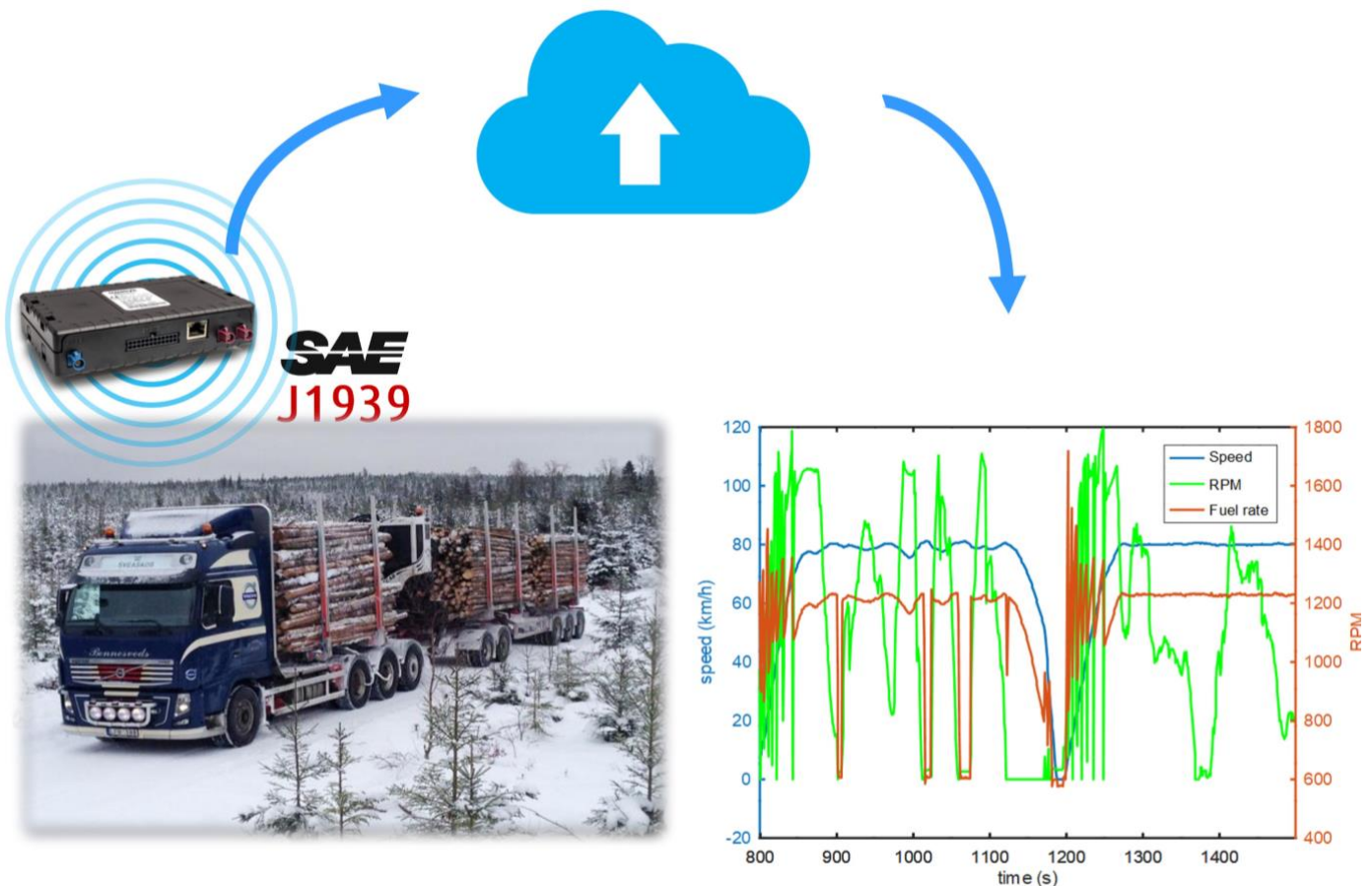


# Uppskattning av tids- och drivmedelsåtgång för timmertransporter

En simuleringsmodell för att beräkna hastighetsprofil och energianvändning utifrån fordons- och vägegenskaper

Daniel Noreland



Storskalig datainsamling ger underlag för energi- och körmönstermodeller.

# Innehåll

|                                                                   |           |
|-------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Förord .....</b>                                               | <b>4</b>  |
| <b>Summary .....</b>                                              | <b>5</b>  |
| <b>Sammanfattning .....</b>                                       | <b>6</b>  |
| <b>Bakgrund .....</b>                                             | <b>7</b>  |
| <b>Material och metoder .....</b>                                 | <b>7</b>  |
| En tvådelad mekanistisk modell för energi- och tidsekonomi.....   | 7         |
| Urval av projektfordon .....                                      | 8         |
| Insamling av fordonsdata via avlyssning av fordonens CAN-bus..... | 9         |
| Teknisk utrustning.....                                           | 9         |
| Procedur för hantering av CAN-datafiler .....                     | 11        |
| <b>En förarresponsmodell .....</b>                                | <b>12</b> |
| Relation till andra förarmodeller .....                           | 12        |
| Modellen i korthet .....                                          | 12        |
| Kinematisk beskrivning.....                                       | 13        |
| Statistisk bestämning av parametrar för körsimulatorn .....       | 16        |
| Inbromsnings- och accelerationsbeteende .....                     | 16        |
| Kurvradiens inverkan på maximal fart.....                         | 18        |
| Inverkan av vägbredd.....                                         | 20        |
| Siktsträcka .....                                                 | 21        |
| Kombinerad inverkan av kurvradie och vägbredd.....                | 22        |
| Funktionell vägklass .....                                        | 23        |
| Andra faktorer som påverkar farten.....                           | 24        |
| Utvärdering av förarresponsmodellen.....                          | 24        |
| <b>En fordonsresponsmodell.....</b>                               | <b>26</b> |
| Responsmodellens syfte.....                                       | 26        |
| Fordonsresponsmodellens funktion .....                            | 27        |
| Utrullningsstudie .....                                           | 29        |
| Luftmotstånd.....                                                 | 30        |
| Rullmotstånd .....                                                | 30        |
| Svårigheten att separera rull- och luftmotstånd .....             | 30        |
| Temperaturens och lastens inverkan på rullmotståndet .....        | 31        |
| Rullmotstånd på grusvägar .....                                   | 32        |
| Andra faktorer som påverkas rullmotståndet .....                  | 33        |

|                                                                                  |           |
|----------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| Variation mellan olika ekipage.....                                              | 34        |
| Bestämning av drivmedelsflöde från effektbehov.....                              | 35        |
| Utvärdering av fordonsresponsmodellen .....                                      | 37        |
| <b>Några uppmätta resultat .....</b>                                             | <b>40</b> |
| Bränsleförbrukning i medeltal för projektfordonen .....                          | 40        |
| Bränsleförbrukning över året.....                                                | 40        |
| Tomvikt över året .....                                                          | 41        |
| Lastad vikt över året.....                                                       | 42        |
| <b>Eldrivna fordon .....</b>                                                     | <b>43</b> |
| <b>Marginalnyttan av väg- och fordonstekniska effektiviseringsåtgärder .....</b> | <b>44</b> |
| <b>Slutsatser.....</b>                                                           | <b>46</b> |
| <b>Referenser .....</b>                                                          | <b>47</b> |
| <b>Bilaga A .....</b>                                                            | <b>49</b> |
| <b>Bilaga B .....</b>                                                            | <b>52</b> |
| Kalibrering av uppmätta värden .....                                             | 52        |
| Fordonsmätta signaler .....                                                      | 52        |
| Kalibrering av fart och distans .....                                            | 52        |
| Kalibrering av bränsleflöde .....                                                | 53        |
| Drivmedlets energitäthet.....                                                    | 54        |



Uppsala Science Park, 751 83 Uppsala  
skogforsk@skogforsk.se  
skogforsk.se

---

Kvalitetsgranskning (Intern peer review) har genomförts i augusti 2025 av Petrus Jönsson, programchef för produktions- och försörjningssystem. Därefter har Magnus Thor, Forskningschef, granskat och godkänt publikationen för publicering 13 augusti 2025.

Redaktör: Anna Franck, anna@annafranck.se  
©Skogforsk 2025 ISSN 1404-305X

# Förord

Den här rapporten beskriver det tekniska arbete som inledningsvis genomfördes inom ramen för projektet ”Energieffektivisering genom utvecklad modell för transportaffärer”, finansierat av Energimyndigheten. Inför projektet hade vi en ganska tydlig bild av vad vi ville göra. Vägen mot målet var dock betydligt längre och snårigare än vi trott. Detta berodde delvis på att vi underskattat de tekniska svårigheterna, delvis på omvärldsfaktorer utom vår kontroll. När projektet avslutades hade vi nått målen och även skapat en bredare och mera användbar plattform för insamling och bearbetning av data från fordon än vi inledningsvis kunde förutse. Stödet från Mistra Digital Forest har gjort det möjligt att föra arbetet vidare och utveckla algoritmer för bedömning av vägstandard utifrån fordonsmätta signaler.

Delar av arbetet som ligger bakom denna rapport har publicerats i International Journal of Forest Engineering (Noreland 2024).

Vi vill rikta ett varmt tack till alla som deltagit i projektet och finansierat det med arbetstid och ekonomiska medel. Anslaget från Energimyndigheten var oumbärligt för att kunna genomföra försök av den skala som gjorts i projektet. Tack vare medlen genom Mistra Digital Forest har vi kunnat fortsätta arbetet. Vi vill särskilt uppmärksamma alla de åkerier och förare som ställt sina fordon till förfogande samt bidragit med intressanta diskussioner och synpunkter under genomförandet av projektens datainsamlingsdel.

I juli 2022 nåddes vi av beskedet att Anders Eklund gått bort. Anders var VD för Eklunds åkeri i Moskosel och mångårig samarbetspartner till Skogforsk. I det här projektet bidrog hans åkeri med sju fordon. Saknaden är stor efter en god samarbetspartner och vän.

Uppsala i augusti 2025

Daniel Noreland

# Summary

The paper presents a semi-empirical model for simulating driving speed and estimating energy use in timber trucks in Sweden. The model is divided into two parts. The first part takes road properties along a route as input and applies a kinematic model to simulate a driving pattern. The kinematic model contains parameters statistically derived from large-scale recordings of CAN bus data collected from 21 timber trucks over the course of one year. The second part applies a mechanistic model on the simulated speed profile to compute the energy use. The driving pattern simulator is able to predict the driving time and energy use with roughly the same variance as can be observed between different trucks and drivers following the same route.

# Sammanfattning

Rapporten beskriver en semi-empirisk metod för simulering av körmönster och energianvändning hos timmertransportfordon i Sverige. Modellen består av två delar. Den första delen utgår från vägegenskaper längs en rutt och använder en kinematisk modell för beräkning av en hastighetsprofil. Den kinematiska modellen baseras på parametrar som beräknats statistiskt från storskalig loggning av 21 timmerfordon under ett år. Den andra delen tillämpar en mekanistisk modell på den simulerade hastighetsprofilen för att beräkna energianvändningen. Modellerna kan förutse körtid och energianvändning med en varians av ungefär samma storlek som den naturliga variansen mellan olika fordon och förare på samma rutt.

# Bakgrund

Transporten av virke från avlägg till industri utgör en stor kostnadspost, som dessutom kan förväntas öka i betydelse i takt med att energipriserna ökar. Projektet ”Energieffektivisering genom utvecklad modell för transportaffärer” syftar i grunden till att skapa incitament till energieffektiv transportplanering. För att utvärdera effekten av föreslagna modeller krävs en beräkningsmodell som kan ta hänsyn till effekterna av specifika ruttval och maskinutrustning. Skogforsk har ända sedan bildandet studerat ekonomi och prestation för timmertransportfordon. Modellerna för tids- och bränsleåtgång som tagits fram har främst baserats på drivmedelsuppföljningar, vilket lett fram till modeller med bra prediktionskraft över tid, men med begränsad noggrannhet på mikronivå. Denna rapport är ett försök att ta fram en modell som separerar och kvantifierar olika effekter med betydelse för tids- och energianvändning. Förutom utvärdering av ruttekonomi kan modellen användas för att identifiera viktiga påverkansfaktorer samt för att undersöka konsekvenserna av tekniska och beteendemässiga förändringar.

## Material och metoder

De modeller som presenteras i denna rapport är av semiempirisk natur. De baseras på grundläggande matematiska simuleringsmodeller framtagna enligt kinematiska och fysikaliska samband. Modellerna innehåller en uppsättning fria parametrar. Parametrarna bestäms statistiskt genom behandling av en mycket stor mängd data som registrerats från CAN-bus på ett antal fordon under längre tid. Utöver dessa data används väginformation ur NVDB samt data om vikter erhållna från Biometria. En stor del av arbetet har bestått i att skriva algoritmer som tolkar, filtrerar och matchar rådata från de olika källorna. I detta ingår att automatiskt identifiera olika körförhållanden och extrahera härtill hörande data, som i ett efterföljande steg används i de regressionsanalyser som ger de sökta parametrarna.

### En tvådelad mekanistisk modell för energi- och tidsekonomi

Energieffektiv ruttning förutsätter en modell för att utvärdera energiekonomin för en given rutt. Sådana verktyg finns redan implementerade i diverse vägvalstjänster och för olika fordonstyper, men knappast någon av dem betraktar rundvirkestranporternas specifika förutsättningar.

En hypotes i projektet var att energieffektiv transportplanering underlättas om ersättningen till åkeriet för varje uppdrag speglar dess faktiska kostnader. För att kunna utvärdera olika ersättningsmodeller behövs ett verktyg för att beräkna utförande-kostnaden utifrån den tänkta ruttens beskaftenhet och transportuppdragets art i övrigt. För rundvirkestransporter fördelar sig åkeriets kostnader i grova drag lika mellan kapitalkostnader, lönekostnader och drivmedelskostnader. Betraktar vi en enskild transport kan förhållandet skilja sig avsevärt från detta genomsnitt, men alla tre delar påverkas i varierande grad av ruttens besvärighet. Den mest uppenbara besvärighetsfaktorn är avståndet, som påverkar både energi- och tidsåtgången. Emellertid kommer många andra faktorer in: är vägen smal tenderar föraren att hålla

nere körhastigheten, en krokig väg eller branta utförslöpor kräver många inbromsningar med stora energiförluster som följd och så vidare.

Det finns olika sätt att modellera energi- och tidsåtgången vid körning på väg. I det följande presenteras den metod som undersökts i projektet.

Jämte färdvägens och uppdragets egenskaper är det föraren och fordonet som avgör tids- och drivmedelsåtgången. Föraren har en mängd faktorer att ta hänsyn till i sitt framförande av fordonet. Säkerhet och ekonomi är nyckelkomponenter, och naturligtvis sätter fordonets prestanda gränser för vilket beteende som kan realiseras. Förarbeteendet manifesteras genom en hastighetsprofil längs den körda rutten. Från hastighetsprofilen kan tidsåtgången för uppdraget omedelbart beräknas. Utifrån beteendet, samt yttre påverkansfaktorer i form av exempelvis väder- och väglagsförhållanden, reagerar sedan fordonet med en drivmedelsförbrukning. Med hjälp av en fysikalisk modell av fordonet kan denna drivmedelsförbrukning beräknas.

Även om det tekniskt vore möjligt är syftet med en tids- och drivmedelsprognos inte att fånga en specifik förare eller ens ett specifikt fordon, utan någon form av genomsnittsförare i ett för ändamålet lämpligt standardfordon. En ersättningsmodell som utgår från sådana normförhållanden ger incitament för individuell effektivisering genom exempelvis Eco Driving, noggrant underhåll av fordonet och annat som påverkar energieffektiviteten. Viss differentiering mellan olika fordonskonfigurationer kan dock vara befogad om de olika alternativen fyller olika funktion i en fordonsflotta. Det skulle i så fall exempelvis kunna röra sig om utrustning med central däckstrycksreglering (CTI) eller kranarrangemanget.

Både beteendemodellen och fordonsresponsmodellen använder parametrar som bestäms statistiskt genom högupplöst loggning av ett flertal fordon under varierande förhållanden. En fördel med en tvådelad modell är att beteendemodellen och fordonsresponsmodellen kan uppdateras oberoende av varandra. En annan fördel är att flera av delmodellernas parametrar kan tolkas fysikaliskt, vilket gör det möjligt att peka ut kritiska faktorer för energiekonomin och undersöka effekten av förbättringar. Sådana förbättringar skulle exempelvis kunna vara minskat luftmotstånd genom vindavvisare, bromskraftåtervinning eller mer lätttrullande däck. Vi ser redan idag en snabb fordonsutveckling innefattande elektriska fordon drivna av batterier eller bränsleceller, eller någon form av hybriddrift. Därför är det önskvärt med en flexibel modell som minimerar kravet på stora uppföljningsstudier, eller i vart fall kan förlita sig på information som kan samlas in utan krav på specialmonterad utrustning av det slag som använts för denna studie.

## Urval av projektfordon

I början av projektet delades en lista med önskade fordonstyper ut till projektdeltagarna. Sammansättningen av projektfordonen var inte tänkt att spegla ett genomsnitt av landets fordonsflotta (som är stadd i förändring efter införandet av BK4), utan att fånga de variationer som finns med avseende på axelantal, motoreffekt, förekomst av kran och så vidare. Resultaten senare skulle kunna appliceras på en godtyckligt sammansatt fordonsflotta.

Det har under tidigare projekt involverande fordonsuppföljningar visat sig svårt att kvantifiera den energiekonomiska effekten av olika åtgärder, som exempelvis användning av singeldäck, även under månadslånga uppföljningar. Anledningen är att många signifikanta påverkansfaktorer inte mätts, utan inverkat som störningsfaktorer och dränkt effekten av de studerade faktorerna. Tanken i detta projekt var att vi med hjälp av de mycket stora datamängder som tas in genom loggningen skulle kunna kvantifiera en

rad faktorer hänförliga till varierande fordonsutrustning. Av skäl som redovisas nedan visade det sig svårare än väntat att få den önskade upplösningen.

Uppställningen av projektfordon (Tabell 1) varierade något under projektets gång. Två fordon levererades ett år in i projektet. I tre fall upphörde loggningsutrustningen att fungera. Ett av fordonen såldes och ett totalhavererade i en trafikolycka (lyckligtvis utan personskador).

Tabell 1. Projektfordonen och deras viktigaste egenskaper. Axelantalet avser antal axlar på bil respektive släp.

| Ekipage | Bil          | Årsmodell | Motoreffekt (kW) | Antal axlar | Däck          | Övrigt          |
|---------|--------------|-----------|------------------|-------------|---------------|-----------------|
| 1       | Volvo FH 64R | 2018      | 552              | 3+4         | dubbelmontage | kran            |
| 2       | Scania R580b | 2020      | 427              | 3+5         | dubbelmontage | kran            |
| 3       | Volvo FH13   | 2018      | 405              | 3+5         | dubbelmontage | kran            |
| 4       | Scania R580b | 2018      | 427              | 3+4         | dubbelmontage | avställbar kran |
| 5       | Volvo FH 64R | 2019      | 405              | 3+4         | dubbelmontage | gruppbil        |
| 6       | Scania R580b | 2019      | 427              | 3+4         | dubbelmontage | gruppbil        |
| 7       | Scania R580b | 2018      | 427              | 4+4         | singel        | gruppbil        |
| 8       | Scania R580b | 2018      | 427              | 4+4         | dubbelmontage | gruppbil        |
| 9       | Volvo FH 64R | 2018      | 405              | 3+5         | dubbelmontage | avställbar kran |
| 10      | Volvo F16    | 2015      | 375              | 4+4         | singel        | gruppbil        |
| 11      | Scania 650   | 2019      | 478              | 4+5         | singel        | gruppbil        |
| 12      | Volvo FH16   | 2020      | 552              | 4+5         | dubbelmontage | gruppbil        |
| 13      | Scania 650   | 2019      | 478              | 4+5         | singel        | avställbar kran |
| 14      | Volvo FH16   | 2019      | 552              | 4+5         | dubbelmontage | gruppbil        |
| 15      | Scania 650   | 2018      | 478              | 4+5         | dubbelmontage | gruppbil        |
| 16      | Scania R580b | 2018      | 427              | 3+4         | dubbelmontage | avställbar kran |
| 17      | Scania R520b | 2016      | 382              | 3+4         | dubbelmontage | avställbar kran |
| 18      | Volvo FH13   | 2016      | 405              | 3+5         | dubbelmontage | avställbar kran |
| 19      | Volvo FH16   | 2016      | 552              | 3+5         | dubbelmontage | avställbar kran |
| 20      | Scania R730b | 2021      | 537              | 4+5         | dubbelmontage | gruppbil        |
| 21      | Volvo FH16   | 2020      | 552              | 4+5         | dubbelmontage | avställbar kran |

## Insamling av fordonsdata via avlyssning av fordonens CAN-bus

### Teknisk utrustning

Projektets modeller är helt beroende av högupplösta fordonsdata inspelade under verkliga användningsförhållanden och under en längre tid. De flesta åkerier köper tjänster för driftsuppföljning via fordonstillverkarnas system för fleet management, men data som finns tillgängliga på så vis har en tidsupplösning på en minut. För att få tillgång till data med den nödvändiga sekundupplösningen införskaffades loggningsutrustning

(Owasys 450), som via en kontaktlös givare avläser fordonets CAN-busstrafik. Utrustningen innehåller även en GNSS-mottagare för registrering av geografisk position. När fordonet är i gång registreras en dataström av ett antal intressanta signaler. De enskilda signalerna levereras med intervall på mellan 10 ms och 2 s, beroende på vilken signal det gäller. Dataströmmarna lagras i rådatafiler (Figur 4), som med jämna mellanrum eller när det finns täckning skickas till en server via mobildatanätet. I projektet lagrades endast data av teknisk natur. Data som kan kopplas till enskilda förare (exempelvis i form av vilket förarkort som sitter i) uteslöts av integritetsskäl.

