklassen IE3.

- **7.1 Efterlikna nuvarande bandtransportörer, identifieras som en InterSystem-produkt**

Ja, ramprofilen beskriver att det är en InterSystemprodukt.

Önskemål

- **1.4 Robust konstruktion, minimera deformation (utböjning)**

Enligt FEM-modelleringen som visas i figur 9.2 får konstruktionen en utböjning på 0,61 millimeter vilket är långt ifrån 1,5 millimeter. Därför kan konstruktionen anses som robust.

- **2.1.1 I drift, 5 år (8h/dygn)**

Det är svårt att veta eftersom ingen slutgiltig produkt byggdes. Det är dock troligt att bandtransportören har ungefär samma livslängd som InterSystems standardbandtransportörer, vilket är 3 år (8h/dygn).

- **5.1.1 Modulära längder, inom längderna 10-30 m i så små steg som möjligt**

Modifikation av bandbänkens längd och delning av aluminiumramen är enkla åtgärder som gör att bandtransportören går att tillverka inom längderna 10-30 meter med steg om 25 millimeter.

- **5.2.1 Modulära bredder, 420, 520, 620, 820, 920, 1020 mm**

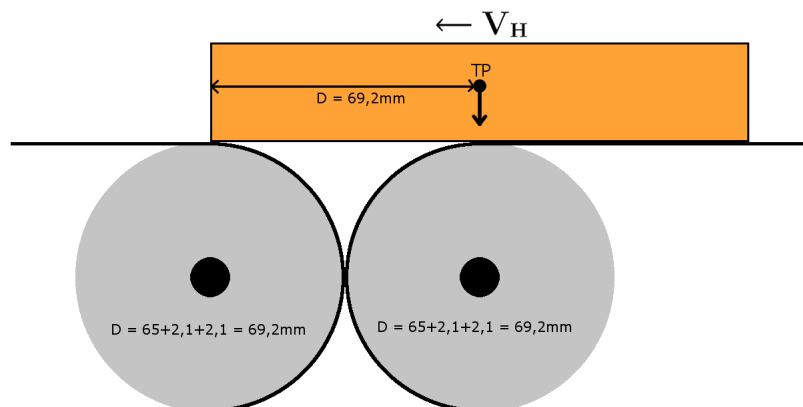
Ja, vid modifikation av bandbänkens bredd och användning av InterSystems andra standarddelar går det även att tillverka transportören i de resterande bredderna. Ingen hänsyn till hållfastheten hos dessa bredder har dock gjorts.

- **6.2 Utnyttja tilläggskomponenter, sidostyrning, fotocellsfästen, benstöd m.m**

Eftersom samma aluminiumramprofil används kommer alla dessa tilläggskomponenter att fungera på den nya bandtransportören. Vid ändarna hos den nya bandtransportören återfinns dock en annan typ av plåt vilket dessa tilläggskomponenter inte kan fästa i. Dock handlar detta bara om 2,5 % av bandtransportören. Resterande 97,5 % av bandtransporten kan använda sig av tilläggskomponenter.

- **6.5 Möjliggöra överföring av små paket mellan bandtransportör, minsta paketförpackning från företaget.**

Eftersom vändcylindrarna konstruerades i en diameter om 65 millimeter möjliggör detta överföring av paket med en storlek på 138,4 millimeter enligt figur 9.3. Det vill säga om paketet är homogent (densiteten lika överallt) kan paketets längsta sida vara som kortast $2D = 138,4$ millimeter. Förutsatt att paketet är pålagt med den längsta sidan parallellt med bandets färdriktning. Ifall avståndet från kanten till tyngdpunkten är kortare än 69,2 millimeter riskerar paketet att driva in kanten hos den vänstra vändcylinder och således få en oönskad placering.



Figur 9.3: Minsta paketstorlek vid överföring mellan bandtransportörer

Hastigheten hos paketet kan däremot göra att paketet inte hinner rotera runt sin tyngdpunkt och därmed inte driva in i kanten hos den vänstra cylindern, vilket kan möjliggöra överföring av ännu mindre paket.

- **7.2.1 Avstånd under transporthöjd, max 250 mm**

CAD-filen visar att drivenheten bygger ned 393 millimeter, önskemålet är långt ifrån uppfyllt.

- **8.2 Estetiskt tilltalande**

Bandtransportören kan beskrivas som estetiskt tilltalande eftersom den använder sig av InterSystems aluminiumramprofil, dock finns här en del förbättringsförslag som presenteras senare.

9.3 Verifiering av frågeställning

Frågorna som ställdes i början av projektet presenteras igen och besvaras:

- ***Hur kan bandtransportören förlängas till 30 meter för att samtidigt klara av bandspänningen och därmed förhindra snedställning?***

Som tidigare nämnt i rapporten, för att hantera kraften som uppstår i konstruktionen vid en längd på 30 meter förlängdes bandbänkens bockar till 119 millimeter och fick en fast infästning i ramen utan distanser.

