

Valtteri Hirvonen

ABS- ja ajonvakautusjärjestelmän tutkimustyö

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Auto- ja kuljetustekniikka

Insinöörityö

20.5.2015

Tekijä(t) Otsikko	Valtteri Hirvonen ABS- ja ajonvakautusjärjestelmän tutkimustyö
Sivumäärä Aika	45 sivua + 1 liite 20.5.2015
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Auto- ja kuljetustekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Tuotetekniikka
Ohjaaja(t)	Erikoisopettaja Pasi Oikarinen
<p>Insinööriyön aiheena oli selvittää ABS- ja ajonvakautusjärjestelmän toimintaa sekä selvittää mahdollisuuksia ajonvakautusjärjestelmän säätöön Metropolia Ammattikorkeakoulun BMW M3 -autossa. ABS- ja ajonvakautusjärjestelmiä tutkittaessa haluttiin selvittää eri parametrit sekä funktiot, joiden avulla kyseiset järjestelmät toimivat. Lisäksi työssä kuvataan yleistä ajoneuvon dynamiikkaa, joka luo pohjan ajoneuvon käyttäytymiselle. Työssä käytettiin lähteenä auton ajodynamiikkaan ja kyseisiin järjestelmiin liittyvää kirjallisuutta sekä opetusmateriaaleja.</p> <p>Lisäksi insinööriyössä tehtiin suunnitelma, jonka pohjalta autoon voitaisiin rakentaa pyöräkohtaisten jarrupaineiden anturointi. Jarrupaineanturointia voidaan hyödyntää mm. opetuskäytössä ABS- sekä ajonvakautusjärjestelmiä tutkittaessa. Järjestelmä suunniteltiin itsenäiseksi järjestelmäksi, joka ei ole riippuvainen ajoneuvon omasta elektroniikasta. Työssä selvitettiin myös mahdollisuutta integroida järjestelmä ajoneuvon omaan sähköjärjestelmään.</p>	
Avainsanat	ABS, Ajonvakautusjärjestelmä

Author Title	Valtteri Hirvonen Study on ABS and Stability Control Systems
Number of Pages Date	45 pages + 1 appendix 20 May 2015
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Automotive and Transport Engineering
Specialisation option	Automotive Design Engineering
Instructor	Pasi Oikarinen, Lecturer
<p>This Bachelor's thesis describes how ABS and stability control systems work and looks for ways of adjusting the stability control system in the BMW M3 car of the Helsinki Metropolia University of Applied Sciences.</p> <p>The aim during the study of ABS and stability control systems was to find out the parameters and functions which control the systems. In addition, the basic driving dynamics, which lay the foundation for the systems are explained in this thesis. The work was carried out by using literature about driving dynamics and related systems, and also by using educational material as sources.</p> <p>Also a plan for a brake pressure monitoring system was designed. This system was designed to be mounted to the car as a standalone system which is not dependent on the vehicle's own electrical system. Brake pressure monitoring system can be used in automotive engineering education when ABS and stability control systems are studied. The possibility to integrate the brake pressure sensing system with the vehicle's own electric system was also studied.</p>	
Keywords	ABS, Stability Control System

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Ajodynamiikka	1
2.1	Pyörän luisto	1
2.2	Kitkavoima	2
2.3	Jarrumomentti	3
2.4	Kiertomomentti	4
2.5	Sortokulma	4
3	Jarruvoiman jako	6
4	ABS-järjestelmä	10
4.1	Järjestelmän osat	10
4.1.1	Hydrauliikkayksikkö	11
4.1.2	Elektroninen ohjainyksikkö	12
4.1.3	Pyörintänopeusanturi	12
4.2	Järjestelmän toiminta	13
4.2.1	ABS-järjestelmän toimintavaiheet	15
4.2.2	Säätösuureet	19
5	Ajonvakautusjärjestelmä	20
5.1	Järjestelmän osat	20
5.1.1	Kiertonopeusanturi	20
5.1.2	Ohjauspyörän kääntökulma-anturi	21
5.2	Järjestelmän toiminta	21
5.3	Ajoneuvomalli	22
5.3.1	Ajoneuvomallin yhtälöt	23
5.3.2	Yhdistetyt poikittaisen ja pitkittäisen rengasmallin yhtälöt	24
5.3.3	Pyörän dynamiikka	25
5.3.4	Säätöprosessi	25
5.3.5	Tavoite kiertonopeus	26
5.3.6	Tavoite sortokulma	27

5.3.7	Kiertonopeuden ja sortokulman yläraja-arvot	28
5.3.8	Ylemmän säätimen toiminta	29
5.3.9	Alemman säätimen toiminta	30
5.4	Sortokulman arviointi	31
6	Ajonvakautuksen säätö	33
7	Jarrupaine anturoinnin suunnitelma	33
7.1	Erillinen anturointi	34
7.2	Jarrupainetiedot ajoneuvon ajonvakautuksen ohjainyksiköltä	35
	Lähteet	36
	Liitteet	
	Liite 1. Jakoblokin työkuva	

Lyhenteet ja merkinnät

σ	Pyöränluisto
δ	Auton ohjauskulma
α_f	Sortokulma etupyörällä
α_r	Sortokulma takapyörällä
β	Auton sortokulma
μ	Kitkakerroin
$\dot{\psi}$	Kiertonopeus
\dot{x}	Auton pitkittäisnopeus
\dot{y}	Auton poikittaisnopeus
ω_{fl}	Pyöränopeus vasemmalla etupyörällä
ω_{fr}	Pyöränopeus oikealla etupyörällä
ω_{rl}	Pyöränopeus vasemmalla takapyörällä
ω_{rr}	Pyöränopeus oikealla takapyörällä
A_w	Pyörän jarruala
C_α	Renkaan mutkajäykkyys
C_σ	Renkaan pitkittäisjäykkyys
F_N	Renkaan normaalitukivoima
F_B	Jarrutusvoima
F_R	Kitkavoima
F_k	Jarrun kiristysvoima
F_{xfl}	Pitkittäinen pyörävoima vasemmalla etupyörällä
F_{xfr}	Pitkittäinen pyörävoima oikealla etupyörällä
F_{xrl}	Pitkittäinen pyörävoima vasemmalla takapyörällä
F_{xrr}	Pitkittäinen pyörävoima oikealla takapyörällä
F_{yfl}	Poikittainen pyörävoima vasemmalla etupyörällä
F_{yfr}	Poikittainen pyörävoima oikealla etupyörällä
F_{yrl}	Poikittainen pyörävoima vasemmalla takapyörällä
F_{yrr}	Poikittainen pyörävoima oikealla takapyörällä
g	Putoamiskiihtyvyys 9,81 m/s ²
J_w	Pyörän hitausmomentti
l	Auton akseliväli

l_f	Pituus etuakselilta auton painopisteeseen
l_r	Pituus taka-akselilta auton painopisteeseen
l_w	Raideväli
m	Auton massa
P_{bfl}	Jarrupaine vasemmassa etujarrussa
P_{bfr}	Jarrupaine oikeassa etujarrussa
r_{eff}	Pyörän tehollinen säde

1 Johdanto

ABS- ja ajonvakautusjärjestelmät ovat yleistyneet autoissa 90-luvulta lähtien. Nykyään nämä järjestelmät ovat vakiovarusteena lähes kaikissa uusissa autoissa. Järjestelmien tavoitteena on tehostaa ajoneuvon jarrutustapahtumaa erilaisissa olosuhteissa ja stabiloida ajoneuvon käytöstä. Järjestelmät kuuluvat ns. aktiivisiin ajoneuvon turvajärjestelmiin, ja niiden tarkoituksena on auttaa kuljettajaa ylläpitämään auton hallinta fysiikan lakien puitteissa.

Tämän insinöörityön tarkoituksena on tutkia ABS- sekä ajonvakautusjärjestelmän toimintaa sekä mahdollisuuksia niiden säätämiseen sekä tehdä suunnitelma Metropolia Ammattikorkeakoulun BMW M3 -auton jarrupaineiden mittaamiseksi. Tutkimuksessa syvennyttiin eritoten ajonhallinnan säädön matematiikkaan sekä järjestelmien toimintaan.

Tutkimuksessa selvitettiin myös mahdollisuuksia säätää BMW M3 -auton ajonvakautusjärjestelmää, mutta tämä osoittautui mahdottomaksi sähkötekniikkaan perehtymättömälle auton ajonvakautuksen salausten vuoksi.

Lisäksi insinöörityössä oli tarkoituksena rakentaa edellä mainittuun autoon pyöräkohtainen jarrupaineiden anturointi. Tästä kuitenkin luovuttiin, mutta anturoinnista tehtiin suunnitelma, jonka mukaan kyseinen järjestelmä voitaisiin rakentaa.

2 Ajodynamiikka

2.1 Pyörän luisto

Pyörän luisto on määritetty tapahtuvaksi, kun ajoneuvon kulkemalla teoreettisella ja todellisella matkalla on ero. Esimerkki: Auton pyörän ympärysmitta on 2 metriä ja pyörä pyörähtää 10 kertaa, on kuljettu matka 20 metriä. Mikäli autoa jarrutetaan ja tapahtuu luistoa, on kuljettu matka pidempi.

Pyörän luistoa kuvataan σ , jossa

$$\sigma = (v_F - v_U)/v_F \quad (1)$$

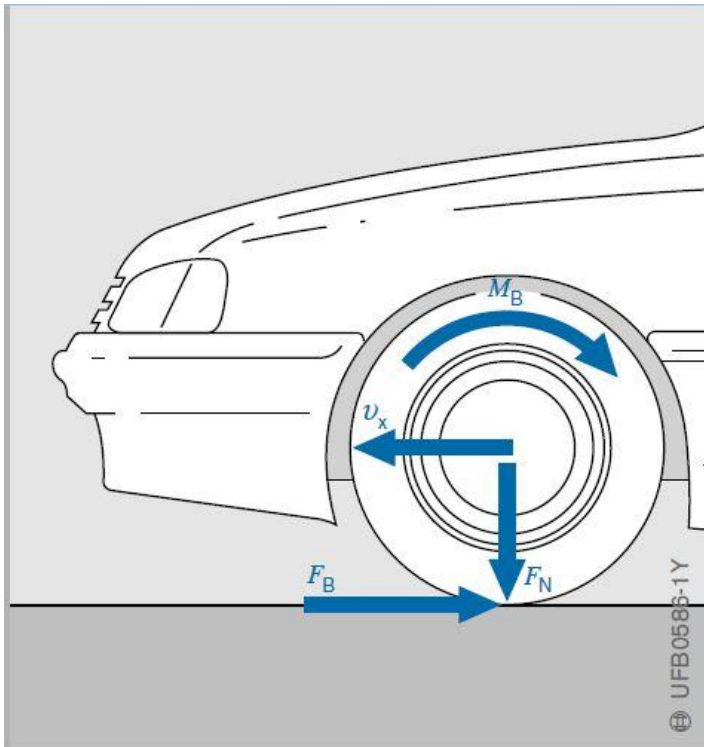
v_F on ajoneuvon nopeus ja v_U on pyörän kehänopeus. Kaava osoittaa, että luistoa esiin-
tyy heti, kun pyörä pyörii hitaammin kuin ajoneuvon nopeus normaalisti vaatii. Vain tässä
tilanteessa jarrutus- tai kiihdytysvoimia on mahdollista muodostaa.

Koska pyörän luisto syntyy ajoneuvon pitkittäisestä liikkeestä, kutsutaan sitä myös pitkit-
täisluistoksi. Jarrutus tilanteessa syntyvää luistoa kutsutaan myös jarrutus luistoksi. [1,
s. 14.]

2.2 Kitkavoima

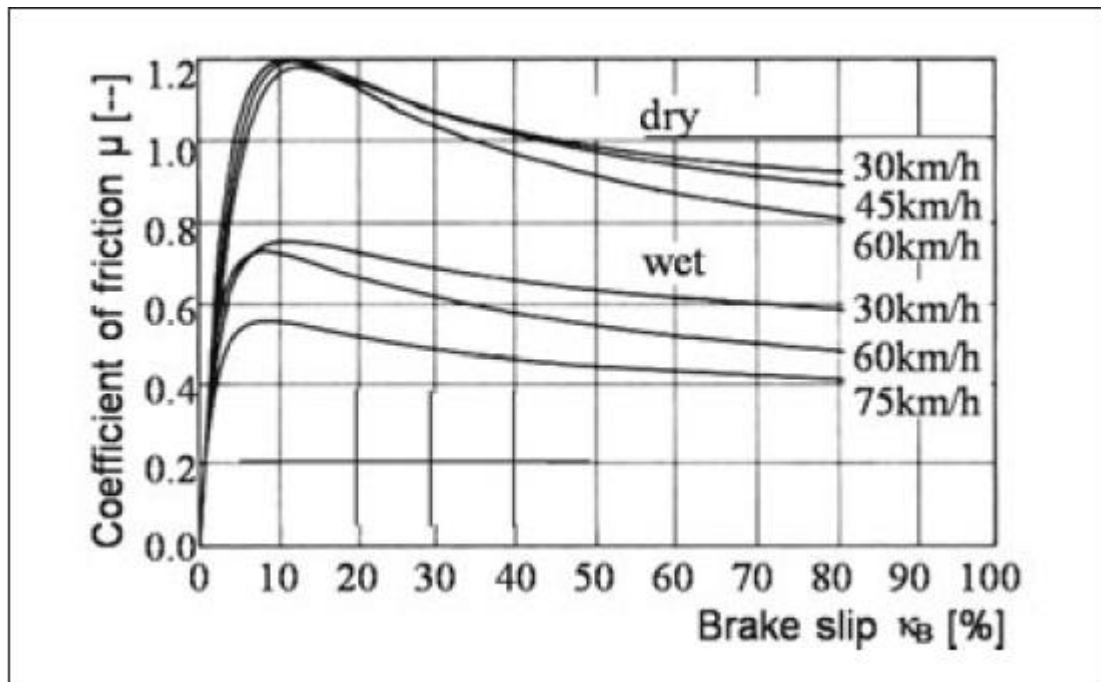
Kun pyörälle annetaan jarrutusmomentti (kuva 1), syntyy renkaan ja tien välille jarrutus-
voima. Tiehen siirtyvä jarrutusvoima (kitkavoima F_R) on verrannollinen renkaan normaali-
livoimalle F_N :

$$F_R = \mu * F_N \quad (2)$$



Kuva 1. Pyörään vaikuttavat voimat ja momentti, jossa M_B on jarrutusmomentti, F_B on jarrutus-
voima, F_N on renkaan tukivoima ja v_x on ajoneuvon nopeus [1, s. 18].

