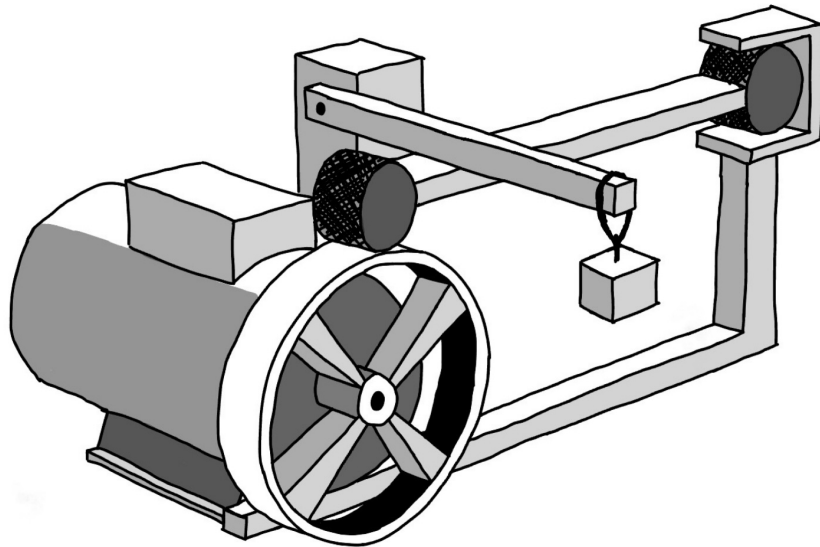


Att mäta rullmotstånd

Utveckling och konstruktion av instrument för rangordning av rullskidor



Kandidatarbetesrapport skriven av
Albert Hansson, Andréas Löfgren, Arvid Sandström, Jonatan Larsen

Under handledning av Dan Kuylenstierna

Institutionen för mikroteknologi och nanovetenskap
Chalmers tekniska högskola

Vårterminen 2024



CHALMERS

Sammandrag

Denna rapport beskriver utvecklingen av ett instrument som kan mäta rullfriktionskoefficienten hos rullskidhjul i syfte att rangordna utrustning som används inom rullskidsporten. För detta konstruerades ett fysiskt instrument tillsammans med en beteendemodell som relaterar effektförbrukningen i en elmotor till testobjektets rullfriktion. Detta angreppssätt särskiljer instrumentet från existerande metoder då majoriteten av dessa baseras på direkt kraftmätning via lastceller. Instrumentet jämfördes mot existerande mätmetoder för att validera dess tillförlitlighet. Resultaten visar att mätningarna med instrumentet är konsistenta med mätningarna från valideringsmetoderna, i den mån att de rangordnar skidorna på samma sätt. Dessutom är instrumentet mer portabelt än existerande produkter. Däremot resulterar instrumentets mätningar i rullfriktionskoefficienter som är betydligt lägre än de som uppmäts med valideringsmetoderna. Detta beror sannolikt på att instrumentet testas mot ett underlag av stål, medan valideringsmetoderna testas mot ett underlag av gummi. Slutsatsen är att instrumentet ger ett tillfredställande resultat i den mån att det kan rangordna rullskidor med avseende på deras rulleegenskaper, men att det inte kan användas för att bestämma den rullfriktionskoefficient som gäller på asfalt, vilket är det underlag som idrotten normalt utövas på.

Abstract

This report describes the development of an instrument capable of measuring the rolling resistance coefficient of roller ski wheels for the purpose of ranking equipment used in roller skiing. A physical instrument was constructed along with an empirical model that relates the power consumption of an electric motor to the rolling friction of the test object. This approach distinguishes the instrument from already existing methods, which are typically based on direct force measurement via load cells. Two of these methods were used for validation of reliability. The results show that the measurements taken with the instrument are consistent with the measurements from the validation methods. Additionally, the instrument is more portable than existing products. However, the measurements from the instrument result in rolling friction coefficients that are considerably lower than those measured in the validation methods. This is likely the effect of the instrument being tested on a metal surface, whereas the validations were conducted on a rubber one. The conclusion is that the instrument provides satisfactory results to the extent that it can rank roller skis with respect to their rolling properties, but it cannot be used to determine the rolling friction coefficient applicable to asphalt.

Innehåll

1	Introduktion	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	2
1.3	Tekniskt angreppssätt	2
2	Teori	3
2.1	Rullmotstånd	3
2.2	Friktionsmätning med beteendemodell	4
2.3	Effektberäkning i trefasmotor	5
3	Metod	6
3.1	Instrumentets konstruktion och elektronik	6
3.2	Effekt-kraft-modellen	7
3.3	Experimentuppställning och genomförande	8
3.4	Mätningar med instrumentet	9
3.4.1	Tid till mättnadstemperatur	9
3.4.2	Lastberoende	9
3.4.3	Hastighetsberoende	10
3.4.4	Temperaturberoende	10
3.4.5	Repeterbarhet	10
3.5	Validering av mätresultat	11
3.5.1	Dynamometermetoden	11
3.5.2	Stavkraftsmetoden	12
4	Resultat	13
4.1	Effekt-kraft-modellen	13
4.2	Tid till mättnadstemperatur	14
4.3	Rullfriktionskoefficientens beroende av last	15
4.4	Rullfriktionskoefficientens beroende av hastighet	15
4.5	Rullfriktionskoefficientens beroende av temperatur	16
4.6	Repeterbarhet	17
4.7	Validering	17
5	Diskussion	19
5.1	Instrumentets precision	19
5.2	Inverkan av systemparametrar	19
5.3	Validering	20
5.4	Mätfelsanalys	21
5.5	Förslag till vidareutveckling	21
5.6	Slutsats	22

A Bilagor	25
A.1 Härledning av rullfriktionskoefficienten	25
A.2 Maxfelsuppskattning	25
A.3 Mätdata	26

1 Introduktion

1.1 Bakgrund

En grundförutsättning för idrott är att den kan utövas under rättvisa förutsättningar. Inom rullskidåkning utgör hjulens rullmotstånd en central del i detta. För att säkerställa rättvisa villkor har idrotten ett klassificeringssystem där en siffra, vanligtvis mellan 1 och 4, anger hjulens rullmotstånd. Olika tävlingar ställer olika krav på vilka hjul som får användas, baserat på faktorer som banans längd, kupering och den önskade hastigheten för den specifika tävlingen. Trots att klassificeringssystemet används av alla tillverkare av rullskidhjul, finns det ingen standard för hur indelningen görs. Detta ger upphov till frågor av typen ”Hur stor är skillnaden i rullmotstånd mellan två skidor inom samma klassificering?” och ”Varierar en skidas rullmotstånd med avseende på hastighet, belastning, temperatur och/eller andra faktorer?”.

Rullmotstånd som fysikaliskt fenomen är något omständligt att modellera. De modeller som tagits fram är specifika till både material och situation och har använts för exempelvis optimering av diverse fordonsdäck [1]. Det finns även modeller för vissa av de ingående fenomen som bidrar till rullmotstånd [2], men däremot finns ingen generell formel som beskriver alla tänkbara påverkande faktorer. De metoder som i dagsläget används för att mäta rullmotstånd i specifikt rullskidhjul grundar sig på att direkt mäta den bromsande kraft som uppstår när hjulet rullar mot ett underlag med hjälp av lastceller. Ett exempel på en sådan metod är att låta en rullskidåkare ställa sig med sina rullskidor på ett rullband, förankra åkaren i en fast punkt, starta rullbandet och sedan med hjälp av dynamometer mäta upp den kraft som uppstår mellan åkaren och den fasta punkten [3]. En annan metod är att montera skidan i ett instrument som via ett rullband i miniatyr mäter rullmotståndet likt den första metoden [4]. En tredje metod är att ta bort rullskidans hjul från skidan och sedan montera det i en apparat som anlägger hjulet direkt mot en lastcell och mäter den bromsande kraften som uppstår när hjulet belastas mot ett roterande underlag [5]. Alla dessa metoder är logistiskt krävande, vilket gör dem olämpliga för testning i fält. För den förstnämnda metoden krävs dels ett skrymmande och mycket svårfraktat rullband, dels måste en åkare ta på sig skidorna, starta rullbandet och balansera sin åkning innan ett mätvärde slutligen kan tas. För den andra metoden krävs visserligen ingen åkare, men instrumentet kräver på grund av sin storlek och tyngd ett särskilt stort frakutrymme. För den sista metoden krävs att rullskidhjulet skruvas loss från skidan, vilket utgör en tidskrävande process och riskerar att påverka skidans riktningstabilitet.

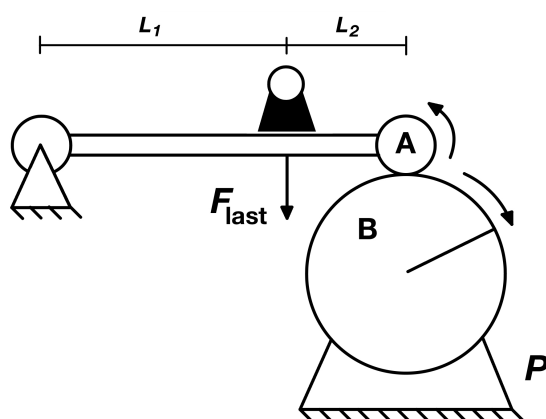
Sammantaget vore det därför värdefullt att skapa ett mätverktyg som enklare kan mäta och jämföra rullmotståndet för relativt stora kvantiteter hjul under kort tid och ute i fält, utan att behöva demontera hjulet från skidorna. En produkt som endast kräver infästning av skidan och som sedan automatiskt beräknar skidhjulets rullfriktionskoefficient skulle underlätta testproceduren. Inom idrotten är det av praktiska skäl också önskvärt att ett sådant instrument kan fraktas i bagageutrymmet på en personbil.

1.2 Syfte

Projektets syfte har varit att utveckla och konstruera ett portabelt instrument som på ett tillförlitligt sätt kan mäta rullmotstånd hos rullskidhjul i samband med produktion, träning och tävling. Instrumentet är avsett för att rangordna rullskidor och öka kännedomen om olika rullskidors beskaffenhet. Detta har innefattat både att konstruera ett fysiskt instrument och att utveckla och validera en tillhörande modell.