- ***Behövs det konstrueras en helt ny bandtransportör eller kan man vidareutveckla och lägga till funktioner till nuvarande bandtransportör?***

Utifrån resultatet som beskrivs är svaret på denna fråga att det inte behövdes tillverkas en "helt ny bandtransportör". Den nya bandtransportören bygger fortfarande vidare på InterSystems standardtransportörer eftersom den använder sig av samma ram och många standarddelar.

- ***Hur kan den slutgiltiga konstruktionen vara tillämpbar för flera olika bandbredder och bandlängder?***

Den nya bandtransportören kan enkelt tillverkas i olika dimensioner sett ur bredd och längd. Breddförändring görs enkelt med modifikation av bandbänken och användning av andra standardrullar. Längden är lättast att ändra då nästan alla delar är längdberoende, endast kapning av ramprofil och modifiering av en bandbänk är nödvändigt.

- ***Löstes problemet?***

Eftersom inget bygge skedde och inga tester gjordes är det svårt att svara på frågan. Utifrån beräkningar och modelleringar går det dock att konstatera att konstruktionen har stor chans att lösa problemet.

10 Diskussion och slutsats

Arbetsgången och resultatet diskuteras. Rekommendationer till fortsatt utveckling och en slutsats presenteras också.

10.1 Diskussion kring arbetsgången

Arbetsgången olika delar diskuteras nedan. Vilka problem som uppstod och vad som hade kunnat gått bättre presenteras.

10.1.1 Konceptgenerering

Vid konceptgenereringen var det svårt att hitta exakt hur konkurrenterna hade tillverkat sina transportörer. Det var oftast lite information på hemsidor och i kataloger, ibland fanns det ingen information överhuvudtaget. Detta gjorde lösningssökandet betydligt svårare.

10.1.2 Konceptutvärdering

Vid konceptgenereringen användes matriserna för utvärdering, dessa matriser fungerade bra ur produktutvecklingsprocessen, däremot var det vissa konstruktionsmässiga egenskaper som var svåra att väga in i matriserna. Om arbetet hade gjorts om skulle man kunnat lägga upp arbetet mer som ett konstruktionsarbete.

10.1.3 Vidareutveckling av koncept

Vidareutvecklingen av konceptet bestod mest av rent CAD-arbete och beräkningar. Något som underlättade beräkningarna avsevärt var Convey-SeleCalc, programmet verifierade formlerna och vi fick mer pålitligare resultat då formlerna överensstämde på ett ungefär med SeleCalcs resultat. Även Fredrik Danells beräkningar bekräftade transportörens funktion. Vid konstruktionen togs hjälp av Jim Hansson som hjälpte oss med hur vi skulle tänka och visade hur de gjorde i sitt CAD-program. Nackdelen med CAD-framställandet var att vi inte använde oss av samma CAD-program som InterSystem och således var det ibland svårt att få hjälp med konstruerandet.

10.2 Diskussion kring resultatet

Den största skillnaden från den gamla transportören är att konstruktionen är mycket mer robust vilket gör att den klarar en högre bandspänning. Trots att bandspänningen ökar i den nya transportören är den fortfarande ganska låg då friktionstalet mellan drivcylinder och band är hög samt att drivcylindern har en lindningsvinkel större än 180 grader. Motorn har även bytts ut för att klara effektkravet men där integration av den har gjorts på ungefär samma sätt. Slutligen går det att klargöra att den nya transportören har använt InterSystems standarddelar i den mån det har gått. Enbart de kritiska delarna har bytts ut eller förbättras vilket gör att bandtransportörens håller en låg kostnad. Kostnaden blev cirka 28% lägre för samma längd bandtransportör.

10.3 Rekommendationer till fortsatt utveckling

Nedan presenteras tre rekommendationer till fortsatt utveckling:

- ***Estetiskt tilltalande***

Vid fortsatt utveckling av bandtransportören skulle man kunna fokusera mer på det estetiska. Vid ändarna hos bandtransportören används nu endast bockade plåtar som enligt många kan anses icke estetiskt tilltalande. I stället för bockade plåtar hade man kunnat använda sig av samma ramprofil fast med en annan hålbild. Vid drivenheten skulle det även gå att täcka över spänningsmekanismen, lager osv med en täckplåt.

- ***Motorstorlek***

För att dra ned på kostnader skulle man kunna göra en materialflödesanalys för att se hur mycket last som faktiskt transporteras. Motorn är idag framtagen och dimensionerad mot full last med en viss säkerhetsmarginal. I verkligheten kanske man är långt ifrån full last på 15 kg/m eftersom många paket inom e-handelsbranschen inte väger 15 kg. Vid en hastighet på 50 m/min kan det även vara svårt att fylla transportören då paketering av varor tar en viss tid.

- ***Mer ingående hållfasthetsberäkning***

För att verkligen verifiera hållfastheten skulle man i framtiden kunna göra en mer ingående analys av hållfastheten. InterSystem hade till exempel kunnat anställa en beräkningsingenjör för mer noggrann FEM-analys.