Muuttuja μ on kitkakerroin. Se määrittää kitka ominaisuudet erilaisten rengas-tie-kitkaparien välillä. Kitkakerroin siis määrää jarrutusvoiman määrän, joka voidaan siirtää renkaasta tiehen. Se riippuu tienlaadusta, renkaiden kunnosta, ajoneuvon nopeudesta ja sääolosuhteista, kuten kuvasta 2 näkyy. Kuvasta 2 nähdään myös, kuinka kitkakerroin on suurimmillaan pyörän luiston ollessa noin 10 %. Tätä käytetään hyväksi mm. ABS-järjestelmää suunniteltaessa.



Kuva 2. Kuvaaja kitkankertoimen muodostumisesta eri luistoprosenteilla, nopeuksilla ja tienpinnoilla [2, s. 57].

Voidaan sanoa, että kitkakerroin määrittää, kuinka tehokkaasti jarrutusmomenttia voidaan hyödyntää. Suurimmillaan kitkakerroin on kuivalla ja puhtaalla asfaltilla ja pienimmillään jäällä. Vesi tai lika rengas-tie-kitkaparin välissä, vähentää kitkakerrointa. [1, s. 18.]

2.3 Jarrumomentti

Kun jarrupoljinta painetaan, jarrupalat painautuvat jarrulevyä vasten. Tämä synnyttää kitkavoimia, joiden määrää ajoneuvon kuljettaja voi säädellä poljinvoimalla, jolla hän painaa jarrupoljinta. Kitkavoimien ja pyörään säateen tulona syntyy jarrumomentti T_B . Tämä momentti toimii jarruttaessa renkaan kehällä ja se saadaan yhtälöstä

$$T_b = F_k * r_e * \mu_r \quad (3)$$

jossa r_e on jarrulevyn tehollinen säde, F_k kiristysvoima ja μ_r jarrupalan kitkakerroin. Kiristysvoima F_k saadaan yhtälöstä

$$F_k = \frac{G_p * a_v * R_d}{g * \mu_r * r_e} \quad (4)$$

Tässä G_p on pyörän tukivoima, a_v on hidastuvuus tavoite, R_d renkaan dynaaminen vierintäsäde ja g putoamiskiihtyvyys. [3.]

2.4 Kiertomomentti

Kiertomomentti ajoneuvon pysty akselin ympäri syntyy eri pitkittäisvoimista, jotka vaikuttavat ajoneuvon vasemmalle ja oikealle puolelle, sekä poikittaisvoimista, jotka vaikuttavat ajoneuvon etu- ja taka-akseleille. Kiertomomenttia vaaditaan ajoneuvon kääntymiseen ja sen mittaaminen on tärkeä osa ajonvakautusta, johon palataan myöhemmin. Ei toivottua kiertomomenttia esiintyy jarrutettaessa esimerkiksi eri kitkaisella tienpinnalla, kuten jääasfalttipinnalla tai ajoneuvon ylihjautuessa. Tätä voidaan vähentää esimerkiksi käyttämällä sopivia mitoituksia ajoneuvon alustageometriaa suunniteltaessa. [1, s. 17.]

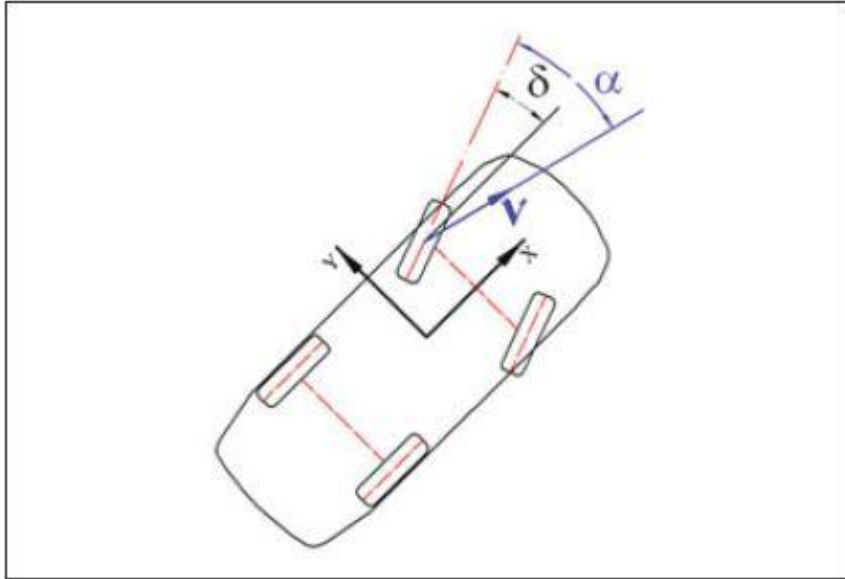
2.5 Sortokulma

Ajoneuvon sortokulmalla tarkoitetaan ajoneuvon pyörän suunta vektorin ja ajoneuvon todellisen suuntakulman eroa (kuva 3). Sortokulma yhdessä tien ja renkaan välisen kitkakertoimen kanssa määrittelevät jokaisen renkaan sivuttaisvoiman raja-arvon. [2, s. 27.]

Sortokulma etu- ja takapyörille voidaan laskea kaavoilla 5 ja 6 [4, s. 226]:

$$\alpha_f = \delta - \frac{\dot{y} + l_f \dot{\psi}}{\dot{x}} \quad (5)$$

$$\alpha_r = - \frac{\dot{y} - l_r \dot{\psi}}{\dot{x}} \quad (6)$$



Kuva 3. Ohjauskulma δ ja sortokulma α [2, s. 27].

Ajoneuvon yli- ja aliohjautumista voidaan määrittellä sortokulmien avulla. Ajoneuvosta tehdään kaksipyörä malli (kuva 4), jolla helpotetaan geometrioiden tarkasteluja. Kaksipyörämallissa etu- ja taka-akselille asetetaan vain yhdet pyörät auton keskilinjan kohdalle. Tärkeimmät mallin oletukset ovat seuraavat

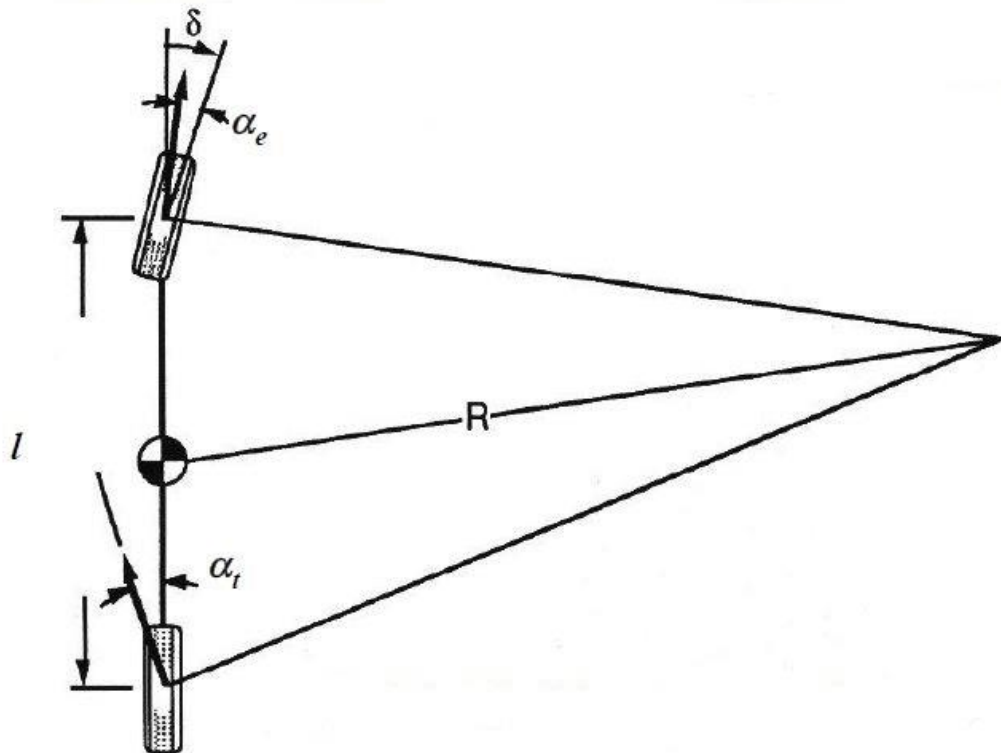
- Akseleiden kinematiikkaa ja elastisia ominaisuuksia tarkastellaan ainoastaan lineaarisina.
- Renkaan sivuvoiman tuotto kehittyy lineaarisesti ja palauttavan momentin vaikutus jätetään huomioimatta.
- Painopisteen oletetaan sijaitsevan tienpinnan tasossa. Tällöin ajoneuvon kiertyminen pystyakselin ympäri on ainoa kiertovapausaste. Nyökkääminen, kallistelu sekä pystyjousto jätetään huomioimatta. [5, s. 65.]

Akseleiden hetkittäistä liikesuuntaa kohden voidaan piirtää kohtisuorat, jotka määrittelevät hetkelliset kaartosääteet. Ajoneuvon todellinen kaartosäde R saadaan kaavasta

$$R = \frac{l}{\delta - (\alpha_f - \alpha_r)} \quad (7)$$

jossa l on akseliväli, δ on ohjauskulma, α_f on sortokulma etuakselilla ja α_r on sortokulma taka-akselilla. Kun $\alpha_f > \alpha_r$, auto aliohjaa, kun $\alpha_f < \alpha_r$ auto yliojtaa ja kun $\alpha_f = \alpha_r$ on

auton ohjaus neutraali, ja tällöin se säilyttää kaartosäteensä ilman korjausliikkeitä. [6, s. 44.]

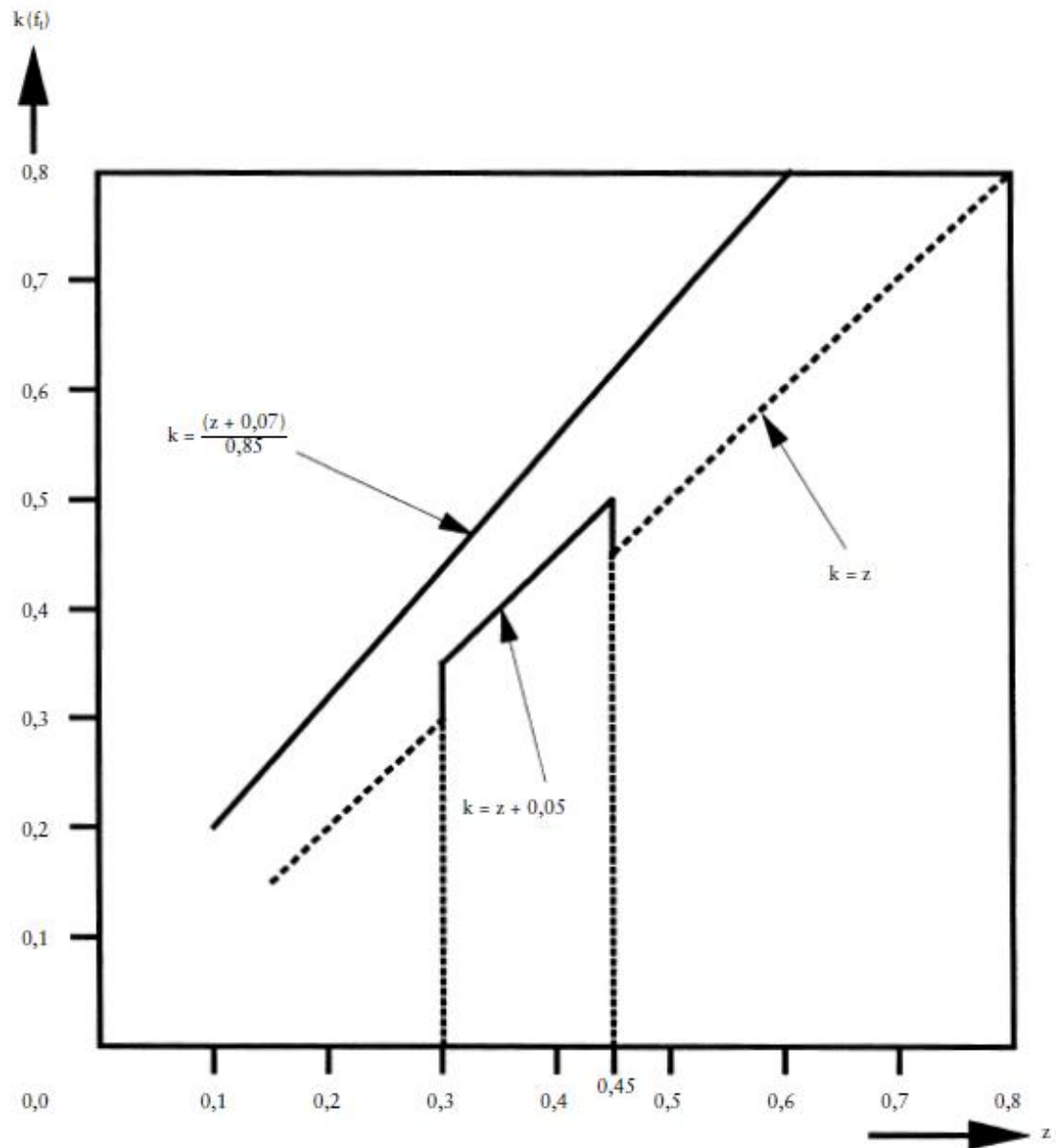


Kuva 4. Kaksipyörämalli [6, s. 44].