1.3 Tekniskt angreppssätt

Instrumentet bygger på det tekniska angreppssättet att bestämma rullmotståndskoefficienten i ett rullskidhjul genom att mäta effektförbrukningen i en elmotor. En uppställning har skapats där ett rullskidhjul kan drivas av en elmotor under bestämd last och hastighet, vilket illustreras i figur 1. När svänghjulet B i figur 1 sätts till en konstant rotationshastighet uppstår en friktionskraft som påverkar rullskidhjulet A i motsatt riktning i förhållande till dess rotation. Uppställningen har konstruerats under hypotesen att ju mer skidan belastas, desto större blir friktionskraften och därmed även effektförbrukningen P .



Figur 1: Schematisk skiss över uppställningen som realiserar instrumentets tekniska angreppssätt. En rullskida fästs i ett stöd som tillåter rotation och dess ena hjul (A) sätts i rullning mot ett svänghjul (B) som drivs av en elmotor med effekten P .

Det skulle alltså enligt denna hypotes finnas ett samband mellan hur mycket skidan belastas och hur stor effekt motorn förbrukar, och därigenom även ett samband mellan friktionskraften på rullskidhjulet och effektförbrukningen i motorn. Genom att mäta skidans belastning (F_{last} i figur 1) och förutsatt att sambandet ovan finns, skulle uppställningen i figur 1 vara tillräcklig för att bestämma rullfriktionskoefficienten i hjul A.

2 Teori

I detta kapitel ges en översikt över rullmotståndets fysikaliska bakgrund, hur det teoretiskt kan kvantifieras och en modell för hur rullfriktionskoefficienten kan beräknas utifrån elektriska mätningar. Vidare beskrivs egenskaper och ekvationer som rör den asynkrona trefasmotor som används i detta projekt.

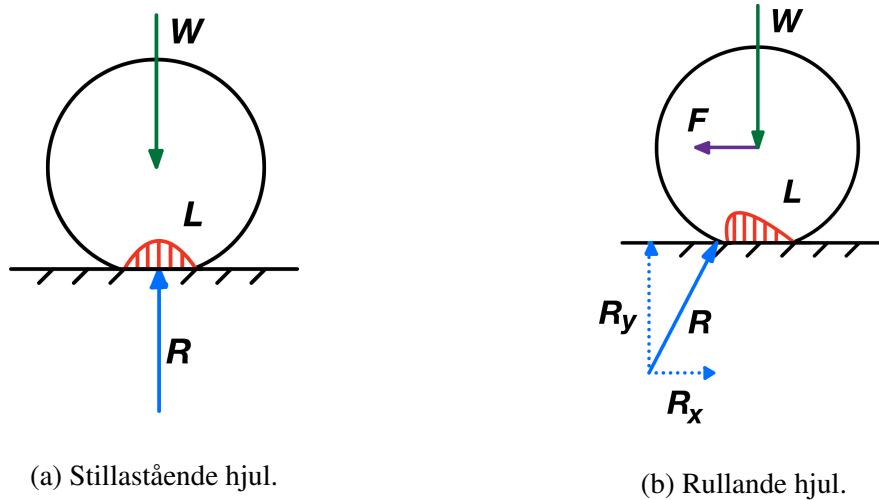
2.1 Rullmotstånd

Rullfriktion uppstår när ett objekt av godtycklig form rullar mot ett underlag [6]. I denna rapport begränsas detta till att endast innefatta objekt av cylindrisk form. Rullfriktion uppstår bland annat som resultat av att det rullande föremålet och ytan det rullar mot deformerar varandra vid kontakt. Deformationen i antingen det rullande föremålet, ytan, eller vanligtvis bådadera skapar spänningar som motverkar rörelsen. Ifall materialegenskaperna är sådana att hjulets deformation inte fullständigt hinner återställas innan samma del av hjulet återigen sätts i kontakt med underlaget skapas ytterligare energiförluster via hysteres. Ju mer elastiskt och hårt ett föremål är, desto mindre blir dessa spänningar och desto lägre blir rullfriktionen [2]. Vidare påverkas rullfriktionen av det rullande föremålets vinkelhastighet och i viss mån av glidfriktionen mellan ytan och föremålet [7]. Även storleken av det rullande föremålet påverkar rullfriktionen, eftersom den avgör hur stor andel av kroppen som deformerar. Ett större hjul påverkas i mindre grad av deformation, det vill säga att rullfriktionen varierar inverst med föremålets radie [6].

De energiförluster som följer av rullfriktionen går inte enbart åt till att bromsa det rullande föremålet. En viss del övergår även till värmeförlust i föremålet. Värmeförlust och medföljande temperaturökning i ett rullande objekt kan förändra dess materialegenskaper, vilket försvårar modelleringen av rullfriktion. Exempelvis påverkar temperaturökningar i ett gummihjul elasticiteten avsevärt mycket mer än vad det gör i ett stålhjul. En förändring i elasticitet innebär att objektet deformerar på ett annat sätt vilket i sin tur också påverkar rullfriktionen [8]. Studier har gjorts på huruvida temperaturökningar höjer eller sänker rullfriktion, men ingen generell slutsats har kunnat påvisas utan det tenderar att variera mellan olika hjul beroende på materialegenskaper [1, 9, 10, 11].

Sammanfattningsvis kan det konstateras att rullfriktion har ett komplicerat beroende dels av yttre faktorer, dels av det rullande objektet och underlagets egenskaper. Dessa faktorer gör rullfriktionen svår att uppskatta fysikaliskt och ställer dessutom krav på att mätinstrument som används för att undersöka fenomenet brukas i kontrollerade miljöer, alternativt har genomgått grundliga tester för att kalibrera bort yttre påverkan.

Trots rullfriktionens komplicerade fysikaliska beroenden kan det kvantifieras med en dimensionslös koefficient, μ_R . Denna rullfriktionskoefficient definieras som kvoten mellan rullmotståndets totala bromsande kraft och normalkraften på hjulet [12]. Figur 2 illustrerar hur en vridning av reaktionskraften R uppstår när en drivande kraft F försätter ett hjul i rullning så att dess lastfördelning L förskjuts. Denna vridning kan komponentuppdelas till en horisontell komponent R_x och en vertikal komponent R_y , motsvarande rullfriktionskraften och normalkraften.



Figur 2: I figur (a) visas ett stillastående hjul som påverkas av sin egentyngd W och en symmetrisk kraftfördelning L som kan ersättas av reaktionskraften R . I figur (b) visas ett hjul med en drivande kraft F som ger upphov till en förskjutning i L , vilket resulterat i en bromsande horisontell komponent hos R .

Utifrån storheterna presenterade i figur 2 kan rullfriktionskoefficienten definieras som

$$\mu_R = \frac{R_x}{R_y}. \quad (1)$$

2.2 Friktionsmätning med beteendemodell

Instrumentet behöver i enlighet med ekvation (1) alltså kunna mäta friktionskraften R_x och normalkraften R_y för att beräkna en rullfriktionskoefficient. Normalkraften på rullskidan i figur 1 kan beräknas med momentjämvikt och uttryckas enligt

$$R_y = N(L_1, L_2, m, F_{\text{last}}) = \frac{mg}{2} + \frac{F_{\text{last}}L_1}{L_1 + L_2} \quad (2)$$

där L_1 , L_2 , och F_{last} är definierade som i figur 1, och mg är skidans tyngd.

Ifall en beteendemodell $R_x = F_R(P, \omega)$ skapas, som uttrycker rullmotståndskraften som funktion av effekten P i en elmotor och vinkelhastigheten ω kan rullfriktionskoefficienten slutligen uttryckas enligt

$$\mu_R = \frac{R_x}{R_y} = \frac{F_R(P, \omega)}{N(L_1, L_2, m, F_{\text{last}})} = \frac{2F_R(P, \omega) \cdot (L_1 + L_2)}{mg(L_1 + L_2) + 2F_{\text{last}}L_1}. \quad (3)$$

För fullständig härledning av ekvation 3, se Bilaga A.1.

Effekten P avser den elektriska effekt som förbrukas av motorn. Den är relaterad till den mekaniska effektförbrukning som krävs för att driva ett rullskidhjul vid en viss hastighet och under en viss belastning. Förhållandet mellan den mekaniska och den elektriska effekten kan beskrivas med en dimensionslös verkningsgrad. Verkningsgraden är däremot inte konstant under varierad effektförbrukning, vilket gör det problematiskt att teoretiskt modellera hur friktionskraften F_R beror av effektförbrukningen P . Detta samband, $F_R(P, \omega)$, är därför att betrakta som empiriskt snarare än teoretiskt i denna rapport.

2.3 Effektberäkning i trefasmotor

Instrumentet behöver i enlighet med projektets tekniska angreppssätt en motor för att driva rullskidhjulet. En trefasmotor är en elektrisk motor som drivs av trefasig växelström för att generera ett roterande magnetfält. Magnetfältet skapar ett moment som motorn omvandlar till mekanisk energi [13]. Den vanligaste typen av trefasmotor är den asynkrona trefasmotorn, som har ett jämnt antal poler n per fas vars vinkefrekvens relaterar till den för fasen ω_{fas} enligt [14]

$$\omega = \frac{2\omega_{\text{fas}}}{n}. \quad (4)$$

Motorn som användes har fyra poler per fas vilket enligt ekvation (4) medför att motorns vinkelfrekvens blir hälften av den givna fasens vinkelfrekvens.

Den elektriska effekten i en trefasmotor kan beräknas med formeln

$$P = 3 U_{\text{LN}} \cdot I, \quad (5)$$

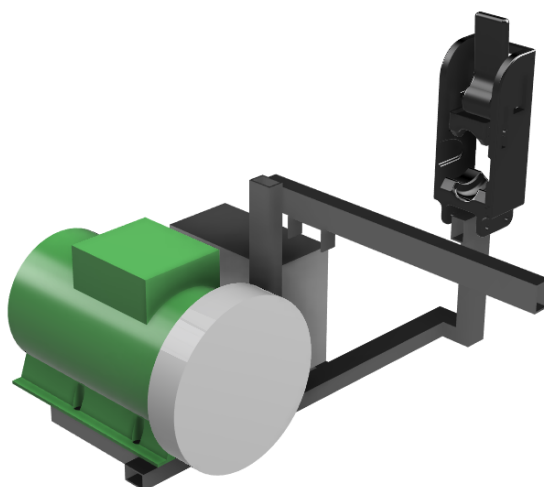
där U_{LN} är spänningen mellan en av faserna och neutralledaren, och I är strömmen. Den är ett direkt resultat av den mer kända effektformeln för trefasmotorer, $P = \sqrt{3} U_{\text{LL}} \cdot I$, där U_{LL} är spänningen mellan två faser [15]. Ekvation (5) fås genom sambandet $U_{\text{LL}} = \sqrt{3}U_{\text{LN}}$ [16].