10.4 Slutsats

Avsikten med projektet var att fram en ny bandtransportör som klarar längder uppemot 30 meter. Projektet resulterade i en helhetslösning för en längre bandtransportör som genererades utifrån produktutvecklingsprocessen, där stor vikt har legat vid konstruktionen.

Helhetslösningen beskrivs i rapporten och en CAD-fil beskriver lösningen detaljerat. CAD-filen och resultatet ligger till grund för InterSystems förverkligande av konceptet. Slutsatserna som dras från projektet är att det är mycket viktigt att ha en stabil konstruktion och att lindningsvinkeln och friktionstalet hos drivcylindern har stor inverkan på de krafter som uppstår i konstruktionen.

Tillsammans med resultatet och förslag till förbättringar kan det ligga till grund för InterSystems utveckling och eventuell vidareutveckling av konceptet.

Produktutvecklingsprocessen, där kriteriespecifikationen, funktionsanalysen och den morfologiska matrisen återfinns, kan även användas för att underlätta framtagning av andra koncept med andra förutsättningar.

Referenser

Ammeraal Beltech. (2021). *Synthetic Belting - Engineering Guide* [Katalog]

Ansys. (2021). Ansys

Catia V5. (2006). Systèmes, Dassault.

Eugen Wiberg AB. (2022). *Kilspårsstandard* [Manual]

<https://www.wiberg.se/templates/kilspaar.html> Hämtdatum: 2022-04-30

EU:s produktkrav. (2022). European Commission.

https://ec.europa.eu/growth/single-market/ce-marking_sv Hämtdatum: 2022-05-10

Habasit. (2018). *Fabric Conveyor Belts Engineering Guide* [Katalog]

Habasit. (2018). *Power Transmission Belts Engineering Guide* [Katalog]

Hytrol. (2021). *Hytrol Catalog ch. 2.8* [Katalog]

<https://catalog.hytrol.com/Hytrol-Catalog/2.8-1/> Hämtdatum: 2022-03-10

Hytrol. (2021). *Hytrol model TR manual* [Manual]

https://cdn.hytrol.com/2005_557_tr.pdf Hämtdatum: 2022-03-10

IEC 60034-1:2022. (2022). International Electrotechnical Commission

<https://webstore.iec.ch/publication/65446> Hämtdatum: 2022-05-10

InterSystem AB. (2022). *Bandtransportör IBGS 50-21* [Broschyr]

<https://www.InterSystem.se/produkter/bandtransportor-ibgs-50-21/> Hämtdatum: 2022-02-20

Johannesson, H., Persson, J.-G. & Pettersson, D. (2013). *Produktutveckling: effektiva metoder för konstruktion och design* (2 uppl). Stockholm: Liber

Kuiper D.J, Brett E. Devries, Richard W. Gilman. (2013). *Apparatus and method for tracking conveyor belts* (Patent AU2016204272A1). BANK OF AMERICA

Min K.C, Chang J.K, Yaul S.S. (2011). *Tension device of belt conveyer* (Patent KR101281770B1)

Mägi, M., Melkersson, K., Evertsson, M. (2017). *Maskinelement* Studentlitteratur

Paul M. Kurowski. (2004). *Finite Element Analysis for Design Engineers*

P.D Wallace, B.M. Brown, J.Greuel. (2016). *Belt tracking device and system* (Patent US9714142B1) BANK OF AMERICA

T. Dahlberg. (2001). *Teknisk hållfasthetslära*. Studentlitteratur

Transnorm. (2020). *TS 1100 Belt Conveyor Technical Datasheet* [Manual]

<https://pdf.directindustry.com/pdf/transnorm-system-gmbh/belt-conveyor-ts-1100/58734-943078.html> Hämtdatum: 2022-03-10

Bilagor

A Projektbeskrivning

B Standardbandtransportör med underliggande drift

C Standardbandtransportör med änddrift

D FEM-analys av de tre konstruktionerna

E Resultat från effektberäkningen enligt teorin

F Resultat från SeleCalc

G Resultat från Ammega

H Produktblad för motorn (WA49DRN100LS4)

I Kostnads kalkyl

A Projektbeskrivning



Referens: Martin Samuelsson
Rev. 0

2022-01-16
Sida 1 av 2

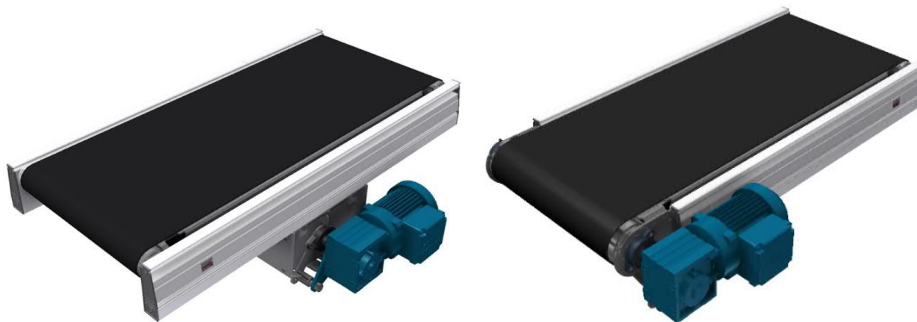
Bandtransportör 1.0

Ängelholmsbaserade InterSystem AB utvecklar, producerar och levererar automatiserade system inom palletering och materialhantering. Företaget grundades 1989, har 65 anställda och omsätter ca 200 MSEK. Våra kunder finns framför allt inom livsmedelsindustrin där ca 40 % levereras på export utanför Skandinavien.