Normaali olosuhteissa sortokulma on melko pieni, yleensä noin $\pm 2^\circ$.

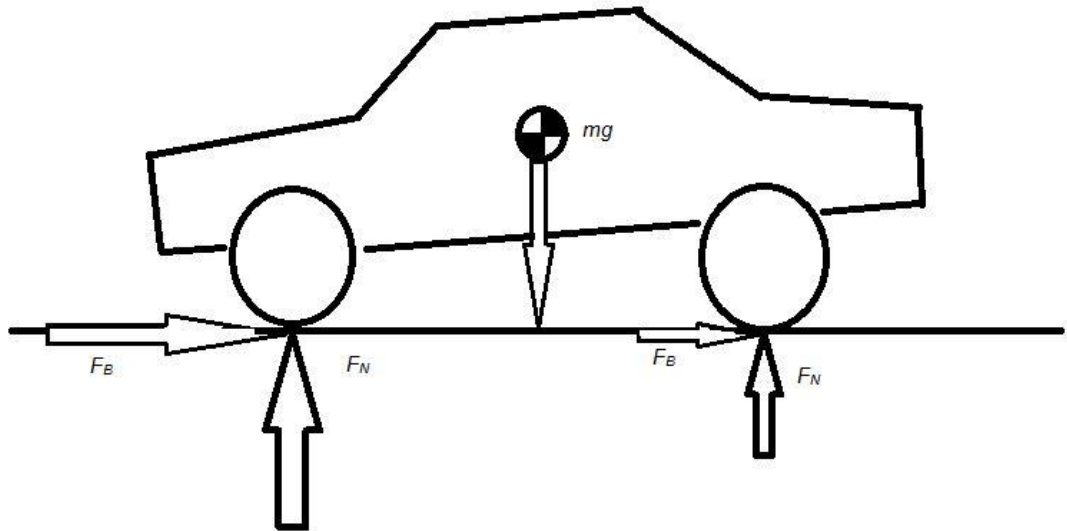
3 Jarruvoiman jako

Voimassa olevien määräysten mukaan tieliikenteessä käytettävän ajoneuvon jarrujärjestelmän tulee toimia niin, että ajoneuvo pysyy kaikissa jarrutustilanteissa, jotka tuottavat ovat alle 0,8 g:n hidastuvuuksia, stabiilina [5, s.70]. Tämä tarkoittaa sitä, että ajoneuvon takapyörät eivät saa lukkiutua ennen etupyöriä 0,8 g:n hidastuvuuksiin asti. Direktiivin 98/12/EY mukaan kaikkien ajoneuvojen tulee täyttää tämä vaatimus kitka-arvoilla 0,2...0,8. M1-luokan ajoneuvoille sallitaan kuitenkin poikkeama alueella 0,3...0,45 g:n arvolla [9, s.28]. Vaatimusta selventää kitkakäyräkuvaaja (kuva 5), johon on merkitty k-raja, jonka ajoneuvon kitkakäyrän on alitettava.



Kuva 5. Kitkakäyrä direktiivin 98/12/EY mukaan, jossa X-akselilla on hidastuvuus ja Y-akselilla on kitkakerroin [7, s. 33].

Jotta ajoneuvolla saavutetaan jarruttaessa mahdollisimman suuri hidastuvuus, on jarruvoimat jaettava akseleiden kesken mahdollisimman tehokkaasti. Jarruvoimien jaon suunnittelua tarvitaan auton jarrutuksen aikaisen painopisteen siirtymisen vuoksi. Painopisteen sijainti vaikuttaa akselivoimien siirtymiseen jarrutuksen aikana. Kuvasta 6 voidaan nähdä, kuinka auton jarruttaessa etupyörien tukivoima kasvaa painopisteen siirtyessä eteenpäin. Tällöin myös etupyörien jarruvoima kasvaa.



Kuva 6. Periaatekuva painopisteen siirtymästä jarrutuksen aikana.

Jarruvoiman jakoa laskettaessa oleelliset tiedot ovat

- ajoneuvon paino m
- ajoneuvon akseliväli l
- painopisteen korkeus h
- staattinen painonjako etu- ja taka-akseleiden välillä %
- etu- ja takajarrujen voimanjakokertoimet x_f ja x_r , joista saadaan myös jarruvoimanjakosuhte $R \left(\frac{x_f}{x_r} \right)$.

Aluksi lasketaan ajoneuvon painosta johtuva voima:

$$P = mg \quad (8)$$

josta saadaan momentit etu- ja taka-akselin kontaktipisteen kautta

$$F_f = \frac{Pl_r}{l} \quad (9)$$

$$F_r = \frac{Pl_f}{l} \quad (10)$$

Kun tutkitaan jarrutusta kiinteällä jarruvoiman jaolla ($R = \frac{x_f}{x_r} = vakio$), voidaan osoittaa, että korkein saavutettava hidastuvuus ilman akselin lukkiutumista ilmenee, kun

$$\Sigma F_x = -D - T_f - T_r - T_{fr} - T_{rr} \quad (11)$$

$$ma = D + T_f + T_r + T_{fr} + T_{rr} \quad (12)$$

Jarrujen mitoituksessa pyörien hitausmomentti sekä vierintä- ja ilmanvastus jätetään yleensä huomioimatta:

$$ma = T_f + T_r = \mu_k G \quad (13)$$

kun keskimäärin käytetty kitkakerroin on

$$\mu_k = \frac{a}{g} \quad (14)$$

Seuraavaksi määritellään, että jarrutussuhde $z = \frac{a}{g} = \mu_k$, josta saadaan

$$mgz = T_f + T_r = Pz \quad (15)$$

kuten myös Y-akselin suunnassa:

$$\Sigma F_y = R_r + R_r - mg = 0 \quad (16)$$

jossa R_f ja R_r viittaavat etu- ja taka-akseleiden tukivoimiin. Momentit painopisteen ympäri saadaan kaavasta

$$R_f l_f - R_r l_r - T_f h - T_r h = 0 \quad (17)$$

Kaavoista 16 ja 17 saadaan sijoittamalla ajoneuvon dynaamiset akselikuormat:

$$R_f = \frac{mgl_r}{l} + \frac{h}{l} * (T_f + T_r) \quad (18)$$

$$R_r = \frac{mgl_f}{l} - \frac{h}{l} * (T_f + T_r) \quad (19)$$

josta saadaan käyttämällä kaavaa 15 sekä staattisten akselikuormien kaavoja 9 ja 10:

$$R_f = F_f + \frac{Pzh}{l} \quad (20)$$

$$R_r = F_r - \frac{Pzh}{l} \quad (21)$$

Kaavat vastaavat EY-direktiivin laskentatapaa ja ne osoittavat, että kuorma etuakselilla kasvaa ja vähenee taka-akselilla jarrutuksen aikana. Ihannetapauksessa jarruvoimat jaettaisiin hetkellisten akselikuormien mukaan, jolloin ne kaikissa tilanteissa saavuttaisivat lukkiutumisrajan samanaikaisesti.

4 ABS-järjestelmä

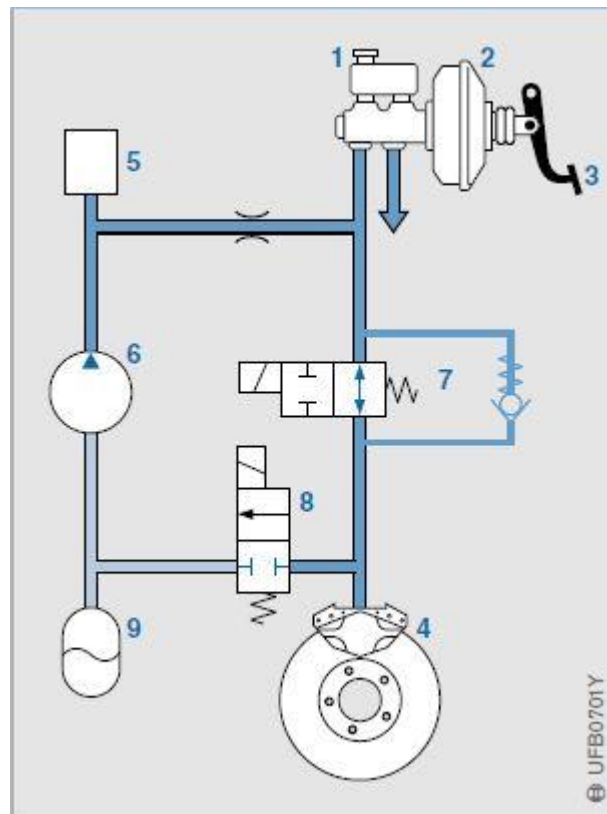
ABS-järjestelmän tarkoituksena on tehostaa ajoneuvon jarrutustapahtumaa sekä parantaa ajoneuvon stabiiliteettia jarrutuksen aikana estämällä pyörien lukkiutumista. Ensimmäinen ABS-järjestelmä nähtiin vuonna 1947 Boeing B47-lentokoneessa. Järjestelmän tarkoituksena oli estää pyörien lukkiutumisesta johtuva pyörien nopea kuluminen ja räjähtäminen. 1960-luvulla ABS-järjestelmiä nähtiin kalliissa urheiluautoissa ja tällöin järjestelmällä ohjattiin vain auton takapyöriä. 1978 lähtien järjestelmä yleistyi autoissa mikroprosessorien kehityttyä.

4.1 Järjestelmän osat

ABS-järjestelmä koostuu ajoneuvon tavanomaisten jarrujen lisäksi hydraulikkayksiköstä, elektronisesta ohjainyksiköstä sekä pyörintänopeusantureista.

4.1.1 Hydraulikkayksikkö

Hydraulikkayksikkö sisältää magneettiventtiilejä, jotka avaavat ja sulkevat hydraulisia kanavia auton jarrupääsylinterin ja pyöräsynterin välillä. Magneettiventtiilejä on kaksi yhtä pyörää kohden, yksi pitoventtiili (kuva 7: 7) ja yksi poistovenktiili (8). Nämä venttiilit mahdollistavat pyörän jarrupaineen moduloinnin. Normaalitylanteessa pitoventtiili on auki ja poistovenktiili kiinni. Hydraulikkayksikköön kuuluu myös kaksikanavainen määntäpumppu (6). ABS-työkierron aikana jarrusylinteriltä (4) poistettu jarruneste säilötään väliaikaisesti varaajakammioon (9), josta pumppu siirtää sen takaisin jarrusylinterille menevään kanavaan. Vaimennuskammio (5) vaimentaa pyörältä jarrusylinteriltä tulevia paineiskuja. [2, s. 179.]



Kuva 7. Hydraulikkayksikön periaate [1, s. 75].

Normaalitylanteessa hydraulikkayksikön venttiilit ovat asennossa, joka sallii paineen nousun. Tällöin hydraulikkayksikkö muodostaa avoimen yhteyden pääsylinterin ja pyöräsynterin välille. Kun luisto kasvaa jarrutettaessa huonopitoisella alustalla tai täysjarrutuksessa, kasvaa myös pyörän lukkiutumisvaara. Tällöin magneettiventtiilit kytketään paineenpito ti-

laan ja yhteys pääsylinterin ja pyöräsynterin välillä katkeaa niin, että paineen lisäys pääsylinterillä ei kasvata painetta pyöräsynterillä. Mikäli tästä huolimatta luisto edelleen kasvaa, täytyy painetta pyöräsynterillä alentaa. Tällöin magneettiventtiilit kytetään paineen poisto tilaan. Pitoventtiili pidetään kiinni, jotta paine ei enää kasvaisi pyöräsynterillä. Poistovenntiili avataan ja hydrauliyksikköön sijoitettu paluupumppu pumppaa jarrunestettä pois pyöräsynteriltä pääsylinteriin. Tällöin paine pyöräsynterissä laskee eikä pyörä lukkiudu.

4.1.2 Elektroninen ohjainyksikkö

Elektroninen ohjainyksikkö on sijoitettu hydraulikkayksikköön ja se prosessoi pyörintänopeusantureilta saadun tiedon matemaattisten säätöalgoritmien mukaan. Saadut tulokset antavat pohjan hydraulikkayksikölle lähetettävälle signaaleille, joiden mukaan solenoidiventtiileitä käytetään.

4.1.3 Pyörintänopeusanturi

Pyörintänopeusanturit havaitsevat pyörän pyörintänopeuden, jota ohjainyksikkö käyttää laskutoimituksissaan. Anturit on yleisesti sijoitettu jokaiselle pyörälle sen navan ulko- tai sisäpuolelle. Anturi saa signaalinsa hammaskehältä, joka on sijoitettu pyörän napaan. Yleisimmin käytetyt anturityypit ovat induktiivinen (passiivinen) pyörintänopeusanturi ja magnetoresistiivinen (aktiivinen) pyörintänopeusanturi.

