

Aktive fjæringssystemer for personbiler

Active suspension systems for passenger vehicles

Lars Ingjeringen

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP
Institutt for Matematiske realfag og Teknologi
Masteroppgave 30 stp. 2013



FORORD

Dette er en Masteroppgave skrevet av Lars Ingjeringen våren 2013 ved Institutt for Matematiske realfag og Teknologi ved Universitetet for Miljø og Biovitenskap. Hovedmålet med oppgaven er å beskrive hvordan tre bilfabrikanter tar i bruk teknologi som aktivt kontrollerer parametere i fjæringssystemet, illustrert ved hver sin bilmodell.

Oppgaven inneholder en grunnleggende studie av hjuloppheng og fjæringssystemer, deretter blir aktive fjæringssystemer for tre bilmodeller presentert.

Oppgaven innledes med en del grunnlagsteori som er nødvendig å for å forstå kompromissene som må inngås ved utvikling av et hjuloppheng.

Rapporten kan brukes som veiledning til andre som skal konstruere et hjuloppheng, og den gir informasjon om tre aktive fjæringssystemer.

Ønsker å takke hovedveileder førsteamanuensis Geir Terjesen ved IMT ved UMB for god veiledning og hyggelige møter gjennom våren. Ønsker også å takke teknisk konsulent i Toyota Norge AS Roy Ekornrud, leder av serviceskolen i Audi Norge AS Per-Olav Silviken og teknisk konsulent i Porsche Norge AS Øyvind Duvaland for fremskaffing av informasjon om de aktive fjæringssystemene.

Lars Ingjeringen

SAMMENDRAG

Denne masteroppgaven er initiert av IMT ved UMB for å innhente informasjon om nye aktive fjæringssystemer siden det utvikles et nytt fag i kjøretøydynamikk ved instituttet. Målet har vært å beskrive virkemåte og praktisk virkning av tre eksempler på aktive fjæringssystemer.

Det er gjort et litteraturstudie på fagområdet kjøretøyunderstell, som tar for seg både hjuloppheng og fjæringssystemer. Informasjon om de aktive systemene i Toyota Land Cruiser 200, Audi A7 og Porsche 911 er innhentet hos de norske importørene. Den viktigste boka på området er Reimpell, Stoll & Betzler "The Automotive Chassis: Engineering Principles" fra 2001 [2].

I litteraturen er det godt belyst at det er motstridende hensyn for et fjæringssystem. Komfort og kjøresikkerhet er motstridende, og det stilles høye krav til begge. Teorien viser at aktiv kontroll over fjæring og demping gir gode muligheter til både økt komfort og økt kjøresikkerhet.

Kjøretøyunderstell har et meget komplisert funksjonsbilde, det er mange hensyn og vurderinger som gjøres av fabrikantene ved utviklingsarbeid. Oppgaven er begrenset til å ta for seg de viktigste hensyn og vurderinger, hvor spesielt krenkning og nikking er sentralt. Krenkning og nikking kan motvirkes av bilens konstruksjon og fysiske mål, men også gjennom parametere i fjæringssystemet eller geometriske forhold i hjuloppheng.

De konkrete systemene presentert i oppgaven er representert ved tre forskjellige bilmodeller, som til sammen gir en beskrivelse av seks forskjellige aktive fjæringssystemer. Toyota og Audi leverer fullaktive systemer med kontroll over både fjærer og demping. Audi og Porsche leverer systemer for elektronisk kontroll av støtdemperne, Audi leverer dette i kombinasjon med luftfjæring eller som et separat system med ordinær fjæring. Toyota og Porsche leverer aktive stabilisatorstag, tilleggsfjærer i understellet som aktivt varierer krenkningsmotstanden.

Informasjonen tilgjengelig fra importørene er beregnet for opplæring av teknisk personell, og er på et prinsipielt nivå. Informasjon på et dypere teknisk nivå er ikke tilgjengelig fra importørene i Norge.