3 Metod

Detta kapitel presenterar inledningsvis hur instrumentet konstruerats för att uppfylla de krav som ställs på dess utformning. I detta ingår en beskrivning av hur instrumentets bärande ram designats för att uppfylla målet om portabilitet samt en redogörelse för den elektronik som krävts för att göra instrumentet autonomt och brukligt för envar användare. Vidare presenteras de experimentuppställningar som användes och vilken utrustning dessa krävde. Därefter beskrivs de mätningar som genomfördes och på vilket sätt de var viktiga för projektet. Slutligen ges en redogörelse för hur de metoder som i dagsläget finns för att mäta rullmotstånd nyttjades för att validera instrumentet.

3.1 Instrumentets konstruktion och elektronik

En bärande ram av fyrkantströr i stål utgör en sammanhållande grund på vilken produktens komponenter monterats. En specialkonstruerad fästeanordning för bakhjulet tillverkades i polylaktat med hjälp av en 3D-skrivare (PRUSA i3 MK2S). Denna fästeanordning kan enkelt låsa en skidas translation och rotation kring sin längdaxel. En lastanordning bestående av en pelare och en fällbom konstruerades av fyrkantströr i stål. Fällbommen graderades vid olika avstånd från axeln så att en tyngd på 80 N kan generera belastningar mellan 20 och 36 kg på skidan, vilket motsvarar belastningen på bakhjulen hos en mellan 50 och 90 kg tung åkare. I ramen fästes även elmotorn, en frekvensomvandlare, samt en Arduino Uno mikrokontroller med tillhörande mätutrustning.



Figur 3: En CAD-modell över konstruktionen, med motorn i grönt till vänster, lastbommen i mitten och infästningsanordningen till höger.

En asynkron trefasmotor (Malmbergs Three-phase induction motor, Frame Ms2 802-4) på 0,75 kW driver ett svänghjul i stål under strömförsörjning av en frekvensomvandlare av typen Siemens SINAMICS v20. En mikrokontroller av typen Arduino Uno används dels för att kunna koppla in och hantera sensorer och display, dels för att göra beräkningar.

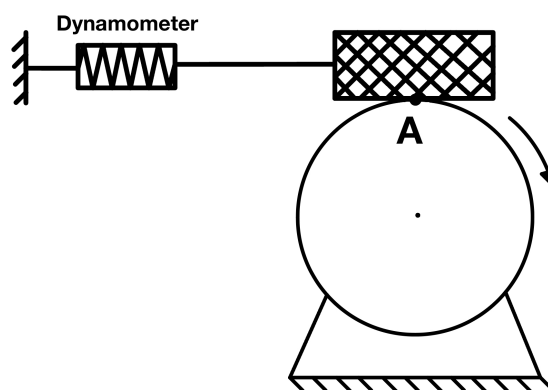
För att göra effektmätningar på en trefasmotor behövs ett sätt att mäta växelspanningen och växelströmmen. Växelspänning mättes med en multimeter av modell KEYSIGHT U1241C.

Spänningen vid alla mätningar visade sig vara konstant, oberoende av belastning, vid en given frekvens. Därför kunde spänningen noteras för de tre frekvenser som avsåg användas för framtida bruk av mikrokontrollern för att helt eliminera spänningsmätning under testning. Växelströmmen mättes med chipet ASC712 där signalens RMS-värde (*Root Mean Square*) beräknades av mikrokontrollern för att sedan kalibreras mot värden uppmätta av multimetern.

För att starta frekvensomvandlaren används en knapp markerad ”av/på”. De tre hastigheterna 20 km/h, 30 km/h, och 40 km/h väljs genom olika lägen av två spakar. När viktens position eller skidans längd förändras korrigeras detta med hjälp av två vred kopplade till potentiometrar. Vid färdig mätning ljuder en summer och den resulterade rullfriktionskoefficienten visas på en display av modell FC0802B00-FHYBW-51SE.

3.2 Effekt-kraft-modellen

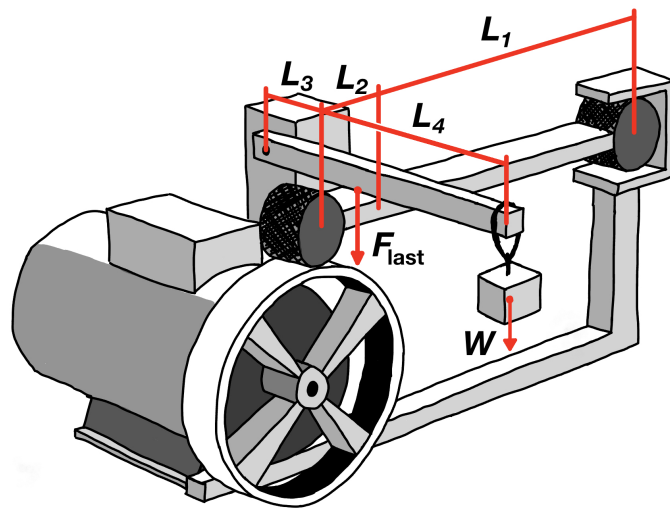
I enlighet med ekvation (3) behövs en modell $F_R(P, \omega)$ som kopplar motorns elektriska effektförbrukning, beräknad enligt ekvation (5), till en specifik friktionskraft. Eftersom effektförbrukningen beror av svänghjulets vinkelhastighet skapades tre modeller; en för vinkelhastigheten motsvarande åk hastigheten 20 km/h, en motsvarande 30 km/h och en motsvarande 40 km/h. Varje modell skapades genom att låta en kloss glida mot svänghjulet och med en dynamometer av modell iOLab IOL15A direkt mäta glidfriktionen vid den givna hastigheten. En kloss användes istället för en skida eftersom det var praktiskt svårt att anlägga en skida stabilt under erforderlig belastning. Lasten på klossen varierades och datapunkter över hur effektförbrukningen varierade med friktionskraften nedtecknades. Mätningarna utfördes i ett spann av förväntade friktionskrafter vid mätningar på skidhjulen. Därefter anpassades lämpliga funktioner till mätpunkterna och en kontinuerlig modell skapades. Denna modell kommer härnäst refereras till som effekt-kraft-modellen eller EK-modellen. Figur 4 visar hur en kloss kopplad till en dynamometer ansluts mot svänghjulet A för att mäta den friktionskraft som uppstod.



Figur 4: Klossen i uppställningen skapar en friktionskraft mot svänghjulet, som mäts av dynamometern till vänster i figuren.

3.3 Experimentuppställning och genomförande

I figur 5 finns en skiss som visar hur en skida placeras i instrumentet under mätning. För att genomföra en mätning låses en skida fast med bakhjulet i fästansordningen och med framhjulet vilandes på svänghjulet. Lastbommen fälls sedan ner och en vikt hängs på bommen för att via hävstångseffekt motsvara önskad last på skidan. Svänghjulet accelereras till önskad rotationshastighet med hjälp av frekvensomvandlaren. Sedan avläses motorns strömförbrukning, vilken tillsammans med den hastighetsspecifika spänningen används för att beräkna effektförbrukningen med ekvation (5). Därefter kan effekten översättas till en friktionskraft genom EK-modellen varefter rullfriktionskoefficienten kan beräknas med ekvation (3).



Figur 5: En förenklad bild över uppställningen som användes för att samla all mätdata. Vikten W kan flyttas längs sin hävarm för att variera storleken på F_{last} . Till höger finns en infästning som i praktiken var justerbar i höjd- och sidled för att tillåta skidor av olika typer.

För att beräkna F_{last} som behövs i ekvation (3) utifrån uppställningen i figur 5 används sambandet

$$F_{\text{last}} = \frac{L_3 + L_4}{L_3} \cdot W, \quad (6)$$

där L_3 , L_4 och W är definierade som i figur 5 och F_{last} är den kraft med vilken hävarmen påverkar en viss punkt på skidan.

3.4 Mätningar med instrumentet

För att undersöka hur instrumentet presterar under olika förhållanden genomfördes flera tester. Först testades hur lång tid en mätning kräver för att hjulen ska uppnå mätnadstemperatur. Därefter testades hur olika hjultypers rullfriktionskoefficient beror av last, hastighet och temperatur. Slutligen testades instrumentets känslighet för variationer i handhavande. De skidor som användes i testerna presenteras i tabell 1. Dessa valdes ut för att tillsammans utgöra en uppsättning skidor som möjliggör undersökningar av både instrumentets precision och användbarhetsspann.

Tabell 1: Tillverkare, hjulmaterial och klassificering för de skidor som testats.

Tillverkare	Material	Klassificering
Swenor	Gummi	2
Swenor	Gummi	3
Eagle Sport	Polyuretan	Tävlingshjul
Elpex	Polyuretan	2
Skimateria	Polyuretan	2

3.4.1 Tid till mätnadstemperatur

Temperaturen i hjulen ökar vid användning på grund av friktion. Detta påverkar materialegenskaperna och därmed även hjulens rullfriktionskoefficient. När temperaturen stiger ökar även avsvälningen gentemot omgivningen, och vid en viss temperatur nås en jämvikt där uppvärmningen och avsvälningen är lika stora. Hjulen har då nått sina mätnadstemperaturer och för att göra valida beroendetester av last och hastighet är det viktigt att hjulen i varje mätning uppnår denna balans.

För att bestämma tiden till mätnadstemperatur testades två skidor med olika förväntad tröghet (Swenor 2 och Swenor 3). Testet gjordes genom att vardera skida i rumstemperatur monterades i instrumentet för att sedan belastas med 20 respektive 36 kg (motsvarande 50 respektive 90 kg tunga åkare), samt försattes till en hastighet av 20 km/h och 40 km/h. Med hjälp av en IR-termometer (Dibotech 4042) mättes temperaturen på hjulens välvda sida var 30:e sekund tills samma värde observerades tre gånger i följd. Den längsta tiden tills att detta villkor uppfylldes valdes ut som nominell tid till mätnadstemperatur för alla framtida tester.

3.4.2 Lastberoende

För att testa lastberoendet identifierades viktspannet 50 till 90 kg för att inkludera de flesta tävlingsåkare. En viktig faktor att ta hänsyn till är att en åkare sällan under ett lopp fördelar sin tyngd jämnt över de fyra hjulen. En uppskattning baserad på bindningens placering i förhållande till hjulens infästning ger att viktfordelningen genomsnittligt är sådan att 80 % av åkarens vikt läggs på bakhjulen. Denna viktfordelning gör det rimligt att undersöka laster i spannet 20 till 36 kg, vilka utifrån instrumentets utformning motsvarar bakhjulet hos 50 till 90 kg tunga åkare.