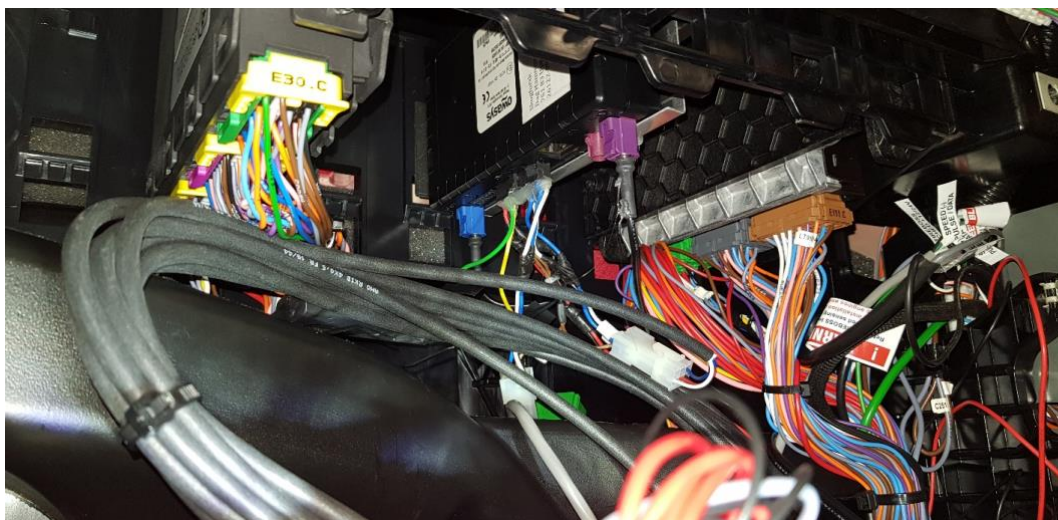
Installation (Figur 1–Figur 3) och avinstallation av utrustningen var den tekniskt mest krävande delen av projektet eftersom den krävde fysiska besök i alla projektfordon, fördelade över landet. Samtidigt gav detta ett värdefullt tillfälle att träffa och lära av åkeriägare och chaufförer.



Figur 1. Först friläggs kabelstammen bakom säkringsplinten under instrumentbrädan.



Figur 2. CAN-bussens kabelpar identifieras och den induktiva CAN-signalgivaren monteras.



Figur 3. Loggningsenheten monteras i fordonets rack för påbyggnadsenheter.

Även om CAN-bussloggningen i princip är okomplicerad bjöd den på en rad praktiska problem. För det första visade sig loggningsutrustningen inte vara helt stabil mjukvarumässigt, utan tenderade att hänga sig efter en tid. Detta löstes genom att koppla loggningsenheterna till fordonens tändspänning, vilket forcerar en omstart varje gång fordonet startas. För det andra innehåller dataströmmarna en hel del fel i form av bortfall eller korrupta CAN-meddelanden. Även om felen är relativt ovanliga är de i absoluta tal så många att de måste identifieras och hanteras automatiskt. Observerade fel är:

- Avbrott i dataströmmen
- Saknade eller repeterade positionsangivelser
- Korrupta CAN-meddelanden
- Saknade värden i CAN-signaler
- Fel i loggningsenhetens realtidsklocka

Förekomsten av dessa fel är relativt lätt att detektera, men en konsekvens är att det inte alltid går att återskapa en hel rutt. För projektets användningsområde är detta ett mindre problem, eftersom modellerna tas fram och fungerar på mikronivå, och inte på ruttnivå.

### Procedur för hantering av CAN-datafiler

När ett fordon varit i drift en tid kan data hämtas hem och behandlas enligt följande process:

1. Hämta hem alla log-filer i önskat datumintervall
2. I tur och ordning för varje komprimerad log-fil:
  - a. Packa upp den .gz-komprimerade log-filen
  - b. Partitionera dataströmmen i sektioner utan skräpdata eller avbrott
  - c. Filtrera ut och sampla ner CAN-data och GNSS-data
  - d. Justera tidsstämplar med tid från GNSS som referens
  - e. Ersätt enstaka saknade positionsdata genom interpolation
  - f. Filtrera fart från brus, beräkna acceleration och andra värden
  - g. Generera .jpg-fil med körspår och diagram över fart och vikt
  - h. Skapa indatafil (1 Hz) för NVDB-algoritmen
  - i. Städa bort temporära filer

3. I tur och ordning för varje indatafil till NVDB-algoritmen:
  - a. Skapa fil innehållande position, fart, fordonsvikt m.m. samt vägdata ur NVDB på sekundnivå.

Antalet filer och deras storlek varierar, men typiskt levereras 5–10 .gz-komprimerade filer å 10 MB per dygn och fordon. Algoritmerna för dataextraktion och behandling är skrivna i C, Matlab/Octave samt PowerShell. Vissa skalkommandon för filhantering anropas inifrån programmen.

```

/cygdrive/c/Skogforsk/Opt/AvstandsBer/AvstandsBer_200401/HLB98M/CAN-filer
2022-01-11T06:08:57.976Z CAN 0 29 CF00400 8 F0 7D 80 A5 0F FF FF 80
2022-01-11T06:08:57.979Z CAN 0 29 CF00300 8 F1 00 08 FF FF FF FF
2022-01-11T06:08:57.979Z CAN 0 29 18F00503 8 7D 00 00 7D 20 4E 20 4E
2022-01-11T06:08:57.983Z CAN 0 29 18FEF127 8 C7 00 00 04 03 32 00 FF
2022-01-11T06:08:57.997Z CAN 0 29 CF00400 8 F0 7D 80 A0 0F FF FF 80
2022-01-11T06:08:57.999Z CAN 0 29 18F00029 8 F0 7D FF FF FF FF FF
2022-01-11T06:08:57.999Z CAN 0 29 18F0010B 8 00 00 FF FF FF 01 0B FF
2022-01-11T06:08:58.000Z CAN 0 29 18FEBF0B 8 00 00 7D 7D 7D 7D 7D
2022-01-11T06:08:58.002Z CAN 0 29 18F00010 8 D0 7D 7D FF FF FF FF
2022-01-11T07:14:33.362Z CAN 0 29 CF00400 8 F0 7D 80 A3 0F FF FF 80
2022-01-11T07:14:33.362Z CAN 0 29 18FEDF00 8 7F FF FF FF 7E FF FF
2022-01-11T07:14:33.362Z NMEA $GLGSV,3,3,11,87,36,320,29,88,17,004,29,92,17,004,*55
2022-01-11T07:14:33.362Z CAN 0 29 18FEEA17 8 1F 5D 4A 16 26 00 FF
2022-01-11T07:14:33.362Z CAN 0 29 18FEF517 8 FF FF FF 9D 21 FF FF
2022-01-11T07:14:33.362Z CAN 0 29 CF00300 8 F1 00 08 FF FF FF FF
2022-01-11T07:14:33.364Z CAN 0 29 CF00400 8 F0 7D 80 98 0F FF FF 80
2022-01-11T07:14:33.366Z CAN 0 29 18FEF200 8 1A 00 00 00 FF FF FF
2022-01-11T07:14:33.383Z CAN 0 29 CF00400 8 F0 7D 80 A4 0F FF FF 80
2022-01-11T07:14:33.386Z CAN 0 29 18FEEA2F 8 2F AB 49 FF FA FF FA
2022-01-11T07:14:33.396Z CAN 0 29 18F00503 8 7D 00 00 7D 20 4E 20 4E
2022-01-11T07:14:33.401Z NMEA $GNGLL,6516.38352,N,01936.30471,E,071432.00,A,A*73
2022-01-11T07:14:33.403Z CAN 0 29 CF00400 8 F0 7D 80 A8 0F FF FF 80
2022-01-11T07:14:33.405Z CAN 0 29 CF00300 8 F1 00 08 FF FF FF FF
--More-- (0%)

```

Figur 4. Rådatafil med CAN- och NMEA-meddelanden. Notera hur realtidklockan till en början går helt fel i förhållande till verklig tid. NMEA-meddelanden kommer från satellitnavigationssystemet och innehåller tidsangivelser, som i slutet av tredje raden nerifrån.

## En förarresponsmodell

### Relation till andra förarmodeller

Olika modeller för modellering av förarbeteende på fordonsnivå, så kallad mikroskopisk trafikmodellering, finns beskrivna i litteraturen. Den modell som tagits fram i detta projekt överensstämmer i grunden med SUMO (Simulation of Urban Mobility), beskriven av Behrisch m.fl. (2011). SUMO-modellen har sedan utvidgats på olika sätt, bland annat med inverkan av kurvor (Kharrazi m.fl. 2018). Det nya i den föreslagna modellen är, förutom den matematiska hanteringen, att den till skillnad från de flesta andra förarbeteendemodeller, fokuserar på tunga fordon och specifikt timmerbilar. Beteendemodellen kräver en högre grad av hänsyn till fysikaliska begränsningar än personbilar för att hantera bland annat backar och olika bruttovikt på ett realistiskt sätt.

### Modellen i korthet

Det är omöjligt att i varje punkt längs körvägen exakt förutspå ett enskilt fordon's körhastighet. Utifrån statistiska data från den storskaliga körstudien, fysikaliska och juridiska begränsningar, kan emellertid ett antal generella beteenderegler formuleras. När dessa regler appliceras på ett givet köruppdrag kan sedan en form av genomsnittligt beteende förutspås. Detta beteende manifesteras i en hastighetsprofil längs den tilltänkta körvägen, utifrån vilken tids- och drivmedelsåtgång kan beräknas.

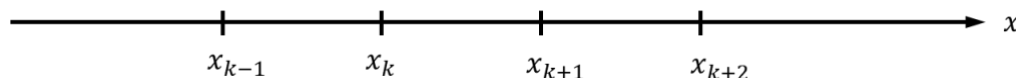
Beteendemodellen utgår från principen att föraren i varje ögonblick vill köra så fort som möjligt *med hänsyn till alla givna begränsningar*. Begränsningarna ligger å ena sidan i att fordonet inte kan accelerera snabbare än vad motoreffekt och väggrepp medger. Dessutom kan det finnas komfortmässiga och andra skäl till att föraren väljer att accelerera långsammare än vad som vore fysikaliskt möjligt. Å andra sidan kan man i varje givet ögonblick inte köra fortare än att man hinner sänka farten för att respektera alla de begränsningar som föreligger längre fram, utan att inbromsningen blir för kraftig. Med ”för kraftig” avses att inbromsningen sker med hänsyn till komfort, säkerhet och ekonomisk körning.

De nämnda beteendereglererna beskriver hur olika företeelser begränsar maxfarten. Det är inte orimligt att den kombinerade effekten av två företeelser är större än deras enskilda inverkan. Exempelvis kan man tänka sig att man kör långsammare på en smal och krokig väg, än på en bred och krokig eller smal och rak väg. Antalet potentiella kombinationer ökar dock mycket fort, och i vissa fall kan inverkan vara skenbar. I fallet med den smala krokiga vägen kan det i själva verket vara siktsträckan som är den begränsande faktorn. Dessutom finns det anledning att undersöka om det finns en begränsning av hur många stimuli hjärnan kan ta hänsyn till samtidigt, i likhet med hur ett smärtstimuli kan maskera ett annat (Enax-Krumova m.fl. 2020).

En nackdel med metoden att applicera begränsningsfaktorer är att den överskattar körhastigheten om det finns obeaktade faktorer, som till exempel potthål, tvättbrädemönster eller begränsad sikt. En fördel med metoden är å andra sidan att den kan expanderas med fler företeelser för att öka noggrannheten och att den är robust mot dubbelräkning av effekter. I exemplet ovan med vägbredd, kurvighet och siktsträcka är effekterna beroende av varandra. Om de inkluderas som separata faktorer kommer den viktigaste av dem att övertrumfa de andra och det gör därmed inget att exempelvis siktsträckan beror av kurvigheten, medan kurvigheten i sig är fartdämpande även vid full sikt.

## Kinematisk beskrivning

I det följande härleds en modell för förarbeteende utifrån en kinematisk beskrivning av fordonets hastighetsprofil.



Figur 5. Representation av körvägen uppdelad i diskreta punkter.

Betrakta en del av körsträckan  $x$  i Figur 5. Med körsträcka avses båglängden längs vägen oavsett om denna är rak eller kurvig. Vi söker den maximala fart  $v_{max}(x)$  som fordonet kan hålla i varje punkt  $x$ . Om  $x$  indelas i diskreta intervall  $x_1, x_2, \dots$  kommer  $v_{max}(x_k)$  att styras av:

- Möjlighet att accelerera från  $v_{max}(x_{k-1})$  med hänsyn till motoreffekt, bruttovikt, lutning osv.
- legal fartbegränsning i  $x_k$ ,
- praktiska begränsningar av farten styrda av vägens kurvradie, ytstruktur osv.
- möjlighet att komfortabelt kunna sakta ner till  $v_{max}(x_{k+1})$ , om denna är lägre än  $v_{max}(x_k)$ .

Observera att begränsningar som inträder längre fram på vägen än i punkten  $x_{k+1}$  implicit ”följer med bakåt”. På så vis kommer exempelvis en sekvens av kurvor med olika radie resultera i att inbromsningen inför en svag kurva, följt av en tvärare kurva, kan bli större än vad som skulle bli fallet enbart med hänsyn till den förra.

Det gäller till första ordningen att

$$x_k = \frac{a_{k-1}}{2} \Delta t^2 + v_{k-1} \Delta t + x_{k-1}, \quad (1)$$

där  $a_{k-1}$  och  $v_{k-1}$  är acceleration och fart i  $x_{k-1}$ . Ekvation 1 kan skrivas om som

$$\Delta t = -\frac{v_{k-1}}{a_{k-1}} \pm \sqrt{\frac{v_{k-1}^2}{a_{k-1}^2} + \frac{2(x_k - x_{k-1})}{a_{k-1}}}, \quad (2)$$

vilket tillsammans med (det likaledes till första ordningen noggranna) sambandet

$$v_k = a_{k-1} \Delta t + v_{k-1}. \quad (3)$$

Uttrycken (2) och (3) ger tillsammans att

$$v_k^2 = v_{k-1}^2 + 2(x_k - x_{k-1})a_{k-1}. \quad (4)$$

I uttryck (4) ska accelerationen tolkas som positiv då ”gaspedalen trycks ned” och negativ vid inbromsning. Därför gäller även sambandet

$$v_k^2 = v_{k+1}^2 - 2(x_{k+1} - x_k)a_k. \quad (5)$$

Uttrycken (4) och (5) är icke linjära differensekvationer, vars lösningar bestäms iterativt. För att bestämma  $v_{max}(x_k)$  krävs ett framåtsvep, då maximal fart med hänsyn till motoreffekt, väggrepp och så vidare bestäms med ekvation (4), och ett bakåtsvep då maximal fart med hänsyn till kravet att kunna sakta in inför kommande begränsningar bestäms ur ekvation (5). Det minsta av dessa två värdena utgör slutligen  $v_{max}(x_k)$ .

Tabell 2. Använda symboler och beteckningar för beteendemodellen.

| Symbol     | Storhet                                                                                                               | Enhet            | Typiska värden                                        |
|------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|-------------------------------------------------------|
| $v^f$      | Legal fartbegränsning                                                                                                 | ms <sup>-1</sup> | 11–22                                                 |
| $v^{kurv}$ | Högsta fart med hänsyn till horisontell kurvatur. Bestäms statistiskt från observerade beteenden.                     | ms <sup>-1</sup> | 1,0–22                                                |
| $v^b$      | Hösta fart med hänsyn till vägbredd. Bestäms statistiskt.                                                             | ms <sup>-1</sup> | 5–22                                                  |
| $a^{max}$  | Största realiserbara acceleration; beräknas utifrån motoreffekt, fart, totalvikt, väggrepp, gradient, komfort m.m.    | ms <sup>-2</sup> | 0,0*–0,5<br>*Värdet kan vara negativt i branta motlut |
| $a^{min}$  | Högsta retardation vid fartsänkning; en funktion av fart, väglag, önskan att köra ekonomiskt mm. Bestäms statistiskt. | ms <sup>-2</sup> | -0,6–0,0                                              |

|          |                                                                                                     |                  |      |
|----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|------|
| $a^b$    | Retardation vid plötslig<br>inbromsning p.g.a. begränsad sikt.<br>Värde enligt Trafikverket (2015). | $\text{ms}^{-2}$ | -1,0 |
| $a^{em}$ | Högsta möjliga retardation vid<br>nödläge. Värde enligt Trafikverket<br>(2015).                     | $\text{ms}^{-2}$ | -2,0 |
| $R$      | Kurvradie.                                                                                          | m                | >10  |
| $K$      | Vägens kurvatur. Beräknas som<br>$1/R$ .                                                            | $\text{m}^{-1}$  | <0,1 |

---

Det ska understrykas att  $a^{max}$  och  $a^{min}$  inte nödvändigtvis sammanfaller med de tekniska/fysikaliska begränsningarna. I synnerhet inbromsning sker som regel mycket försiktigare än vad friktionen medger, eftersom det är ett effektivt sätt att spara drivmedel och minska slitaget på bromsarna. Dessutom kräver säker körning naturligtvis tillräckliga marginaler.

Accelerationsprofilen för ett verkligt fordon innehåller ett flertal ”hack” motsvarande växlingar. När dessa sker är individuellt för varje fordonmodell och körförhållanden. Eftersom syftet med beteendemodellen inte är att beskriva ett visst fordon, utan något slags medelfordon, försummas sådana detaljer med hänvisning till att deras effekt på total körtid och energianvändning för en rutt är liten.

Utöver de ovan nämnda faktorerna behöver hänsyn tas till korsningar. I vissa fall är inverkan av en korsning i huvudsak deterministisk. Där stopplikt gäller, inträffar alltid ett stopp, som kan följas av en slumpmässig väntetid beroende på trafiksituationen. Väntetiden påverkar den totala körtiden, men drivmedelsförbrukningen påverkas bara marginellt. I andra fall är inverkan helt stokastisk. Beroende på trafiksituationen kan föraren behöva sakta in lite eller mycket, eller stanna helt. Data för specifika korsningar eller typer av korsningar kan användas för att beräkna det förväntade utfallet i statistisk mening, men det går naturligtvis inte att i detalj förutspå utfallet för en enskild rutt.

Den beräknade hastighetsprofilen är semiempirisk i så måtto att den beräknas utifrån faktiskt observerade körmönsterkomponenter, såsom acceleration som funktion av fart eller fart för olika kurvradier. Metoden fungerar oavsett om förarna kört helt manuellt eller haft stöd av intelligenta farthållare, som kan hjälpa till att köra ekonomiskt. Fördelen med denna semiempiriska modell är att begränsningar kan läggas in så att resultatet aldrig kan strida mot lagstiftningen. Dessutom är den robust och hanterar extrema kombinationer av inparametrar utan att ge orimliga resultat. (En allt igenom datadriven empirisk modell behöver också förses med begränsningar så att den inte föreslår en hastighetsprofil som ibland överskrider fartbegränsningar, åsidosätter säkerheten eller på annat sätt är olämplig.)

Liknande beteendemodeller har exempelvis presenterats av Yang m.fl. (2016) och Kharrazi (2018). Den här föreslagna modellen skiljer sig från tidigare studier genom sin mer detaljerade användning av kinematiska/kinetiska principer snarare än statistiska samband för att fånga den samlade effekten av olika faktorer.

## Statistisk bestämning av parametrar för körsimulatore

Dataunderlaget för körsimulatore skapas genom högupplöst loggning av ett drygt 20-tal fordon under ett års tid (antalet fordon varierade något under försöket). Signaler som är intressanta för förarmodellen är

- Position
- Fart
- Bromsapplicering
- Klockslag
- Lastvikt

Utöver data som registreras i fordonen hämtas information från Nationella vägdatabasen (NVDB):

- Fartbegränsning
- Höjdvärde
- Slitlager
- Funktionell vägklass
- Vägbredd
- Korsningar

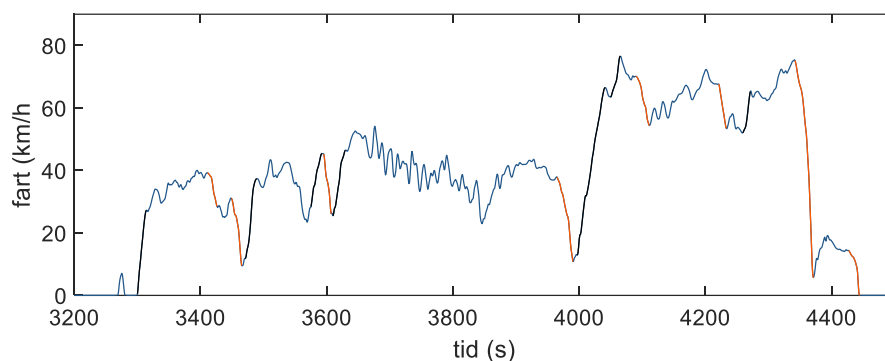
Som framgår av beteendemodellens utformning går det inte att ange ett enkelt samband mellan fart och de olika beteendebeskrivande parametrarna, men resultaten stämmer kvalitativt med intuitionen.

## Inbromsnings- och accelerationsbeteende

En avgörande parameter för körmönstret är hur farten genom inbromsning eller utrullning minskas inför ändrade väg- och trafikförhållanden. Det är naturligtvis omöjligt att i varje situation och ögonblick förutse fordonets retardation. Ytterst är det föraren själv som väljer hur hård en inbromsning ska vara, och varje förare har sitt specifika sätt att köra. Dessutom kommer slumpmässiga händelser och säkert även dagsform att påverka beteendet. Med detta sagt följer de flesta förare ungefär samma mönster; när farten exempelvis reduceras från landsvägsfart (80 km/h) till ett lägre värde inför ett samhälle, en korsning, kurva eller annat, sker initialt en försiktig retardation genom utrullning eller motorbromsning. Detta är en avgörande komponent för sparsam körning. När farten så sjunkit till ca 60 km/h sker en ökning av retardationen. Analysen är gjord på följande sätt: Först identifieras sekvenser som motsvarar avsiktlig retardation (Figur 6). Sekvenserna definieras som delar av hastighetsprofilen med minst 10 s oavbruten retardation under vilka farten sjunkit med minst 10 km/h. (Dessutom utesluts fall med stort effektuttag från motorn trots retardation, eftersom de motsvarar körning i långa motlut då motoreffekten inte är tillräcklig för att hålla farten uppe.) Därefter gjordes en klassindelning av data i fartintervall med bredd 10 km/h, centrerade runt varje hela 10 km/h. För varje klass beräknades slutligen den genomsnittliga retardationen. Metoden med klassindelning valdes eftersom inget speciellt funktionssamband för beroendet mellan fart och retardation kan antas. Algoritmparametervärdena för identifiering av sekvenser är tämligen godtyckliga, men de statistiska resultaten visar sig ganska okänsliga för valen.