Aktive fjæringssystemer finnes i et begrenset omfang, og i Norge finnes det ingen statistikk om systemenes driftssikkerhet over tid. NAF har generelle erfaringer med at det gjerne oppstår feil over tid, og at kostnadene forbundet med feil på aktive systemer kraftig overgår kostnaden ved passive systemer.

ABSTRACT

This thesis is initiated by IMT at UMB to collect information about new active suspension systems because there is a new course in vehicle dynamics under development at the institute. The goal has been to describe functions and practical effects of three different active suspension systems.

The work has been done by a general literature study on the field of chassis engineering. Information about the active suspension systems in Toyota Land Cruiser 200, Audi A7 and Porsche 911 have been gathered from the norwegian importers. The most important book on the topic is Reimpell, Stoll & Betzler "The Automotive Chassis: Engineering Principles" from 2001 [2].

In the literature the conflicting goals of vehicle suspensions are well described. Ride comfort and ride safety is conflicting, and a high level of both is required. The theory shows that systems that actively controls the suspension parameters have great potential to increase both.

Vehicle suspensions have a complex feature image, many goals and parameters have to be assessed by the manufacturers when developing suspension systems. This thesis is limited to take account the most important considerations, where roll and pitch resistance is central. Roll and pitch can be limited by the physical dimensions of the vehicle, but also through parameters in the suspension or geometrical relations.

The specific systems presented in the thesis is represented by three different car models, which combined give a description of six different active suspension systems. Toyota and Audi delivers full active systems witch controls both springing and damping. Audi and Porsche delivers systems for electronic control of the shock absorbers, Audi delivers this in combination with air suspension or as a separate system with ordinary springs. Toyota and Porsche delivers active stabilizers, that actively controls roll stiffness.

The information provided by importers is intended for training of technicians, and are at a fundamental level. Information on a deeper technical level is not available from the importers in Norway.

Active suspension systems are available in a limited scope, and in Norway there are no statistics on the systems' reliability over time. NAF has general experience that it often fails over time, and that the costs associated with the failure of active systems greatly exceeds the cost of passive systems.

INNHOILDSFORTEGNELSE

FORORD	I
SAMMENDRAG	II
ABSTRACT	III
1. INNLEDNING	1
1.1. Bakgrunn	1
1.2. Problemstillinger	1
1.3. Målsettinger og begrensinger	1
1.3.1. Hovedmål	1
1.3.2. Delmål	1
1.3.3. Begrensninger	2
1.4. Kvalitetssikring	2
1.4.1. Kvalitetssikring produkt	2
1.4.2. Kvalitetssikring rapport	2
1.5. Symboler og terminologi	3
1.5.1. Symboler	3
1.5.2. Terminologi	6
2. BESKRIVELSER	7
2.1. Innledende beskrivelser	7
2.1.1. Begreper og krav	7
2.1.2. Bevegelser	8
2.1.3. Bilens fysiske mål	9
2.2 Skjematisk fremstilling av fjæringssystemet	10
2.2.1. Modeller	10
2.2.2. Dobbeltmasse kvartbilmodell	11
2.3. Fjærtyper	15
2.3.1. Fjæring generelt	15
2.3.2. Bladfjær	16
2.3.3. Torsjonsfjær	17
2.3.4. Skruefjær	18
2.3.5. Hydropneumatisk fjæring	19
2.3.6. Luftfjæring	20
2.4. Støtdempere	21
2.4.1. Støtdemping generelt	21
2.4.2. Dobbeltkammer	23
2.4.3. Enkeltkammer	24
2.4.4. Demperkonstant	24
2.5. Stabilisatorstag	26
2.5.1. Stabilisatorstag generelt	26
2.5.2. Stabilisatorstaget ved forskjellige fjæringsbevegelser	27
2.6. Aktive fjæringssystemer	28
2.6.1. Aktive fjæringssystemer generelt	28