Rullfriktionskoefficienten för samtliga skidor mättes för sju laster mellan 20 och 36 kg vid 30 km/h enligt förfarandet som beskrivs i kapitel 3.3. Första mätvärdet togs efter 20 minuter (nominell tid till mättnadstemperatur) och efter varje belastningsökning inväntades mättnadstemperaturen i ytterligare 30 sekunder, då hjulets yttemperatur i hög grad visade sig påverkas av belastningsökning.

3.4.3 Hastighetsberoende

Hastighetsberoendet testades genom att mäta rullfriktionskoefficienten vid de tre hastigheter som EK-modellen tagits fram för. Utifall hastighetsberoendet skulle påverkas av belastning genomfördes alla tester vid en lättare belastning (motsvarande en 56 kg tung åkare) och vid en tyngre belastning (motsvarande en 83 kg tung åkare). Mätprocessen gick till på liknande sätt som vid testningen av lastberoende. Rullfriktionskoefficienten bestämdes enligt förfarandet i kapitel 3.3 för varje kombination av hastighet och belastning. Precis som i mätningen av lastberoende värmdes även hjulen upp för varje vald hastighet under 20 minuter för att undvika oönskad temperaturfluktuation.

3.4.4 Temperaturberoende

Vad gäller temperaturberoende var målet att skapa ett så stort temperaturspann som möjligt för att täcka in initialtemperaturen en kall vårmorgon såväl som mättnadstemperatur en solig sommardag. För att åstadkomma detta placerades hjulen som skulle ingå i mätningarna i en hink med is, för att sedan ett åt gången omedelbart fästas i instrumentet. Metoden har alltså skett via nedkylning av hjulen vid rumstemperatur, och inte vid olika omgivningstemperaturer. Alla hjul testades vid en belastning motsvarande en 70 kg tung åkare. För att testerna skulle ge ett så rättvist resultat som möjligt genomfördes alla mätningar vid en gemensam hastighet, 30 km/h. Temperaturmätningarna gjordes med hjälp av en IR-lasermätare. Eftersom hjulen är tillverkade av olika material och färg så undersöktes huruvida mätningarna påverkades av detta. För att undersöka detta värmdes hjulen i en luftvärmereglerad kammare under cirka 15 minuter. Därefter mättes deras temperatur med IR-lasermätaren. Den största noterbara temperaturskillnaden var omkring 1 °C, vilket ansågs vara en tillräckligt liten skillnad för att kunna genomföra alla temperaturinvolverade tester med IR-lasermätaren. Mätprocessen gick till så att temperaturen mättes varje gång den elektriska effektförbrukningen hade sjunkit med 0,6 W till dess att yttemperaturen inte längre ökade.

3.4.5 Repeterbarhet

Ett mål med instrumentet var att det skulle göras brukbart för så många som möjligt. Detta innefattar inte bara omständigheter som gäller åkaren, utan även de olika skidtyper som kan komma att testas. Det finns ingen standard för hur långa rullskidor ska vara, vilket ställer krav på att instrumentet ska vara justerbart för att passa olika långa skidor. Detta medför att en skida inte nödvändigtvis monteras så att centrum av det hjul som läggs mot svänghjulet ligger på en lodrät linje genom svänghjulets centrum. Det är alltså av vikt att undersöka hur mätningar under likvärdiga förhållanden skiljer sig åt mellan olika brukare, något som i denna rapport refereras till som repeterbarhet.

Repeterbarhet testades genom att en last motsvarande en 70 kg tung åkare och en hastighet på 30 km/h, det vill säga i mitten av testspannet, mättes flera gånger. Mellan testerna monterades skidan av och fästes igen och instrumentets inställningar sågs över. Denna process repeterades

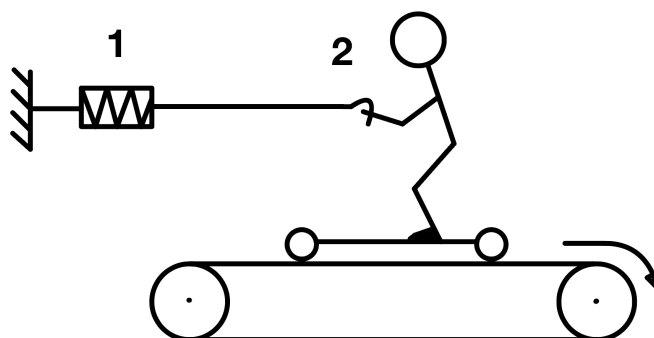
12 gånger, där hälften av testerna gjordes med en medveten förskjutning på ± 10 mm och den andra hälften delades upp mellan gruppmedlemmarna. På så vis var det möjligt att avgöra huruvida instrumentet gav ett stabilt värde på rullfriktionskoefficienten oberoende av handhavande.

3.5 Validering av mätresultat

För att undersöka huruvida instrumentet gav tillförlitliga resultat jämfördes mätningarna med två beprövade metoder. Dels användes den metod som presenterades i kapitel 1.1, där friktionskraften mättes med hjälp av en dynamometer och ett rullband, dels användes en metod som beräknar friktionskraften med hjälp av stavar utrustade med lastceller.

3.5.1 Dynamometermetoden

Dynamometermetoden innebär att låta en åkare stå med skidor på ett rullband och binda denne till en dynamometer som i sin tur är fastsatt i en fix armatur. Principen bakom denna mätmetod är att på ett kontrollerat sätt efterlikna en verklig situation.



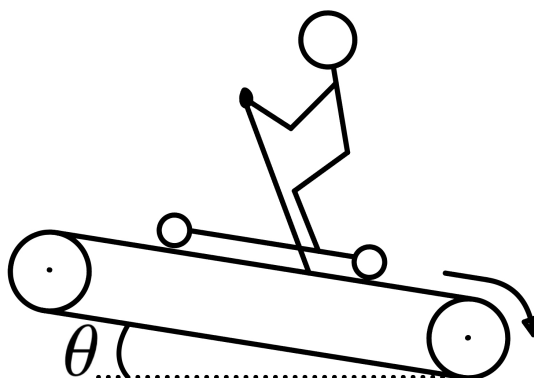
Figur 6: Till vänster syns en dynamometer fäst i en fix armatur. Rullbandet roterar så att dess ovansida färdas åt höger i figuren och skapar därmed en kraft åt samma håll på åkaren.

Figur 6 illustrerar den uppställning som användes under testet. Rullfriktionskraften mättes var 30:e sekund vid en hastighet av 20 km/h. Data från dynamometern (modell RS Pro 111-3691) sparades digitalt och analyserades i efterhand.

Den uppmätta kraften representerar R_x i ekvation (1). Ekvationen förutsätter att R_x och R_y är vinkelräta och att R_x är horisontell. Det var därför av stor vikt att upprätthålla en horisontell linje mellan infästningspunkt 1 och 2 som synliggörs i figur 6. För att mäta upp ett värde på R_y vägdes åkaren genom att hänga denne i dynamometern, som för detta kopplades till en fix armatur i taket. Med värden tagna för R_x och R_y kunde sedan μ_R beräknas med ekvation (1).

3.5.2 Stavkraftsmetoden

En metod som utvecklats vid Chalmers tekniska högskola [17] och sedermera kommersialiserats, bygger på att mäta kraften som genereras i stavarna vid varje isättning och därigenom uppskatta hur stor kraft som behövs för att övervinna rullmotståndskraften. Detta görs genom att installera lastceller i stavarna som under åkningen sparar data över den momentana tryckkraften. Metoden illustreras i figur 7.



Figur 7: En åkare med stavar utrustade med lastceller stakar på ett rullband med varierbar lutning.

Ett problem med metoden är att en del av tryckkraften i stavarna inte är riktad i åkriktningen, utan istället normalt mot underlaget. Kraftsituationen kan beskrivas med följande ekvation:

$$\zeta F_S = mg \sin \theta + mg \cos \theta \cdot \mu_R, \quad (7)$$

där F_S är medelvärdet av den totala kraften från stavarna, ζ är en konstant som anger hur stor andel av tryckkraften i stavarna som i genomsnitt används för att driva åkaren framåt, mg är åkarens tyngd, θ är rullbandets lutning och μ_R är rullfriktionskoefficienten. Ekvation (7) innehåller alltså två okända parametrar, ζ och μ_R . Genom att genomföra mätningar vid olika lutningar på rullbandet, det vill säga genom att variera θ , och genom att välja lutningar som möjliggör approximationen för små vinklar kan problemet uttryckas som ett ekvationssystem på formen

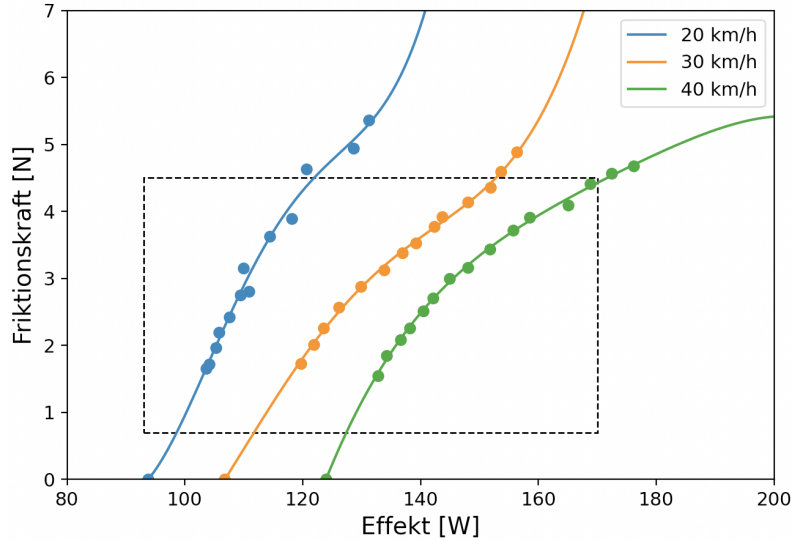
$$\begin{bmatrix} F_{S,1} & -mg \\ \vdots & \vdots \\ F_{S,N} & -mg \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \zeta \\ \mu_R \end{bmatrix} = mg \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \vdots \\ \theta_N \end{bmatrix}. \quad (8)$$

För att använda den här metoden genomfördes mätningar där de fem olika rullskidorna användes av samma åkare på ett rullband. För att ta mätningar av god kvalitet körde åkaren i en förhållandevis låg hastighet (15 km/h) för att undvika förändringar i åkteknik som följd av trötthet. Varje skida testades vid $\theta = 0\%$, $\theta = 1\%$, $\theta = 2\%$ och $\theta = 3\%$, varefter datan användes för att beräkna ett medelvärde av kraften F_S och därefter lösa ekvation (8) för μ_R .