Samma typ av analys kan göras för accelerationen, men det är inte lika nödvändigt. Generellt kan observeras att accelerationen begränsas av ett komfortvärde, men över en viss fart är det snarare motoreffekten som är begränsande.

En statistisk analys av 700 000 fordonskilometer ligger till grund för de samband mellan fart, retardation och acceleration som presenteras i Tabell 3 och Tabell 4.



Figur 6. Hastighetsprofil för en loggad körsekvens med automatiskt identifierade accelerationer (svart) och inbromsningar (röd).

Tabell 3. Retardation som funktion av fart utifrån en statistisk analys av datamaterialet. Intervallen anges i km/h och retardationsvärdena i  $m/s^2$ .

|                       | Hastighetsintervall |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|-----------------------|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                       | 0–5                 | 5–15  | 15–25 | 25–35 | 35–45 | 45–55 | 55–65 | 65–75 | 75–85 | 85–95 |
| <b>Lastat fordon</b>  |                     |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| vinter                | -0,32               | -0,33 | -0,38 | -0,39 | -0,32 | -0,26 | -0,22 | -0,19 | -0,15 | -0,12 |
| sommar                | -0,35               | -0,41 | -0,42 | -0,45 | -0,37 | -0,29 | -0,24 | -0,20 | -0,16 | -0,13 |
| <b>Olastat fordon</b> |                     |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
| vinter                | -0,34               | -0,39 | -0,46 | -0,52 | -0,46 | -0,38 | -0,31 | -0,26 | -0,20 | -0,15 |
| sommar                | -0,37               | -0,44 | -0,48 | -0,56 | -0,52 | -0,43 | -0,35 | -0,29 | -0,22 | -0,17 |

Retardationsparametrarna har delats in i kategorierna ”lastat” och ”olastat”. Som synes sker inbromsningarna försiktigare när fordonet är lastat än vid tomkörning. Detta är väntat vid hög fart, eftersom luftmotståndets betydelse för retardationen under utrullning är större för lätta fordon, men tendensen fortsätter även vid lägre fart. Det kan även konstateras att retardationen är lägre vintertid. Liknande uppförande visar accelerationsbeteendet.

Tabell 4. Acceleration som funktion av fart utifrån en statistisk analys av datamaterialet. Intervallen anges i km/h och accelerationsvärdena i  $m/s^2$ .

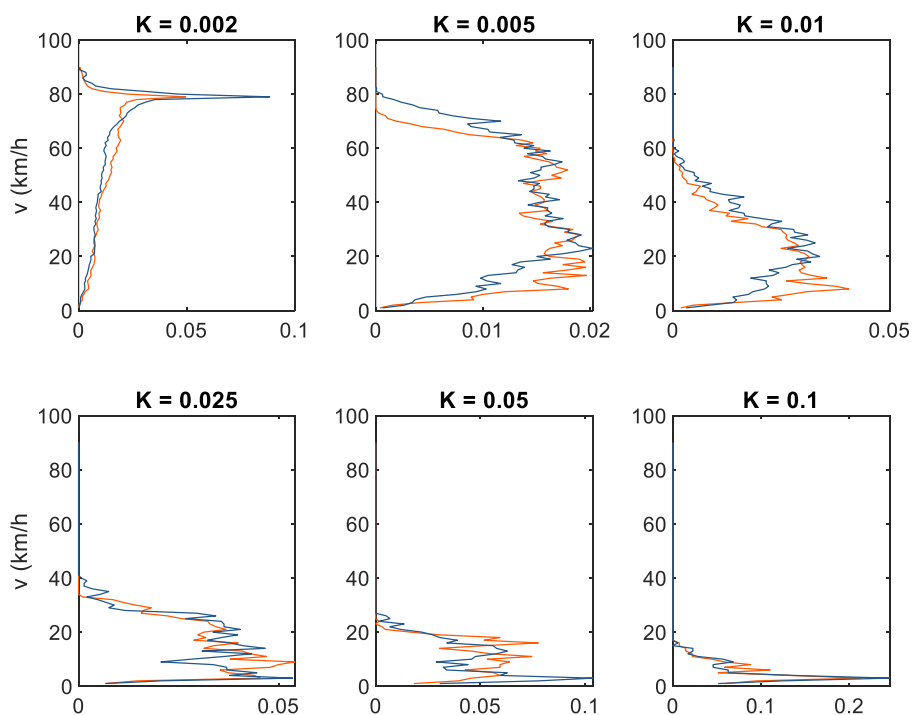
|                      | Hastighetsintervall |      |       |       |       |       |       |       |       |       |
|----------------------|---------------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                      | 0–5                 | 5–15 | 15–25 | 25–35 | 35–45 | 45–55 | 55–65 | 65–75 | 75–85 | 85–95 |
| <b>Lastat fordon</b> |                     |      |       |       |       |       |       |       |       |       |
| vinter               | 0,31                | 0,26 | 0,29  | 0,29  | 0,25  | 0,21  | 0,18  | 0,16  | 0,13  | 0,12  |
| sommar               | 0,35                | 0,31 | 0,32  | 0,31  | 0,27  | 0,22  | 0,19  | 0,17  | 0,14  | 0,12  |

|        | Olastat fordon |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------|----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| vinter | 0,35           | 0,33 | 0,36 | 0,41 | 0,39 | 0,33 | 0,29 | 0,24 | 0,17 | 0,13 |
| sommar | 0,40           | 0,39 | 0,38 | 0,44 | 0,43 | 0,37 | 0,33 | 0,28 | 0,19 | 0,13 |

Vid körning i kuperad terräng påverkas realiserbar acceleration och retardation av vägens lutning, men det tar tabellvärdena inte hänsyn till. Det hade i princip varit möjligt att studera retardations- och accelerations*krafterna* i stället, men eftersom känsligheten är hög för de konstaterat osäkra lutningsvärdena har detta inte genomförts.

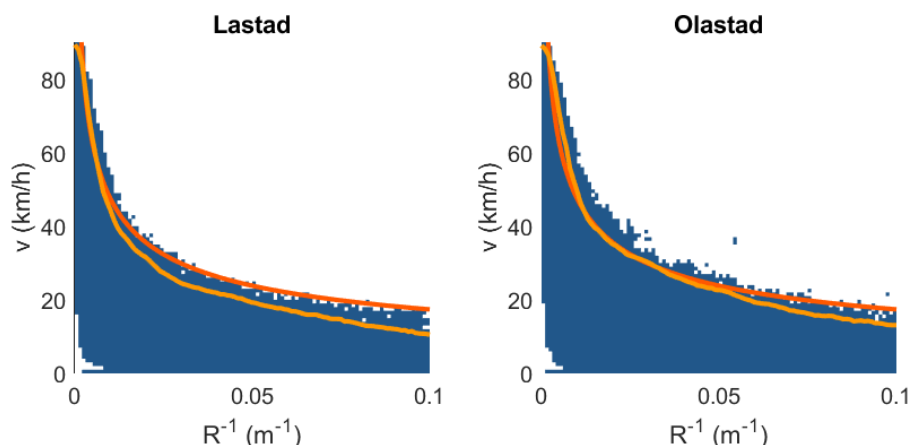
### Kurvradiens inverkan på maximal fart

Vägens krökning sätter en tydlig gräns för hur fort fordonet kan framföras med hänsyn till säkerhet och komfort. Data från loggningen ger grundmaterial för ett empiriskt samband mellan krökning och maximal hastighet. I princip skulle det räcka med att, för varje krökning inom ett litet intervall, läsa av den maximala observerade hastigheten. Den hanteringen fungerar dock inte i praktiken, eftersom avläsningarna skulle motsvara extremvärden som inte är representativa för normalt förarbeteende. Dessutom skulle det bli ett stort genomslag för felaktiga värden för krökningen beroende på enstaka missar i positionsangivelsen för fordonet. I stället krävs en mer sofistikerad behandling av data.



Figur 7. Histogram över sannolikheten att en fart i ett intervall med bredd 1 km/h förekommer givet en viss krökning  $K=1/R$  hos vägen. Data visas lastat (röd) och olastat (blå) fordon.

I Figur 8 visas tvådimensionella histogram för fördelningen av hastighet för olika vägkrökningar  $K$  ( $1/\text{kurvradie}$ ). Radien har beräknats utifrån fordonets loggade koordinatspår<sup>1</sup>. Det statistiska materialet är för vinterperioden 200101–200228 och har behandlats så att antalet observationer i varje intervall av storlek  $1 \text{ km/h} \times 0,001 \text{ m}^{-1}$  har räknats. Därefter har det för varje krökningsintervall gjorts en normering mot totala antalet observationer (alla observerade hastigheter) i krökningsintervallet. På så vis blir resultaten för olika krökningar jämförbara trots att antalet observationer för olika krökningar skiljer sig kraftigt; fordonen befinner sig oftare på svagt krökt väg än på kraftigt krökt väg. De endimensionella histogrammen i Figur 7 kan tolkas som utsnitt ur histogrammen visande sannolikheten för fartobservationer i varje intervall på  $1 \text{ km/h}$ . Som synes observeras för en given krökningsradie varierande farter med i mycket grova drag jämförbar sannolikhet. (Undantagen är de rakaste vägarna då farten ofta ligger kring  $80 \text{ km/h}$ , och de tväraste krökarna då närmast gångfart gäller.) När farten ökar avtar sannolikheten snabbt mot noll. Ett sätt att hitta ett värde för den praktiska maxfarten för varje krökning är att tröskla histogrammen på någon nivå och utifrån den binära representation som då uppstår välja den högsta förekommande farten. Syftet med trösklingen är att sortera bort fart/krökningsförekomster som är ovanliga på grund av att de antingen är ”vildar” i mätserien eller stammar från tillfälliga överilningar i körningen. Den principiella svårigheten med metoden är naturligtvis att hitta en lämplig tröskelnivå. Eftersom sannolikheten minskar snabbt över en viss fart kommer resultatet dock inte att vara speciellt känsligt för valet.



Figur 8. Samband mellan kurvatur och fart för ett fordon. Den röda kurvan representerar maxfart enligt Trafikverkets formel. De gula kurvorna visar genomsnittligt värde för alla projektfordon i lastat respektive olastat tillstånd.

Trafikverket använde tidigare ett semiempiriskt samband mellan fart, kurvradie och skevning (VV Publikation 2004:80),

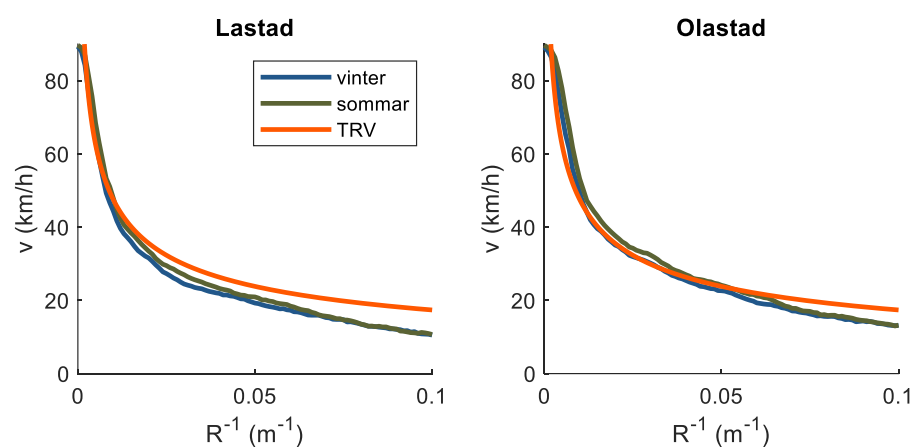
$$R > \frac{v^2}{(0,28e^{\{-0,0096V\}} + E)g}.$$

Här är  $R$  kurvradien,  $v$  farten i m/s,  $V$  farten i km/h och  $E$  skevningen i procent. Sambandet utgick ifrån ett förväntad friktionstal och empiriska data för acceptabel sidoacceleration. Det visar sig att värden beräknade enligt Trafikverkets ekvation

<sup>1</sup> En andragsgradskurva anpassad till longitud- respektive latitudkoordinaterna för nio konsekutiva koordinatpunkter visade sig ge en bra kompromiss mellan lokalitet och känslighet för brus i GNSS-signalen.

stämmer ganska väl med observationer från histogrammen. Den röda kurvan i Figur 8 är beräknad för 0 graders skevning. Som synes underskattar beräkningen den maximala farten något för svagt krökta vägar, vilket sannolikt beror på att kurvor ofta har en gynnsammare skevning och kan passeras med högre fart. Det gäller i synnerhet när fordonen är olastade.

Histogrammen i Figur 8 representerar ett enskilt fordon. Det är rimligt att olika fordon och förare beter sig olika. Figur 28 och Figur 29 (Bilaga A), som visar histogram för 20 av projektfordonen, antyder vilken variation som kan förväntas mellan olika fordon. För att få en representativ och kvantitativ beskrivning av samtliga i försöket ingående fordon kan enveloppen till varje fordons K-v-diagram tas fram, varefter ett genomsnittligt värde för varje krökning kan beräknas. Resultatet av en sådan bestämning visas i Figur 9.

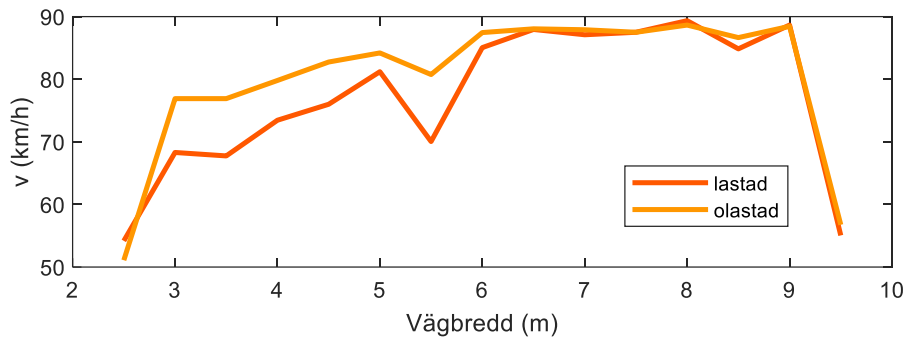


Figur 9. Empiriskt samband mellan kurvatur och fart. Farten är högre vid tomkörning än vid lastkörning och marginellt högre sommartid än vintertid.

Utöver själva kurvradien spelar som nämnt vägbanans skevning (även dosering eller bankning) i kurvan roll, liksom fordonets beskaffenhet och väglaget. En brist både vid datainhämtningen och senare körsimuleringen är att information om skevningen saknas. De maximala observerade hastigheterna för olika radier borde därför motsvara optimal skevning, vilket i det enskilda fallet kan vara för optimistiskt. Frågan är då hur kurvradiens påverkan på farten ska hanteras. Tills data om skevning finns tillgänglig måste varje kurva helt enkelt behandlas som gynnsam beträffande skevningen, vilket förmodligen stämmer väl på vägar av hög standard men kan vara för optimistiskt i genomsnitt för vägar av sämre standard.

### Inverkan av vägbredd

Inverkan av vägbredd på maximal fart bestäms på samma sätt som sambandet mellan kurvradie och fart. Ett histogram över fart/vägbredd trösklas på lämplig nivå för att finna maximal fart givet vägbredden. Fordonsvisa resultat visas i Figur 30 och Figur 31 (Bilaga A).



Figur 10. Maximal fart för olika vägbredder.

Här uppstår problem. Visserligen är tendensen klar: maxfarten är lägre på smalare vägar. Dock förekommer höga farter ofta, även på de smalaste vägarna. Omvänt verkar maxfarten gå ner på de bredaste vägarna. Förklaringen är att uppgiften om vägbredd i NVDB inte alltid är tillförlitlig. Speciellt gäller detta på enskilda vägar, som står för större delen av datamaterialet, på vägar smalare än 4 m. Notera att data för vägar smalare än 3 m helt saknas för flera av fordonen. De senare är verksamma i Norrland, vilket kan sägas stämma med föreställningen att vägstandarden här är högre än i Svealand och Götaland.

### Siktsträcka

Siktsträcka och möjlighet att stanna inför oförutsedda hinder är två mycket viktiga faktorer för säker körning. Vid jämförelse mellan simulerade och observerade körprofiler utan hänsyn till siktsträckan uppträder, särskilt på höga väglklasser, ofta stora skillnader. Det kan antas att dessa ofta beror på dålig sikt (ojämn vägyta kan vara en annan orsak).

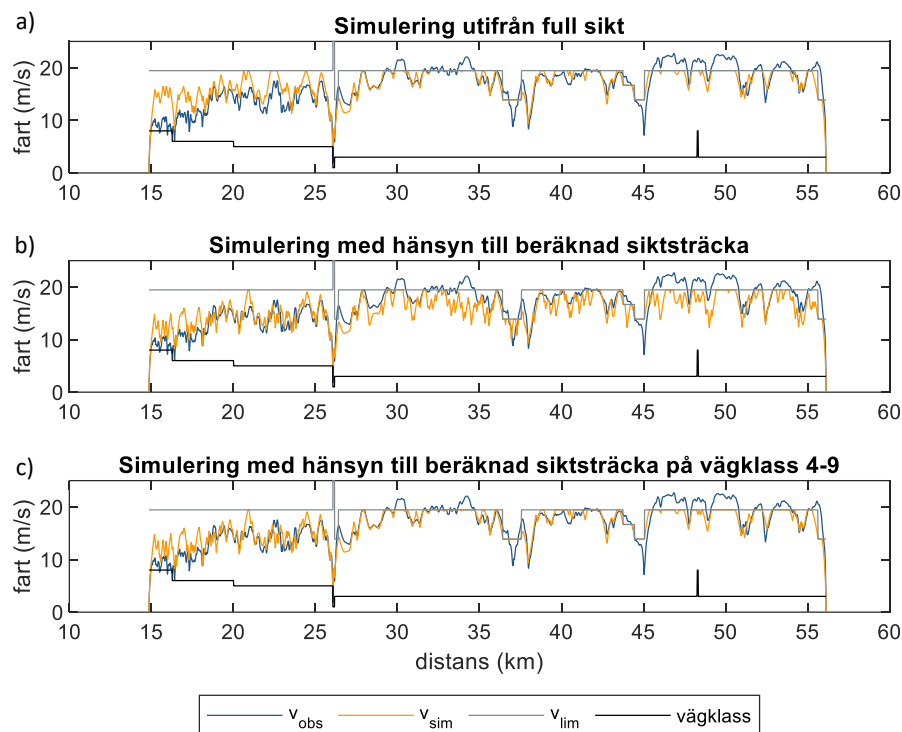
I princip måste föraren ha möjlighet att stanna inom den synliga delen av den framförvarande vägen. I praktiken kan detta inte alltid uppfyllas, då siktsträckan kan ändras abrupt på ett svårförutsägbart vis. I sådana fall är det rimligt att föraren nöjer sig med en försiktigare inbromsning (snarare än en tvärbromsning) för att bättre motsvara säker fart med avseende på sikten. Utifrån uppgift om siktsträcka, maximal retardation i ett nödläge och någorlunda komfortabel retardation om farten är för hög i förhållande till siktsträckan, kan inverkan av den senare modelleras på följande heuristiska sätt: Om farten i något läge överskrider det högsta värde

$$v_{sikt} = \sqrt{2Sa^{em}}, \quad (6)$$

som medger att man hinner stanna inom siktsträckan  $S$  genom tvärbromsning (acceleration  $a^{em}$ ), påbörjas en inbromsning med "rimlig" retardation ( $a^b$ ). Inbromsningen fortsätter så länge som krävs. Matematiskt implementeras detta genom att låta  $a^b$  vara maximal acceleration (som alltså är negativ) vid framåtsvepet, vilket alltså skiljer sig från hanteringen av fartsänkning inför kurvor och sänkt fartbegränsning.

Modellen förutsätter kännedom om siktsträckan  $S$ , vilken saknas i NVDB. I stället måste  $S$  beräknas utifrån vägens bredd och topografi samt väggatans bredd. Även här finns praktiska problem, då data om de två förstnämnda är behäftade med stora osäkerheter och den sistnämnda saknas helt. På bra vägar (väglklass 0–3) kan man utgå från att vägområdet uppfyller alla specifikationer eller att siktsträckan över huvud taget inte är en

begränsande faktor för farten. På högre (sämre) vägklasser är man däremot hänvisad till beräkningar utifrån existerande information och antaganden.