2.6.2. Systemer for høydejustering.....	29
2.6.3. Aktive fjæringssystemer	30
2.7. Stiv aksel.....	32
2.7.1 Generelt om stive aksler.....	32
2.7.2. Hotchkiss bakhjulsoppheng.....	33
2.7.3. Bakoverstilte bærearmer	34
2.7.4. Semi-stive aksler	35
2.8. Uavhengig hjuloppheng	37
2.8.1. Generelt om uavhengige hjuloppheng.....	37
2.8.2. Doble bærearmer	37
2.8.3. McPherson	37
2.8.4. Slepearmer	38
2.8.5. Skråstilte slepearmer	39
2.8.6. Multilink	39
3. Hjulgeometri	41
3.1. Krav til styring.....	41
3.2. Camber	42
3.3. K.P.I. - King Pin Inclination	43
3.3.1. Skrubbradius	44
3.4. Caster	46
3.5. Spissing.....	48
3.6. Spredning i sving.....	48
4. Kinematikk og elastokinematikk	50
4.1. Kinematiske og elastokinematiske forhold hjuloppheng	50
4.2. Slippvinkel.....	50
4.2.1. Slippvinkel	50
4.2.2. Over- og understyring	51
4.3. Krengningscenter og krengningsakse	53
4.3.1. Krengningsbevegelsen	53
4.3.2. Lastforskyving ved svingkjøring	54
4.3.3. Beregning av krengningscenter	58
4.3.4. Grafisk beregning av krengningscenter	61
4.4. Nikksentrum	63
4.4.1. Nikksentrum	63
4.4.2. Nikksentrum eksempel.....	64
4.5. Sporviddeendringer	65
4.5.1. Sidekrefter som følge av sporviddeendringer	65
4.5.2. Sammenheng sporviddeendring og krengningscenter	66
4.6. Camberendringer	67
5. Toyota Land Cruiser 200.....	70
5.1. Generell beskrivelse Land Cruiser 200	70
5.2 KDSS – Kinetic Dynamic Suspension System.....	71
5.2.1. KDSS – Aktive stabilisatorstag	71
5.2.2. KDSS – Systemdiagram.....	72
5.2.3. Hovedkomponenter	75

5.2.4. Virkemåte	76
5.3. Active Height Control og Active Vehicle Suspension.....	79
5.3.1. AHC og AVS – et fullaktivt hydropneumatisk system	79
5.3.2. Systemdiagram og koblingskjemaer	81
5.3.3. Hovedkomponentenes konstruksjon og virkemåte	86
5.3.4. Systemdrift	95
5.3.5. Virkemåte	97
6. Audi A7	102
6.1. Generell beskrivelse	102
6.2. A7 - AAS – Adaptive Air Suspension.....	104
6.2.1. AAS – et fullaktivt luftfjæringssystem	104
6.2.2. Systemdiagram	104
6.2.3. Hovedkomponenter	105
6.2.4. Systemstyring	109
6.3. CDC – Continous Damper Control	110
6.3.1. CDC – Elektronisk støtdemperkontroll.....	110
6.3.2. Virkemåte	111
7. Porsche 911	112
7.1. Generell beskrivelse	112
7.2. PDCC – Porsche Dynamic Chassis Control	114
7.2.1. PDCC – Aktive stabilisatorstag.....	114
7.2.2. Systemdiagram	115
7.2.3. Hovedkomponenter	118
7.2.4. PDCC i Cayenne	120
7.2. PASM – Porsche Active Suspension Management	122
7.2.1. PASM generelt.....	122
7.2.2. PASM – Elektrisk styring av ventiler i støtdemperen	123
8. DISKUSJON	125
8.1. Hovedtyper	125
8.1.1. Kategorisering	125
8.1.2. Fullaktive systemer	125
8.1.3. Systemer for demperkraftjustering.....	126
8.1.4. Aktive stabilisatorstag.....	126
8.2. Aktive fjæringssystemers påvirkning på understellet	127
8.3. Erfaringer med systemene.....	127
9. KONKLUSJON	129
10. LITTERATURREFERANSER.....	130