4 Resultat

4.1 Effekt-kraft-modellen

I kapitel 3.2 presenterades den metod som användes för att ta fram EK-modellen $F_R(P, \omega)$. För att skapa ett kontinuerligt samband utifrån mätdata anpassades ett fjärdegradspolynom till punkterna för varje hastighet. I figur 8 visas mätdata tillsammans med modellen samt ett område begränsat av en streckad rektangel inom vilket modellen utnyttjats för mätningar på skidorna.



Figur 8: EK-modellen för tre hastigheter. Den streckade rutan markerar området inom vilket alla mätningar på skidorna tagits.

Modellen kan sammanfattas och formuleras enligt

$$F_R(P, \omega) = \begin{cases} 5,3 \cdot 10^{-6} P^4 - 2,4 \cdot 10^{-3} P^3 + 0,42 P^2 - 31 P + 870, & \omega = 55,6 \text{ rad/s} \\ 1,2 \cdot 10^{-6} P^4 - 5,8 \cdot 10^{-4} P^3 + 0,10 P^2 - 8,7 P + 254, & \omega = 83,25 \text{ rad/s} \\ -3,2 \cdot 10^{-7} P^4 + 2,2 \cdot 10^{-4} P^3 - 0,058 P^2 + 6,7 P - 296, & \omega = 111,2 \text{ rad/s} \end{cases}, \quad (9)$$

där P är motorns elektriska effektförbrukning beräknad enligt ekvation (5) och ω är svänghjulets vinkelhastighet. De tre vinkelhastigheterna motsvarar i stigande ordning hastigheterna 20, 30 och 40 km/h.

För att kvantifiera hur väl polynomen förhåller sig till datapunkterna har den genomsnittliga avvikelsen från modellen beräknats med formeln

$$\Delta F_R = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (F_R(P, \omega) - F_{D,i})^2 \right)^{1/2}, \quad (10)$$

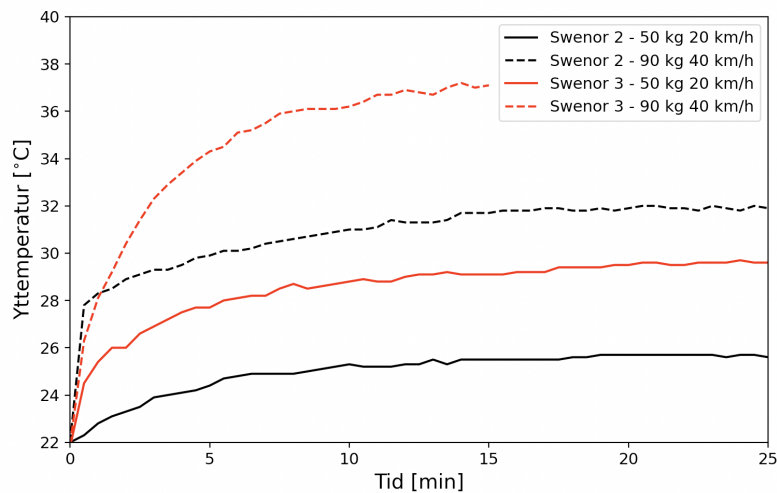
där $F_R(P, \omega)$ är EK-modellen, $F_{D,i}$ är datapunkterna och N är antalet datapunkter. Dessa medelvärden presenteras i tabell 2.

Tabell 2: Genomsnittlig avvikelse ΔF_R från modellen vid olika hastigheter v .

v [km/h]	ΔF_R [N]
20	0,14
30	0,040
40	0,042

4.2 Tid till mättnadstemperatur

Figur 9 visar resultatet från testet av tid till mättnadstemperatur. De heldragna graferna visar att båda hjulen vid lätt belastning uppnår 80 % av den totala temperaturökningen efter cirka 5 minuter och att de därefter behöver ytterligare 15 till 20 minuter för att nå mättnadstemperatur enligt det villkor som beskrivs i avsnitt 3.4.1. På samma sätt visar de streckade graferna att båda hjulen vid hård belastning når 80 % efter omkring 2 minuter och att mättnadstemperatur enligt samma definition nås efter ytterligare 18 minuter. Sammantaget resulterar detta i att nominell tid till mättnadstemperatur är 20 minuter.

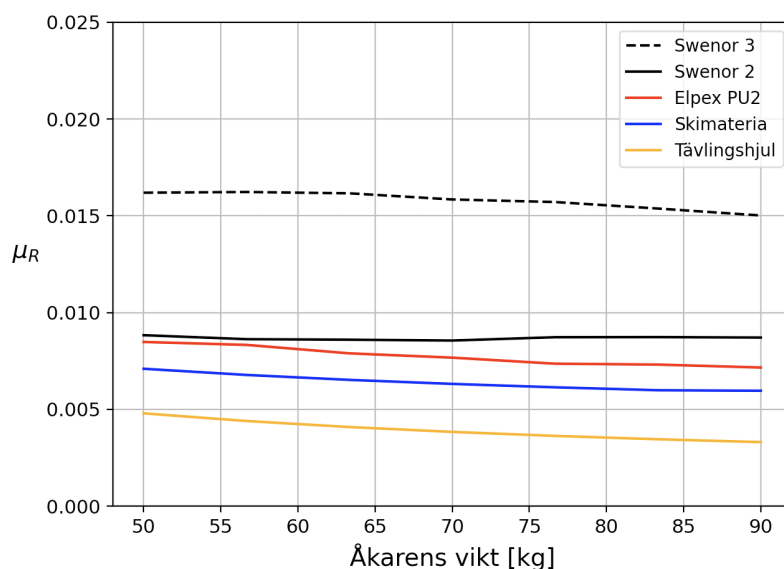


Figur 9: Yttertemperatur för två skidhjul som funktion av tid. Den röda heldragna grafen och den svarta heldragna grafen representerar Swenor 2- respektive Swenor 3-skidan under en belastning motsvarande en 50 kg tung åkare vid 20 km/h. Den röda streckade grafen och den svarta streckade grafen representerar Swenor 2- respektive Swenor 3-skidan under en belastning motsvarande en 90 kg tung åkare vid 40 km/h.

I figur 9 har skidan Swenor 3 inte kunnat mätas i samma tidsintervall som de andra skidorna. Detta beror på att Swenor 3-skidorna visade sig öka i innetemperatur så kraftigt att de började smälta inifrån, varför testet avbröts.

4.3 Rullfriktionskoefficientens beroende av last

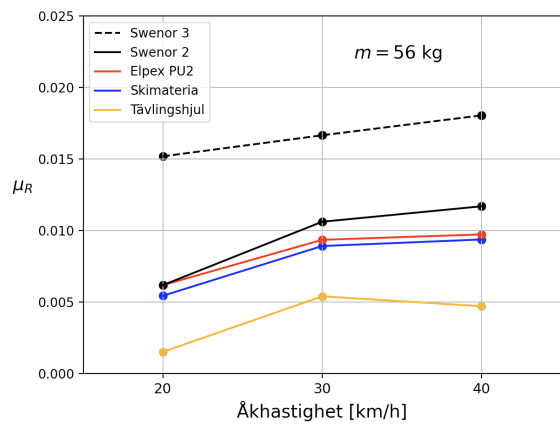
Figur 10 visar resultatet från lastberoendetesterna. Gemensamt för alla skidor är att rullfriktionskoefficienten avtar med ökande åkarvikt. Swenor 2-skidorna förhöll sig mest konstant till åkarens vikt och uppvisade en förändring i rullfriktion på ungefär 1,4 % mellan den lättaste och den tyngsta åkarvikten. Tävlingskidornas rullfriktionskoefficient sjönk med 27,9 %, vilket gör dem till de skidor som varierade mest med åkarvikt.



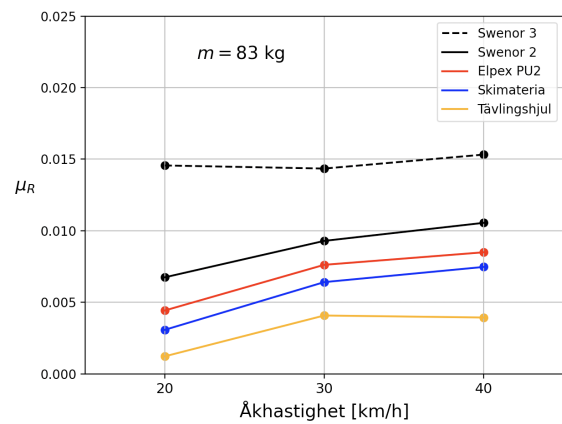
Figur 10: Rullfriktionskoefficientens lastberoende för fem olika skidor. Mätningen genomfördes vid rumstemperatur och vid hastigheten 30 km/h.

4.4 Rullfriktionskoefficientens beroende av hastighet

Figur 11a och 11b visar mätresultat av hastighetsberoende för de fem testskidorna vid två olika belastningar. Gemensamt för alla skidor (utom Swenor 3 vid 83 kg) är att rullfriktionskoefficienten ökar med ökad åkhastighet. Swenor 3-skidan påverkas i lägst grad av hastighetsvariationen och uppvisar vid 56 kg en ökning av rullfriktionskoefficienten med totalt 15,6 %, medan den vid 83 kg ökar med 5,3 %. I högst grad påverkas tävlingskidan, vars rullfriktionskoefficient mer än fördubblas under hastighetsökningen i båda fall. Jämförs graferna i figur 11a och 11b är det möjligt att urskilja något lägre rullfriktionskoefficienter vid alla hastigheter vid den tyngre belastningen.



(a) 56 kg tung åkare.



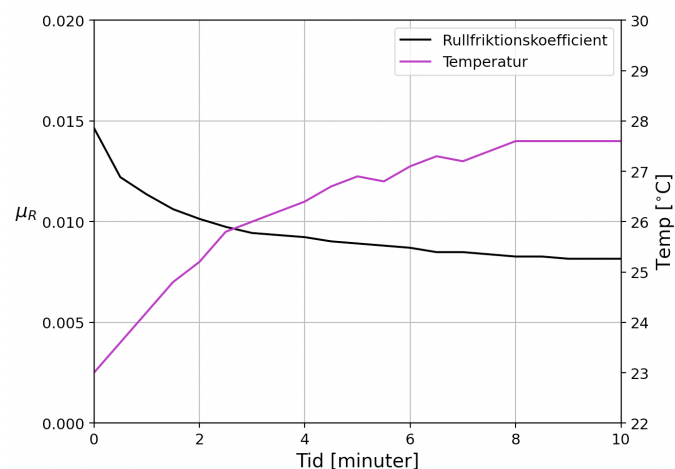
(b) 83 kg tung åkare.