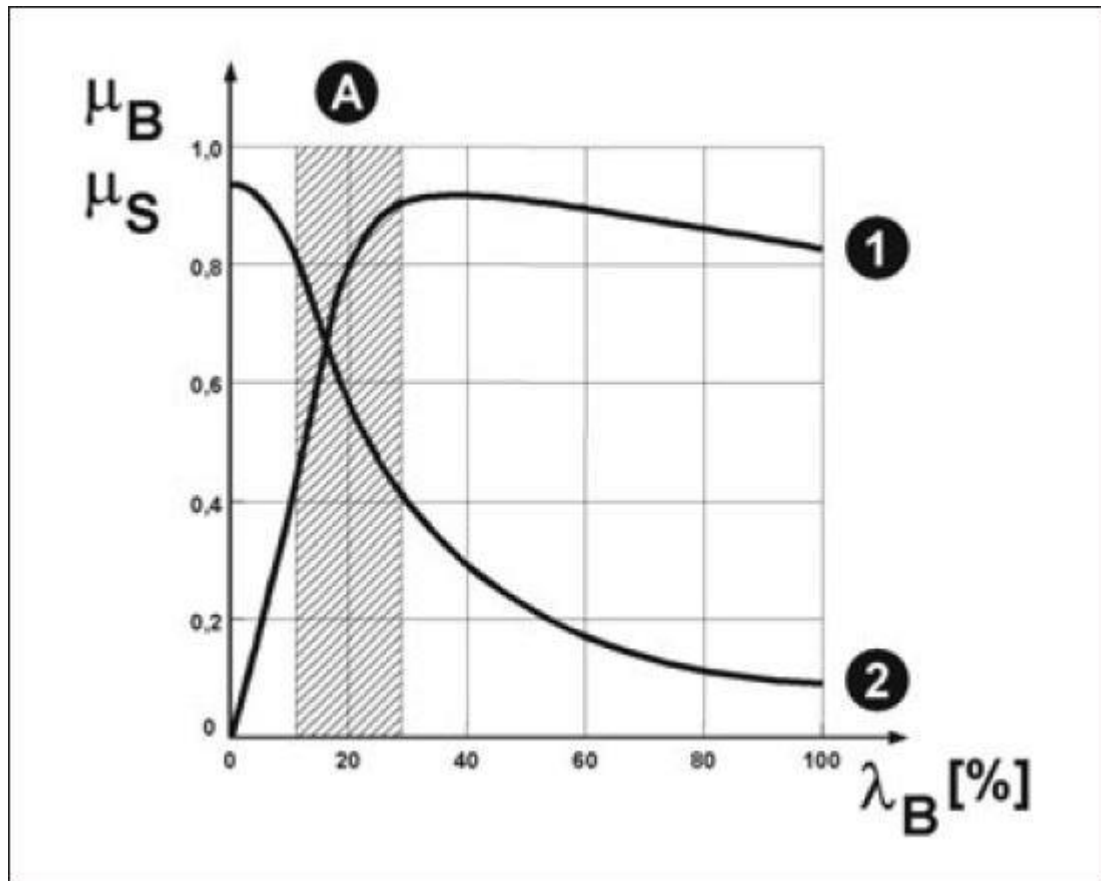
Passiivisen eli induktiivisen pyörintänopeusanturin kanssa käytetään ferromagneettista hammaskehää, joka luo induktion avulla magneettivuon anturin ja hampaan välille niiden kohdatessa. Tämä luo vaihtojännitteen, jonka taajuus on verrannollinen pyörän nopeuteen. Ohjainyksikkö voi tulkita jännitettä vain, jos sen amplitudi pysyy ennalta määrätyn jännite alueen rajoissa. Jotta jännite pysyy kyseisen alueen rajoissa, on anturin ja hammaskehän hampaan välisen raon pysyttävä määrätyn pituisena.

Aktiivisia pyörintänopeus antureita on kahta tyyppiä, joko Hall- tai magnetoresistiivinen pyörintänopeusanturi. Hall-tyyppinen anturi tuottaa jännitesignaalin, kun taas magnetoresistiivinen anturi virtasignaalin. Antureilla on ulkopuolinen jännitteen syöttö ja ne tuot-

tavat digitaalisen signaalin. Pyörintänopeus havaitaan joko hammaskehältä tai impulssinapyörältä. Anturin magnetoresistorit havaitsevat vaihtelevan magneettikentän kun impulssinapa pyörii ja anturin elektroniikka muuttaa sini-muotoisen signaalin digitaalliseksi. Aktiivisen pyörintänopeusanturin etuja ovat mm. pyörintänopeuden tunnistus 0 km/h asti, pyörimissuunnan tunnistus, signaalin hyvä sieto ulkopuolisille häiriöille ja mahdollisuus integroida signaaliin muuta informaatiota impulssisuhteena.

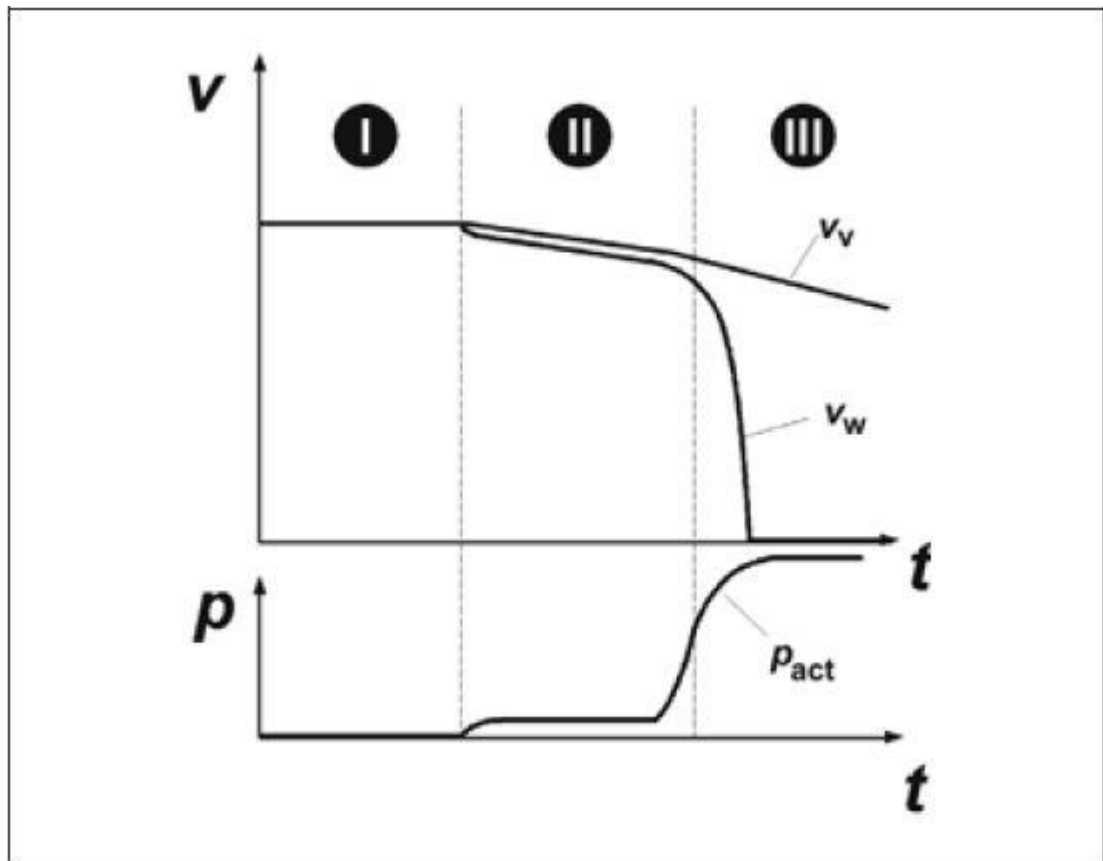
4.2 Järjestelmän toiminta

Optimaalinen jarrutusteho saavutetaan ideaalilla pyöränluistolla, jonka alue nähdään kuvasta 8. Optimaalinen jarrutusteho saadaan aikaan tarkoin säädellyllä jarrupaineella. Jarrutuksen aikana pyöränluisto ei saa ylittää luiston kriittistä pistettä, jolloin hidastuvuus on suurin. ABS-järjestelmän tehtävänä on seurata tätä kriittistä pistettä ja säätää jarrupainetta sen mukaan saavuttaakseen parhaan mahdollisen jarrutustapahtuman. Ideaalinen luistoprosentti määritellään renkaan ja tien pinnan välisten olosuhteiden mukaan. ABS:n työkierto pyritään aina määrittelemään niin, että saavutetaan ajoneuvon paras mahdollinen ajon vakaus, sen ohjaus kyvyn säilyessä. Jos yksikin pyörä ylittää luiston kriittisen pisteen, käynnistyy ABS-toiminta.[2, s. 182.]



Kuva 8. ABS säätöalue, jossa λ_B on luistoprosentti, μ_B on jarruvoiman kerroin (käyrä 1), μ_S on poikittaisvoiman kerroin (käyrä 2) ja A on ABS:n säätöalue [2, s.182].

Kuvasta 9 nähdään jarrutus ilman ABS-järjestelmän toimintaa. Kohdassa I auto liikkuu vapaasti, pyörän tangenttinopeus on sama kuin auton nopeus, tällöin ei ole luistoa. Kohdassa II jarrutus on aloitettu ja pieni määrä jarrupainetta on syntynyt. Tämän tuloksena pyörän tangenttinopeus on hieman pienempi kuin auton nopeus, joka vähenee jatkuvasti. Tässä vaiheessa luisto on stabiililla alueella. Kohta III osoittaa täysjarrutuksen, jossa jarrupaine ylittää pyörän lukkiutumisen rajapisteen. Tangenttinopeus vähenee, kunnes pyörä pysähtyy kokonaan ja auton nopeus vähenee riippuen lukkiutuneen renkaan ja tien välisestä kitkakertoimesta. [2, s. 182.]



Kuva 9. Jarrutus ilman ABS, jossa t on aika, v on nopeus, p on paine. Kohta I: jarruttamaton auto, kohta II: osittainen jarrutus, III: täysjarrutus ilman ABS, v_v on auton nopeus, v_w on tangentiaalinen pyöränopeus, p_{act} on jarrupaine. [2, s. 182]

Pyörän pyörimisnopeuden nopealla vähentymisellä on tapana lukita pyörä, koska sen hidastuvuus on suurempi kuin suurin mahdollinen auton hidastuvuus. Mikäli elektroninen ohjausyksikkö havaitsee äkillisen pyörän nopeuden alenemisen, se ohjaa hydraulikkayksikön magneettiventtiilejä moduloimaan jarrutus painetta.

4.2.1 ABS-järjestelmän toimintavaiheet

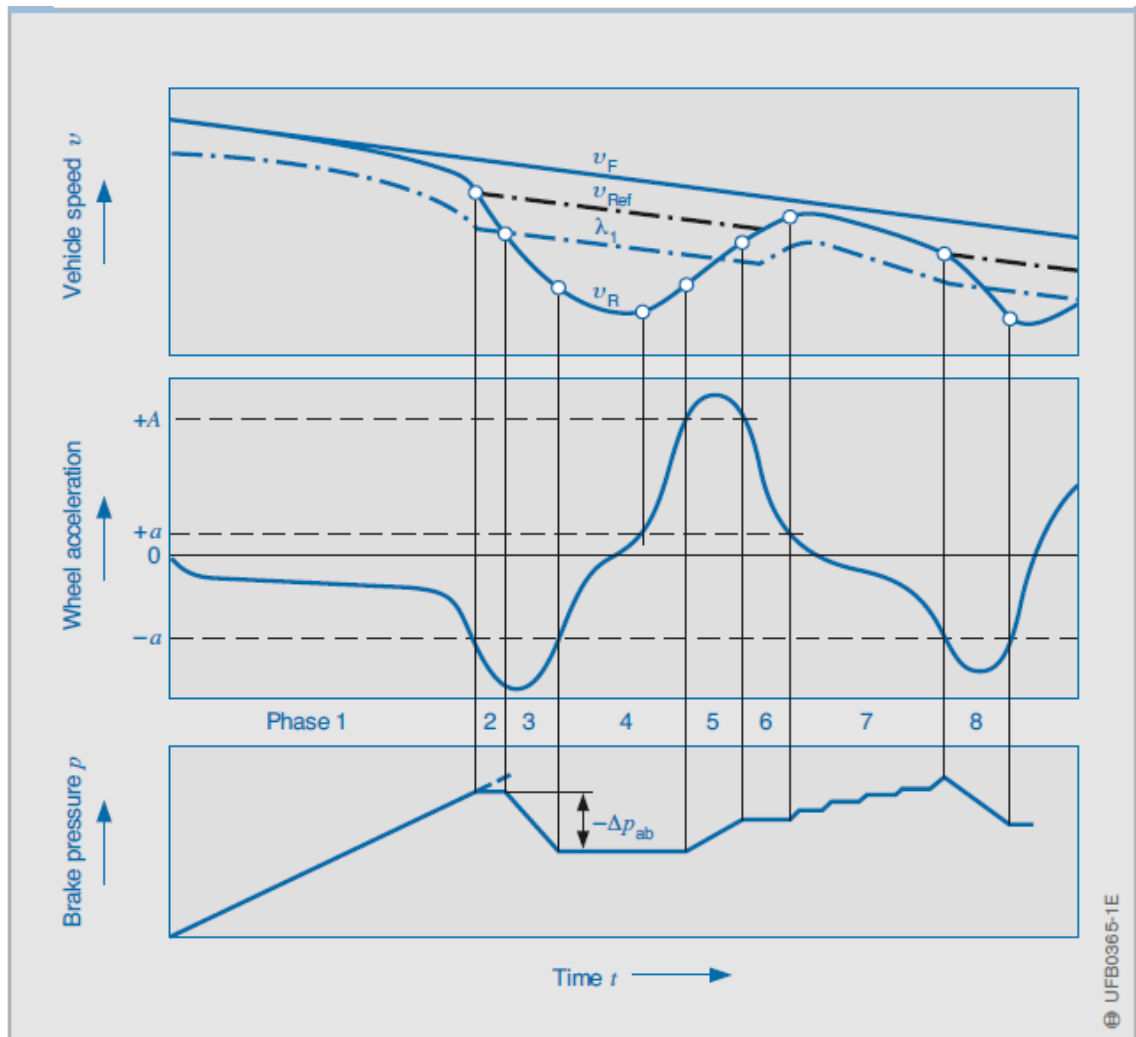
ABS järjestelmän toiminta pitää sisällään kolme päävaihetta [2, s. 183]:

1. Vaihe: Paineen pito: Kun jarrupoljin on painettu, nousee jarrutus paine ja pyörän nopeus vähenee progressiivisesti. Jos ohjausyksikkö havaitsee, että pyörä on mahdollisesti lukkiutussa, suljetaan pitoventtiili. Vaikka jarrupolkimelta tuleva

paine kasvaisi, ei jarrutuspaine kuitenkaan tässä vaiheessa kasva.