1. INNLEDNING

1.1. Bakgrunn

Det stilles stadig større krav om en sikrere kjøretøypark hvor kjøretøyenes sikkerhet og kjøreegenskaper settes i fokus. Fabrikantene konkurrerer derfor om å lage forbedrede fjæringssystemer som bedrer sikkerheten. I de siste 25 år er det gjort lite i Norge for å kartlegge hvordan de forskjellige fjæringssystemene har endret seg. Det er derfor ønskelig med en informasjonsinnhenting som fremskaffer kunnskaper om hvordan disse systemene fungerer, og relevante data om den praktiske virkningen av systemene.

Institutt for Matematiske realfag og Teknologi ved Universitetet for Miljø og Biovitenskap ønsker å initiere denne masteroppgaven fordi det skal utvikles et nytt fag i kjøretøydynamikk. I den forbindelse er det nødvendig med kunnskap om moderne aktive fjæringssystemer.

1.2. Problemstillinger

Konstruksjon av tradisjonelle fjæringssystemer krever at det blir valgt et sett av parametere som passer under alle forhold. Bilens last kan variere i stor grad og det finnes store forskjeller i veistandard, samtidig som det settes høye krav til moderne bilers komfort og kjøresikkerhet. Kjøresikkerheten er avgjørende for trygg kjøring under normale forhold, og førerens kontroll over bilen skal også ivaretas ved nødmanøvre.

Hvordan påvirker nye aktive fjæringssystemer vurderinger mellom komfort og kjøresikkerhet? Hvor motstridende er krav til komfort og sikkerhet? Hvilke parametere endrer disse nye aktive systemene på, og hvordan endres de? Hva er forskjellen mellom forskjellige typer aktive fjæringssystemer, og hvilke erfaringer finnes med de forskjellige typene?

1.3. Målsettinger og begrensinger

1.3.1. Hovedmål

Gi en oversiktlig redegjørelse om hvordan Toyota Land Cruiser 200, Audi A7 og Porsche 911 tar i bruk aktive fjæringssystemer for å gi bedre kjøreegenskaper og økt kjørekomfort.

1.3.2. Delmål

For å nå hovedmålet må det først nås en rekke delmål:

1. Gi en grunnleggende presentasjon av fjæringssystemer.
2. Gi en grunnleggende presentasjon av vanlige typer hjuloppheng.
3. Greie ut om konstruksjonsmessige utfordringer i bilunderstell.

4. Innsamling av informasjon og studie av virkemåten til systemene i de tre aktuelle bilene.
5. Samle informasjonen i en oversiktlig rapport.

1.3.3. Begrensninger

Denne oppgaven er prisgitt den informasjonen om de aktuelle aktive fjæringssystemene som er blitt gjort tilgjengelig av teknisk avdeling hos bilimportørene. Systemene er omfattende beskrevet og forklart, men er ikke fullt ut teknisk dokumentert. Dette gjenspeiler at importørene har behov for å vite hvorfor og hvordan systemene fungerer, men at selve utviklingen foregår internt hos bilfabrikantene. Importørene trenger informasjon for å lære opp mekanikere og salgspersonell, derfor er denne kun på et prinsipielt nivå.

Det er ikke skrevet noe om patenter og industrielle rettigheter i informasjonen fra importørene, men det er stor grunn til å mistenke at kjernen i de aktive systemene er beskyttet av industrielle rettigheter. Disse ligger enten hos bilfabrikantene selv eller hos underleverandører. Oppgaven går ikke inn på industrielle rettigheter i forbindelse med systemene.

Oppgaven berører grunnleggende kunnskap om hjuloppheng og hjulgeometri, dette er et omfattende og komplekst fagområde. Dybden på bakgrunnsteorien er begrenset til å gi leseren en innføring i de viktigste hensyn innenfor fagfeltet.