Figur 11: Rullfriktionskoefficientens hastighetsberoende för fem olika skidor i rumstemperatur under belastning motsvarande 56 och 83 kg tunga åkare.

4.5 Rullfriktionskoefficientens beroende av temperatur

Resultatet från mätningarna av temperaturberoendet visade att alla skidors rullfriktionskoefficienter sjunker med 50 - 70 % från initialtemperaturen 4 °C till deras mättnadstemperatur vid rumstemperaturen 22 °C. Temperaturberoendet syftar till hur rullfriktionskoefficienten varierar med hjulets yttemperatur. Yttemperaturen ses här som ett proxy för hjulets interna temperatur. Resultatet kan därför inte ge ett värde i absoluta mått utan endast berätta om rullfriktionernas relativa temperaturberoenden.

I figur 12 presenteras Swenor 2 som exempel på rullfriktionskoefficientens temperaturberoende där båda egenskaper visas som funktion av tid. Denna mätning är gjord enligt processen som presenterades i avsnitt 3.4.1 och graferna visar att rullfriktionskoefficienten minskar med ökande temperatur.



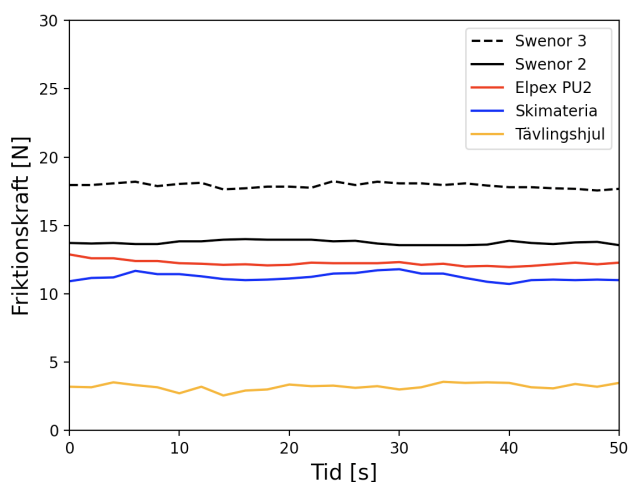
Figur 12: Mätningen är utförd vid en belastning motsvarande en 70 kg tung åkare vid 30 km/h.

4.6 Repeterbarhet

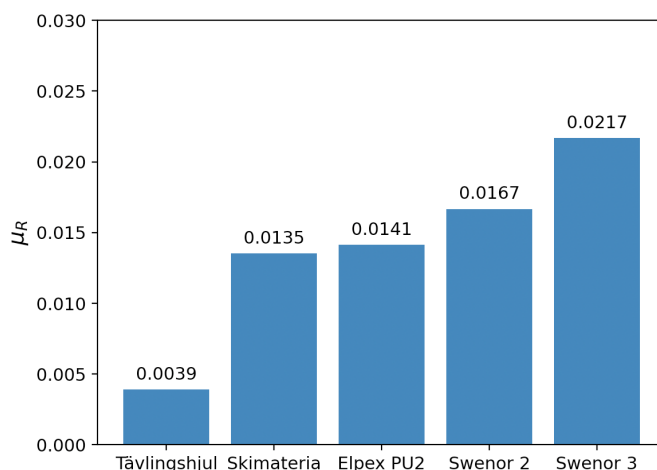
I avsnitt 3.4.5 presenterades en metod för att bedöma hur stabilt instrumentet är för variationer i handhavande. Resultatet redovisas i tabell 3 i bilaga A.3 och visar att instrumentet inte påverkas avsevärt ens vid relativt stora misstag av användaren. Vid upprepade mätningar med optimal placering av skidan uppgår den procentuella standardavvikelsen till 1,0 %. Även mätningarna där förskjutningar från skidans optimala placering testas visar en procentuell standardavvikelse på 1,0 %.

4.7 Validering

Resultatet från dynamometermetoden presenteras dels i form av grafer över kraftupptagningen parallell med rullbandet för alla testskidor, dels i form av ett diagram som visar den beräknade rullfriktionskoefficienten för alla skidor.



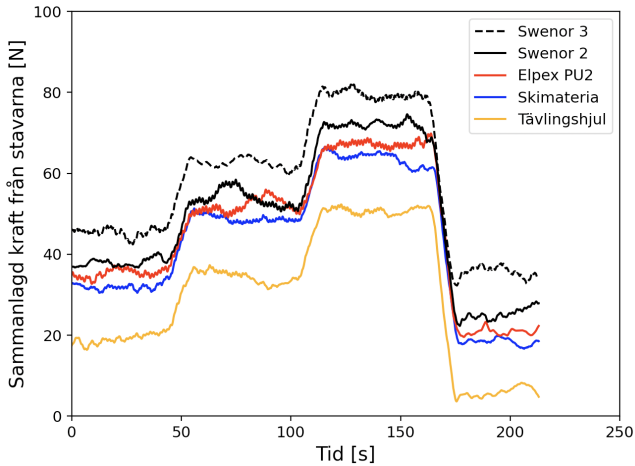
Figur 13: Glidande medelvärde (tidsfönster: 10 s) över uppmätt friktionskraft med dynamometermetoden för fem skidor.



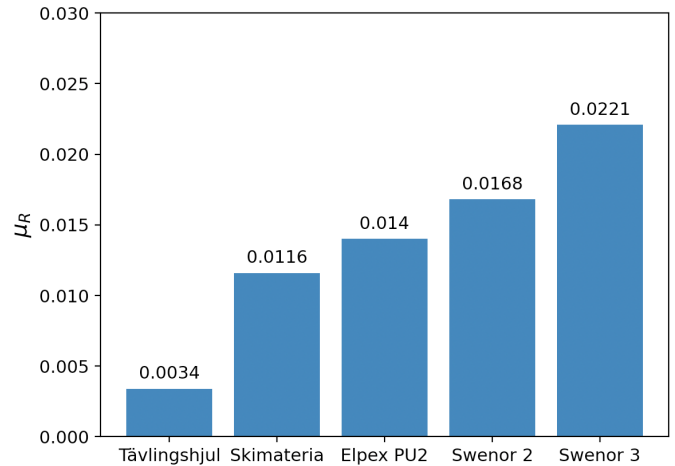
Figur 14: Rangordnat stapeldiagram över beräknade rullfriktionskoefficienter med dynamometermetoden för fem skidor.

I figur 13 visas ett glidande medelvärde (tidsfönster: 10 s) av den momentana dragkraften i dynamometern som funktion av tid. Mätningen pågick under 50 sekunder där friktionskraften hölls konstant i den mån att den maximala standardavvikelsen skidorna sinsemellan uppgick till 0,9 N. I figur 14 visas de rullfriktionskoefficienter som erhöles efter beräkning med ekvation (1), där R_x definieras som medelvärdet av den momentana friktionskraften som presenteras i figur 13 och R_y är teståkarens tyngd, i detta fall 788 N. Mätningen visar att de specialdesignade tävlingskidorna har en rullfriktion som är mindre än hälften av de skidor som rullar näst lättast, samt att skidorna av klass 3 har en klart högre rullfriktionskoefficient än resterande skidor.

Resultatet från stavkraftsmetoden presenteras i figur 15 på samma sätt i form av grafer över kraftupptagning som funktion av tid och i form av ett diagram över de uppskattade rullfriktionskoefficienterna. Skillnaden mot dynamometermetoden är däremot att kraften inte tagits upp parallellt med underlaget, utan som pulser motsvarande tryckkraften i stavarna vid isättning. Dessutom har mätningen genomförts uppdelad i fyra perioder med 1 %, 2 %, 3 % respektive 0 % lutning.



Figur 15: Glidande medelvärde (tidsfönster: 10 s) över uppmätt friktionskraft med stavkraftsmetoden. De fyra plåtåerna motsvarar olika lutningar (1 %, 2 %, 3 %, 0 %). Rangordningen är densamma som för dynamometermetoden.



Figur 16: Rangordnat stapeldiagram över beräknade rullfriktionskoefficienter med stavkraftsmetoden för fem skidor. Rangordningen är densamma som för dynamometermetoden.

I figur 15 presenteras ett glidande medelvärde (tidsfönster: 10 s) eftersom kraften i varje individuell stavisättning inte är av intresse. Under den första minuten har mätningar tagits vid 1 % lutning, följt av en minut vid 2 %, 3 % och 0 % lutning, vilket i figur 15 kan urskiljas som plåtåer vid olika stora tryckkrafter. För att bestämma rullfriktionskoefficienterna för varje testskida användes ekvation (8) där $\{F_{S,n}\}_1^N$ definierades som medelkraften $F_{S,n}$ vid varje lutningsvinkel θ_n och mg betecknade åkarens tyngd som i dessa mätningar var 707 N. När systemet i ekvation (8) löstes för $\begin{bmatrix} \zeta \\ \mu_R \end{bmatrix}$ erhöles den lösning som presenteras i figur 16 i form av ett diagram över varje skidas genomsnittliga rullfriktionskoefficient.

5 Diskussion

5.1 Instrumentets precision

En central del av projektet har varit att konstruera ett stabilt instrument som ger tillförlitliga mätresultat. För att uppfylla detta mål är det väsentligt att dels bedöma instrumentets känslighet för de varierbara parametrar som ingår i mätuppställningen, dels utvärdera hur precisa de modeller som instrumentet bygger på är i förhållande till hur noggrant modellens indata kan mätas.

I kapitel 4.1 presenterades EK-modellen som skapades genom att anpassa tre funktioner till datapunkter tagna vid tre olika hastigheter. Osäkerheten i denna modell presenteras i tabell 2. Det finns även en osäkerhet i mätningen av effekten P . Bilaga A.2 redovisar en beräkning som bestämmer det maximala mätfelet i P till 1,15 W för $v = 20$ km/h, 1,245 W för $v = 30$ km/h och 1,32 W för $v = 40$ km/h. Med antagandet om att EK-modellen är en perfekt modell, genererar en sådant mätfel ett maximalt mätfel i F_R på cirka 0,19 N för $v = 20$ km/h, 0,089 N för $v = 30$ km/h och 0,088 N för $v = 40$ km/h. Dessa mätfel är i samma storleksordning som måttet på modellens osäkerhet. Därför dras slutsatsen att EK-modellen är en tillräckligt god anpassning inom det område samtliga mätvärden befinner sig, i förhållande till hur noggrant effekten kan mätas. Däremot framgår det i figur 8 att flera av mätpunkterna som tagits för att testa last- och hastighetsberoende har genererat effekter utanför de datapunkter som EK-modellen baserats på. Det är därför rimligt att anta att mätfelet i dessa mätningar överstiger den maximala feluppskattningen som presenteras i avsnitt 5.4.