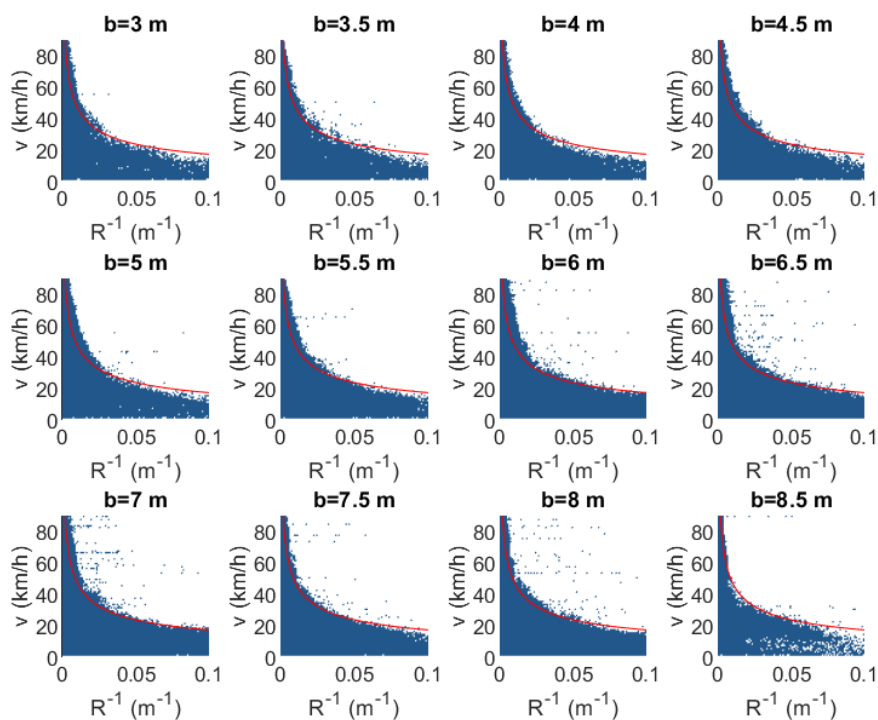
Figur 11. Inverkan av beräknad siktsträcka applicerad i olika omfattning. Kurvorna avser observerad hastighet, simulerad hastighet, hastighetsbegränsning samt vägklass enligt NVDB.

Figur 11a visar en jämförelse mellan en observerad hastighetsprofil och två simuleringar, varav den ena är gjord utan hänsyn till siktsträcka, och den andra med hänsyn till beräknad siktsträcka längs hela rutten. I diagrammet är även skyltad hastighet och vägklass indikerade. Som synes skiljer sig simuleringen från verkligheten ganska mycket i början av färden (vägklass 5–8), medan god överensstämmelse råder för resten av resan (visst överskridande av maxfart sker dock). Om hänsyn tas till beräknad siktsträcka blir resultatet som i Figur 11b. Här har överensstämmelsen förbättrats för de högre vägklasserna på bekostnad av de lägre. Noggrannheten i simuleringen ökas alltså om siktsträckeberoendet inkluderas delvis (förslagsvis på vägklass 4–9, som i Figur 11c, vilket verifierats med en masstest). Den stora osäkerheten beträffande den faktiska siktsträckan gör att det i nuläget knappast är fruktbart att statistiskt försöka ta fram parametrar för siktsträckans inverkan på förarbeteendet. Det kan dessutom antas att kort siktsträcka statistiskt tenderar att sammanfalla med ojämn vägyta och snäva horisontalkurvor, vilket ökar svårigheten att separera effekterna kvantitativt.

### Kombinerad inverkan av kurvradie och vägbredd

Ett försök gjordes även att dela upp kurvradieberoendet efter vägbredd. Trots det enorma dataunderlaget visade det sig dock att det statistiska materialet per fordon var för litet för att ge användbara resultat, eventuellt under inverkan av brister i informationen om vägbredd. Kombinerad statistiken från alla fordon (Figur 12) visar det sig kvalitativt att farten hålls nere i tvärs kurvor mer på smala vägar än på breda vägar, men att skillnaden mellan olika vägbredder inte är stor för svaga kurvor.

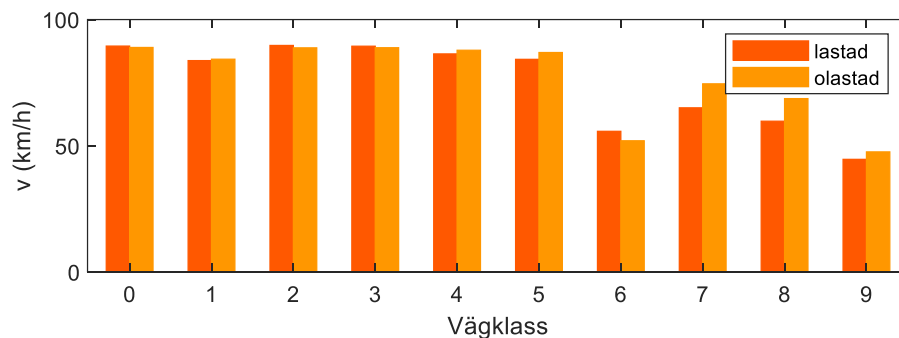
På det enskilda vägnätet spelar faktisk geometrisk standard säkerligen en stor roll. En väg byggd enligt Skogsstyrelsens anvisningar (Skogsstyrelsen 2011) med vederbörlig breddökning bör kunna passeras i högre fart än om breddökningen är otillräcklig (vilket inte sällan är fallet). Siktsträckan är också en faktor relaterad till vägbredd. Eftersom information på denna detaljnivå saknas är det svårt att hantera den kombinerade inverkan av kurvradie och vägbredd vidare.



Figur 12. Maximal hastighet utifrån vägbredd och kurvighet. Den röda kurvan representerar maxfart enligt Trafikverkets formel.

### Funktionell vägklass

På samma sätt som för de andra företeelserna gjordes en koppling mellan maxfart och funktionell vägklass. Resultatet visas i Figur 13 och avser ett medelvärde av vinter- och sommarförhållanden för hela fordonspopulationen.



Figur 13. Samband mellan funktionell vägklass och maxfart.

För vägklass 0–5 är observerad maxfart som man kan förvänta ungefär 80 km/h. Vägklass 6 omfattar de statliga vägar som har lägst standard och vissa kommunala vägar där hastighetsbegränsningen är högst 50 km/h. Detta avspeglas tydligt i diagrammet. På det enskilda vägnätet, som till allra största delen tillhör vägklass 7–9, är hastighetsbegränsningen normalt 70 km/h. Det är framför allt på stomvägar (funktionell vägklass 7) som det går att utnyttja maximal laglig hastighet. På de sämsta vägarna (klass 8 och 9) är observerad maxfart lägre. Av detta framgår att det i praktiken bara är på vägklass 7–9 som det är meningsfullt att införa en vägklasskomponent i simulatorn.

Egentligen finns inga tekniska skäl till att inkludera funktionell vägklass som fartbestämmande/-begränsande faktor, då föraren agerar utifrån vägens och omgivningens fysiska företeelser. Emellertid saknas direkt information om flera faktorer som begränsar farten (såsom siktsträcka) i NVDB, men indirekt kan sådana faktorer vara kopplade till vägklassningen. Som nämnt skadar det inte att lägga på en begränsningsfaktor ”i onödan”, eftersom den i värsta fall kommer att vara inaktiv.

### **Andra faktorer som påverkar farten**

Flera andra faktorer, som det idag saknas data om i materialet från NVDB, kan antas inverka på körhastigheten. En faktor som är betydelsefull på de sämsta vägarna är, som nämnt, ytjämnheten. Ett par av projektets förare har lyft problemet med vägar som är så ojämna att de får släpet att studsas. Effekten är störst när fordonet är olastat, vilket kan göra att föraren på en och samma sträcka tenderar att köra långsammare vid olastat än när fordonet är lastat. En sådan effekt kan också observeras statistiskt ur datamaterialet från Götaland, där vägstandarden generellt är lägre än i Norrland (Tabell 10).

Inverkan av vegetation bredvid vägen har berörts i samband med siktsträckan i kurvor. Rimligen bör växtlighet nära vägkanten ha en dämpande inverkan på maxfarten även på raksträckor, i synnerhet då vägen är smal. Det kan antas att detta är ett problem i första hand på vägklass 9 (nollvägar utan löpande underhåll), som utgör en liten andel av den totala körsträckan under en timmertransport.

Dagsljuset är en faktor som bör kunna påverka körhastigheten. Det är möjligt att inkludera en dagsljuseffekt i beteendemodellen, men användbarheten av en sådan funktion kan diskuteras om användningen är tids- och drivmedelskalkyler för transportplanering eller betalning. Eftersom de flesta fordon kör i skift kan man inte på förhand avgöra om dag- eller nattförhållanden råder för en viss transport.

Rådande väderlek kan (med begränsad precision) kopplas till försöksfordonen via data från SMHI, men liksom beträffande dagsljuset kan värdet av att inkludera en väderfaktor diskuteras.

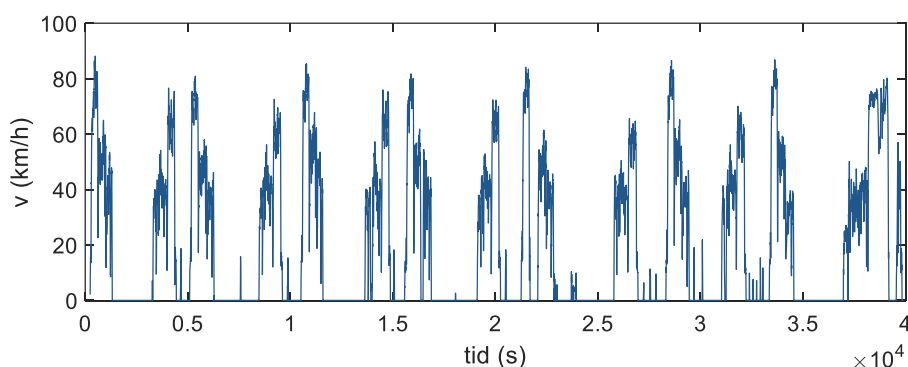
Studerar man körprofilen för många olika sträckor hittar man ibland avsnitt där farten är mycket lägre än vad som kan förklaras utifrån vägens egenskaper. I sådana fall ligger det nära till hands att anta att trafiksituationen varit styrande, att föraren avsiktligt hållit en låg fart för att anpassa en ankomsttid eller liknande.

### **Utvärdering av förarresponsmodellen**

För det tilltänkta användningsområdet ställs två krav på förarmodellen. Dels ska den med tillräcklig exakthet beskriva förväntade körtiden för en rutt, dels ska utdata ha tillräcklig kvalitet för att kunna användas för att prediktera energiåtgången. När det gäller exaktheten består denna av två delar. För det första vill man naturligtvis så nära som möjligt träffa rätt för en enskild rutt. Som nämnt kan man dock inte förvänta sig att

körtiden blir precis den samma när en sträcka trafikeras flera gånger ens om föraren och kringförutsättningarna är lika. Den variabiliteten sätter den yttersta gränsen för vilken noggrannhet som går att få i en förarresponsmodell. För det andra kräver man att modellen i genomsnitt träffar rätt. Den egenskapen är fundamental för modellens användbarhet när det gäller prediktion över tid, men å andra sidan är denna väntevärdesriktighet i princip trivial att få till stånd. Om ett tillräckligt stort och representativt dataset används kan man ta fram korrektionsfaktorer för körtid och drivmedel som ger rätt värden i genomsnitt för snart sagt vilken modell som helst.

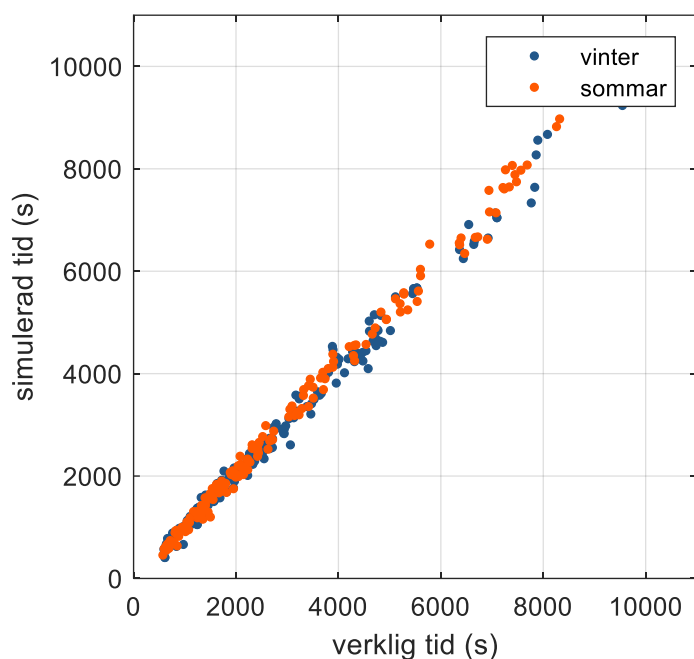
En illustration av hur stora variationer som naturligt förekommer ges av rutten nedan, som ligger i södra Västerbotten. Här har samma rutt på ca 12 km enkel väg trafikerats 6 gånger under loppet av 9 timmar den 31 maj 2021. Goda ljusförhållanden rådde. Den upprepade cykeln består av en halva med last, och en halva tomkörning.



Figur 14. Upprepad körcykel.

De lastade turerna tog 1146 s, 1145 s, 1250 s, 1140 s, 1178 s och 1196 s, varav turerna 1, 2, 4, och 5 är likvärdiga utan mellanstopp för lastningar. De tomma returerna tog 1198 s, 1078 s, 1305 s, 1754 s, 1143 s, och 1205 s, varav turerna 1, 2, 5 och 6 är likvärdiga. Det förekommer inga stopp för korsningar under någon av de jämförda rutterna. Här skiljer det drygt tio procent mellan kortaste och längsta tiden för att köra samma sträcka under (så vitt känt) likvärdiga yttre förhållanden. Ett skiftbyte bör dock ha skett, och sannolikt mellan fjärde och femte cykeln.

Förarresponsmodellen utvärderades genom att den applicerades på ett testdataset bestående av tio slumpmässigt utvalda körsekvenser av varierande längd för respektive projektfordon. Som sekvens betraktas en körcykel från stillastående till stillastående och där inga mellanliggande stopp är mer än 30 s. Sekvenserna hämtades från mitten av januari och mitten av maj för att representera vinter- och sommarförhållanden. För att få en rättvisande jämförelse begränsades hastigheten i testdatasekvenserna (vissa hastighetsöverträdelser förekom i materialet, även om det sällan rörde sig om mer än enstaka km/h) till maximal tillåten hastighet, vilket ligger till grund för benämningen ”verklig tid” i Figur 15 och Tabell 5. Resultatet visar i genomsnitt en liten överskattning av körtiden, men vi ser att det genomsnittliga felet ligger inom intervallet  $\pm 5$  procent. Mycket högre precision än så är knappast att vänta mot bakgrund av den naturliga körtidsvariation som observerats för repeterade rutter.



Figur 15. Jämförelse mellan verklig tid och simulerad tid för ett antal körcykler av varierande längd.

Tabell 5. Noggrannhet och precision för körsimulatorn applicerad på testdata.

|                           | Vinter        | Sommar        |
|---------------------------|---------------|---------------|
| Simulerad tid/verklig tid | 1,01          | 1,04          |
| RMS                       | 0,079         | 0,074         |
| Genomsnittligt absolutfel | 0,056 = 5,6 % | 0,058 = 5,8 % |

## En fordonsresponsmodell

### Responsmodellens syfte

Den finns en rad simuleringsverktyg för att beräkna fordons drivmedelsförbrukning med varierande detaljupplösning. Verktögen har olika syften. De med den högsta upplösningen innehåller detaljerade mekaniska modeller (VETO (Hammarström & Karlsson 1987), VECTO (Europeiska kommissionen 2019)) av drivlinan och används av fordonstillverkare bland annat för utveckling av växlingsalgoritmer och för miljöcertifiering. Andra verktyg har lägre detaljupplösning (HDM-3 (Watanatada m.fl. 1987), HDM-4 (Kerali 2004)) och syftar främst till att bedöma inverkan av infrastrukturella åtgärder, exempelvis ändrad fartbegränsning eller vägtextur, på energianvändningen i stort. Vissa av de mera detaljerade algoritmerna utgår från en önskad körcykel (ett "börvärde"), och beräknar energianvändningen för en tekniskt realiserbar cykel, som ligger så nära den önskade som möjligt. Det simulerade fordonet beskrivs av en lång rad parametrar och den tillgängliga noggrannheten är inte alltid lätt att finna uppgifter om. För VECTO uppges den enligt Europeiska kommissionen (2018)

till runt 3 procent, men det är inte helt tydligt vad siffran avser. Eftersom syftet med tids- och energikalkylatorn i detta projekt är att ta fram data på ruttnivå, vilket i de allra flesta fall innebär åtminstone 20 km körning, och för en mer generisk fordonsbeskrivning, valdes att ta fram en fordonsresponsmodell i samma anda som exempelvis HDM-4. En fördel med en enklare modell, som i stor utsträckning är baserad på fysikaliska principer, är att den är transparent och lätt kan implementeras i olika system för tids- och energiprognotisering. Det finns dock inget som hindrar att man i framtiden bygger ut eller helt byter ut fordonsresponsmodellen vid behov.

Fokus för den innevarande tillämpningen har inte varit att ta fram själva fordonsresponsmodellen, utan dess parametrar. Litteraturen ger mycket information om rull- och luftmotståndskoefficienter, liksom om drivlinans interna förluster. Problemet är att resultaten skiljer sig ganska mycket från varandra, troligtvis beroende på en kombination av varierande maskinell utrustning och försöksförhållanden.

Luftmotståndet är en viktig faktor för energiekonomin, men det är inte helt enkelt att kvantifiera genom laboratorieförsök. Det beror bland annat på att resultatet påverkas av vinden, som ju tenderar att variera avsevärt både vad gäller styrka och riktning. Ett representativt medelvärde måste därför beräknas utifrån någon modell för vindens variation.

Rapporterade värden på rullmotståndskoefficienten för ett lastbilshjul kan variera med en faktor två, och eftersom rullmotståndet är den enskilt största förlustkomponenten (förutom de termodynamiska förlusterna i motorn) vid färd med konstant fart får parameterosäkerheten en stor betydelse. En svårighet är att kontrollerade laboratoriestudier som görs för att få värden med hög noggrannhet inte alltid är representativa för verkliga driftsförhållanden. Som exempel kan åter igen nämnas rullmotståndskoefficienten för ett hjul. Den kan naturligtvis bestämmas för ett visst däck, och för olika snedställningsvinklar, men för att resultaten ska vara användbara krävs ett mått på hur snett hjulen i praktiken står på fordon i trafik. Samma resonemang gäller andra parametrar.

Eftersom syftet med hela förbrukningsmodellen inte är att beskriva individuella fordon, utan genomsnitt för populationer kvarstår då att göra stora statistiska studier av en skala som detta arbete är det första i sitt slag att genomföra.

## Fordonsresponsmodellens funktion

Fordonsresponsmodellen utgår från det momentana effektbehovet i varje ögonblick. Effekten behövs för att övervinna rull- och luftmotstånd, tyngdkraften via vägbanans lutning och för att accelerera fordonet. Dessutom åtgår effekt för att övervinna friktionen i drivlinan samt för att driva kringkomponenter så som fläkt, generator, vattenpump och så vidare. Den nödvändiga effekten levereras av den termokemiska energiomvandling som sker i motorn, vars verkningsgrad i praktiken varierar med motorvarvtal och moment. Med kännedom om drivmedlets specifika energi går det slutligen att beräkna det momentana drivmedelsflödet, som krävs för aktuell fart och acceleration.

Tabell 6. Använda symboler och beteckningar. \* betecknar varierande värde på en given storhet.

| Symbol                                | Storhet                   | Enhet             | Typiskt värde |
|---------------------------------------|---------------------------|-------------------|---------------|
| $C_r$                                 | Rullmotståndskoefficient  | -                 | 0,006         |
| $C_d$                                 | Luftmotståndskoefficient  | -                 | 0,8           |
| $F_{rr}$                              | Rullmotståndskraft        | N                 | 1–5 kN        |
| $A$                                   | Frontarea                 | m <sup>2</sup>    | 10,4          |
| $N$                                   | Normalkraft               | N                 | *             |
| $m$                                   | Fordonets massa           | kg                | 17–74 ton     |
| $m_{\text{rot}}$                      | Roterande massa           | kg                | 1400          |
| $m_{\text{eff}} = m + m_{\text{rot}}$ | Effektiv massa            | kg                | *             |
| $v$                                   | Fart                      | ms <sup>-1</sup>  | *             |
| $a$                                   | Acceleration              | ms <sup>-2</sup>  | *             |
| $\rho$                                | Luftens densitet          | kgm <sup>-3</sup> | 1,2           |
| $\vartheta$                           | Temperatur                | °C                | *             |
| $g$                                   | Jordaccelerationen        | ms <sup>-2</sup>  | 9,82          |
| $z$                                   | Höjdvärde                 | m                 | *             |
| $\alpha$                              | Vägbanans längslutning    | -                 | *             |
| $t$                                   | Tid                       | s                 | *             |
| $L$                                   | Sträcka                   | m                 | *             |
| $V$                                   | Volym                     | L                 | *             |
| $U$                                   | Energidensitet i bränslet | MJL <sup>-1</sup> | 35            |
| $\eta$                                | Verkningsgrad             | -                 | *             |
| $H$                                   | Marginalverkningsgrad     | -                 | 0,45          |

Det momentana effektbehovet  $P$  ges av

$$P = m_{\text{eff}}av + mgv \sin \alpha + C_r mgv + C_d A \frac{\rho v^3}{2}. \quad (7)$$

De delar av effekten som motsvarar interna förluster och kringutrustning består dels av sådana som varierar med motorvarvtal (viskösa friktionsförluster, pumpförluster, generator) och uttagen motoreffekt (friktionsförluster, kylfläkt, generator), dels sådana som är mer eller mindre konstanta (luftkonditionering). I de fall ett beroende finns är det inte alltid direkt. Kylfläkten startar vid behov, som initieras av ökat effektuttag under en tid. Generatoren levererar ström till ekipagets olika komponenter och laddar batteriet med en laddström som påverkas av motorvarvtalet. Karaktären av interna förluster och kringutrustning är sådan att effekten av dem kan inkluderas i en effektiv verkningsgrad i omvandlingen kemisk energi – mekanisk effekt på drivhjul.