InterSystem har idag ett standardiserat sortiment med olika typer av lättgods-transportörer. De bygger på samma aluminium-ramprofil, men utrustas olika beroende vad för transportör som skall byggas.
Ett modulärt uppbyggt koncept där bredden (EL) och längden (TL) kan varieras tillsammans med olika typer av drivenheter.

Behovet av en ny bandtransportör som klarar längder upp mot 30 meter har växt fram efter att vi började jobba mot e-handel branschen. De projekten innehåller ofta långa transportsträckor där 300-400 meter inte är ovanligt. Kan vi minska ned antalet drivenheter har vi mycket att vinna ur servicesynpunkt samt rent ekonomiskt.

Dagens standardtransportör kan byggas max 12 meter. Där efter klarar inte ramprofilerna av kraften av bandspänningen, således går bandet snett.



■ InterSystem AB

Brandsvigsgatan 3, SE-262 73 Ängelholm, Sweden. Tel +46 (0)431 44 91 00, Fax +46 (0)431 44 91 29 info@intersystem.se www.intersystem.se

1. Dimensionering

- Transportlängd 10 till 30m (TL= Transportlängd)
Förslagsvis 30m vid prototyp
- Bredd 420, 520, 620, 820, 920, 1020 mm (EL= Bredd mellan ramprofil)
Förslagsvis 620mm vid prototyp
- Max 15kg / meter godsvikt.
- Vändändar i så liten diameter möjligt.
Idag 65mm, bör inte överstiga 100mm
- Skall kunna kombineras med vår standard-transportör.

2. Drivenhet

- Underliggande alternativ änd-drift. Det som teorin föreslår.
- Hastighet 20-50m/min skall vara möjligt
- Drivenhet bör bygga ned max 400mm under transporthöjd.
- Anpassa drivtrumma för motorer från:
 - SEW
 - LENZE

3. Övrigt

- Säker konstruktion (Minimera klämrisker)
- Möjlighet till friktionsband för lutande transportör
- Fördel om vi kan nyttja Intersystem standard enheter.
 - Benstöd
 - Sidostyrning
 - Fotocellfästen
- Stabil ramprofil. Skall klara vara frihängande 4 meter mellan benstöd.
- Modulär konstruktion
- Bandstyrning vid behov
 - Bombering?
 - Sidostyrningar?
 - Automatisk justerbar?
- Prototyp bör byggas och köras minst 100h.
- Bandleverantör Ammega <https://www.ammega.com/>

Kommunikation/fildelning genom projektet kan med fördel ske genom en nyskapat grupp i Microsoft Teams. InterSystem tillhandahåller plats på företaget vid behov, men räknar med att merparten av projektet kommer kunna ske från annan ort.

Efter projektets avslut hoppas vi att InterSystem har ett förslag på en ny produkt att jobba vidare med.

Handledare samt kontaktpersoner på Intersystem kommer bestå av två personer:

Martin Samuelsson

Teknisk chef

+46 431 44 91 13

martin.samuelsson@intersystem.se**Jim Hansson**

Konstruktion

+46 431 44 59 53

jim.hansson@intersystem.se

B Standardbandtransportör med underliggande drift

Bandtransportör IBGS 50-21

Användning

Bandtransportör Typ IBGS 50-21 är avsedd för transport av styckegods och speciellt lämpad för E-handelsapplikationer och polybags.

Band med friktionsyta används med fördel vid stigande eller sluttande transportör.

Exempel på gods: Låda, tråg, back, polybag, kuvert eller liknande.

Beskrivning

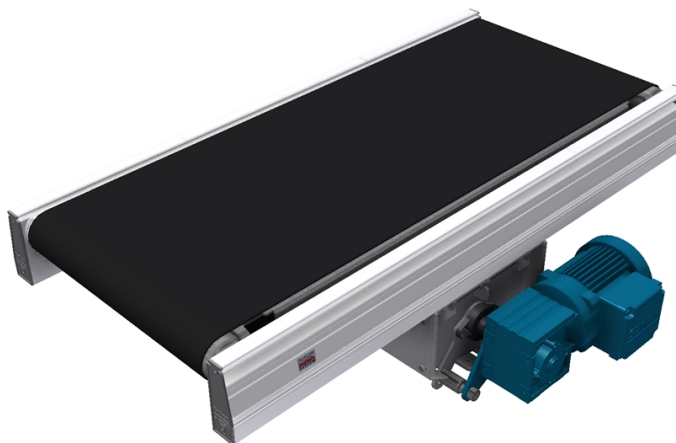
Bandtransportör Typ IBGS 50-21 med underliggande drift.