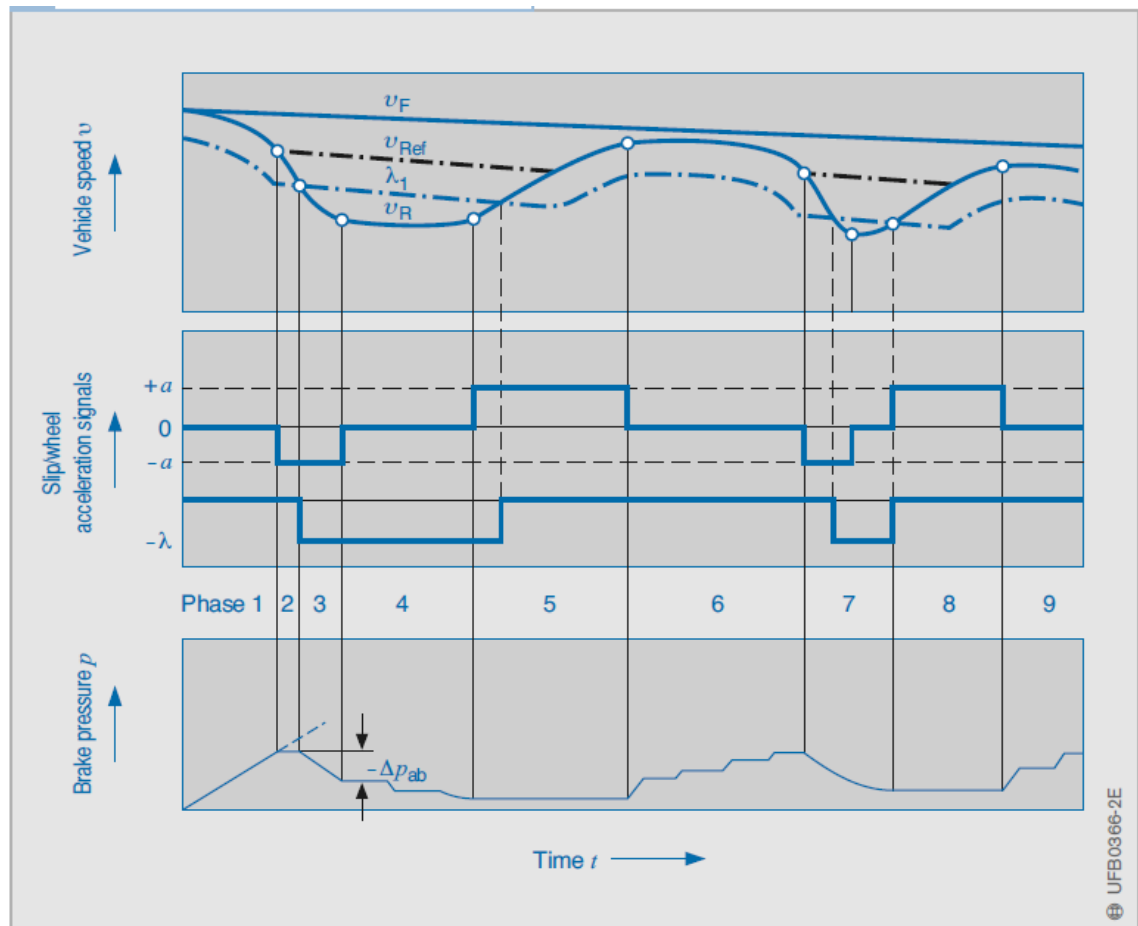
2. Vaihe: Paineen poisto: Jos pyörän kehänopeus jatkaa vähentymistään ja pyöräluisto kasvaa tasaisesta jarrupaineesta huolimatta, ohjainyksikkö vähentää jarrupainetta tällä pyörällä avaamalla poistiventtiiliä pitoventtiilin ollessa suljettuna. Näin saavutetaan jarruvoiman vähennys pyörällä. Käyttämällä pyörän hidastuvuutta, joka havaittiin pyörän luistaessa ensimmäisen kerran, järjestelmä voi arvioida, kuinka kauan paineen poiston on kestettävä, jotta pyörä alkaa jälleen kiihtymään. Jos pyörä ei toimi odotusten mukaan, voi ohjainlaite jatkaa paineen alentamista avaamalla poistiventtiilin uudestaan. Ääritilanteissa, kuten kitkakertoimen vaihdellessa dramaattisesti, esimerkiksi siirryttäessä asfaltilta jäiselle tielle, jatkuu paineen poisto vaihe siihen asti kunnes pyörä alkaa kiihtyä uudelleen halutulla nopeudella.
3. Vaihe: Paineen nosto: Mikäli pyörän kehänopeus kasvaa niin, että se alittaa ideaaliluiston alueen, nostaa ohjainlaite vähitellen jarrupainetta uudelleen. Tällöin poistiventtiili pidetään kiinni ja pitoventtiiliä avataan tarpeen mukaan.

Kun jarrujen säätö on suunniteltu pitävälle alustalle, eli kun tien ja renkaan välinen kitkeroin on korkea, pitää sähköisesti ohjatun paineen nousun tapahtua noin 5-10 kertaa hitaammin, kuin jarrutuksen alkuvaiheessa, jotta välttyttäisiin akseliston häiritseviltä värähdyksiltä. Kuva 10 osoittaa säätötapahtuman kulun pitävällä alustalla.



Kuva 10. ABS-säätö pitävällä alustalla, jossa v_F on auton nopeus, v_{ref} vertailunopeus, v_R pyörän kehänopeus, λ_1 luiston raja-arvo, $+A$ ja $+a$ pyörän kehäkiihtyvyyden kytkentäpisteet, $-a$ pyörän kehähidastuvuuden kytkentäpiste ja $-\Delta p_{ab}$ on jarrupaineen vähennys [1, s. 82].

Jarruttaminen pienen kitkakertoimen omaavalla tiellä poikkeaa edellisestä siten, että tässä tilanteessa pyörien lukkiutuminen vaatii pienemmän jarruvoiman. Pyörät tarvitsevat liukkaalla myös pidemmän ajan luiston tilanteesta takaisin kiihtymiseen. Järjestelmän ohjausyksikkö tunnistaa tässä tilanteessa, tien huonomman pidon ja sovittaa luistoneston tähän tilanteeseen. Kuvassa 11 esitetään jarrujen säätötapahtuma matalan pidon tilanteessa.



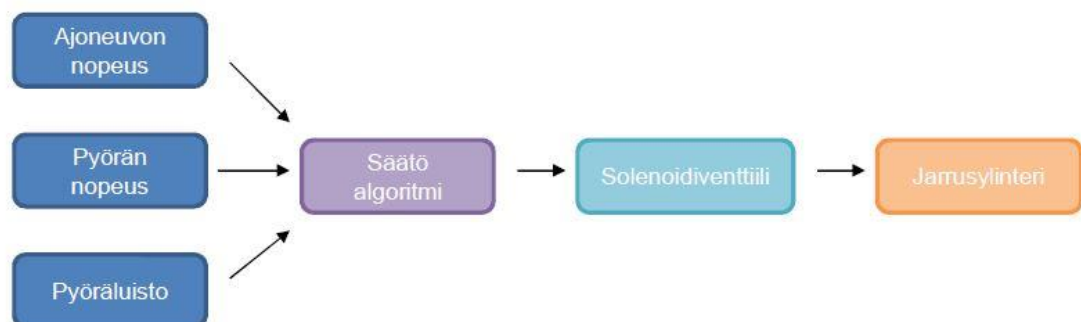
Kuva 11. ABS-säätö liukkaalla alustalla [1, s. 84].

Vaiheet 1–3 ovat samanlaiset kuin pitävällä alustalla jarruttaessa. Vaihe 4 alkaa lyhytkestoisella jarrupaineen pitojaksolla. Sen jälkeen verrataan hyvin lyhyessä ajassa pyörän kehänopeutta luiston raja-arvoon λ_1 . Koska pyörän kehänopeus on alempi kuin luiston raja-arvo, alennetaan jarrupainetta ennalta määrätyn ajan verran. Tätä seuraa uusi lyhyt paineenpitovaihe. Sen jälkeen kehänopeutta verrataan uudelleen luiston raja-arvoon, jota seuraa lyhyt ennalta määritetty paineen alennusjakso. Seuraavan paineenpitojakson aikana pyörä kiihtyy edelleen ja sen kehä nopeus ylittää raja-arvon $+a$. Se johtaa uuteen paineen pitojaksoon, kunnes raja-arvo $+a$ jälleen alittuu. Vaiheessa 6 seuraa portaittainen paineen nousu, kunnes vaiheessa 7 paineen nousun seurauksena aloitetaan uusi säätösykli.

4.2.2 Säättösuureet

Tärkeä tekijä ABS-järjestelmän tehokkuutta määriteltäessä on valitut säätö suureet. Säädön perusteena toimivat pyöränopeussignaalit, joista elektroninen ohjainyksikkö laskee pyörän hidastuvuuden ja kiihtyvyyden, pyöräluiston, referenssi nopeuden ja ajoneuvon hidastuvuuden. Säädön kulku on esitetty kuvassa 12. Kaikkia edellä mainittuja suureita tarvitaan tehokkaan jarruttamisen saavuttamiseksi.[1, s. 80.]

Koska pyöräluistoa ei voida suoraan mitata, laskee elektroninen ohjainyksikkö likiarvon sille käyttäen hyväkseen vertailunopeutta, joka tarkoittaa nopeutta optimaalisessa jarrutus tilanteessa eli kun pyörän luistoprosentti on ideaali. Yksinkertaisimmillaan vertailunopeus saadaan laskemalla kahden diagonaalisen (esim. vasen etupyörä ja oikea takapyörä) pyörän nopeuden keskiarvo. Osajarrutuksen aikana vertailunopeuden määrittää näistä kahdesta pyörästä nopeampi. Mikäli hätäjarrutuksen aikana ABS sekaantuu jarrutukseen, kaikki pyöränopeudet eroavat ajoneuvon nopeudesta, eikä niitä voida käyttää sellaisenaan vertailunopeuden laskemiseen. ABS-säätökierron aikana käytetään ohjainyksikön laskemaa nopeutta, joka perustuu säätökierron alussa laskettuun vertailunopeuteen, jota lineaarisesti vähennetään jarrutuksen jatkuessa. Vertailunopeuden kuvaajan kulmakerroin määritellään analysoimalla loogisia signaaleita ja niiden yhteyksiä.



Kuva 12. ABS-säädön kulku

5 Ajonvakautusjärjestelmä

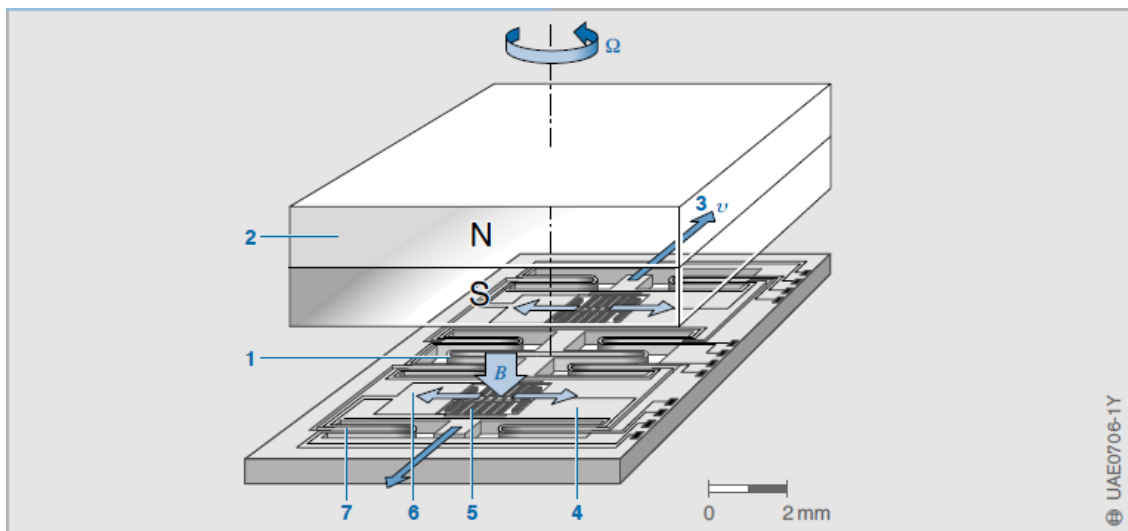
Ajonvakautusjärjestelmän tarkoituksena on parantaa ajoneuvon käyttäytymistä ja ohjattavuutta itsenäisesti käyttämällä ABS järjestelmää sekä moottorin vääntömomentin säätöä. Eri auto valmistajat ovat nimenneet järjestelmiä omilla nimillään, mutta yleisesti toimintatapa kaikissa järjestelmissä on sama. Yleisimpiä nimityksiä ovat mm. *ESP (Electronic Stability Program)*, *DSC (Dynamic Stability Control)* ja *VSC (Vehicle Stability Control)*. BMW esitteli DSC -järjestelmän vuonna 1992. Kyseisessä järjestelmässä ei ollut kiertonopeusanturia. Vuonna 1995 Bosch ESP -järjestelmä tuli sarjatuotantoon ja siitä eteenpäin järjestelmän ovat yleistyneet ja kehittyneet. 11.1.2014 lähtien ajonvakautus on ollut pakollinen varuste uusissa henkilöautoissa ja kevyissä paketti autoissa Euroopan unionin alueella.