Fordonsresponsmodellen innehåller ett relativt begränsat antal parametrar för att karaktärisera ett fordon. Utifrån högupplösta data loggade från fordonens CAN-bus, positionsbestämning från GNSS samt information från NVDB vore det naturligt att bestämma de olika parametrarna via ett minsta-kvadratförfarande genom att jämföra

beräknat och observerat bränsleflöde. Det visade sig dock att det uppkomna systemet är för illakonditionerat (liten störning i indata ger stort fel i lösningen) för att kunna ge rimliga värden på parametrarna ens med mycket stora dataserier (flera månaders data). Problemet ligger i att data om vägbanans höjdvärden från NVDB är behäftade med förhållandevis stora fel. En felvisning på runt 10 m är inte ovanlig. Felen i två näraliggande punkter är inte oberoende av varandra, men tyvärr långt från systematiska, vilket leder till stora problem vid beräkning av vägbanans lutning. För att ge en uppfattning av vilken betydelse fel i den beräknade lutningen har, kan man betänka att rullmotståndstalet för ett bra lastbilsdäck är ca 0,005, vilket bjuder ett motstånd motsvarande det ett motlut på 0,5 m per 100 m ger. Det uppkomna ekvationssystemet har nära nog ett nollrum (det finns många lösningar som uppfyller ekvationen nästan lika bra), och visserligen kan det argumenteras att det inte spelar någon roll så länge modellens prediktionskraft är bra, det vill säga att beräknat bränsleflöde är korrekt. En modell vars parametrar inte är fysikaliskt rimliga (med exempelvis negativ luftmotståndskoefficient) utgör dock ett problem om modellens indata skiljer sig mycket från dem som användes som träningsdata. Dessutom blir det problematiskt att uppdatera parametrarna separat. Modellen får ett begränsat värde som verktyg för att bedöma betydelsen av olika parametrar, då den kanske inte ens fungerar för att beräkna inverkan av marginella förändringar (exempelvis minskning av luftmotståndskoefficienten).

## Utrullningsstudie

En lösning på problemet med nära linjärt beroende mellan parametrarna är att dela upp identifieringen i två faser. I en första fas behandlas sekvenser av frirullning, då ekipaget endast påverkas av rull-, luft- och lutningsmotstånd. Frirullning karaktäriseras av att drivlinans motstånd i huvudsak är urkopplat genom att växellådan ligger i friläge, eller att kopplingen är aktiverad. Följande samband mellan de okända rull- och luftmotståndskoefficienterna samt fordonets massa, acceleration och väggradient gäller:

$$m_{eff}av + mgv \sin \alpha + C_r mgv + C_d A \frac{\rho v^3}{2} = 0. \quad (8)$$

Utifrån hastighets- och väggradientinformation längs konstaterade sekvenser av frirullning kan  $C_r$  och  $C_d$  bestämmas genom linjär regression. För en detaljerad beskrivning av proceduren hänvisas till von Hofsten och Noreland (2022).

Antagandet att drivlinan är urkopplad stämmer inte helt, eftersom slutväxel, fördelningslåda och växellåda fortfarande roterar med och erbjuder ett visst motstånd. Generellt gäller (Schlegel m.fl. 2009) att effektförlusten i en växellåda huvudsakligen utgörs av en friktionskomponent, som är proportionell mot den uttagna effekten, och en viskös komponent, som ungefär är proportionell mot varvtalen på roterande kugghjul. För en obelastad växellåda är friktionskomponenten mycket liten, medan den viskösa delen dominerar. Det viskösa förlustmomentet är proportionellt mot hastigheten och kan i princip inkluderas som en term i utrullningsekvationen. Det visade sig dock även här att noggrannheten i tillgängliga data inte räcker för att ge fysikaliskt rimliga resultat på termer som beror av  $v$  både kvadratiskt (luftmotstånd) och linjärt (visköst motstånd). Eftersom de viskösa förlusterna är små i förhållande till rull- och luftmotståndet försummas de i modellen. Effekten av dem kommer att uppgå i de andra termerna, även om beroendet av  $v$  egentligen inte är korrekt.

## Luftmotstånd

Luftmotståndet står för en stor del av energiförlusterna. Det bestäms vid vindstilla av fordonets frontalarea, luftmotståndskoefficienten, farten och luftens densitet. Att bestämma farten och densiteten, styrd av temperatur och lufttryck, var möjligt genom CAN-signaler. Däremot är frontalarean och luftmotståndskoefficienten svårtolkade i praktiken, eftersom det normalt blåser mer eller mindre. En motvind snett framifrån leder exempelvis både till att fordonets fart relativt vinden blir högre än relativt marken och att den effektiva frontalarean ökar. Dessutom ger sidvinden upphov till sidokrafter som ökar det effektiva rullmotståndet. Tillförlitliga uppgifter om vindhastighet saknas både för loggningsförsöken och vid användning av energimodellen, varför resultaten ska betraktas som praktiska medelvärden. Dessutom varierar både frontalarea och luftmotståndskoefficient med hur ekipaget är lastat. Ur ett luftmotståndsperspektiv utgör det olastade och det lastade ekipaget egentligen två olika fordon. Visserligen visar simuleringar (Karlsson m.fl. 2022) att luftmotstånden för lastat och olastat fordon är jämförbara, men variationen mellan olika fordonsindivider kan vara ganska stor. I lastat skick är skillnaden liten, men olastade fordon skiljer sig vad beträffar antal stakar och förekomst av kran. Fritt stående stakar bidrar påtagligt till luftmotståndet (von Hofsten & Noreland 2022).

## Rullmotstånd

Rullmotståndet för ett däck varierar mycket beroende på omständigheterna, även för ett och samma däck. Ett antal ganska noggranna modeller har gjorts för att ta hänsyn till faktorer såsom temperatur, däckmönster och fart. De är dock inte alltid användbara på populationsnivå, då de kräver ganska detaljerade data. I experimentella studier som finns rapporterade i litteraturen varierar resultaten beroende på vilket däck som undersökts. Mozharovskii m.fl. (2007) fann att rullmotståndet för personbilsdäck i stort är konstant upp till 80 km/h. En annan modell för rullmotståndskoefficienten för lastbilsdäck av radialtyp presenteras exempelvis av Wong (2008):

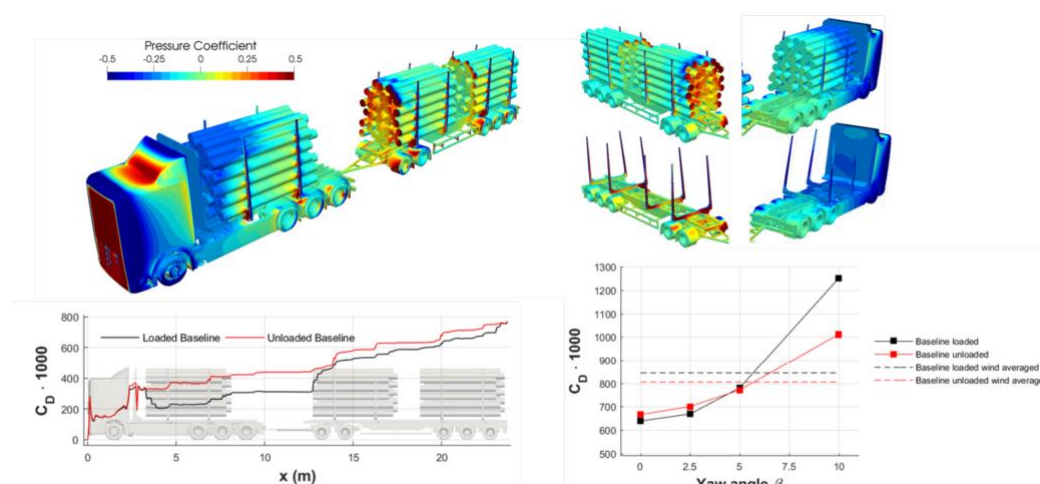
$$C_r = 0,006 + 0,23 \cdot 10^{-6} V^2$$

där  $V$  är farten i km/h. Det kan vara intressant att jämföra hur den kvadratiske termen av rullmotståndskraften  $0,23 \cdot 10^{-6} V^2 mg$  storleksmässigt förhåller sig till luftmotståndskraften, som varierar enligt sambandet  $f_a = C_d A \rho v^2 / 2$ . Luftmotståndstalet  $C_d A$  är ungefär  $8 \text{ m}^2$  för ett timmerekipage. Vid normalt lufttryck och temperatur motsvarar den kvadratiske delen av rullmotståndet storleksmässigt ett värde på  $1\text{--}3,5 \text{ m}^2$  för fordonsvikter mellan 20 och 70 ton. Det skulle alltså, enligt rullmotståndsmodellen ovan, vara en ganska betydande andel av den kvadratiske delen av motståndet som kan hänföras till däcken. Notera dock att beroendet inte är identiskt med luftmotståndets, eftersom det senare till skillnad från rullmotståndet är oberoende av fordonsvikten.

## Svårigheten att separera rull- och luftmotstånd

Trots den separata utrullningsstudien med ett minimum av obekanta parametrar (rull- och luftmotstånd för lastat respektive olastat fordon) visade det sig svårt att få konsistenta resultat trots stora datamängder. Den viktigaste orsaken är som ovan bristande noggrannhet i data om vägens höjdvärde. Om vikt och hastighet varierar i ett smalt intervall blir regressionsmodellen illakonditionerad, vilket gör att  $C_r$  och  $C_d$  kan få orimliga värden, även om de tillsammans ger god modellanpassning i minsta kvadratmening. Resultatet kan då bli ett mycket lågt värde på rullmotstånd medan luftmotståndet blir högt, eller vice versa. Under mycket kontrollerade förhållanden, som

von Hofsten och Noreland (2022) där höjdvärden tas fram med en noggrannhet på ett fåtal centimeter för en mycket begränsad teststräcka, går det att få konsistenta värden med liten varians över upprepade utrullningar. För det undersökta timmerfordonet (olastat ekipage bestående av treaxlig bil utan kran samt femaxlig vagn) erhöles  $C_r = 0,0074$  och  $C_D A = 8,2 \text{ m}^2$ . Luftmotståndet motsvarar för en frontalarea på  $10,4 \text{ m}^2$  en luftmotståndskoefficient  $C_D = 0,79$ , att jämföra med det värde på  $0,80$  som Matts Karlssons forskningsgrupp tagit fram genom CFD-beräkningar. Den goda överensstämmelsen i detta fall antyder att en eventuell  $v^2$ -beroende term hos rullmotståndet är försumbar i sammanhanget.



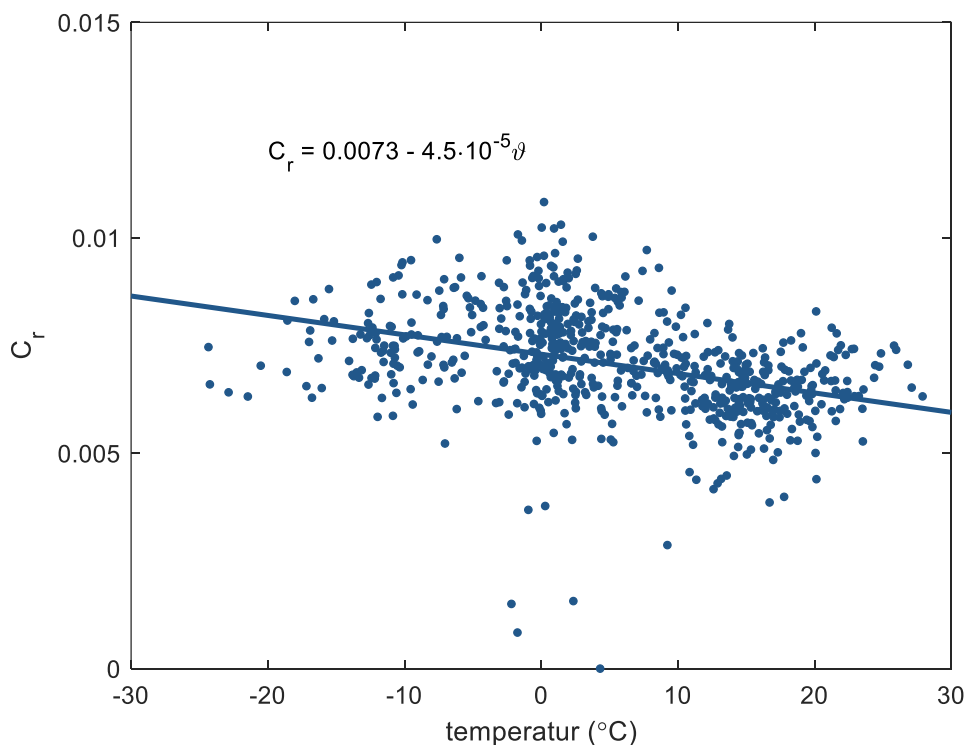
Figur 16. Tryckfördelning och luftmotstånd för timmerfordon vid olika anblåsningvinklar (Karlsson m.fl. 2022).

### Temperatures och lastens inverkan på rullmotståndet

Temperaturen är en annan faktor med stor betydelse för rullmotståndet. Hyttinen (2022) har undersökt rullmotståndets beroende av omgivningstemperaturen under laboratorieförhållanden och funnit en minskning med  $5,2 \cdot 10^{-5}$  per  $1^\circ\text{C}$ . I det innevarande projektet studerades hur rullmotståndet varierar med omgivningstemperaturen på populationsnivå. Inte heller här visade det sig möjligt att få rimliga värden om man inför ett okänt temperaturberoende i den allmänna utrullningsekvationen där både luft- och rullmotståndskoefficienter är okända. Om ett luftmotståndstal för fullastad timmerbil ansätts (det antas att alla fullastade timmerfordon har samma luftmotståndstal  $C_D A = 8,84$  efter (Karlsson m.fl. 2022)) fungerar dock regressionen. Man finner då ett beroende enligt Figur 17. Samtliga försöksfordon har här bidragit med 20 värdepar (temperatur, rullmotståndskoefficient). Minskningen i rullmotståndskoefficient är  $4,5 \cdot 10^{-5}$  per  $1^\circ\text{C}$ , vilket stämmer ganska väl överens med Hyttinen (2022). En förklaring till det något svagare avtagandet i vår studie skulle kunna vara att våta vägbanor, som ökar rullmotståndet, förekommer vid temperaturer över noll. En annan förklaring är att slumpmässiga fel i den oberoende variabeln (temperaturen) ger ett systematiskt fel mot noll för regressionskoefficienten om vanlig minsta-kvadratanpassning används (Levi 1973). Det går att ta hänsyn till detta, men det kräver information om variansen hos temperaturen.

Om man antar att luftmotståndet är lika för lastat och olastat fordon går det att genomföra regressionsanalysen med både rull- och luftmotstånd som obekanta. Figur 18

redovisar rullmotståndskoefficienter för asfalt och grus samt luftmotståndstal för de 19 fordon som bidrog med tillräckligt med data för utrullningsstudien. En gräns på 450 s utrullningstid på respektive underlag drogs. Därför saknas rullmotståndsvärden på grus för vissa fordon. Aggregerade medelvärden presenteras i Tabell 7.



Figur 17. Rullmotståndskoefficientens beroende av temperaturen på belagda vägar.

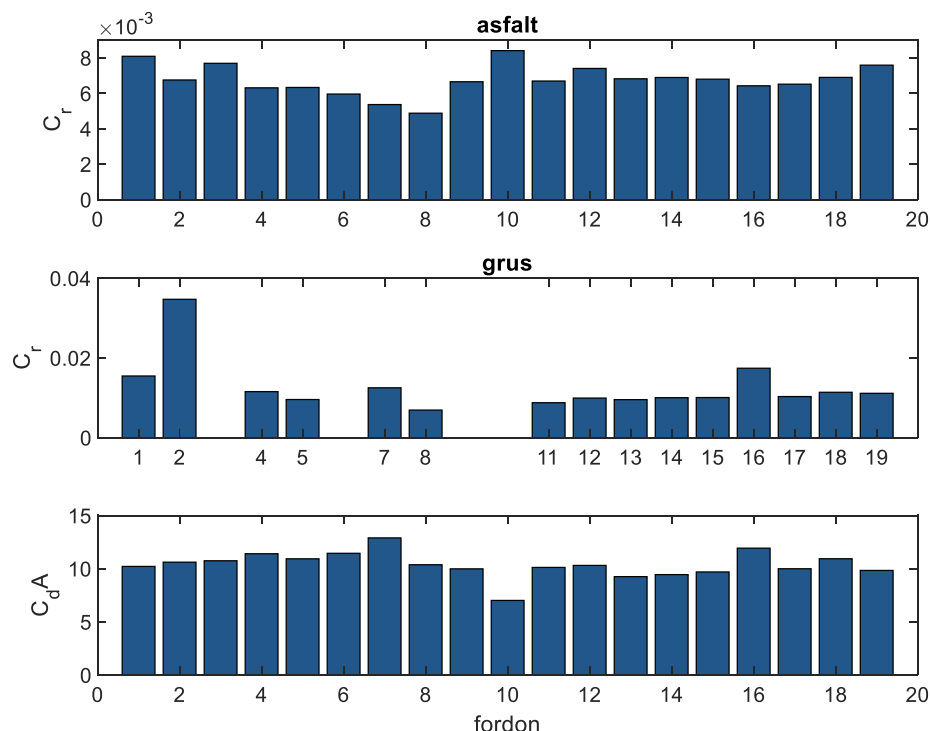
Tabell 7. Genomsnittliga värden på rull- och luftmotstånd från utrullningsstudien. Rullmotstånden är nivålagda mot 0 °C och ett avtagande på  $4,5 \cdot 10^{-5}$  per 1 °C. Luftmotståndet avser ett medelvärde av lastade och olastade fordon.

| $C_r$ , belagda vägar | $C_r$ , grusvägar | $C_d A$ (m <sup>2</sup> ) |
|-----------------------|-------------------|---------------------------|
| 0,00676               | 0,0126            | 10,4                      |

### Rullmotstånd på grusvägar

Det ligger i sakens natur att rullmotståndet på grusvägar både är högre och mer variabelt än på belagda vägar. Det beror både på raderingsmekanismen i kontakten mellan däck och väg och på viskoelastisk och plastisk deformation av slit- och bärlagret. Deformationseffekten är starkt beroende av tjälförhållanden och vattenhalt i vägkroppen, vilket gör att medelvärden för rullmotstånd på grusvägar inte alltid är representativa. Intressant är det höga värdet för fordon nr 2, som rullar i Götaland på vägar som sällan är tjälade. Dataunderlaget för utrullning på grusväg är någorlunda gott för det fordonet, och man kan konstatera att varken rullmotstånd på asfalt eller luftmotståndstal sticker ut speciellt mycket. Det höga rullmotståndet på grus är därför trovärdigt. (Även fordon 3, som verkar i samma område som fordon 2, uppvisar högt rullmotstånd på grus (0.02), men resultatet är otillförlitligt eftersom dataunderlaget bara är 61 sekunder.)

Dataunderlaget från utrullning på grusväg är generellt mycket mindre än från belagda vägar, och höjdvärdena ännu mer osäkra än på allmänna vägar. Därför bör resultaten tolkas med försiktighet.



Figur 18. Rullmotståndskoefficient (vid 0 °C) och luftmotståndstal för 19 projektfordon. Minst 400 s utrullningstid krävdes, varför rullmotstånd på grus saknas för vissa fordon.

### Andra faktorer som påverkas rullmotståndet

Den effektiva rullmotståndskoefficienten för hela fordonet påverkas av en rad faktorer utöver vad som bestäms av ett ensamt hjul under ideala förhållanden. Ojämnheter i vägbanan leder till transienta förluster genom stötdämpararbete. Dessa förluster kan modelleras (Karlsson m.fl. 2011), men modellerna kräver information om vägytans IRI, mikro- mega- och makrotextur. Sidokrafter är en källa till longitudinella krafter som uppträder som rullmotstånd. Ett hjul som bildar en vinkel  $\theta$  mot sin färdriktning utsätts för en kraft

$$F_{\theta} = C_{\theta} N \theta$$

parallellt med hjulaxeln. Eftersom kraften har en komponent i färdriktningen verkar den som ett extra rullmotstånd vars storlek uppgår till

$$F_{\theta r} = F_{\theta} \sin \theta \approx C_{\theta} N \theta^2.$$

Sidokrafter på hjulen är intressanta av två anledningar. För det första innebär de att sidokrafter på fordonet måste kompenseras av ett visst mått av snedställning på hjulen. Sidokrafterna uppkommer i kurvor, genom vägens bombering eller på grund av sidvind. De leder till en motståndskraft verkande mot fordonets färdriktning och varierar med kvadraten på sidokraften. För det andra uppkommer bromsande krafter på hjul som inte är linjerade med fordonets färdriktning. Av stabilitetsskäl pekar framhjulen något inåt (toe in), men övriga hjul på ekipaget är normalt parallella med fordonets längdaxel.

Linjeringsfel kan dock uppkomma exempelvis genom slitage i bussningar eller som resultat av körning över potthål, skarpa kanter och annat. Stora linjeringsfel märks genom ökat eller ojämnt däckslitage samt naturligtvis ökad bränsleförbrukning. Det finns skäl att vara observant på hjulinställningarna, då linjeringsfel kan komma smygande med en långsam försämring av driftsekonomi som följd. Ett annat symptom på felaktiga hjulinställningar kan vara en överdriven effekt av att lyfta axlar vid tomkörning. Det finns enligt vissa studier ett litet avtagande hos rullmotståndskoefficienten med normalkraften, vilket talar för att det totala rullmotståndet för ett ekipage kan minska om lasten koncentreras till färre axlar. Definitionen av en rullmotståndskoefficient utgår ifrån ett linjärt samband mellan axellast och rullmotstånd. Verkligheten kan alltså vara mer komplex. Det gäller enligt Michelin (2003) att  $F_{rr} \sim N^\beta$ , där typiskt  $\beta = 0,9$  för lastbilsdäck av supersingeltyp. Man kan därför uttrycka rullmotståndet som

$$F_{rr} = C_{r0} \left( \frac{N}{N_0} \right)^{\beta-1} N,$$

där  $C_{r0}$  är rullmotståndskoefficienten som mätts upp vid lasten  $N_0$ . Utifrån dessa antaganden skulle rullmotståndskoefficienten vara ca 14 procent högre för ett tomt ekipage än för ett lastat. Å andra sidan är variationen med hjullasten enligt andra studier (Ejsmont m.fl. 2016) mycket liten, eller till och med omvänd. Skulle en påtaglig effekt noteras är den i så fall snarast ett symptom på felaktiga hjulinställningar. Betrakta exempelvis en fyraxlig vagn där axlarna inte är parallella. Färd på rak väg med alla axlar i marken förutsätter då ett visst mått av radering. Lyfts en axel i respektive axelgrupp får vagnen möjlighet att snedställa sig på vägen "som en stövare" så att rullande axlar blir mycket nära parallella, även om linjeringsfelen är avsevärda.