Max last

50kg/m. Val av benstödsplacering och konfiguration avgör. Kontakta Intersystem AB för mer information.

Beställningsexempel

IBGS 50-21 – 420 - 1000
Typ – EL - TL

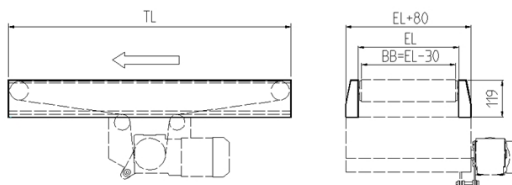


Specifikation

	Material/Typ	Ytbehandling	Beställs separat
Rampprofil	Aluminium	Naturanodiserad	
Glidbädd	Stålblåt	Galvaniserad	
Band	PVC	Slät	Option
Band, hög friktion	PVC	Längsgående rillor	Option
Band, livsmedelsgodkänt	PVC	Slät	Option
Drivenhet Typ IBEU/IBVU 50	Stål	Elförzinkad	X
Benstöd Typ ITBG 50	Stål/Aluminium	Elförz./Naturanod.	X
Benstödsdelning	Antal benstöd/m: Se diagram		
Räckeshållare Typ 50	Aluminium/Stål	Naturanod/Elförz.	X

Teknisk data

Inv. bredd	EL	320, 420, 520 och 620
Bandbredd	BB	290, 390, 490 och 590 mm
Totallängd	TL	600 - 12000 intervall 100mm



**INTER
SYSTEM**

Tel: +46 431 44 91 00
info@intersystem.se
www.intersystem.se

C Standardbandtransportör med änddrift

Bandtransportör IBGS 50-11

Användning

Bandtransportör Typ IBGS 50-11 är avsedd för transport av styckegods och speciellt lämpad för E-handelsapplikationer och polybags.

Band med friktionsyta används med fördel vid stigande eller sluttande transportör.

Exempel på gods: Låda, tråg, back, polybag, kuvert eller liknande.

Beskrivning

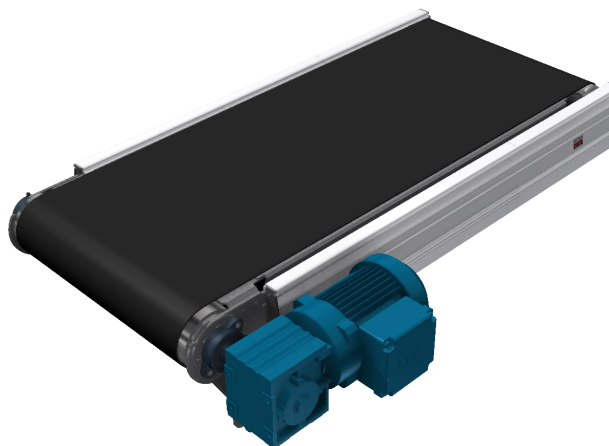
Bandtransportör Typ IBGS 50-11 med ändmonterad drift.

Max last

50kg/m. Val av benstödsplacering och konfiguration avgör. Kontakta Intersystem AB för mer information.

Beställningsexempel

IBGS 50-11 – 420 - 1000
Typ – EL - TL



Specifikation

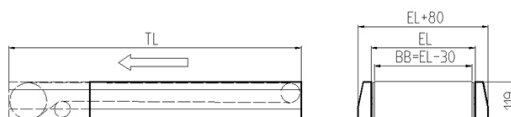
	Material/Typ	Ytbehandling	Beställs separat
Ramprofil	Aluminium	Naturanodiserad	
Glidbädd	Stålblåt	Galvaniserad	
Band	PVC	Slät	Option
Band, hög friktion	PVC	Längsgående riilor	Option
Band, livmedelsgodkänt	PVC	Slät	Option
Drivenhet Typ IBED/IBVD 50	Stål	Elförzinkad	X
Benstöd Typ ITBG 50	Stål/Aluminium	Elförz./Naturanod.	X
Benstödsdelning	Antal benstöd/m: Se diagram		
Räckeshållare Typ 50	Aluminium	Naturanodiserade	X