För att bedöma instrumentets känslighet för de olika systemparametrarna genomfördes mätningar i tre kategorier, en över rullfriktionskoefficientens lastberoende, en över dess hastighetsberoende och en över dess temperaturberoende. Gemensamt för samtliga tester är att alla tre parametrar påverkar rullfriktionskoefficienten nämnvärt. Det innebär för handhavandets skull att last, hastighet och rumstemperatur inte bör förändras under en testprocedur, eftersom det kan generera missvisande resultat.

5.2 Inverkan av systemparametrar

I kapitel 4 (4.2 - 4.6) presenterades hur rullfriktionskoefficienten påverkas av åkarens vikt, åkshastighet och hjulens temperatur. Figur 12 visar att rullfriktionen avtar med ökande temperatur. Ett viktigt påpekande är däremot att resultatet som presenteras i figur 12 är baserat på mätningar av rullskidhjulens yttemperatur. Mätningarna tar alltså inte hänsyn till hur temperaturfördelningen inuti hjulet ser ut, vilket egentligen är vad som har betydelse för hjulets egenskaper. Följaktligen fastslår temperaturberoendetestet endast att rullfriktionskoefficienten har ett temperaturberoende där en ökning i temperatur innebär en minskning av rullmotståndet.

Figur 10 visar att rullfriktionskoefficienten avtar när åkarens vikt ökar samt att avtagningshastigheten minskar med ökande åkarvikt. Troligt är att sambandet avtar asymptotiskt till ett visst värde för rullfriktionskoefficienten. Att rullmotståndet avtar med ökande åkarvikt har sannolikt att göra med temperaturberoendet. En tyngre belastning väntas skapa större spänningar i hjulets gummihölje, vilket i sin tur leder till ökade energiförluster och därmed högre temperaturer. Detta kunde bekräftas under mätprocessen genom att mäta hjulets temperatur före och efter varje mätning.

Vad gäller hastighetsberoendet visar figur 11 att rullfriktionen generellt ökar med ökande hastighet. En studie där liknande mätningar gjorts på bildäck visar även den att rullfriktionskoefficienten verkar stiga med ökande hastighet [1]. Anledningen är problematisk att precisera, men en möjlig bidragande faktor är att en högre rotationshastighet skapar större turbulens i hjulets omgivning. Detta skulle öka värmeförlusterna via konvektion och sänka hjulets temperatur så att dess friktionskoefficient ökar.

5.3 Validering

Resultaten från valideringsmetoderna visar att de fem testskidornas rullfriktionskoefficienter ordnas på samma sätt oberoende av valideringsmetod. De visar dessutom att de fem skidorna rangordnas på samma sätt vid mätningar med instrumentet som de gör i valideringstesterna. Utifrån detta resultat dras slutsatsen att det instrument som konstruerats klarar av att skilja rullskidor åt med avseende på deras rullfriktion. Något som däremot är värt att notera är att förhållandet mellan rullfriktionskoefficienterna skiljer sig en aning mellan valideringsmetoderna och instrumentet. Exempelvis kan det noteras att tävlingsskidans rullfriktionskoefficient ligger betydligt närmre de tre klass 2-skidorna i mätningarna på instrumentet än vad den gör i valideringstesterna. Eftersom detta gäller för både mätningarna av last- och hastighetsberoende verkar det generellt gälla att instrumentet mäter upp ett förhållandevis större motstånd för hjul som har lågt rullmotstånd jämfört med de mer konventionella metoderna. Orsaken till detta resultat är oklar, men berörs sannolikt av att svänghjulets beskaffenheter inte liknar det underlag som används i valideringsmetoderna.

Ännu en tydlig skillnad är att instrumentet producerar lägre värden på rullfriktionskoefficienten för alla skidor utom tävlingsskidan, jämfört med valideringstesterna. Orsaken till detta resultat är troligtvis en kombination av flera faktorer. Exempelvis gäller som nämnt i kapitel 2.1 att ett hårdare hjul alternativt underlag (i detta fall underlag) medför en lägre rullfriktionskoefficient, vilket är fallet med svänghjulet i stål. Dessutom nämns i kapitel 3.4.2 att endast bakhjulen på rullskidorna har testats i instrumentet och att dessa under åkning belastas tyngre än framhjulen. I enlighet med resultatet från lastberoendemätningarna borde det alltså vara så att bakhjulen genererar en lägre rullfriktionskoefficient än framhjulen. I valideringstesterna används däremot alla fyra hjul samtidigt, vilket resulterar i att den uppmätta rullfriktionskoefficienten motsvarar ett medelvärde av motståndet i bak- och fram-hjulen. Följaktligen är det rimligt att instrumentet på grund av detta underuppskattar rullfriktionskoefficienten jämfört med valideringsmetoderna. Vidare är det tänkbart att mätningarna på rullband påverkas av att åkaren inte är helt stabil under mätningarna. Små vinglanden skulle alltså kunna öka motståndet och medföra en överuppskattning av rullfriktionskoefficienten. En ytterligare omständighet att ta hänsyn till är att valideringsmetoderna inte fullgott

motsvarar scenariot där skidorna används på asfalt. Faktorer som luftströmmar, asfaltens varierande ojämnheter och temperatur samt omgivningens temperaturvariationer är sådant som skiljer ett verkligt scenario från valideringsmetoderna. På vilket sätt och i hur stor utsträckning dessa faktorer påverkar rullfriktionen är däremot svårt att bestämma och föreläggs därför som möjlighet till vidare undersökning. Nämnda omständigheter gör det viktigt att poängtera att mätningarna på instrumentet inte bör ses som en direkt avspeglning av de rullfriktionskoefficienter som gäller på asfalt. Istället bör instrumentet användas som ett verktyg för att klassificera och i synnerhet skilja rullskidor åt beträffande deras rullegenskaper.

5.4 Mätfelsanalys

I kapitel 2.2 presenterades i och med ekvation (3) en modell som möjliggör att bestämma rullfriktionskoefficienten med det instrument som konstruerats. Modellen bygger både på den empiriskt framtagna EK-modellen och en fysikaliskt härledd formel för normalkraften. I bilaga A.2 görs en maxfelsuppskattning av ekvation (3) för ett typiskt testfall med $v = 20$ km/h och en vikt motsvarande en 70 kg tung åkare. Beräkningen utfaller i att rullfriktionskoefficienten kan bestämmas till $\mu_R = 0,0133 \pm 0,0019$, vilket innebär ett relativt mätfel på 14 %. Maxfelsuppskattningen görs med felfortplantningsformeln som i detta fall innehåller fem termer, en för varje ingående parameter. När varje term beräknas separat inses att den term som kvantifierar mätfelet hos friktionskraften F_R utgör 84 % av det totala maximala mätfelet. EK-modellen och dess ingående mätningar är därmed att betrakta som den största bidragande faktorn till instrumentets osäkerhet.

Ett antal ytterligare faktorer kan tänkas vara bidragande till instrumentets osäkerhet. En av dessa är faktumet att svänghjulet inte liknar det underlag en rullskidåkare normalt påträffar. Att ytan materialmässigt skiljer sig från asfalt har redan diskuterats. Dessutom är ytan krökt på ett sätt som inte en normal asfaltsväg är. Detta får som följd att hjulet inte komprimeras lika jämnt som mot ett plant underlag. I vilken utsträckning detta påverkar rullmotståndet är däremot problematiskt att dra slutsatser om utifrån de mätningar som gjorts.

5.5 Förslag till vidareutveckling

Detta projekt har i huvudsak fokuserats kring att tillverka en brukbar produkt för rullskididrotten som kan bidra till att öka kännedomen om de variationer som finns i utrustningen. De avgränsningar som gjorts för att uppfylla detta syfte har till största del bestått i att begränsa instrumentets funktioner och egenskaper.

En tänkbar förbättring av instrumentet är att utveckla EK-modellen till att inte begränsas av diskreta hastigheter. I den nuvarande EK-modellen har en avvägning gjorts för att välja ut de hastigheter som är mest intressanta att undersöka. Dessa inkluderar däremot inte de högsta hastigheter som kan uppnås i branta nedförsbackar och heller inte de lägsta hastigheter som förekommer i uppförsbackar. Dessutom finns möjlighet att vidare utveckla kontaktytan mellan rullskidhjulet och svänghjulet, genom att undersöka olika beläggningar av svänghjulets yta och hitta en sådan som väl motsvarar ett mer verklighetstroget scenario.

Den fysiska konstruktionen kan vidareutvecklas för att bli mer praktisk. Elmotorn är överdimensionerad sett till effekt, samtidigt som den bidrar till en stor del av instrumentets totala tyngd och ökar dess yttermått. Att använda en mindre, mer ändamålsenlig motor skulle alltså göra instrumentet både lättare och mindre, vilket sammantaget skulle förbättra instrumentets portabilitet och allmänna handhavande.

Hastigheten med vilken skidor kan testas begränsas av den nominella tiden till mättnadstemperatur på 20 minuter. Vid användarscenarier där stora mängder skidor skall testas utgör denna begränsning en tydlig flaskhals. Detta skulle kunna avhjälpas med mjukvaruuppdateringar som i början av varje mätning automatiskt accelererar svänghjulet långt över den faktiska hastighet som vill testas, för att snabbare öka temperaturen i hjulet. Därefter kan mjukvaran retardera hjulet till avsedd hastighet och slutligen ta mätvärdet.

5.6 Slutsats

Instrumentet ger tillförlitliga mätvärden vid hastigheter och belastningar som motsvarar verkliga användarscenarier och klarar således att rangordna olika skidor med avseende på deras rullmotstånd. Dessutom erbjuder instrumentet på grund av sin storlek och vikt en mer behändig lösning för rullmotståndsmätning än de metoder som tidigare funnits att tillgå. Dock ska det tilläggas att de uppmätta friktionskoefficienterna generellt är lägre än vad som erhålls från de metoder som använts för validering, troligen till följd av att svänghjulet i stål utgör ett lägre motstånd än vad asfalt gör. Sammanfattningsvis anses projektets syfte vara uppfyllt.