5.1 Järjestelmän osat

Ajonvakautusjärjestelmä koostuu ABS-järjestelmän lisäksi ajonvakautuksen ohjainyksiköstä, pyörintänopeusantureista, kiertonopeusanturista, ohjauspyörän kääntökulma-anturista, sivuttaiskiihtyvyyssanturista ja jarrupaineanturista. Riippuen järjestelmästä voidaan myös moottorin momenttianturia, kaasupolkimen asema-anturia, vaihdeanturia (automaattivaihteisto), ajonopeutta ja pitkittäiskiihtyvyyssanturia käyttää ajonvakauden saavuttamiseen.

5.1.1 Kiertonopeusanturi

Havaitakseen ajoneuvon kiertymisen pystyakselinsa ympäri, käyttää ajonvakautusjärjestelmä kiertonopeusanturia, jota myös gyroksi kutsutaan. Anturi on mikromekaaninen ja sen toiminta perustuu kahden vastakkaisen mikromekaanisen piikiekon resonanssitaajuusvärähtelyyn tosiinsa nähden. Piikiekoissa on hyvin pienet kapasitiiviset kiihtyvyyssanturit, joista anturi pystyy mittaamaan kiekon pinnalla kohtisuorassa värähtelysuuntaan nähden vaikuttavan Coriolis-kiihtyvyyden, kun kiihtyvyyssanturi kiertyy pystyakselinsa ympäri nopeudella Ω . Anturin ulostulosignaali on verrannollinen kiertymisnopeuden ja vakioarvoon säädetyn värähtelyn nopeuden tuloon nähden. [5, s. 86.]



Kuva 13. Bosch MM1 -mallisen mikromekaanisen kiertonopeusanturin periaate kuva [1, s. 118].

5.1.2 Ohjauspyörän kääntökulma-anturi

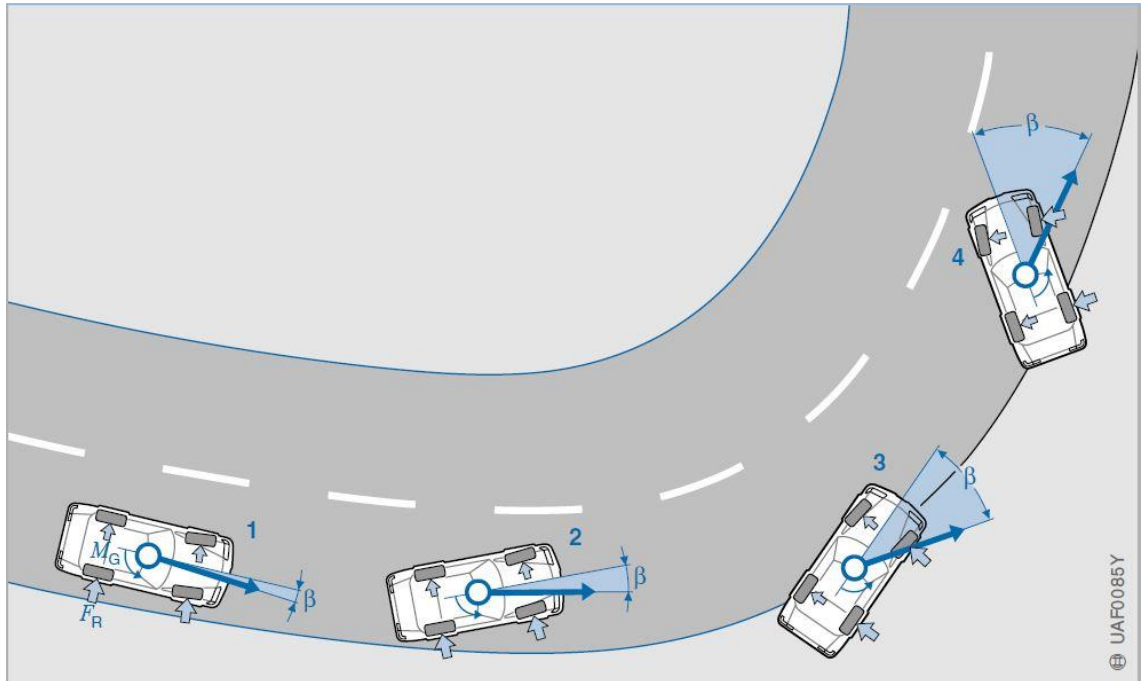
Ohjauskulman mittaamiseen voidaan periaatteessa käyttää mitä tahansa kulma-anturia. Koska ajonvakautus on tärkeä auton turvavaruste ja kääntökulma-anturi taas tärkeä osa ajonvakautusta, käytetään komponentteja, joiden toiminta voidaan testata yksinkertaisesti tai ne pystyvät itse ideaalisesti testaamaan itsensä. Yleisesti käytössä on potentiometrejä, optisia koodiantureita ja magnetismiin perustuvia antureita. Antureiden on tunnistettava ohjauspyörän kääntäminen jatkuvana signaalina ja lisäksi tallennettava se muistiin, sillä ne kykenevät mittaamaan ainoastaan yhden kierroksen (360°), kun taas henkilöautoissa ohjauspyörän toiminta alue on yleensä noin $\pm 720^\circ$. [5, s. 88.]

5.2 Järjestelmän toiminta

Ajonvakautusjärjestelmä käyttää ajoneuvon ABS-järjestelmää auton ohjaamiseen. Kun ajoneuvon käyttäytymistä priorisoidaan, pidetään auton ajonvakautta hidastuvuutta tärkeämpänä ja siksi tilanteessa, jossa ajoneuvoa hidastetaan, mutta sen käytös on labiili, toimii ABS-järjestelmä ajonvakautuksen ehdoilla.

Auton vakauttamiseksi käytetään pyöräkohtaisia jarrupaineen säätöjä, joilla yritetään vaikuttaa auton yli- tai aliohjaamiseen. Esimerkiksi auton yliohjatessa vasemmalle kääntyvässä mutkassa, ajonvakautusjärjestelmä jarruttaa oikeaa etupyörää. Jos auto aliohjaa

samaisessa mutkassa, järjestelmä jarruttaa vasenta takapyörää. Järjestelmä voi myös käyttää ajovakauden saavuttamiseksi moottorinohjausta kiihdyttääkseen vetäviä pyöriä. [1. s. 108.]



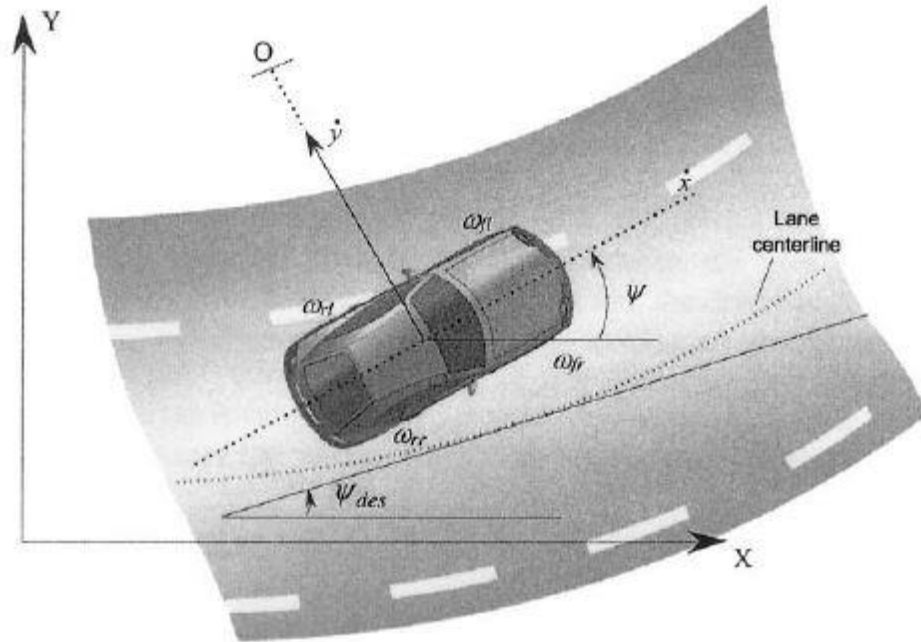
Kuva 14. Ajoneuvon yliohejaaminen, jossa M_G on kiertomomentti, F_R on pyörä voima ja β on sortokulma [1, s. 102].

Ajoneuvon käsiteltävyys pystytään määrittelemään maksimi sortokulmalla. Kun yksittäisten pyörien sortokulmia säädetään, voidaan tällöin säätää myös ajoneuvon kiertokulmaa. Kuljettajan kääntäessä rattia, pyörien sivuttaiskiihtyvyydet aikaansaavat kiertomomentin, joka johtaa kiertonopeuden muutokseen. Saavutettava kiertomomentti on riippuvainen ajoneuvon sortokulmasta. Maksimi kiertomomentti saavutetaan tietyllä sortokulmalla, joka on riippuvainen renkaan kehittämästä kitkasta. Kun maksimikitkan sortokulma ylitetään, kiertomomentti laskee ja lopulta ajoneuvon hallittavuus menetetään. Tätä havainnollistaa kuva 14. [8, s. 82.]

5.3 Ajoneuvomalli

Ajovakaudenhallitsemisen ajoneuvomalli perustuu yleisesti seitsemään vapaudenasteeseen. Pitkittäis- ja poikittaisnopeudet \dot{x} ja \dot{y} sekä kiertonopeus $\dot{\psi}$ muodostavat kolme

vapausastetta, jotka liittyvät auton koriin. Pyöränopeudet ω_{fl} , ω_{fr} , ω_{rl} ja ω_{rr} muodostavat loput neljä vapausastetta. Vapausasteet ovat kuvattuna kuvassa 15. [4, s. 224.]



Kuva 15. Ajoneuvomallin vapausasteet [4, s. 225].

5.3.1 Ajoneuvomallin yhtälöt

Auton ohjaukskulmaa kuvataan suureella δ . Pitkittäisiä pyörävoimia kuvataan suureilla F_{xfl} , F_{xfr} , F_{xrl} ja F_{xrr} ja poikittaisia pyörävoimia kuvataan suureilla F_{yfl} , F_{yfr} , F_{yrl} ja F_{yrr} . Näin ajoneuvomallin liikeyhtälöt ovat

$$m\ddot{x} = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos(\delta) + F_{xrl} + F_{xrr} - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin(\delta) + m\dot{\psi}\dot{y} \quad (8)$$

$$m\ddot{y} = F_{yrl} + F_{yrr} + (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin(\delta) + (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) - m\dot{\psi}\dot{x} \quad (9)$$

$$I_z\ddot{\psi} = l_f(F_{xfl} + F_{xfr}) \sin(\delta) + l_f(F_{yfl} + F_{yfr}) \cos(\delta) - l_f(F_{yrl} + F_{yrr}) + \frac{l_w}{2}(F_{xfr} - F_{xfl}) \cos(\delta) + \frac{l_w}{2}(F_{xrr} - F_{xrl}) + \frac{l_w}{2}(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin(\delta) \quad (10)$$

jossa pituudet l_f , l_r ja l_w viittaavat etäisyyksiin etuakselilta massakeskipisteeseen, taka-akselilta massakeskipisteeseen sekä raideleveyttä. [4, s. 226.]

5.3.2 Yhdistetyt poikittaisen ja pitkittäisen rengasmallin yhtälöt

Dugoff:n pyörämallia voidaan käyttää rengasvoimien laskemiseen. Renkaan mutkajäykkyyttä (cornering stiffness) kuvataan suurella C_α ja pitkittäisjäykkyyttä suurella C_σ . Pitkittäis rengasvoimat jokaiselle renkaalle voidaan laskea kaavalla [4, s. 227]:

$$F_x = C_\sigma \frac{\sigma}{1+\sigma} f(\lambda) \quad (11)$$

ja poikittaispyörävoimat voidaan laskea kaavalla

$$F_y = C_\alpha \frac{\tan(\alpha)}{1+\sigma} f(\lambda) \quad (12)$$

jossa λ saadaan yhtälöstä

$$\lambda = \frac{\mu F_z (1+\sigma)}{2\{(C_\sigma \sigma)^2 + (C_\alpha \tan(\alpha))^2\}^{1/2}} \quad (13)$$

ja

$$f(\lambda) = (2 - \lambda)\lambda \text{ jos } \lambda < 1 \quad (14)$$

$$f(\lambda) = 1 \text{ jos } \lambda \geq 1 \quad (15)$$

F_z on renkaan poikittaisvoima, kun μ on tien ja renkaan välinen kitkakerroin.

Kaavoista (11), (12), (13), (14) ja (15) voidaan laskea kunkin renkaan pitkittäisvoimat F_{xfl} , F_{xfr} , F_{xrl} ja F_{xrr} sekä poikittaisvoimat F_{yfl} , F_{yfr} , F_{yrl} ja F_{yrr} . Kunkin renkaan pitkittäis- ja poikittaisvoimia laskettaessa on käytettävä kunkin renkaan sortokulmaa sekä luistoprosenttia. [4, s. 228.]