Teknisk data

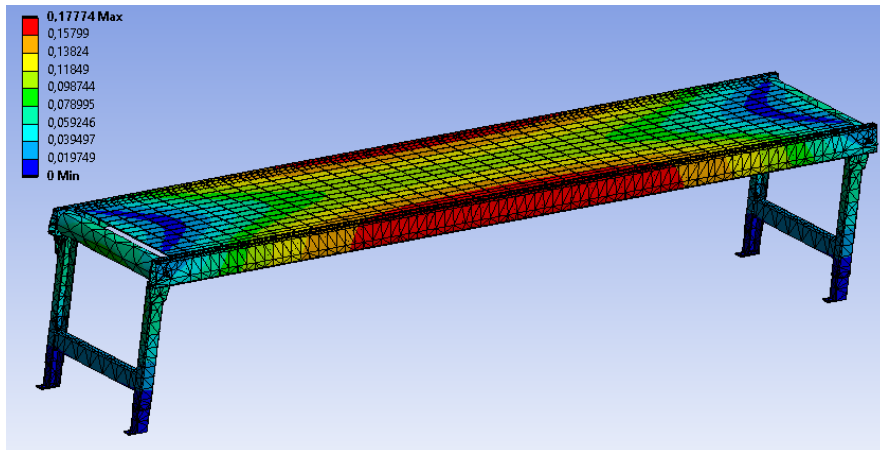
Inv. bredd	EL	320, 420, 520 och 620 mm
Bandbredd	BB	290, 390, 490 och 590 mm
Totallängd	TL	600 - 12000 intervall 100mm

**INTER
SYSTEM**

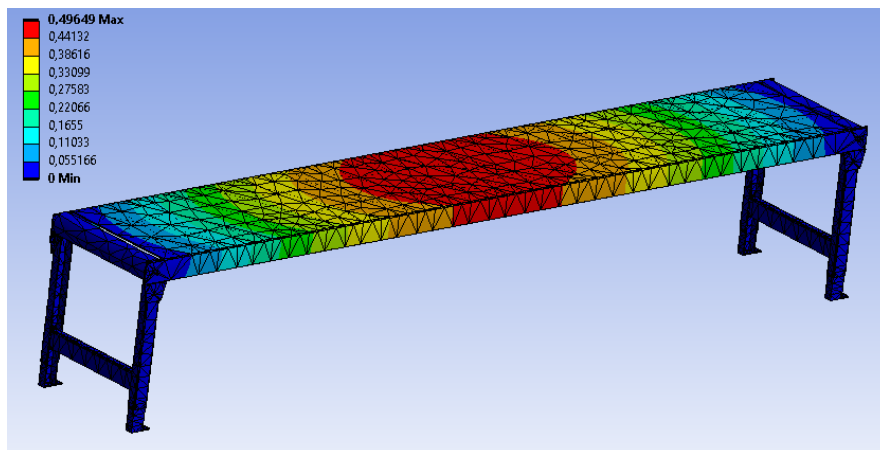
Tel: +46 431 44 91 00
info@intersystem.se
www.intersystem.se



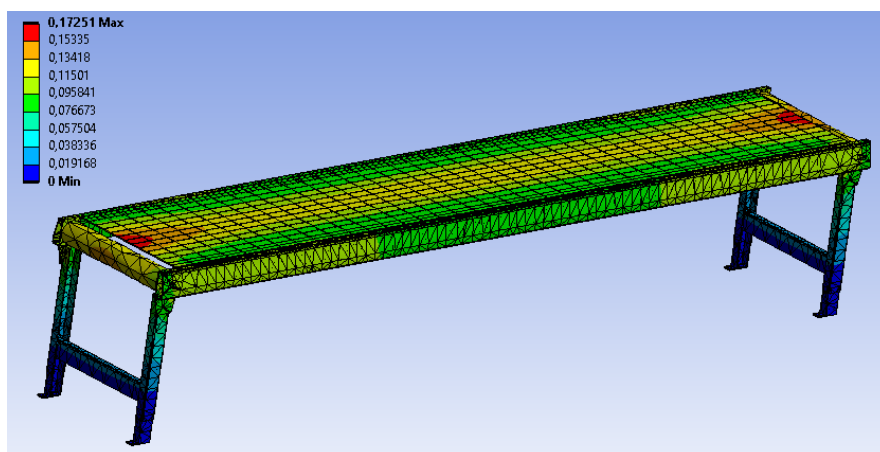
D FEM-analys av de tre konstruktionerna



Utböjning [mm] för aluminiumram och bandbänk (utan distanser) vid referenslast.



Utböjning [mm] för stålram och bandbänk ur ett stycke vid referenslast.



Utböjning [mm] för aluminiumram och aluminiumbandbänk med underliggande fackverkskonstruktion vid referenslast.

E Resultat från effektberäkningen enligt teorin

Effektberäkning enligt teorin med ekvationerna 3.5 och 3.6:

$$F_2 - F_1 = [(m_{gods} + m_{bandsuppyta}) \cdot \mu_s + m_{bandunder}] \cdot g = F_{drag} \quad (3.5)$$

$$P = M \cdot \omega = (F_2 - F_1) \cdot R \cdot \frac{V_H}{R} = (F_2 - F_1) \cdot V_H = F_{drag} \cdot V_H \quad (3.6)$$

$$F_{drag} = \left\{ \left[\widetilde{450} + \left(\frac{\widetilde{längden}}{30,78} \cdot \frac{\widetilde{bredden}}{0,59} \cdot \frac{\widetilde{kg/m^2}}{2,4} \right) \cdot \frac{\widetilde{\mu_s}}{0,25} \right] + \frac{\widetilde{längden}}{31,426} \cdot \frac{\widetilde{bredden}}{0,59} \cdot \frac{\widetilde{kg/m^2}}{2,4} \right\} \cdot \frac{\widetilde{g}}{9,81} = 1647 N$$

samt att $V_H = 50 \text{ m/min} = \frac{50}{60} \text{ m/s}$ vilket ger oss ett effektbehov enligt:

$$P = 1647 \text{ N} \cdot \frac{50}{60} \text{ m/s} = 1373 \text{ Nm/s} = 1373 \text{ W}$$