Källförteckning

- [1] J. Hyttinen et al. "Truck tyre transient rolling resistance and temperature at varying vehicle velocities - Measurements and simulations". *Polymer Testing*, vol. 122, Maj 2023. Tillgänglig: <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2023.108004>
- [2] H. Czichos, "Introduction to Friction and Wear" i *Composite Materials Series*. K. Friedrich, Red. Hamburg, Tyskland: Elsevier, 1986, kap. 1, ss. 1-23. [Online]. Tillgänglig: <https://t.ly/SUt-M> (Hämtad 2024-04-23)
- [3] M. Ainegren, "THE ROLLING RESISTANCES OF ROLLER SKIS AND THEIR EFFECTS ON HUMAN PERFORMANCE DURING TREADMILL ROLLER SKIING" *Diva portal*, [Online]. Jun. 2010. Tillgänglig <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:284045/fulltext01.pdf> (Hämtad 2024-02-06)
- [4] M. Ainegren, P. Carlsson, och M. Tinnsten, "A portable roller ski rolling resistance measurement system" *Procedia Engineering*, vol. 60, 2013. Tillgänglig: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.07.078>
- [5] C. Adolfsson m.fl., "Rullmotståndsmätare för solida hjul: Konceptuell framtagning av en prototyp för mätning av rullmotstånd hos solida hjul med huvudfokus på rullskidhjul", kandidatuppsats, Institutionen för ekonomisk och industriell utveckling, Linköpings universitet, Linköping, Sverige, 2017. [Online]. Tillgänglig: <http://www.diva-portal.se/smash/get/diva2:1141803/FULLTEXT01.pdf>
- [6] A. Abdelbary, L. Chang, "Friction and wear", i *Principles of Engineering Tribology: Fundamentals and Applications*. D. McGonagle, Red. London, England: Academic Press, 2023, kap 4, ss. 127-206. Tillgänglig: <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-99115-5.00011-6> (Hämtad 2024-04-24)
- [7] R. C. Hibbeler, "Rolling Resistance" i *Engineering Mechanics: Statics and Dynamics*, 14 uppl., N. Diaz, Red. Hoboken, USA: Pearson, 2016, kap. 8, ss. 452-453.
- [8] G. Hatton, "How tyre rubber works", *Racecar Engineering*, [Online], Nov. 2019. Tillgänglig: <https://www.racecar-engineering.com/tech-explained/how-tyre-rubber-works/> (Hämtad 2024-04-24)
- [9] J. Ejsmont, S. Taryma, G. Ronowski och B. Swieczko-Zurek. "Influence of temperature on the tyre rolling resistance". *Int.J Automot. Technol.*, vol. 19, ss. 45-54, Okt. 2017. Tillgänglig: <https://doi.org/10.1007/s12239-018-0005-4>
- [10] J. Ejsmont, G. Ronowski, W. Owczarzak och S. Sommer. "TEMPERATURE INFLUENCE ON TIRE ROLLING RESISTANCE MEASUREMENTS QUALITY". [Online]. <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/s12239-022-0009-y.pdf>
- [11] T. Gillespie. "Fundamentals of vehicle dynamics". [Online]. Tillgänglig: https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/5210860/mod_resource/content/1/Gillespie.pdf (Hämtad 2024-04-24)

- [12] V. Jansson, "A literature study of rolling resistance and its affecting factors", kandidatuppsats, Kungliga Tekniska högskolan, Stockholm, Sverige, 2022. [Online]. Tillgänglig: <https://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:1678831/FULLTEXT01.pdf> (Hämtad 2024-02-01)
- [13] Electrical 4U, "What is an Induction Motor", 2024. [Online]. Tillgänglig: <https://www.electrical4u.com/induction-motor-types-of-induction-motor/> (Hämtad: 2024-04-24)
- [14] ELPROCUS, "What is an Asynchronous Motor : Construction & Its Working", 2024. [Online]. Tillgänglig: <https://www.elprocus.com/what-is-an-asynchronous-motor-construction-its-working/> (Hämtad 2024-04-24)
- [15] Vertiv, "Three-Phase Power: What It Is and the Benefits It Brings", 2024. [Online]. Tillgänglig: <https://www.vertiv.com/en-emea/about/news-and-insights/articles/educational-articles/three-phase-power-what-it-is-and-the-benefits-it-brings/> (Hämtad 2024-04-24)
- [16] National Instruments, "Calculating Line-to-Line Voltages from Line-to-Neutral Measurements with the NI 9225 C Series Voltage Input Module", 2024. [Online]. Tillgänglig: <https://knowledge.ni.com/KnowledgeArticleDetails?id=kA03q000000YGeyCAG&l=sv-SE> (Hämtad 2024-04-24)
- [17] D. Kuylenstierna, J. Högstrand, S. Lai, H. Ginsjö och S. Lindinger. "VALIDATION, ACCURACY AND PRACTICAL USE OF A POWER MEASUREMENT SYSTEM FOR CROSS-COUNTRY SKIING ANALYSIS – A PILOT STUDY", Science and Skiing, vol. 8, ss. 153-160, Apr. 2019 [Online]. Tillgänglig: https://www.researchgate.net/publication/340982851_VALIDATION_ACCURACY_AND_PRACTICAL_USE_OF_A_POWER_MEASUREMENT_SYSTEM_FOR_CROSS-COUNTRY_SKIING_ANALYSIS_-_A_PILOT_STUDY
- [18] "Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy", Transportation Research Board, Washington, D.C., USA, TRB Special report 286, 2006. [Online]. Tillgänglig: <https://onlinepubs.trb.org/onlinepubs/sr/sr286.pdf> (Hämtad 2024-04-24)

A Bilagor

A.1 Härledning av rullfriktionskoefficienten

Härledningen av normalkraften bygger på momentjämvikt kring det infästa hjulet, se figur 5. Momentjämvikten kan skrivas:

$$N(L_1 + L_2) = mg \cdot \frac{L_1 + L_2}{2} + F_{\text{last}}L_1, \quad (11)$$

där N är normalkraften på det roterande hjulet, m är den genomsnittliga massan för en rullskida, F_{last} är kraften som lastbommen verkar på skidan, g är tyngdaccelerationen och L_1 och L_2 är definierade som i figur 5. Enligt definitionen av rullfriktionskoefficienten (ekvation (1)) gäller nu

$$\mu_R = \frac{F_R}{N} = \frac{2F_R \cdot (L_1 + L_2)}{mg(L_1 + L_2) + 2F_{\text{last}}L_1}. \quad (12)$$

A.2 Maxfelsuppskattning

För att utvärdera noggrannheten i ekvation (3) används felfortplantningsformeln,

$$\Delta y = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial y}{\partial x_i} \right| \Delta x_i, \quad (13)$$

där x_i är alla parametrar som har ett mätfel, n är antalet parametrar och y är variabeln som ska feluppskattas. För ekvation (3) gäller

$$\begin{aligned} \Delta \mu &= \left| \frac{\partial \mu}{\partial F_R} \right| \Delta F_R + \left| \frac{\partial \mu}{\partial S} \right| \Delta S + \left| \frac{\partial \mu}{\partial m} \right| \Delta m + \left| \frac{\partial \mu}{\partial F_{\text{last}}} \right| \Delta F_{\text{last}} + \left| \frac{\partial \mu}{\partial L_1} \right| \Delta L_1 \\ &= \frac{\mu_0 \Delta F_R}{F_{R,0}} + \frac{4F_{R,0}F_{\text{last},0}L_1 \Delta S_0}{(m_0gS_0 + 2F_{\text{last},0}L_1)^2} + \frac{\mu_0 m_0 g \Delta m}{m_0gS_0 + 2F_{\text{last},0}L_1} + \frac{2\mu_0 L_1 \Delta F_{\text{last}}}{m_0gS_0 + 2F_{\text{last},0}L_1} + \frac{2\mu_0 F_{\text{last},0} \Delta L_1}{m_0gS_0 + 2F_{\text{last},0}L_1}, \end{aligned} \quad (14)$$

där $\mu_0, S_0 = L_1 + L_2, m_0, F_{\text{last},0}$ och $F_{R,0}$ är typiska värden på de variabler som ingår i modellen och $\Delta F_R, \Delta S_0, \Delta m, \Delta F_{\text{last}}$ och ΔL_1 är de uppskattade mätfelen hos varje parameter. ΔL_1 och ΔS_0 är båda avstånd som har kunnat bestämmas med mätfelet 1 mm. Massan för en rullskida antas kunna variera med cirka ett halvt kilogram, vilket gör $\Delta m = 0,25$ kg till ett rimligt antagande. Enligt tabell 2 är ΔF_R maximalt 0,29 N. Mätfelet för F_{last} kan uppskattas till att maximalt uppgå till 1 N, baserat på att instrumentet som användes för att mäta lastvikten W hade en precision på 0,2 N. Genom insättning av dessa värden i ekvation (14) fås $\Delta \mu = 0.0019$.

I utvärderingen av kraftmodellen behövs en uppskattning av hur väl den elektriska effekten till motorn kan bestämmas. Genom att använda ekvation (13) på $P = U \cdot I$, fås

$$\Delta P = P_0 \left(\frac{\Delta I}{I_0} + \frac{\Delta U}{U_0} \right) = U_0 I_0 \left(\frac{\Delta I}{I_0} + \frac{\Delta U}{U_0} \right), \quad (15)$$

där U_0 och I_0 sätts till de minimala mätvärdena som tagits för varje hastighet i kraftmodellen för att maximera feluppskattningen. ΔU och ΔI uppskattas vara maximalt 1 V respektive 5 mA. Efter insättning i ekvation (15) fås $\Delta P \approx 1,15$ W för $v = 20$ km/h, $\Delta P \approx 1,245$ W för $v = 30$ km/h och $\Delta P \approx 1,32$ W för $v = 40$ km/h.

A.3 Mätdata

Tabell 3: Innehåller mätvärden från repeterbarhetstestet. Kolumn 2 innehåller rullfriktionskoefficienten vid upprepningar av en mätning med olika förskjutningar av skidan under i övrigt identiska förhållanden.

Förskjutning [mm]	μ_R
0	0.0086
0	0.0087
0	0.0087
0	0.0087
0	0.0085
0	0.0085
-10	0.0086
-10	0.0087
-10	0.0087
10	0.0087
10	0.0085
10	0.0085