När det gäller eventuella lyfta axlars effekt på modellparametrarna i energimodellen är den både liten och statistiskt svårhanterlig. Dels fanns ingen signal om vagnens axellaster att tillgå i de använda CAN-strömmarna, dels är effekten så liten att den med existerande datakvalitet inte skulle vara observerbar statistiskt i utrullningsstudien. Däremot skulle en längre bränsleuppföljning med alla axellaster som indata kunna ge besked om effekten av att lyfta axlar vid tomkörning. Det ska tilläggas att kunskapsläget om rullmotstånd för olika däck visserligen sedan länge är klart på ett generellt plan, men det är långt ifrån klart ur ett praktiskt perspektiv. Här finns utrymme för forskningsinsatser med potentiellt mycket stora vinster.

### Variation mellan olika ekipage

För att få en uppfattning av rullmotståndets variation mellan olika ekipage jämfördes den beräknade rullmotståndskoefficienten för lastade fordon. Luftmotståndstalet antogs vara det samma för samtliga fordon. Tabell 8 visar resultatet på asfalt för de fordon som levererade tillräckligt med data sommartid. Resultaten är nivålagda mot temperaturen 0 °C och ett avtagande på  $4,5 \cdot 10^{-5}$  per 1 °C har antagits. På ekipage 8, 11 och 13 var släpen försedda med singeldäck, övriga med dubbelmontage. En avsevärd variation noteras inom de två grupperna. Variationen mellan de högsta och de lägsta värdena – åtminstone 20 procent mellan jämförbara fordon – är så stor att den inte kan förklaras med felräkningar på grund av försummade skillnader i luftmotstånd mellan ekipagen. Inte heller bör skillnader i vägstandard vara förklaringen; Exempelvis verkade fordon 2 och 3 i samma områden. Samma gäller paren 4/5, 11/13, 16/17 respektive 18/19. Detta talar starkt för att variationen beror på skillnader som har med däck, hjulupphängning eller bromsarnas kondition att göra. (I utrullningsstudie med endast liten variation i vikt kommer linjeringsfel och påliggande bromsar att uppträda som ökat rullmotstånd.)

Totala utrullningstiden  $t_{utrull}$  visas också i tabellen. Statistiskt är materialet digert, möjligen med undantag för fordon 18, vars förare själv bekräftade att han tycker att det känns otäckt när maskinen lägger ur växeln i utförsbackar.

Tabell 8. Rullmotståndskoefficienten på asfalt för ett antal försöksfordon sommartid. Resultaten är nivålagda mot temperaturen 0 °C och ett avtagande på  $4,5 \cdot 10^{-5}$  per 1 °C.

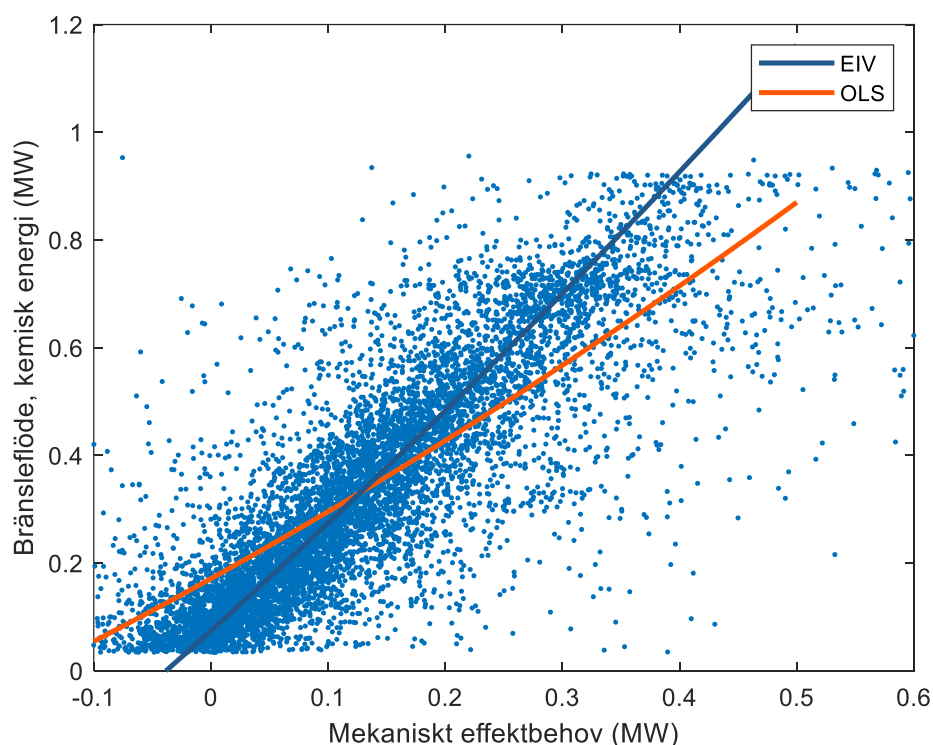
| fordon       | 2         | 3         | 4         | 5         | 7         | 8         | 9         |
|--------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $C_r$        | 0,0064    | 0,0076    | 0,0068    | 0,0064    | 0,0060    | 0,0049    | 0,0064    |
| $t_{utrull}$ | 51 841    | 37 020    | 20 879    | 29 369    | 22 078    | 18 264    | 8415      |
| <b>11</b>    | <b>13</b> | <b>14</b> | <b>15</b> | <b>16</b> | <b>17</b> | <b>18</b> | <b>19</b> |
| 0,0067       | 0,0060    | 0,0065    | 0,0064    | 0,0068    | 0,0062    | 0,0072    | 0,0077    |
| 36 613       | 18 302    | 21 239    | 43 013    | 32 987    | 74 581    | 767       | 35 241    |

En kommentar är på sin plats angående luftmotståndstalet och dess inverkan på resultatet i Tabell 8. Värdet 10,4 m<sup>2</sup> som presenteras i Tabell 7 är högre än det vindriktningstviktade medelvärde som anges i Karlsson m.fl. (2022). Den exakta mekanismen bakom skillnaden har inte gått att utreda vidare med tillgänglig indatakvalitet, men det finns flera tänkbara förklaringar. Det genomsnittliga värdet på 5 ° kanske inte är representativt, eller så är effekten av sidokrafter (de varierar med både fordonsvikt och hastighet) stor. Förekomst av en hastighetsberoende komponent i rullmotståndet är också en möjlighet. Ansätts värdet 10,4 m<sup>2</sup> i analysen bakom Tabell 8 fås något lägre värden (typiskt 0,0001 – 0,0002) för rullmotståndet, men de generella observationerna kring variationerna står fast.

## Bestämning av drivmedelsflöde från effektbehov

Data över momentant effektbehov och drivmedelsflöde ger underlag för den regressionsmodell vars syfte är att beräkna drivmedelsbehovet utifrån körcykeln. Figur 19 visar en skara mätpunkter som för ett av projektfordonen beskriver det kemiska energiflödet in i motorn som funktion av det mekaniska effektbehovet. Det kemiska energiflödet definieras som produkten av bränsleflöde (l/s) och energiinnehåll (J/l). Av variationen att döma bör ett andragradspolynom ge en god beskrivning. Regressionsanalysen är i princip ett lätt problem, men en detalj kräver särskilt beaktande. Både effektbehovet och drivmedelsflödet är mätdata som är behäftade med fel. Vid linjär regression med effektbehov som oberoende variabel och flöde som beroende variabel fås väntevärdesriktiga parameterskattningar vid förekomst av icke-systematiska, slumpvisa mätfel i flödet, enligt Gauss-Markovs teorem. Det gäller däremot inte vid fel i den oberoende variabeln (Levi 1973). I det aktuella fallet beräknas effektbehovet från bland annat vägens lutning, vilken är behäftad med ganska stor icke-systematisk osäkerhet. En direkt bestämning av ett andragradspolynom via vanlig minsta-kvadratanpassning (ordinary least squares, OLS) ger ett helt felaktigt resultat. Problemet med regression med fel i variabler är välkänt (men ofta förbisett) och kan hanteras, förutsatt att felet kan karaktäriseras i termer av varians (Griliches 1970). Dock är kravet på noggrannhet i beskrivningen av felet ganska stort. Eftersom den oberoende variabeln (effekten) är behäftad med stort fel av okänd varians, medan det slumpmässiga felet i den beroende variabeln (flödet) är litet och lättare att karaktärisera, valdes en annan väg: först görs en regression med flödet som oberoende variabel och effektbehovet som beroende variabel.

Därefter bestäms inversen till regressionsfunktionen för att ange flöde som funktion av effekt. Eftersom polynomisk regression är lätthanterlig bestäms ett tredjegradspolynom i regressionssteget. Önskan är att beskriva flödet som en andragsgradsfunktion av effekten, vilket inte låter sig göras som inversen till ett tredjegradspolynom annat än approximativt. Dock bör approximationen bli god eftersom beroendet mellan effekt och flöde avviker ganska lite från en rät linje. I Figur 19 visas resultatet av detta regressionsförfarande ("error in variables", EIV) som den blå kurvan. Den börjar vid ett flöde motsvarande 2,4 l/timme för ett effektuttag på noll, vilket stämmer väl med tomgångsförbrukningen. Därefter visar förbrukningen en växande och svagt konvex trend.

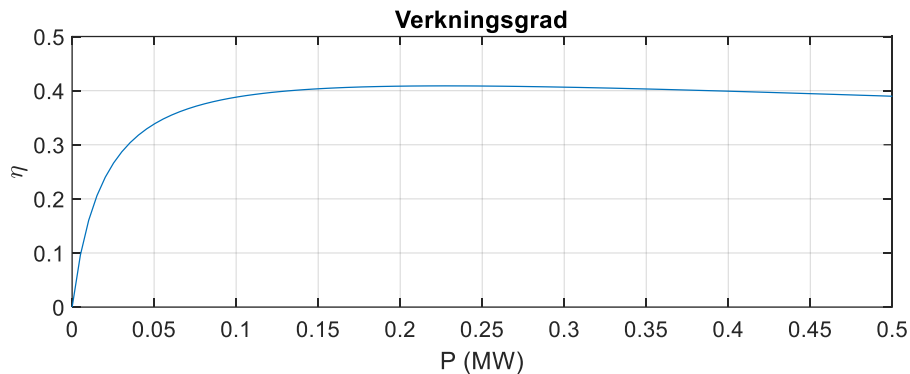


Figur 19. Kemiskt effektbehov från bränsleflödet som funktion av mekaniskt effektbehov.

Utifrån regressionsmodellen kan den kemiska verkningsgraden för drivlinan bestämmas. Figur 20 visar hur verkningsgraden varierar med effektbehovet för fordon. Kurvan är beräknad från det statistiskt bestämda sambandet

$$P_{kemisk} = 0,81P_{mek}^2 + 2,1P_{mek} + 0,042.$$

Det ska understrykas att den aktuella verkningsgraden avser hela drivlinan inkluderande motorns termiska verkningsgrad, olika förluster i motor, växellåda, fördelningslåda och bakaxlar samt energianvändning i kringutrustning. Verkningsgraden har ett maximum runt 0,40 vid 200 kW. Det är rimligt mot bakgrund av att maximala verkningsgraden för en lastbilsdieselmotor ligger strax över 45 procent (lite beroende på hur den definieras) och att friktionsförlusterna i kraftöverföringen är runt 15 procent.



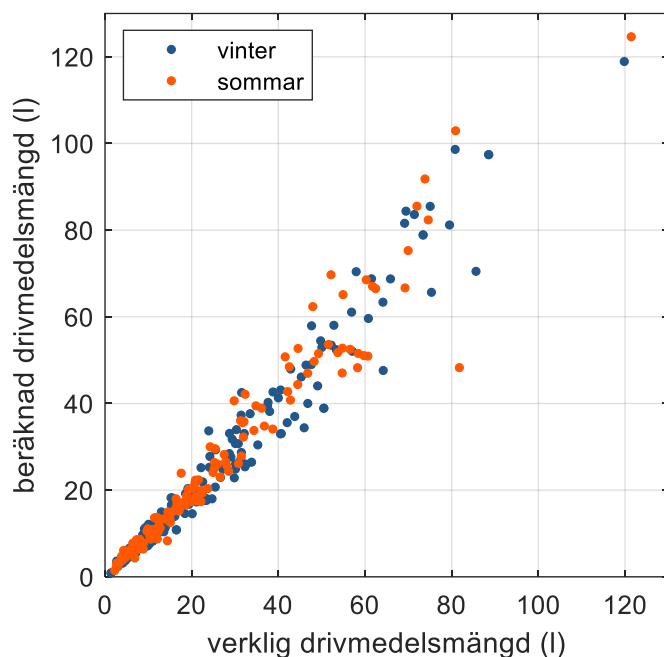
Figur 20. Genomsnittlig verkningsgradskurva.

Modellen är en grov förenkling av drivlinans karaktäristik. Verkningsgraden för hela drivlinan varierar med både varvtal och uttaget vridmoment, men detta beroende har reducerats bort i beskrivningen av drivlinan under antagande att motorn via sitt och växellådans styrsystem alltid arbetar vid för aktuellt effektbehov optimalt varvtal. Det kan antas att denna generaliserade beskrivning är mera precis för moderna automatväxlade fordon än för äldre manuellt växlade i det att motor- och växellådsstyrning är långt mer repeterbara än vad som kan uppnås med mänsklig styrning.

### Utvärdering av fordonsresponsmodellen

Fordonsresponsmodellen utvärderades genom att jämföra den från den simulerade körcykeln beräknade drivmedelförbrukningen med det uppmätta värdet för samma rutt. Samma testdata om tio slumpvis utvalda körcykler av varierande längd användes som för förarresponsmodellen, med ett undantag. Ett av försöksfordonen hade ett fel på motorstyrningen som gjorde att förbrukningen blev avsevärt högre än normalt. Det fordonet uteslöts från testdata.

Förbrukningen har beräknats utifrån samma genomsnittliga fordonsparametrar (rull- och luftmotstånd samt effektivitetskurva för drivlina osv.) för alla fordon, men med aktuell bruttovikt för varje respektive rutt.



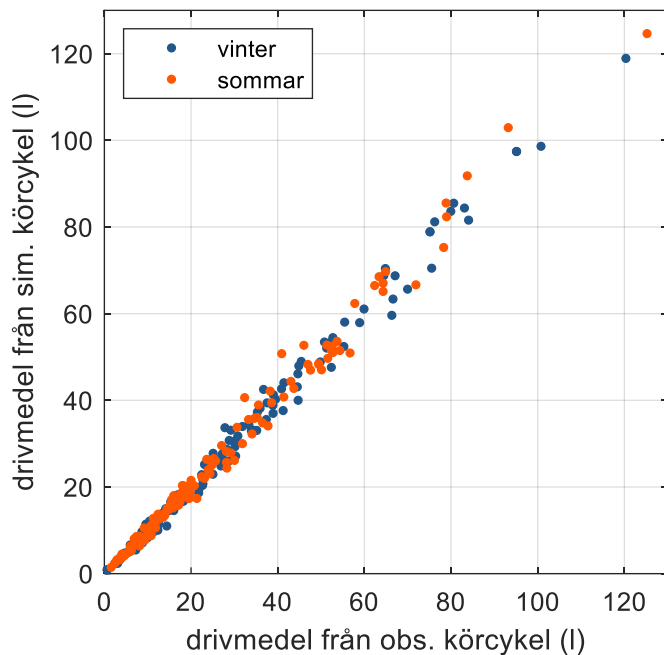
Figur 21. Jämförelse av verklig och beräknad drivmedelsåtgång för ett antal rutter av varierande längd.

Tabell 9. Noggrannhet och precision för drivmedelsbräkningen applicerad på simulerade körcykler av varierande längd, jämfört med observerad förbrukning på respektive körcykel.

|                           | Vinter      | Sommar      |
|---------------------------|-------------|-------------|
| Simulerad/verklig volym   | 0,989       | 1,01        |
| RMS                       | 0,161       | 0,148       |
| Genomsnittligt absolutfel | 0,14 = 14 % | 0,11 = 11 % |

I Figur 21 och Tabell 9 presenteras resultatet av utvärderingen. Som synes träffar kalkylen rätt i genomsnitt, men på körcykelnivå kan ganska stora avvikelser uppträda.

För att försöka isolera orsaken till de stora avvikelserna kan man studera om beräknad drivmedelsförbrukning skiljer sig beroende på om en observerad eller en simulerad körcykel används som indata. Figur 22 visar resultatet av en sådan jämförelse applicerad på testdatasetet. Här kan man konstatera att skillnaden mellan värdena i genomsnitt är under en procent. Variationen är hälften av i Figur 21 och "vildar" i dataserien förekommer inte på samma sätt.



Figur 22. Drivmedelsförbrukning beräknad från simulerad mot observerad körcykel.

Även för förbrukningen är det intressant att undersöka vilken naturlig variation som kan förväntas. Ett exempel ges av den upprepade körcykeln i Figur 14. De jämförbara lastade cyklerna 1, 2, 4 och 5 medförde en drivmedelsförbrukning på 9,70 l, 9,43 l, 9,83 l och 9,18 l. Tomkörningscyklerna 1, 2, 5 och krävde 6,88 l, 7,10 l, 6,72 l respektive 6,54 l. Här är skillnaden mellan högsta och lägsta förbrukning 9 procent över ruttens 12 km.

Bruttovikterna för de jämförbara lastade turerna var 60 t, 51 t, 59 t, samt 65 t. Högsta och lägsta förbrukning sammanfaller tydligen inte med rangen på bruttovikterna (lägsta förbrukning observerades för högsta bruttovikt!), så olika bruttovikter förklarar alltså inte variationen. Tvärtom hade variationen med allra största sannolikhet (högre bruttovikt medför nästan alltid högre förbrukning på en rutt) blivit ännu större om bruttovikten varit lika för alla cyklerna.

Angående kalkylen av drivmedelsåtgång kan sammanfattningsvis sägas att den ger ett osäkrare resultat än beräkningen av tidsåtgången. Detta är inte förvånande med tanke på att drivmedelskalkylen är ganska enkel till sin natur och i sin tur baserad på simulerade körcykler. Det förekommer relativt ofta orimligt höga värden på vägens lutning i indata, vilket påverkar energikalkylen menligt. Vid utvärderingen uteslöts sekvenser där lutningen överstiger 10 procent. Även om så branta backar kan förekomma är de mycket sällsynta. Trots uteslutningen kan man anta att felaktiga lutningsvärden är en källa till osäkerhet i energikalkylen. Lägg till detta de naturliga variationerna i energianvändningen, beroende på varierande fordonsegenskaper och förarbeteende, som kan vara avsevärda.

## Några uppmätta resultat

Här presenteras per fordon några driftsekonomiska data hämtade ur projektets insamlade datamängder. Syftet är att jämföra och visa på vilken variation man kan förvänta sig mellan olika fordon och över året.

### Bränsleförbrukning i medeltal för projektfordonen

Tabell 10 visar årsstatistik för lastad körning och tomkörning. Här syns en stor spridning även inom givna viktintervall.