Värdena på längden, bredden, friktionstalet, hastigheten och massorna är taget från CAD-filen, produktblad och projektbeskrivningen.

F Resultat från SeleCalc

CONVEY-SeleCalc



Company Chalmers
Project Examensarbete
Contact Tobias Olofsson (tobbbbbb@gmail.com)

Application

1.01	Belt type	NHM-10EKBV 11
1.02	Type of joint	Flexproof 10 x 80
1.03	Reversing operation	No
1.04	Position of drive	Head
1.05	Coefficient of friction (belt/ drive pulley)	0.35 -
1.06	Rubber lagged pulley	Yes
1.07	Conveyor bed	Slider bed - pickled steel
1.09	Belt width	590 mm
1.10	Belt length	62206 mm
1.11	Conveying length	30712 mm
1.12	Elevating height	0 mm
1.13	Total load on belt	450 kg
1.14	Margin of safety	0 %
1.15	Temperature range	18 - 30 °C
1.17	Belt speed	50 m/min
1.18	Accumulated load	0 kg
1.19	Diverted load	0 kg
1.20	Efficiency of the drive	86 %
1.21	Additional peripheral force	149.47 N
1.22	Coefficient of friction (belt/ conveyed goods)	0.50 -

Calculations

2.01	Initial elongation			0.3 %
2.02	Required take-up			93 mm
2.03	Effective tensile force per unit of width			4.1 N/mm
2.04	Tensile force utilized			24 %
2.05	Total peripheral force (including safety factor)			1602 N
		Drive pulley	Tail roller	
2.06	Max. shaft load	3254	2478	N
2.07	Arc of contact	194	180	°
2.12	Required motor power			1.55 kW
2.13	Maximum torque at drive pulley shaft			80 Nm

Additional data

3.01	Additional peripheral force due to roller resistance	0 N
3.02	Additional peripheral force due to slider bed	1452 N
3.03	Additional peripheral force due to inclination	0 N
3.04	Additional peripheral force due to accumulation	0 N
3.05	Additional peripheral force due to diverting	0 N
3.06	Additional peripheral force due to mass acceleration	149.5 N
3.07	Additional peripheral force - user defined	0 N
3.08	Tensile force on the tight side	2440 N
3.09	Tensile force on the loose side	839 N
3.10	Tensile force on the tight side for reversing operation	0 N
3.11	Tensile force on the loose side for reversing operation	0 N

5/15/2022 2:24:52 PM

1/2

CONVEY-SeleCalc



Company Chalmers

Project Examensarbete

Contact Tobias Olofsson (tobbbbbbe@gmail.com)

3.12	Smallest pulley diameter considered for forward flection dminf	65 mm
3.13	Smallest pulley diameter considered for counter flection	65 mm

Warnings

No warning

Applicability of SeleCalc Terms of Use

Please note that these data are subject to the SeleCalc Terms of Use which you have agreed to before using the SeleCalc Application and which are downloadable on Habasit's webpage.

G Resultat från Ammega

Input			Results				
Belt width	590	mm	Tension device	☒ Fixed tension	Frictional force upper part	1 484,12	N
Belt length	61 000	mm		☐ Automatic tension	Frictional force return part	20,37	N
Conveyor length	30 500	mm	Position of the drive drum	☒ Head (pulling)	Force inclined conveying	0,00	N
Angle of inclination	0	°		☐ Center	Frictional force sidewalls	0,00	N
Belt speed	0,84	m/s		☐ Tail (pushing)	Frictional force belt scraper	0,00	N
Mass of the load	15,00	kg/m	Number of drums > 90°	4	Frictional force knife edges	0,00	N
Mass of the belt	2,60	kg/m ²	Optional:		Total resistance of bearings	68,61	N
Belt support	☒ Slider bed		Sidewalls	☐ With sidewalls			
COF slider support	0,30			☒ No sidewalls	Required driving force	1 573,1	N
COF support rollers	0,02		Belt scraper	☐ With belt scraper		1 574,0	N
Mass of return rollers	1,87	kg/m		☒ No belt scraper	Initial tensile force	1 127,3	N
Efficiency drive drum	0,80		Knife edge	☐ With knife edge	Initial tension	1,91	N/mm
Arc of contact drive drum	210	°		☒ No knife edge		2,00	N/mm
COF drive drum	0,30				Total belt force	2 700,4	N
						2 754,0	N
					Total belt tension	4,58	N/mm
						4,67	N/mm
					Power of the drive motor	1,65	kW
						1,65	kW
					Minimum diameter drive drum	81	mm
						81	mm