5.3.3 Pyörän dynamiikka

Pyörien pyörimiseen vaikuttavat momentit saadaan seuraavilla momenttiyhtälöillä:

$$J_w \omega_{fl} = T_{dfl} - T_{bfl} - r_{eff} F_{xfl} \quad (16)$$

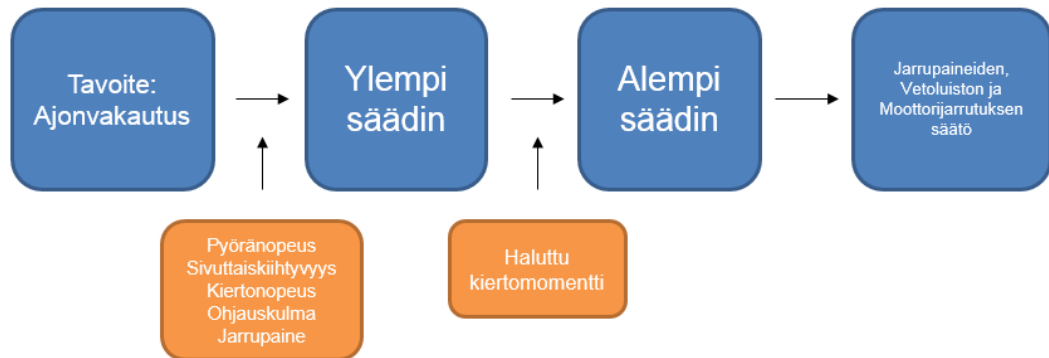
$$J_w \omega_{fr} = T_{dfr} - T_{bfr} - r_{eff} F_{xfr} \quad (17)$$

$$J_w \omega_{rl} = T_{drl} - T_{brl} - r_{eff} F_{xrl} \quad (18)$$

$$J_w \omega_{rr} = T_{drr} - T_{brr} - r_{eff} F_{xrr} \quad (19)$$

Momentit T_{dfl} , T_{dfr} , T_{drl} ja T_{drr} viittaavat pyörien voimansiirtomomentteihin ja T_{bfl} , T_{bfr} , T_{brl} ja T_{brr} pyörien jarrutusmomentteihin. [4, s. 228.]

5.3.4 Säättöprosessi



Kuva 16. Ajonvakautuksen säädön kulku.

Ajoneuvon ajonvakautuksen säädön kulku esitetään kuvassa 16. Ylemmän säätimen tavoitteena on ajonvakauden säilyttäminen ja sen oletuksena on säilyttää mikä tahansa

haluttu kiertomomentti. Ylempi säädin käyttää pyöränopeuksia, kiertonopeutta, poikittaishiihtyvyyttä, painetta jarrupolkimella ja ohjauskulmaa halutun saavuttaakseen halutun kiertomomentin. Alempi säädin pitää huolen, että ylemmän säätimen haluttu kiertonopeus saavutetaan. Alempi säädin käyttää ajovakauden saavuttamiseen pyörä kohtaista jarrupaineen säätöä sekä moottorijarrutuksen että vetoluiston säätöä.

5.3.5 Tavoite kiertonopeus

Vakioympyrän (vakiotila) ohjauskulma, kun ympyrän säde R tiedetään, saadaan kaavasta

$$\delta_{ss} = \frac{l_f + l_r}{R} + K_v a_v \quad (20)$$

missä K_v on aliohjaus kerroin, joka saadaan yhtälöstä

$$K_v = \frac{l_r m}{2C_{\alpha f}(l_f + l_r)} - \frac{l_f m}{2C_{\alpha r}(l_f + l_r)} \quad (21)$$

jossa $C_{\alpha f}$ ja $C_{\alpha r}$ ovat etu- ja takarenkaiden kaarrejaikkyudet.

Tästä johtuen vakioatilassa ohjauskulman ja ajoneuvon radan välinen suhde on

$$\delta_{ss} = \frac{l_f + l_r}{R} + \left(\frac{ml_r C_{\alpha r} - ml_f C_{\alpha f}}{2C_{\alpha f} C_{\alpha r}(l_f + l_r)} \right) \frac{V^2}{R} \quad (22)$$

ja ympyrän säde voidaan esittää ohjauskulman kautta kaavalla

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta_{ss}}{l_f + l_r + \frac{mV^2(l_r C_{\alpha r} - l_f C_{\alpha f})}{2C_{\alpha f} C_{\alpha r}(l_f + l_r)}} \quad (23)$$

Näin ollen auton tavoite kiertonopeus voidaan määrittää ohjauskulmasta, auton nopeudesta sekä auton parametreista seuraavalla kaavalla

$$\psi_{des} = \frac{\dot{x}}{R} = \frac{\dot{x}}{l_f + l_r + \frac{m\dot{x}^2(l_r C_{\alpha r} - l_f C_{\alpha f})}{2C_{\alpha f} C_{\alpha r}(l_f + l_r)}} \delta \quad (24)$$

On huomattava, että edellisessä kaavassa $C_{\alpha f}$ ja $C_{\alpha r}$ kuvaavat erikseen jokaisen etu- ja takarenkaan kaarrejäykkyyttä ja oletuksena on, että sekä etu- että taka-akselilla on kaksi pyörää. Jos etu- ja takarenkaiden kaarrejäykkyys on sama, on $C_{\alpha f} = C_{\alpha r} = C_{\alpha}$. [4, s. 231.]

5.3.6 Tavoite sortokulma

Vakiotilan kiertokulman virhe kaarreaajossa saadaan kaavasta

$$e_{2_{ss}} = -\frac{l_r}{R} + \frac{l_f}{2C_{\alpha r}(l_f + l_r)} \frac{mV^2}{R} = -\frac{l_r}{R} + \alpha_r \quad (25)$$

ja vakiotilan sortokulma on

$$\beta = -e_{2_{ss}}$$

tai

$$\beta = \frac{l_r}{R} - \frac{l_f}{2C_{\alpha r}(l_f + l_r)} \frac{mV^2}{R} \quad (26)$$

Edellä ilmastu vakiotilan sortokulma on esitetty nopeuden ja kaartosäteen ehdoin. Vakiotilan sortokulma voidaan myös esittää vakiotilan ohjauskulman mukaan. Yhdistämällä kaavat 23 ja 26 vakiotilan sortokulma on [4, s. 232]:

$$\beta = \frac{1}{R} \left(l_r - \frac{l_f}{2C_{\alpha r}(l_f + l_r)} mV^2 \right)$$

tai

$$\beta = \frac{\delta_{ss}}{l_f + l_r + \frac{mV^2(l_r C_{\alpha r} - l_f C_{\alpha f})}{2C_{\alpha f} C_{\alpha r}(l_f + l_r)}} \left(l_r - \frac{l_f}{2C_{\alpha r}(l_f + l_r)} mV^2 \right)$$

joka yksinkertaistettuna muuttuu muotoon

$$\beta_{des} = \frac{l_r - \frac{l_f mV^2}{2C_{\alpha r}(l_f + l_r)}}{(l_f + l_r) + \frac{mV^2(l_r C_{\alpha r} - l_f C_{\alpha f})}{2C_{\alpha f} C_{\alpha r}(l_f + l_r)}} \delta_{ss} \quad (27)$$

Myös tässä esityksessä oletetaan, että kaarrejäykkyys joka eturenkaalla on $C_{\alpha f}$ ja takarenkaalla $C_{\alpha r}$.

Kaava 27 kuvaa tavoite sortokulman ohjauskulman, auton pitkittäisnopeuden ja auton parametrien funktiona.

5.3.7 Kiertonopeuden ja sortokulman yläraja-arvot

Tavoite kiertonopeuden ja sortokulman arvoja ei voida aina käyttää. Esimerkiksi tien kitkakertoimen ollessa alhainen ei ole turvallista käyttää tavoite kiertonopeutta, koska tällöin tie ei pysty välittämään tarvittavia rengasvoimia. Tämän vuoksi haluttua kiertonopeutta on rajattava tien ja renkaanvälisen kitkakertoimen funktiolla.[7, s.233.] Jos ajoneuvo esimerkiksi rullatessaan vapaasti oikealle kääntyvässä kaarteessa yliohtautuu ja kiertonopeuden haluttu nopeus ylittyy, määrittelee ajovakauden hallinta, että vasemmanpuoleiselle etupyörälle on aikaansaatava jarrutusluistoa. Tämän seurauksena syntyy pyörähdysvaarassa olevaan ajoneuvoon vasemmalle vaikuttava kiertomomentin muutos.

Ajoneuvon poikittaiskiihtyvyys massakeskipisteestä saadaan kaavalla;

$$a_{y_cg} = \dot{x}\dot{\psi} + \ddot{y} \quad (28)$$

Koska $\dot{y} = \dot{x}\tan(\beta)$, voidaan poikittaiskiihtyvyys yhdistää kiertonopeuteen ja sortokulmaan kaavalla;

$$a_{y_cg} = \dot{x}\dot{\psi} + \tan(\beta)\ddot{x} + \frac{\dot{x}\dot{\beta}}{\sqrt{1+\tan^2\beta}} \quad (29)$$

Poikittaiskiihtyvyys on rajattava tien ja renkaan välisellä kitkakertoimella μ :

$$a_{y_cg} \leq \mu g \quad (30)$$

Lausekkeen 29 ensimmäinen jäsen on dominoiva laskettaessa poikittaiskiihtyvyyttä. Mikäli auton sortokulma ja sen derivaatta oletetaan pieniksi, toinen ja kolmas jäsen vaikuttavat vähäisesti kokonaispoikittaiskiihtyvyyteen. Tämän vuoksi yhdistämällä kaavat 29 ja 30 voidaan käyttää kiertonopeuden ylärajaa [4, s. 234]:

$$\psi_{yläraja} = 0.85 \frac{\mu g}{\dot{x}} \quad (31)$$

Kerroin 0,85 antaa toisen ja kolmannen jäsenen kaavassa 29 vaikuttaa 15 % kokonaispoikittaiskiihtyvyyteen. Tavoite kiertonopeutta pidetään siis haluttuna nimellis kiertonopeutena kaavan 24 mukaan niin kauan kuin se ei ylitä kaavassa 31 määriteltyä ylärajaa. [7, s. 234.]

Haluttu sortokulma tietylle ohjauskulmalle ja ajoneuvon nopeudelle saadaan kaavasta 27. Tavoite sortokulman täytyy myös olla rajoitettu liian suuren sortokulman välttämiseksi. Korkeilla sortokulman arvoilla renkaan lineaarinen käyttäytymien loppuu ja se lähestyy pidon menettämistä. Empiirisen tutkimuksen avulla on ehdotettu seuraavaa yläraja-arvoa sortokulmalle:

$$\beta_{yläraja} = \tan^{-1}(0.02\mu g) \quad (32)$$

Tämä kaava tuottaa 10° :n ylärajan kitkakertoimen ollessa 0,9 ja 4° :n ylärajan kitkakertoimen ollessa 0,35. Tämä vastaa karkeasti haluttuja sortokulman rajoja kuivalla asfaltilla sekä kovalla lumella. [4. s. 234.]

5.3.8 Ylemmän säätimen toiminta

Ylemmän säätimen tarkoituksena on määrittää ajoneuvon haluttu kiertomomentti, jotta saavutetaan tavoite kiertonopeus ja sortokulma. Ääritilanteessa ylemmän säätimen tulisi tuoda ajokäyttäytyminen mahdollisimman lähelle normaalitilanteen ajokäyttäytymistä eli ns. toivottu käytös.

Sliding mode control design -metodia on käytetty kiertonopeuden ja sortokulman selvittämisessä. Liukupinta tarkastelua käytetään kiertonopeuden, sortokulman tai niiden molempien seurantaan. Tarkastelun pohjana voidaan käyttää seuraavia kolmea tapaa:

$$s = \dot{\beta} + \xi\beta \quad (33)$$

$$s = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{target} \quad (34)$$

$$s = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{target} + \xi\beta \quad (35)$$

Varmistamalla, että auton reagointi tiehen vähenee, kun $s = 0$, varmistetaan että auton haluttu kiertonopeus ja sortokulma säilytetään. Yksi tapa käyttää kyseistä säätö menetelmää on:

$$s = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{target} + \xi(\beta - \beta_{target}) \quad (37)$$

Tämä malli on määritelty painotettujen kiertonopeus ja sortokulma virheiden yhdistelmänä ja sen tavoite kiertonopeus ja sortokulma saadaan yhtälöistä 24 ja 27. [4, s. 236.]

5.3.9 Alemman säätimen toiminta

Alempi säädin määrittää jarrupaineen jokaisella pyörällä, jolla pyritään saavuttamaan ylemmän säätimen määrittelemä kiertomomentti. Alempi säädin käyttää hyväkseen myös moottorijarrutuksen säätöä ja vetoluiston säätöä. Kiertomomentin saavuttamiseksi tarvittava pyörävoima saadaan kaavalla;

$$\Delta F_{xf} = \frac{2M_{\psi b}}{l_w} \quad (38)$$

Kun otetaan huomioon oikean ja vasemman etupyörän dynamiikka, saadaan

$$J_w \dot{\omega}_{fl} = T_{dfl} - A_w \mu_b R_b P_{bfl} - r_{eff} F_{xfl} \quad (39)$$

$$J_w \dot{\omega}_{fr} = T_{dfr} - A_w \mu_b R_b P_{bfr} - r_{eff} F_{xfr} \quad (40)$$

Vetomomentit T_{dfl} ja T_{dfr} määritellään kuljettajan kaasupolkimen asennon mukaan tai yhdistämällä kaasupolkimen asento sekä ajonvakautusjärjestelmän haluttu vetomomentti. Jarrupaineet P_{bfl} ja P_{bfr} määritellään jarrupolkimen tuottaman paineen sekä vaaditun kiertomomentin saavuttamiseksi tarvittavan jarrupaineen mukaan. Kaavoista 39 ja 40 nähdään, että haluttu pitkittäisrengasvoima ΔF_{xf} etupyörillä saadaan valitsemalla jarrupaineet molemmille etupyörille:

$$P_{bfl} = P_0 - a \frac{\Delta F_{xf} r_{eff}}{A_w \mu_b R_b} \quad (41)$$

$$P_{bfr} = P_0 + (1 - a) \frac{\Delta F_{xf} r_{eff}}{A_w \mu_b R_b} \quad (42)$$

missä P_0 on mitattu jarrupaine pyörällä, kun toispuolinen jarrutus on aloitettu ensimmäisen kerran ja vakio a on valittu niin, että $0 \leq a \leq 1$ ja P_{bfl} sekä P_{bfr} ovat molemmat positiivisia. Tapauksessa, jossa kuljettaja ei jarruta, on ΔF_{xf} positiivinen ja $P_0 = 0$, on tällöin $a = 0$. Toisaalta, jos kuljettaja jarruttaa ja P_0 on melko suuri, voidaan tällöin a :n arvoksi valita 0,5. Tämä tarkoittaa, että toispuolinen jarrutusmomentti saavutetaan kasvattamalla jarrupainetta toisella pyörällä ja alentamalla sitä toisella. Näin ollen a :n arvo on valittava reaaliajassa perustuen P_0 :n arvoon. [4, s. 239.]