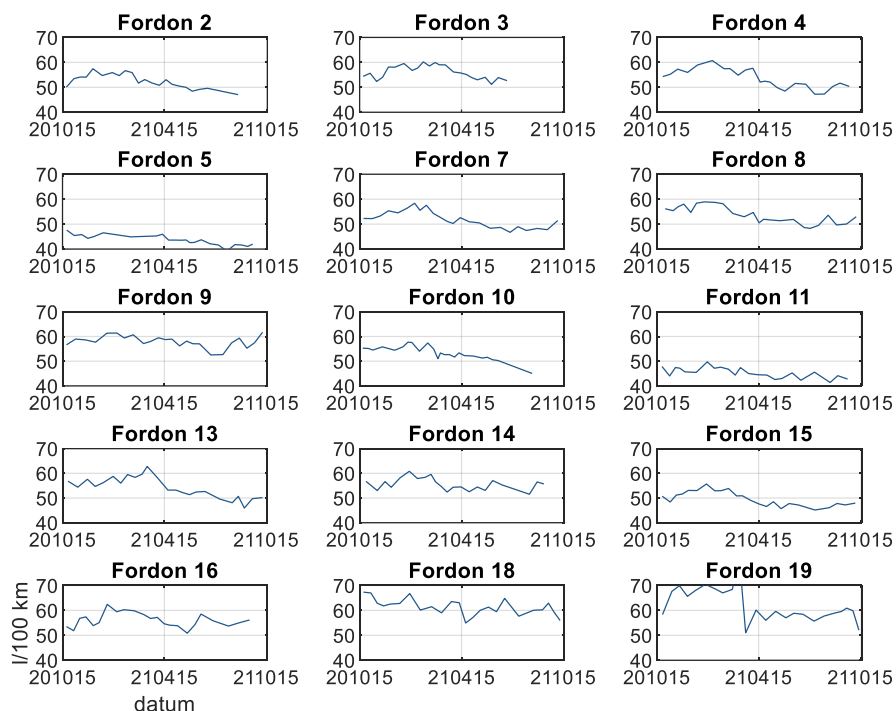
Tabell 10. Ett års statistik över vikter och förbrukning för försöksfordonen. Några av fordonen kunde av tekniska skäl inte leverera data för ett helt år.

| Ekipage | Medeltara-<br>vikt (kg) | Medelbrutto-<br>vikt (kg) | Förbr tom<br>(l/100 km) | Förbr last<br>(l/100 km) | Fart tom<br>(km/h) | Fart last<br>(km/h) |
|---------|-------------------------|---------------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------|---------------------|
| 1       | 23 069                  | 64 748                    | 46,0                    | 64,1                     | 56,5               | 59,2                |
| 2       | 22 600                  | 63 762                    | 38,9                    | 56,3                     | 55,9               | 55,8                |
| 3       | 22 504                  | 63 533                    | 40,9                    | 57,3                     | 52,5               | 57,0                |
| 4       | 22 509                  | 64 802                    | 40,5                    | 59,6                     | 64,6               | 60,5                |
| 5       | 17 831                  | 65 005                    | 33,6                    | 55,0                     | 63,9               | 63,6                |
| 6       | 17 872                  | 64 349                    | 35,0                    | 54,1                     | 65,5               | 61,5                |
| 7       | 19 100                  | 68 408                    | 40,1                    | 61,8                     | 63,0               | 59,2                |
| 8       | 19 044                  | 68 360                    | 40,4                    | 62,6                     | 69,8               | 59,1                |
| 9       | 18 633                  | 67 768                    | 41,7                    | 69,4                     | 62,9               | 59,7                |
| 10      | 18 303                  | 66 021                    | 40,1                    | 64,9                     | 62,9               | 58,5                |
| 11      | 19 873                  | 71 492                    | 37,2                    | 52,3                     | 63,9               | 57,1                |
| 12      | 22 454                  | 73 490                    | 47,0                    | 63,5                     | 59,6               | 56,9                |
| 13      | 21 643                  | 71 180                    | 42,7                    | 58,6                     | 61,6               | 56,9                |
| 14      | 20 064                  | 72 878                    | 44,3                    | 64,0                     | 63,5               | 61,7                |
| 15      | 19 972                  | 72 328                    | 38,9                    | 59,7                     | 64,2               | 61,7                |
| 16      | 19 823                  | 66 806                    | 42,2                    | 62,7                     | 60,6               | 57,5                |
| 17      | 18 916                  | 64 963                    | 40,8                    | 54,6                     | 64,0               | 61,9                |
| 18      | 23 115                  | 68 602                    | 45,9                    | 64,4                     | 58,3               | 54,3                |
| 19      | 22 663                  | 68 266                    | 44,6                    | 62,6                     | 56,9               | 54,7                |

### Bränsleförbrukning över året

I Figur 23 visas hur den genomsnittliga bränsleförbrukningen varierar över året. 15 fordon levererade data med tillräckliga överlapp i tiden för att en direkt jämförelse ska kunna göras. Genomsnitten avser både lastat fordon och tomkörning, och har beräknats

över tvåveckorsintervall. Man kan konstatera en skillnad på upp emot 20 procent mellan sommar- och vinterförhållanden. Fordon 19 sticker ut: den extrema förbrukningen fram till mars beror på ett sensorfel som fick bilen att regenerera partikelfiltret för ofta (aktiv regenerering innebär förbränning av partiklarna genom upphettning av filtret).

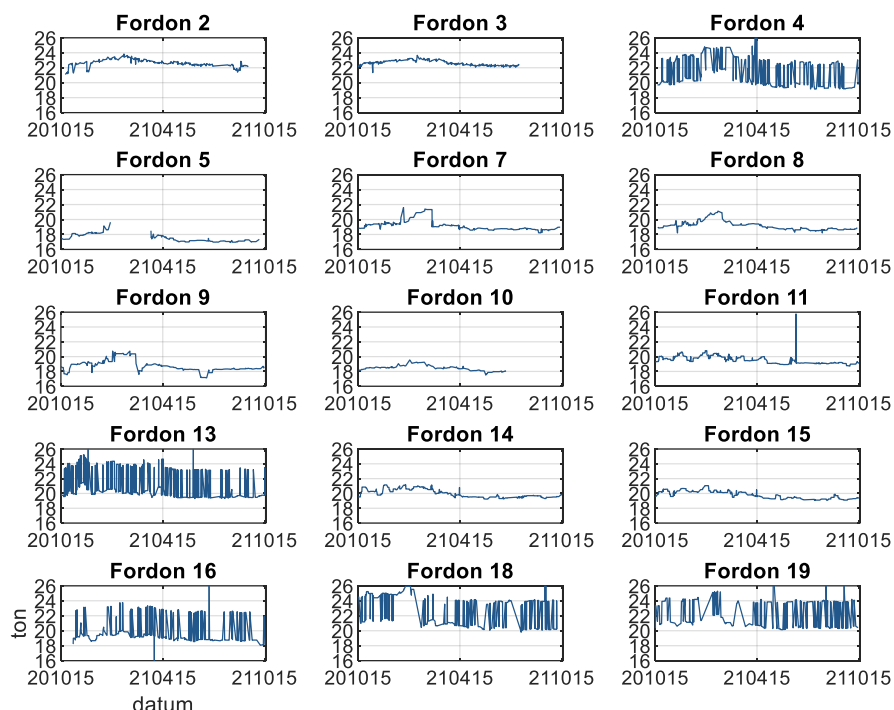


Figur 23. Bränsleförbrukning i l/100 km för ett antal fordon över ett år.

Mycket grovt räknat svarar ökat rullmotstånd för en ökad förbrukning på 3 l/100 km och ökat luftmotstånd till följd av högre luftdensitet för 1 l/100 km om temperaturen sjunker från 15 °C till -5 °C. (Uppskattningen är beräknad utifrån värden på rull- och luftmotstånd från det här projektet samt en verkningsgrad för drivlinan på 40 procent.)

## Tomvikt över året

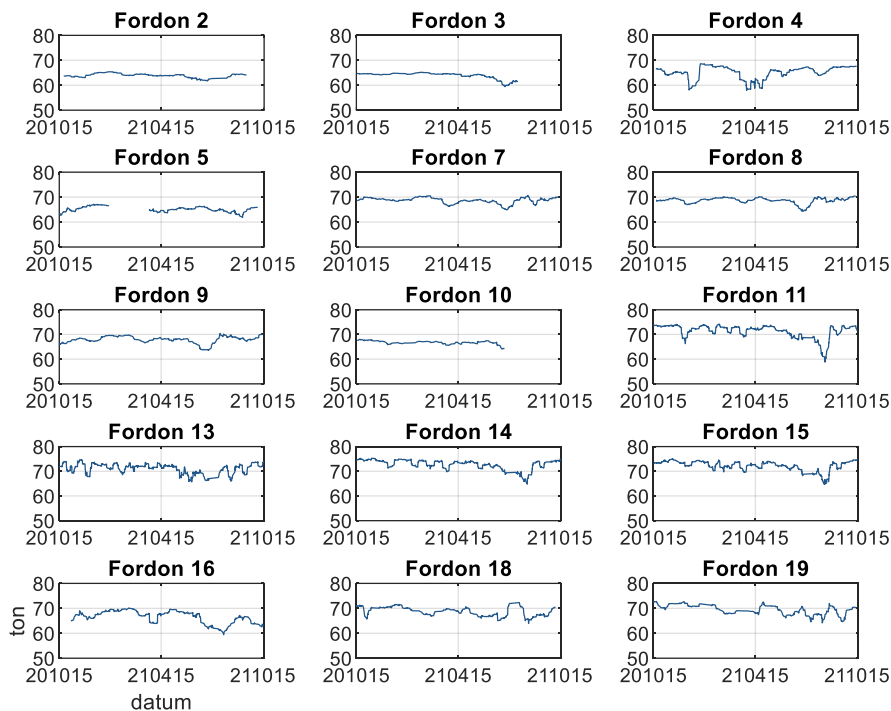
Med undantag för sand i sandspridare och andra smärre vinteranpassningar är timmerekipagen i sig princip lika över året. Trots det förekommer avsevärda variationer av tomvikten mellan vintersäsongen och resten av året, vilket framgår av Figur 24. Fordon 4, 13, 16, 18 och 19 gäller bilar med avställbar kran. För samtliga fordon kan man konstatera en tomvikt som vintertid i genomsnitt ligger 1000 kg högre än resten av året. Snö- och isbildning är en viktig orsak till detta.



Figur 24. Tomviktens variation över året. De "brusiga" signalerna gäller fordon med avställbar kran. För fordon 5 saknas invägningar under en period, under vilken fordonen hade ett längre stillestånd på grund av en trafikolycka.

## Lastad vikt över året

Om tomvikterna uppvisar stor variation är det inget mot variationerna för lastade fordon. Detta beror på virkets högst varierande egenskaper i termer av rådensitet, apterade längder, krokighet med mera. Till detta kommer ytterligare ytor för snö- och ispåslag vintertid. I Figur 25 visas de lastade fordonens vikt över året. För att det över huvud taget ska vara möjligt att observera någon form av trend visas löpande medelvärden baserade på 21 lass. Den mest utmärkande tendensen är att lasserna är lättare sommartid än under resten av året.



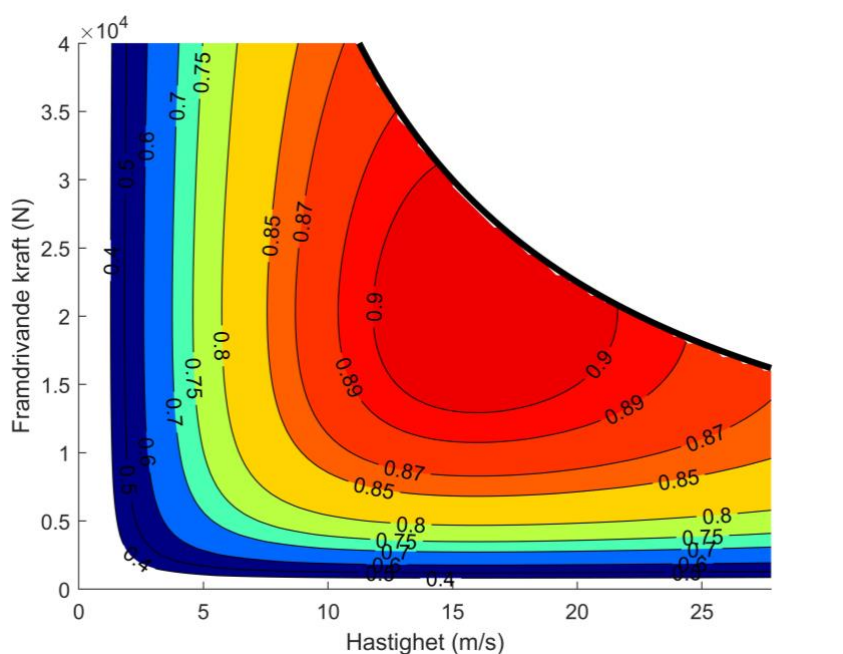
Figur 25. Vikter för lastade fordon över året. Data är lågpasfilterade för att trenden över året ska synas tydligt. För fordon 5 saknas invägningar under en period.

## Eldrivna fordon

Sveriges väg bort från ett beroende av fossila energikällor innefattar utfasning av diesel som drivmedel. Även om biobaserade substitut, såsom HVO100, biogas och metanol, kan fylla en funktion är den globala tillgången på dessa drivmedel begränsad. Elektrifiering kommer därför med stor sannolikhet att fylla en viktig funktion för vägtransporter, och skogsbrukets tunga timmer- och flistransporter utgör inget undantag. De första batterielektriska rundvirkes- och flistransportfordonen rullar i skrivande stund (våren 2025) i olika delar av Sverige. Räckvidden är en utmaning för dessa fordon. Samtidigt som man inte vill riskera att bli stående längs vägen behöver man av lönsamhetsskäl utnyttja den tillgängliga batterikapaciteten så långt som möjligt och inte göra kostsamma laddstopp längs vägen. För att kunna planera rutterna är man beroende av tillförlitliga energikalkyler, vilka förutsätter modeller baserade på högupplösta och tillförlitliga vägdata. I det här kapitlet presenteras hur beräkningsmodellen för dieselfordon anpassas för elektriska fordon.

Precis som är fallet med fordon drivna av förbränningsmotor utgår modellen för elfordon från det momentana effektbehovet. I princip kan även samma typ av modell för drivlinan användas. En praktisk skillnad är att elmotorns motsvarighet till förbränningsmotorns BSFC-diagram (Break Specific Fuel Consumption) är högre och flackare med en verkningsgrad över 90 procent över ett relativt stort varvtals/momentområde. Figur 26 visar ett generiskt BSFC-diagram för verkningsgraden hos drivlinan på en elektrisk timmerbil. För åskådlighets skull har axelskalorna omvandlats till bilens hastighet samt framdrivande kraft från hjulen. Den svarta kurvan motsvarar den maximala effekt (i det

här fallet 450 kW) som drivlinan kan leverera. Om fordonet har flera växlar används ett diagram per växel. Om man antar att friktionsförlusterna i växellådan är ungefär lika stora oberoende av växelval räcker det att använda ett och samma diagram och skala om hastighetsvariabeln med varje växels respektive utväxlingsförhållande.



Figur 26. Generiskt effektivitetsdiagram för drivlinan hos en elektrisk timmerbil.

En avgörande skillnad mellan fordon drivna med förbränningsmotor och elfordon är att de senare, till skillnad från de förra, kan ha en negativ förbrukning. Det innebär att energi återförs till batteriet vid inbromsning. Verkningsgraden för denna process beskrivs också av ett "musseldiagram" likt det i Figur 26, men ligger typiskt runt 60–70 procent i genomsnitt.

## Marginalnyttan av väg- och fordonstekniska effektiviseringsåtgärder

Man behöver kunna uppskatta den ekonomiska och energimässiga nyttan av fordons- eller vägtekiska förbättringar. Hur stor bränslebesparing skulle en liten minskning i luft- eller rullmotståndet innebära? Kurvan över drivlinans verkningsgrad ger inget omedelbart svar på den frågan eftersom effektbehovet varierar kraftigt med driftförhållanden. I stället kan man betrakta *marginalverkningsgraden*, som är ett mått på hur en liten ändring av det mekaniska effektbehovet avspeglas i en ändring av bränsleförbrukningen. Marginalverkningsgraden  $H$  definieras som

$$H = \frac{dP}{dQ'}$$

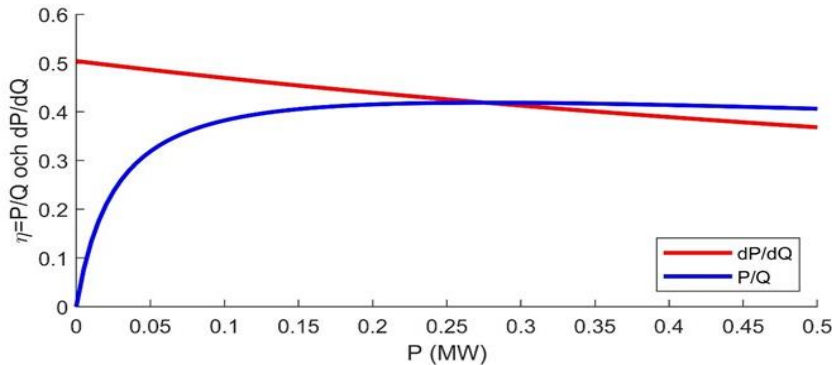
där  $P$  betecknar den mekaniskt nyttiggjorda effekten och  $Q$  betecknar den kemiska effekten från bränsleflödet in i motorn.

Ur det allmänna sambandet  $\eta(P) = P/Q(P)$  erhålls genom differentiering:

$$dQ = \frac{d}{dP} \left( \frac{P}{\eta(P)} \right) dP = \frac{\eta(P) - P\eta'(P)}{\eta^2(P)} dP, \quad (9)$$

vilket i sin tur ger

$$H = \frac{dP}{dQ} = \frac{\eta}{1 - \frac{\eta'}{\eta} P}. \quad (10)$$



Figur 27. Kurva över verkningsgraden för drivlinan i en dieselmotordriven timmerlastbil. Blå kurva visar verkningsgraden. Röd kurva visar marginalverkningsgraden.

Den röda kurvan i Figur 27 visar marginalverkningsgraden motsvarande verkningsgraden för drivlinan i ett visst fordon. Till skillnad från verkningsgraden är marginalverkningsgraden relativt hög vid lågt effektuttag och sjunker vid ökande effekt. Intuitivt kan man tolka det som att en liten förändring av ett från början lågt effektbehov påverkar verkningsgraden i samma riktning: ett ökat effektbehov leder samtidigt till ökad verkningsgrad och vice versa. Om målet är att spara bränsle ger effektiviseringsåtgärder alltså bäst utdelning när effektbehovet är högt och inte, som man kanske skulle kunna tro, när verkningsgraden är låg. Kan man exempelvis minska rullmotståndet genom en lokal vägteknisk åtgärd (exempelvis genom att förbättra dräneringen och lägga på ett kraftigare bärlager) lönar det sig mest om den utförs på vägsnitt där lastade timmerbilar arbetar i motlut, snarare än medlut. Här har transportören och väghållaren ett gemensamt intresse i det att den nedbrytande effekten av skjuvkrafter på vägen minskar om vägen förstärks där hög dragkraft krävs från hjulen.

Till skillnad från verkningsgradskurvan, som varierar kraftigt beroende på belastningsfall, är marginalverkningsgradskurvan förhållandevis konstant. Det gör att enkla överslagsberäkningar för att uppskatta bränslebesparingspotentialen för åtgärder som exempelvis minskat rullmotstånd ändå blir ganska noggranna.

**Exempel:** Hur stor bränslebesparing ger en minskning av rullmotståndet från 0,006 till 0,005 för ett 70-tonsfordon?

**Lösning:** Antag en marginalverkningsgrad på  $H = 0,45$ . Skillnaden i bränsleåtgång över en sträcka  $L$  ges (med beteckningar enligt Tabell 6) av

$$\Delta V = \frac{\Delta F_{rr} L}{UH} = \frac{mg \Delta C_{rr} L}{UH}.$$

På 100 km innebär det

$$\Delta V = \frac{70\,000 \cdot 9,82 \cdot 0,001 \cdot 100\,000}{35 \cdot 10^6 \cdot 0,45} = 4,4[\text{L}].$$

Det fullastade fordonet drar alltså drygt fyra deciliter mindre per mil efter exemplets minskning av rullmotståndet. Differensen i rullmotstånd är av samma storlek som observerades i utrullningsstudien.

## Slutsatser

De ganska stora variationer som förekommer mellan fordon vid driftsekonomiska uppföljningar beror på många faktorer. De gör det svårt att på kort sikt kvantifiera effekten av någon specifik åtgärd. Detta var något som tidigt observerades i samband med ETT-projektets olika arbetspaket. Den här rapporten bidrar förhoppningsvis till kunskapsläget genom att separera och modellera effekterna.

Vid bestämning av parametrar för såväl förarmodellen som fordonsresponsmodellen har det visat sig att tillgänglig väginformation inte har tillfredsställande noggrannhet. Speciellt känsligt är vägens höjdvärde vid bestämning av rull- och luftmotstånd. Nuvarande noggrannhetskrav är  $\pm 4$  m, och även om det kravet oftast (men inte alltid) hålls är det otillräckligt för utrullningsstudier av det slag som presenterats i denna rapport. De stora datamängderna kompenserar delvis för detta, men omöjliggör lokala studier av exempelvis rullmotståndet. Sådana studier skulle vara av stort intresse för kontinuerlig uppföljning av fordonskondition och för att detektera ytuppmjukning på grusvägar. Diskussioner förs med Trafikverket om möjligheten att förbättra höjdvärdena med hjälp av data från andra källor.

Flera tecken tyder på att inverkan av ett antal företeelser som inte finns i NVDB påverkar körmönstret. Förutom händelser styrda av trafiksituationen är vägens ytjämnhet och siktsträckan värda att titta djupare på. Utmaningar här är att den senare egenskapen kan förändras ganska fort över tid, och att den senare styrs av faktorer som bildligt och bokstavligt talat ligger utanför vägen.

Relativt stora skillnader (flera procent) i rullmotstånd har observerats mellan olika fordonsindivider, som formellt är ganska lika. Detta antyder att däckegenskaper och fordonens kondition (sannolikt i form av hjulinställningar) bör vara föremål för extra uppmärksamhet. I genomsnitt går 1/3 av energin i drivmedlet åt till att övervinna rullmotståndet hos ett timmerfordon. Kan man minska rullmotståndet med tre procent innebär det således en omedelbar besparing i bränslekostnader och utsläpp på en procent. Dessutom minskar sannolikt däckslitage. Att uppnå motsvarande effektivisering genom förbättring av drivlinan kräver avsevärda utvecklingsinsatser. Det är alltså angeläget att utveckla system för kontinuerlig övervakning av rullmotståndet hos tunga fordon så att man tidigt kan identifiera och åtgärda eventuella brister.

Fordonens interna uppgifter om rullad sträcka och drivmedelsanvändning är generellt ganska noggranna. Dock kan fel på några procent förekomma, vilket är extra viktigt att ha i åtanke när man jämför driftsekonomin mellan olika fordonsindivider.