H Produktblad för motorn (WA49DRN100LS4)

Produktinformation



Typbeteckning

WA49DRN100LS4

Växelströmsmotorer DRN.. (IE3)

Produktdata

Motorns märkvarvtal	[1/min] : 1450
Utgående varvtal	[1/min] : 167
Utväxling totalt	: 8,67
Utgående vridmoment	[Nm] : 120
Driftfaktor SEW-FB	: 1,10
Byggform	: M1,M2,M3,M5,M6B
Grund- / ytlack	: 3020 Klarröd (52930200)
Position	[°] : 0
kontaktidon/anslutningsåda	
Kabelgenomföring/kontaktionsläge	: X
Hållaxel	[mm] : 30
Mängd smörjmedel 1 Växlar	[Liter] : 1,4
Motoreffekt	[kW] : 2,2
Driftsätt	: S1-100%
Effektivitetsklass	: IE3
Verkningsgrad (50/75/100 % Pn)	[%] : 86,4 / 87,5 / 86,9
CE-märkning	: Ja
Motorspänning	[V] : 230/400
Kretsschema	: R13
Frekvens	[Hz] : 50
Märkström	[A] : 8,3 / 4,75
cos fi	: 0,76
Temperaturklass	: 155(F)
Motorns kapslingsklass	: IP55
Konstruktionsföreskrift	: Europa (CE)
Tröghetsmoment (referrerande till ingångssidan)	[10 ⁻⁴ kgm ²] : 81,00
Vikt	[kg] : 38,00



Tilläggsutföranden

Temperaturklass 155(F)

Kapslingsklass IP 55

Color: 3020 Klarröd (52930200)

Den nuvarande produktinformationen representerar inte en offert i juridiska termer. Tekniska data måste bekräftas i en slutlig teknisk kontroll. Denna kontroll utförs när offert/ordern skapas. Ett juridiskt bindande kontrakt kräver en order som utfärdats av den beställande parten och en orderbekräftelse som utfärdats av SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG.

Den exakta nettovikten finns på orderbekräftelsen. Av tekniska skäl kan den verkliga vikten avvika från denna information.

DC Version 2.39

Skapad den: 2022-05-04 13:11:35 CEST

I Kostnadskalkyl

Artikel	Antal	Kostnad st (vid köp av 1 transp.), kr	Kostnad totalt, kr
Bandbänk 3 mm 2500x845	11 st	750	8250
Bandbänkslut 3 mm 1540x845	2 st	500	1000
Band ammega 62206x590	1 st	12550	12550
600 147 (benstöd)	8 st	367	2936
404 005 (skyddsplåt för uppbärrullar)	18 st	80	1440
110 983 (uppbärrullar)	18 st	130	2340
Gängad stång M8 82 mm	2 st	10	20
Gängad stång M8 135 mm	2 st	10	20
Gängad stång M10 310 mm	2 st	20	40
SKF lager SKF F2B 35M TR	2 st	100	200
Motor SEW WA49DRN100LS4	1 st	5000	5000
Skyddsplåtar 2 mm ca 700x400	3 st	350	1050
Skarvplåt 5 mm 125x70	12 st	65	780
Momentsstag 5 mm ca 300x250	1 st	250	250
Momentsstagsdistans	1 st	300	300
Plåtar vid drivboxen 5 mm 640x300	2 st	750	1500
601 083 (standardrulle utan bombering)	4 st	565	2260
601 033 (standard vändcylinder)	2 st	565	1130
Drivcylinder 100 mm med bombering och genomgående axel	1 st	1100	1100
Stag	2 st	50	100
Distans vid vändrulle, plåt 5 mm 55,5 mm i diameter	4 st	76	304
600 000 (aluminiumram) 5 m	10 st	197kr / meter	11820
Kil 7x8x70	1 st	20	20
112 045 (spänningskloss)	8 st	50	400
112 045 fast med M10 frigående hål	2 st	50	100
Montagetid: 20h, 450kr/h	20 st	450	9000
Frekvensomriktare ATV320	1 st	1852,78	1852,78
Motorskydd	1 st	337,56	337,56
Hjälpkontakt	1 st	50,63	50,63
Förbindningsblock GV2- ATV32	1 st	38,42	38,42
Profinetmodul ATV32	1 st	634,5	634,5
Monteringsplatta GV2-xx ATV32	1 st	68,68	68,68
Skravar, muttrar, brickor osv.		0,2% av värdet	133,79
SUMMA KOSTNAD		67026,36	
KOSTNAD STANDARDBANDTRANSPORTÖRER 3x10 meter		93000	
RESULTAT		-25973,64	
		28 % lägre kostnad	

INSTITUTIONEN FÖR INDUSTRI- OCH MATERIALVETENSKAP
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2022
www.chalmers.se



CHALMERS