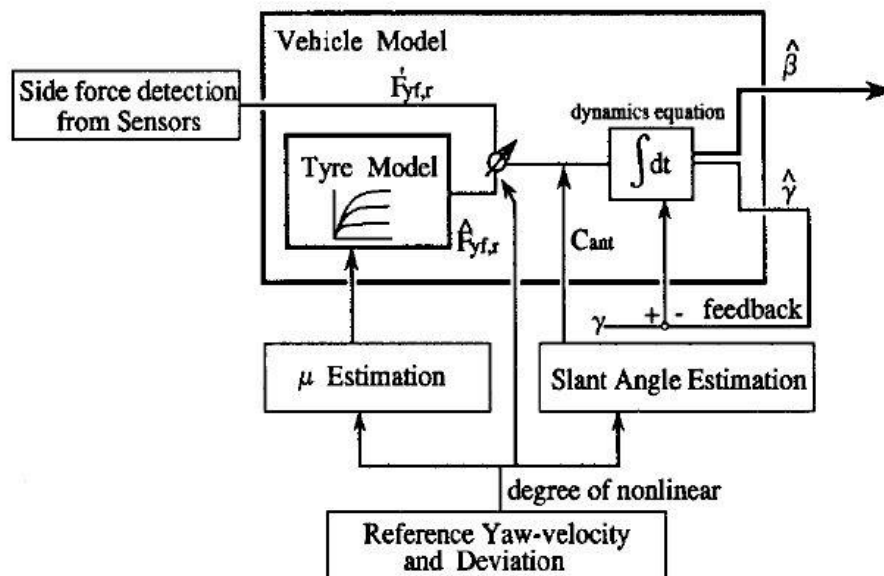
5.4 Sortokulman arviointi

Sortokulman mahdollisimman tarkka arviointi on tärkeä osa ajonvakautuksen onnistumista. Arvioinnin hankaluus johtuu renkaan epälineaarisesta käyttäytymisestä sekä ajoneuvon suhteellisesta kallistuskulmasta tiehen nähden. Sortokulman ja ajoneuvon nopeuden arvioimiseksi on kehitetty monia eri menetelmiä, jotka perustuvat mm. lineaariin tai quasilineaariin tekniikkoihin. Myös epälineaarisia arviointitapoja on monia. Näiden lisäksi erilaisia variaatioita Kalman suotimesta käytetään sortokulman arviointiin.

Yoshoki Fukadan sortokulman arviointi

Tämä arviointi menetelmä perustuu ajoneuvomallin tarkkailun ja suoran integraation yhteismenetelmään. Ajoneuvomallin tarkkailu -tavan etuja ovat hyvä tarkkuus lineaarisella alueella, kun taas epälineaarisella tavan tarkkuus ei ole riittävä johtuen pyörän sivuvoiman kylläisyydestä sortokulmaa kohtaan. Suoran integroinnin etuja ovat riippumattomuus renkaan ominaisuuksista, tien kitkasta, ajoneuvon lastauksesta ja muista ajoneuvon ominaisuuksista. Sen huonoja puolia ovat anturointi virheiden kertyminen ja tien kallistuskulman aiheuttamat virheet. Näin ollen kummankin tavan käyttö yhdessä antaa edellytykset tarkalle sortokulman arvioinnille, kun tähän lisätään vielä ajoneuvomallin virheen kompensointi, joka tehdään kiertonopeus tiedon algoritmin avulla. [9, s. 3.]

Tien kitkakertoimen arviointi on tärkein parametri epälineaarisen ajoneuvomallin tilanteessa ja sitä varten on luotu kitkakertoimen suodatus menetelmä. Ajoneuvon tila arvioidaan kiertonopeutena auton ohjauskulmasta. Tämän lisäksi järjestelmään on lisätty tien kallistuksen arviointi ja ajoneuvomallin tarkistus. Jotta järjestelmä pysyisi yksinkertaisena kaikki järjestelmän osat toimivat itsenäisesti ja tämä toteutus tekee siitä myös luotettavan. [9, s. 3.]



Kuva 17. Sortokulma arvioinnin järjestelmäkuvaus [9, s. 4].

Järjestelmän toiminta kuvataan kuvassa 17, jossa arvio sortokulmasta on merkitty $\hat{\beta}$:lla. Ajoneuvomallissa dynaamiset muuttujat, kuten kiertonopeus ja sortokulma on esitetty

differentiaali yhtälöinä ja ratkaistu integroimalla ne. Pyörien sivuvoimat saadaan antureilta tai rengasmallista. Kiertonopeuden poikkeamaa vertailu kiertonopeudesta käytetään tietona ajoneuvon tilasta kaikissa yksiköissä. [9, s. 4.]

6 Ajonvakautuksen säätö

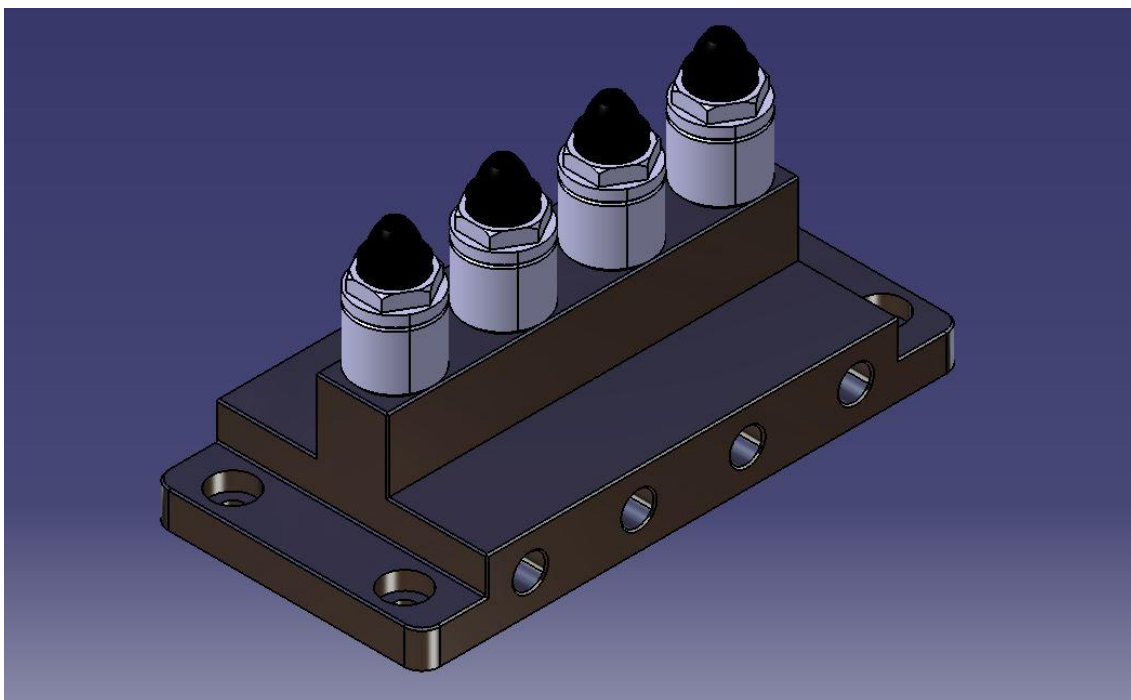
Mahdollisuudet ajonvakautuksen säädössä ovat rajalliset lähinnä ajonvakauksenohjainlaitteen salausten vuoksi. Koulumme BMW M3:n tapauksessa auton ajonvakautuksen ohjainyksikön parametrien muuttaminen ei ole mahdollista, mutta järjestelmän vetoluis-tonesto on mahdollisesti kytkettävissä pois päältä ajonvakautuksen ollessa kytkettynä. Autossa olevasta Teves MK60 -ajonvakautusjärjestelmästä on olemassa myös toinen versio, joka on asennettuna BMW M3 CSL -erikoismalliin. Kyseisessä versiossa ajonvakautusjärjestelmästä on mahdollisuus valita eri ajovakauden säätöohjelmia, joita ovat esimerkiksi märän tai kuivan asfaltin ohjelma. Kyseisen version salaus on myös mahdollisesti löyhempi, jolloin mm. auton parametreja sekä kiertonopeuden tai luistoprosentin raja-arvoja voisi muuttaa.

7 Jarrupaine anturoinnin suunnitelma

Pyöräkohtaisten jarrupaineiden anturoinnin tarkoituksena on hankkia tietoa jarrupaineiden käyttäytymisistä ABS-järjestelmän ja ajonvakauden toiminnan aikana. Tietoa voidaan käyttää mm. kyseisten järjestelmien tutkimiseen, järjestelmien toimimiseen sekä ajoneuvon käyttäytymiseen eri tilanteissa. Anturointi koulumme BMW M3 -autoon edistäisi myös ajodynamiikan koulutusta esimerkiksi Ajodynamiikan tutkimustyöt-kurssilla, jonka kurssiohjelmaan kuuluu testiajopäivä edellä mainitulla autolla. Ajopäivän tarkoituksena on tutkia auton ajodynamiikkaa erilaisin kokein, mm. kiihdytys- ja jarrutustestien sekä pujottelutestien avulla. Auton ajokäyttäytyminen taltioidaan erilaisten antureiden avulla tiedonkeruujärjestelmään. Kurssin tehtävänä on analysoida näitä saatuja tietoja ja niiden pohjalta selvittää auton käyttäytymistä.

7.1 Erillinen anturointi

Erillisellä anturoinnilla tarkoitetaan autoon lisättyjä antureita, jotka eivät ole muuten kytköksissä auton toimintaan. Anturointi voidaan toteuttaa esimerkiksi valmistamalla ns. jakoblokki, johon tulee jokaisen pyörän jarrulinja ABS-järjestelmän hydrauliyksiköltä, neljä jarrupaine anturia sekä lähdöt jokaiselle jarrusylinterille. Toteutus on melko yksinkertainen, eikä se vaadi suuria muutoksia autolle. Ainoat muutokset olisivat alkuperäisten jarruputkien taivuttaminen sekä johdotuksen reitittäminen tiedonkeruu järjestelmälle. Kuvassa 18 on esimerkki antureiden jakoblokista ja siihen liitetystä antureista.



Kuva 18. Esimerkki jarrupaineantureiden jakoblokista ja antureiden sijoituksesta

Jakoblokissa on sisään- ja ulostulot kummallakin reunalla, joihin jokaiselle jarrusylinterille menevät jarrulinjat kytketään. Jarrupaineanturit on sijoitettu blokin päälle ja ne mitaavat kunkin jarrulinjan painetta jakoblokkiin porattujen kanavien kautta. Jakoblokki voidaan sijoittaa hydrauliyksikön läheisyyteen sopivaan kohtaan.

Huonona puolena erillisessä jarrupaineen anturoinnissa voidaan pitää jarrupaineantureiden hintaa, jotka maksavat noin 100–200 euroa kappale. Antureina voidaan esimerkiksi käyttää auton alkuperäisiä ensiöpaineantureita.

7.2 Jarrupainetiedot ajoneuvon ajonvakautuksen ohjainyksiköltä

Jarrupainetietojen kerääminen ajonvakautuksen ohjainyksiköltä on toinen vaihtoehto jarrupainetietojen saamiseksi. Tällä tavoin autoon ei tarvitse lisätä komponentteja eikä sen olemassa olevia komponentteja tarvitse muokata. Kyseinen tapa on myös halvempi kuin erillinen anturointi. Tietojen saaminen ohjainyksiköltä vaatii kuitenkin tietoteknistä osaamista auton ohjainjärjestelmiin pääsemiseksi ja suurimpana haasteena voidaan pitää ohjainlaitteen salauksien purkua. Ei ole myöskään täysin varmaa, onko kyseisistä dataa mahdollista kerätä ohjainlaitteelta.

Lähteet

- 1 Reif, Konrad. 2014. Brakes, Brake control and driver assistance systems. 1st ed. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- 2 Heiing, B. & Ersoy, M. 2011. Chassis Handbook. 1st ed. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- 3 Oikarinen, Pasi. 2008. Jarrujen mitoitusaulukko. Opetusmateriaali. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 4 Rajamani, Rajesh. 2006. Vehicle Dynamics and Control. Berlin: Springer.
- 5 Kost, F., Koch-Dücker, H-J., Niewels, F., Schuh, J., Ehret, T., Wagner, J., Papert, U., Heinen, F. & Eberspächer, P. 2004. Suom. Juhala M. 2005. Ajonvakautusjärjestelmät. Plochingen: Robert Bosch GmbH.
- 6 Oikarinen, Pasi. 2009. Auton alustarakenteet 2. Opetusmateriaali. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 7 Moottoriajoneuvoja ja niiden perävaunujen jarrulaitteita koskeva direktiivi 98/12/EY. 1998. 17.4.2015.
- 8 Oikarinen, Pasi. 2010. Jarrukurssi. Opetusmateriaali. Metropolia Ammattikorkeakoulu.
- 9 Fukada, Yokoshi. 2010. Slip-Angle Estimation for Vehicle Stability Control. Verkkodokumentti. <<http://dx.doi.org/10.1076/vesd.32.4.375.2079>>. Luettu 24.3.2015.

Jakoblokin työkuva