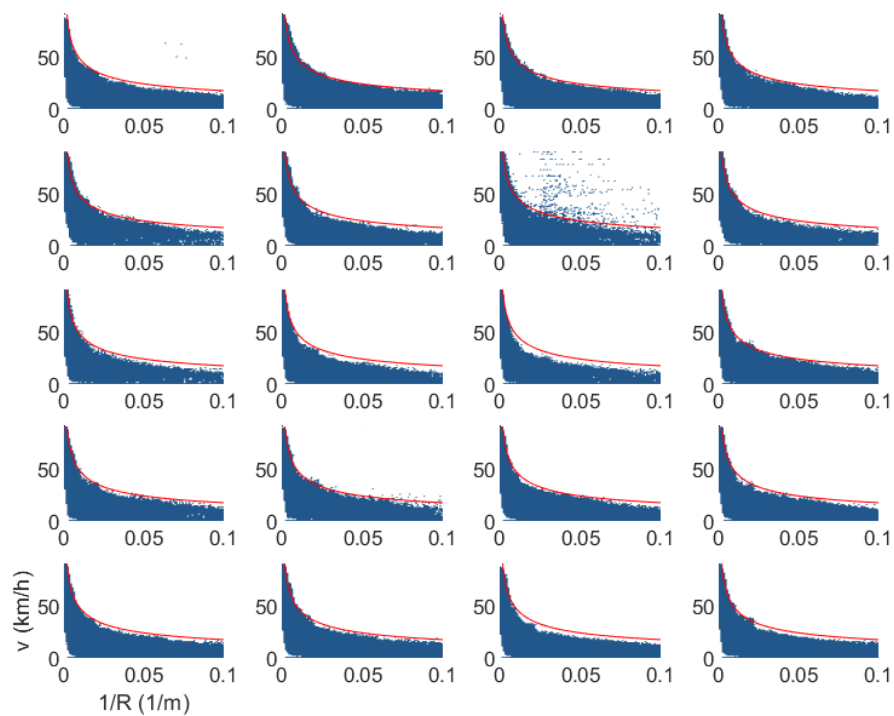
# Referenser

- Behrisch, M., Bieker, L., Erdmann, J. and Krajzewicz, D. 2011. SUMO—simulation of urban mobility: an overview. In Proceedings of SIMUL 2011, The Third International Conference on Advances in System Simulation. ThinkMind.
- Drivmedel 2019. Energimyndigheten. Publikation ER 2020:26.
- Ejsmont, J., Taryma, S., Ronowski, G. and Swieczko-Zurek, B. 2016. Influence of load and inflation pressure on the tyre rolling resistance. International journal of automotive technology, 17(2), pp. 237-244.
- Enax-Krumova, E., Plaga, A.C., Schmidt, K., Özgül, Ö.S., Eitner, L.B., Tegenthoff, M. and Höffken, O. 2020. Painful cutaneous electrical stimulation vs. heat pain as test stimuli in conditioned pain modulation. Brain Sciences, 10(10), p. 684.
- Europeiska kommissionen. 2018. [https://climate.ec.europa.eu/system/files/2018-12/201811\\_overview\\_en.pdf](https://climate.ec.europa.eu/system/files/2018-12/201811_overview_en.pdf)
- Europeiska kommissionen. 2019. Vehicle Energy Consumption Calculation TOOL (VECTO).
- Gent, A.N. and Walter, J.D. 2006. Pneumatic tire.
- Griliches, Z. and Ringstad, V. 1970. Error-in-the-variables bias in nonlinear contexts. Econometrica: Journal of the Econometric Society, pp. 368-370.
- Hammarström, U. and Karlsson, B. 1987. VETO-A computer program for calculation of transport costs as a function of road standard (No. VTI/MEDDELANDE-501).
- von Hofsten, H., Noreland, D. 2022. Timmerbil utrustad för minskat luftmotstånd och lägre bränsleförbrukning. Skogforsk, arbetsrapport 1107–2022.
- Hyttinen, J. 2022. Truck tyre rolling resistance: Experimental testing and constitutive modelling of tyres (Doctoral dissertation, KTH Royal Institute of Technology).
- Karlsson, R., Hammarström, U., Sörensen, H. and Eriksson, O. 2011. Road surface influence on rolling resistance. Coastdown measurements for a car and an HGV, VTI notat 24A-2011.
- Karlsson, M., von Hofsten, H., Noreland, D., Ekman, P., Fattahi, S. 2022. Slutrapport för ETTaero2 - Aerodynamisk utformning av tunga timmer- och flisfordon. Skogforsk, arbetsrapport 1120-2022.
- Kerali, H., 2004. The HDM-4 road investment model. Road Engineering for Development, pp. 416-38.
- Kharrazi, S., Almen, M., Frisk, E. and Nielsen, L. 2018. Extending behavioral models to generate mission-based driving cycles for data-driven vehicle development. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 68(2), pp. 1222-1230.
- Levi, M.D. 1973. Errors in the variables bias in the presence of correctly measured variables. Econometrica (pre-1986), 41(5), p. 985.
- Mozharovskii, V.V., Shil'ko, S.V., Anfinogenov, S.B. and Khot'ko, A.V. 2007. Determination of resistance to rolling of tires in dependence on operating conditions. Part 1. Method of multifactorial experiment. Journal of Friction and Wear, 28(2), pp. 154-161.

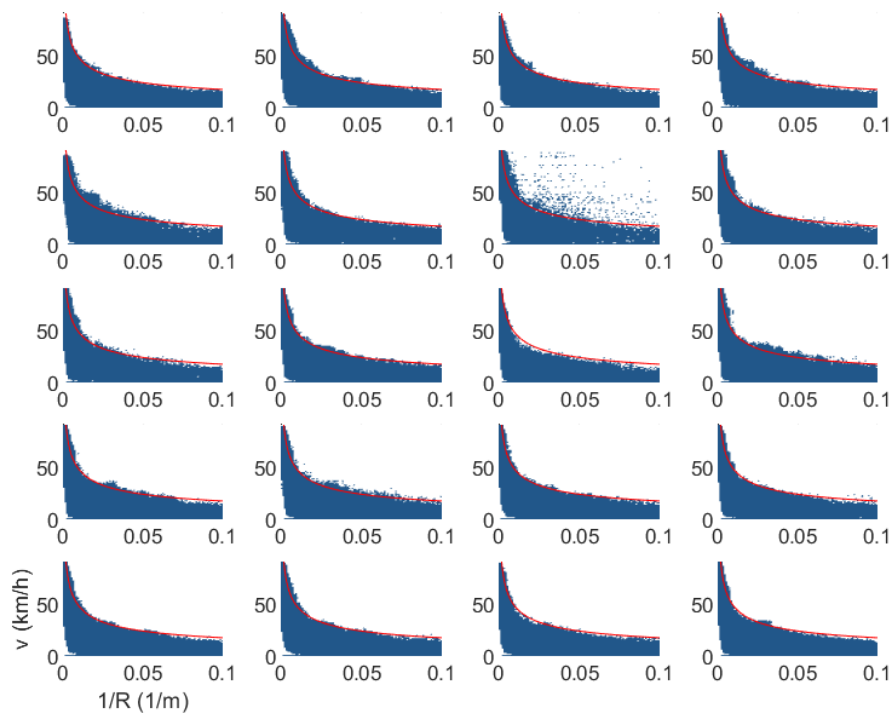
- Noreland, D. 2024. Semi-empirical model for timber truck speed profile and fuel consumption. *International Journal of Forest Engineering*, 35(3), pp. 470-481.
- Schlegel, C., Hösl, A. and Diel, S. 2009, December. Detailed loss modelling of vehicle gearboxes. In *Proceedings of the 7th International Modelica Conference*; Como; Italy; 20-22 September 2009 (No. 043, pp. 434-443). Linköping University Electronic Press.
- Skogsstyrelsens anvisningar för projektering och byggande av skogsbilvägar klass 3 och 4. Skogsstyrelsen. 2011.
- The tyre, Rolling resistance and fuel savings. 2003. Société de Technologie Michelin.
- Vägar och gators utformning, Linjeföring. 2004. Vägverkets publikation 2004:80. ISSN 1401-9612.
- Vägars och gators utformning, Begrepp och grundvärden. 2015. Trafikverkets publikation 2015:090.
- Wang, L., Gonder, J.D., Wood, E.W. and Ragatz, A.C. 2017. The Accuracy and Correction of Fuel Consumption from Controller Area Network Broadcast (No. NREL/CP-5400-67674). National Renewable Energy Lab. (NREL), Golden, CO (United States).
- Watanatada, T., Harral, C., Paterson, W., Dhareshwar, A., Bhandari, A. and Tsunokawa, K. 1987. *The Highway Design and Maintenance Standards Model—Description of the HDM-III Model* (The World Bank, Washington, DC) Vol. 1.
- Yang, G., Xu, H., Wang, Z. and Tian, Z. 2016. Truck acceleration behavior study and acceleration lane length recommendations for metered on-ramps. *International journal of transportation science and technology*, 5(2), pp. 93-102.

## Bilaga A

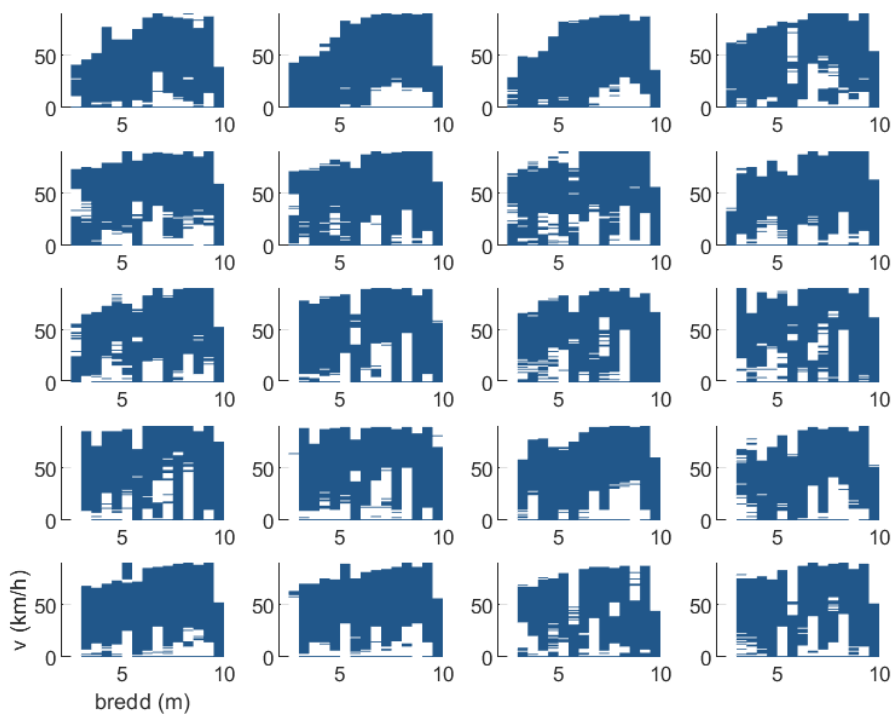
Här redovisas fordonsvis statistiska samband mellan  $ma_{93-102}$  och olika vägföreteelser.



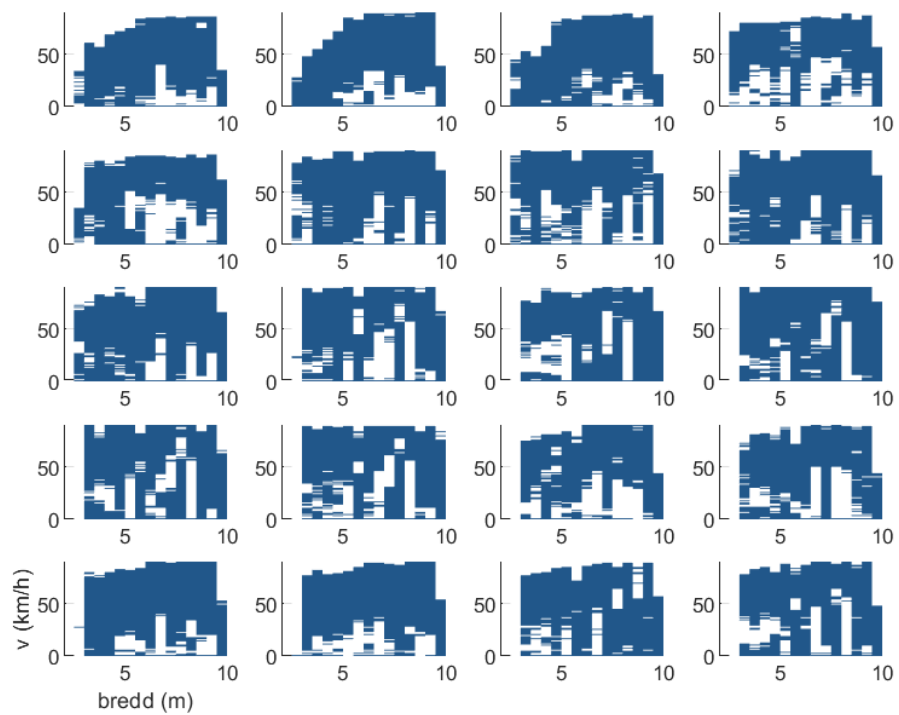
Figur 28. Samband mellan kurvatur och fart för 20 av projektets fordon. Fordonet är lastat. Den röda kurvan representerar maxfart enligt Trafikverkets formel.



Figur 29. Samband mellan kurvatur och fart för 20 av projektets fordon. Fordonet är olastat. Den röda kurvan representerar maxfart enligt Trafikverkets formel.



Figur 30. Samband mellan maxfart och vägbredd för 20 av projektets fordon. Fordonet är lastat.



Figur 31. Samband mellan maxfart och vägbredd för 20 av projektets fordon. Fordonet är olastat.

# Bilaga B

## Kalibrering av uppmätta värden

### Fordonsmätta signaler

Driftsuppföljning är beroende av korrekta uppgifter om fart, tillryggalagd sträcka och drivmedelsflöden. De signaler som finns tillgängliga på CAN-bus behöver kalibreras för varje fordon genom jämförelse med värden som mätts upp på annat sätt. För fart och tillryggalagd sträcka finns positionsangivelser från GNSS-mottagaren, och för drivmedelsförbrukningen åkeriernas uppgifter om tankade volymer.

### Kalibrering av fart och distans

Den mest precisa hastigheten över tid bör i princip ges av GNSS-signalen, men den är oanvändbar för att ge en högupplöst hastighetssignal varur fordonets acceleration kan beräknas. Dels varierar noggrannheten i positionsbestämningen, dels är uppdateringsfrekvensen tämligen låg (1 Hz). Därför måste fordonets egen hastighetsmätare användas.

Hastighetsmätaren och odometern (vägmätaren) hämtar signalen från den icke drivande framaxeln. Internt i fordonet beräknas därvid ett medelvärde från vänster och höger framhjul. Felvisningen bör i huvudsak vara konstant oavsett hastighet, men man måste anta att konstanten kan variera över tid genom variationer av däcktryck, däckslitage och däckbyten. Därför valdes att genomföra en löpande kalibrering där förhållandet mellan verklig tillryggalagd sträcka enligt GNSS och odometern beräknades för varje körsekvens. Referenssträckan enligt GNSS kan skilja sig från verklig sträcka av två skäl. Dels sker positionsuppdateringen som nämnt med ganska låg frekvens. Det kan ge ett fel i kurvor om avståndet beräknas genom summering av avståndet mellan konsekutiva spårpunkter eftersom spåret så att säga genar i kurvorna. Detta kan hanteras med interpolation, men normalt ligger spårpunkterna närmare varandra ju tvärare kurvan är, eftersom farten då av naturliga skäl är lägre. Felet på grund av kurvor är därför av underordnad betydelse. Det andra skälet är att varje spårpunkt har en osäkerhet på några meter. Felen för näraliggande punkter är dock inte oberoende av varandra, eftersom positionsangivelsen från GNSS beräknas både med hjälp av satellitsignaler och en inbyggd accelerometer. Felet i varje spårpunkt har en komponent vinkelrätt mot körriktningen, och ritas man upp körspåret syns att tendensen till zig-zag-rörelse är mycket liten. Skulle zig-zag-mönstret motsvara en sidorörelse på så mycket som 1 m, vilket är en överskattning, skulle det beräknade avståndet vid en fart på 15 m/s bli 2 promille för långt. Positionsfelet har även en komponent parallellt med körriktningen, men det tar i praktiken ut sig vid summation av parvisa avstånden mellan punkterna, så länge farten inte är för låg. Vid mycket låg fart eller stillastående uppvisar spåret en slumpmässig vandring på ett sätt som inte tar ut sig vid summering, och därför får kalibreringskonstanten bara beräknas över en viss fart. Större fel kan uppstå om GNSS-mottagaren tappar signal så att det saknas uppdateringar under en tid. I så fall kan avsevärda underskattningar av avståndet göras, men det är lätt att detektera när detta sker.

Vid bestämning av verkningsgradskurvan är det angeläget att ingående parametrar i form av rull- och luftmotståndskoefficienter är så noggranna som möjligt. Fel i rullmotståndet ger omedelbart ett relativt fel i verkningsgraden av motsvarande storlek. Däremot är genomslaget på modellens förbrukningsprediktion inte lika stort. Det beror på att en stor

del av fordonets energianvändning går åt till att övervinna rullmotstånd, och en felaktig kvantifiering av detta tenderar att kompenseras vid bestämningen av verkningsgraden.

### **Kalibrering av bränsleflöde**

CAN-bussens signal för bränsleflöde är har relativt dålig noggrannhet (Wang m.fl. 2017). Mätvärdet beräknas indirekt utifrån spridarnas öppningstider och enda möjligheten till kalibrering är att jämföra med faktiska tankade volymer. Mätfelet kan variera med effektuttaget, men tyvärr finns ingen möjlighet att kalibrera för annat än ett genomsnittligt motorlastfall. Det gäller då att hitta två tidpunkter då fordonet tankats fullt, och summera alla tankade volymer däremellan. En viss osäkerhet råder i bedömningen av vad som är full tank på grund av hur långt pistolmunstycket stuckits ned i tanken och om fordonet lutar olika, men genom att göra uppföljningen under en månad blir inverkan av den osäkerheten liten. Beroende på hur noggrann föraren är i bokföring av tankningarna kan det vara olika svårt att hitta en användbar uppföljningsperiod. Avläsningsfel, skrivfel eller uteblivna rapporteringar kan förstöra en sekvens. Genom att beräkna medelförbrukningen mellan på varandra följande tankningar går det att hitta potentiellt felaktiga eller uteblivna noteringar och vid behov bryta upp sekvensen i tillförlitliga bitar.

Nyare fordon har signaler för total körsträcka och använt drivmedel sedan fordonet rullade av bandet. Kalibreringsstudien kräver därför inte att loggningen gått kontinuerligt, utan det räcker med att det går att identifiera två tankstopp med ungefär en månads intervall från mätarställningen. (Ett fordon saknade signal för total drivmedelsanvändning, vilket skapade speciella problem. Total mängd enligt CAN-signalen måste då integreras fram, vilket i princip förutsätter en månads obruten loggning. Eftersom ett databortfall på 25 procent är normalt återstod att jämföra faktisk medelförbrukning med medelförbrukning under loggad tid.) En felkälla vid kalibreringen är naturligtvis räkneverken på mackarnas dieselpumpar. Räkneverken på mackar som betjänar konsumenter kontrolleras av Swedac med tvåårsintervall, och kravet är en felvisning på max +/-0,5 procent. För mackar som levererar mot företag finns inga föreskrifter, men normalt kontrolleras även dessa pumpar (Magnus Nilsson, RISE. Privat kommunikation). Medelfelet för räkneverken ligger typiskt runt 0,2 procent.

Kontrollen av räkneverken sker vid en temperatur på 15 °C. Diesel MK1 har en volymsutvidgningskoefficient på 0,00083 per °C. Det innebär att en temperaturförändring på exempelvis 20 °C medför en volymförändring på 1,7 procent. Bilden kompliceras ytterligare av det faktum att dieselbränsle levereras i sommar- och vinterkvalitet, där skillnaden framför allt ligger i viskositeten. Gravimetrisk angivning (vägning) av tankad mängd vore intressantare för en energikalkyl än tankad volym, men det görs inte i dagens pumpverk. Till detta kommer att inblandningen och kvaliteten på biodiesel varierar, vilket medför en ytterligare osäkerhetsfaktor beträffande energiinnehållet i drivmedlet. Sammanfattningsvis kommer energikalkylen att vara behäftad med viss osäkerhet beträffande vilken energimängd som tillförts genom bränslet. Däremot är osäkerheten mindre med avseende på ekonomiska faktorer, då drivmedlet ju betalas per volym. Över tid bör variationer av ovan nämnda slag jämnas ut sig, och efter korrektion med kalibreringsfaktorer för varje fordon bör osäkerheten ligga under 1 procent.

Tabell 11. Korrektionsfaktorer för fordonens interna bränslesignal.

| Fordon      | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      |
|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $k_{drivm}$ | 0.8897 | 1.0201 | 0.9380 | 1.0425 | 1.0372 | 1.0360 | 1.0474 | 1.0812 | 1.0310 |
| 10          | 11     | 12     | 13     | 14     | 15     | 16     | 17     | 18     | 19     |
| 0.9839      | 0.9849 | 0.9845 | 1.0302 | 1.0287 | 1.0362 | 1.0629 | 1.0311 | 0.9964 | 0.9990 |

Resultaten av tankningsuppföljningen presenteras per fordon i Tabell 11.

Korrektionsfaktorn  $k_{drivm}$  avser kvoten mellan faktisk tankad volym och förbrukning enligt CAN-bussignalen. Som synes ligger skillnaden typiskt inom tre procent, men är för några fordon betydligt högre. Undersökningen understryker nödvändigheten att fastställa korrektionsfaktorerna vid varje driftsekonomisk jämförelse mellan två fordon. Idealt bör tankningar ske vid samma pump och tillfälle, men detta är inte praktiskt möjligt att arrangera vid en geografiskt spridd studie.

### Drivmedlets energitäthet

Studiens fordon tankas på mackar som vänder sig både till konsument- och företagskunder eller i några fall endast till företagskunder. Normalt tankas den diesel MK1 B7 som tillhandahålls av macken, vilket innebär en inblandning av förnybara drivmedelskomponenter (FAME, HVO). Den exakta energitätheten i drivmedlet kan variera, men i brist på tankningsspecifik information används ett medelvärde. Ren diesel MK1 har en energitäthet på 9,800 kWh/l (Drivkraft Sverige 2019). Motsvarande siffror för FAME och HVO är 9150 kWh/l respektive 9450 kWh/l. Med en inblandning på 5,8 procent FAME och 17,5 procent HVO (Drivmedel 2019, Energimyndigheten) blir energitätheten 9,701 kWh/l, eller 34,92 MJ/l.