Aktive fjæringssystemer inneholder hydrauliske koblinger forklart i oppgaven gjennom bruk av hydrauliske koblingsskjemaer. De forskjellige komponentene er forklart sammen med koblingsskjemaene, det gis ingen teoretisk innføring i hydraulikk.

Oppgaven begrenses til å beskrive funksjoner og virkemåte for de aktive fjæringssystemene. Det er ikke gjort studie av kostnader, utbredelse på markedet eller vurderinger om utbredelsen av aktive fjæringssystemer i fremtiden.

1.4. Kvalitetssikring

1.4.1. Kvalitetssikring produkt

Produktet er kvalitetssikret gjennom bruk av flere kilder uavhengig av hverandre. Informasjonen om de aktive systemene er kun innhentet fra de norske importørene, og har ikke vært tilgjengelig fra andre kilder.

1.4.2. Kvalitetssikring rapport

Rapporten er kvalitetssikret gjennom grundig språkvask, gjennomgang av figurer, tabellnummerering og symbolliste.

1.5. Symboler og terminologi

1.5.1. Symboler

Symboler brukt i oppgaven er definert i tabellen under. Symbolene kommer i kronologisk rekkefølge.

Tabell 1 Symbolliste

Symbol	Forklaring	Enhet
i_{aa}	Forholdstall akselavstand	-
i_{sv}	Forholdstall sporvidde	-
m_s	Avfjæret masse	kg
c_s	Fjærkarakteristikk mellom avfjæret og uavfjæret masse	kN/m
k_s	Demperkonstant mellom avfjæret og uavfjæret masse	Ns/m
m_u	Uavfjæret masse	kg
c_t	Fjærkarakteristikk i dekk	kN/m
k_t	Demperkonstant i dekk	Ns/m
r_s	Forhold mellom fjærkarakteristikk i dekk og fjær	-
ζ	Demperforhold	-
F_c	Fjærkraft	N
c_c	Fjærkarakteristikk	N/mm
x_c	Forskyvning fra nøytralposisjonen	mm
n	Svingetall (egenfrekvens)	min ⁻¹
E	Elastisitetsmodul	MPa
c_b	Fjærkarakteristikk bladfjær	N/mm
b_b	Bredde fjærblad	mm
h_b	Høyde fjærblad	mm
l_b	Halve lengden av fjærbladet	mm
c_t	Fjærkarakteristikk torsjonsfjær	Nmm/rad
d_t	Diameter torsjonselement	mm
l_t	Lengde torsjonselement	mm
G	Skjærmodul	MPa
ν	Poisson's tall	-
F_t	Hjulkraft	N
r_t	Arm som gir moment i torsjonsfæra	mm
c_s	Fjærkarakteristikk skruefjær	N/mm
d_s	Diameter fjærtråd	mm
D_m	Middeldiameter skruefjær	mm
i_f	Antall virksomme vindinger	-
F_d	Dempekraft	N
k	Demperkonstant	kg/s

v_d	Hastighet på bevegelsen som skal dempes	m/s
k_c	Kritisk demperkonstant	kg/s
n_c	Svingetall	Hz
F_R	Reaksjonskraft på karosseriet	N
F_S	Kraft fra stabilisatorstaget til hjulopphenget	N
s_1	Høydeforskyvning hjul 1	mm
s_2	Høydeforskyvning hjul 2	mm
Δl_1	Forskyvning i lengderetning hjul 1	mm
Δl_2	Forskyvning i lengderetning hjul 2	mm
Δ_r	Akselens avvik fra utgangsstilling	°
F_T	Aksiell kraft i panhardstag	N
$F_{Y,W,r,o}$	Kraft i y-retning ytre bakhjul	N
$F_{Y,W,r,i}$	Kraft i y-retning indre bakhjul	N
$\Delta F_{z,w,r}$	Endring i kraft i z-retning bakhjul	N
Δh	Høydeforskjell på hjulet ved svingutslag og K.P.I.	mm
Δh_{maks}	Høydeforskjell på hjulet ved teoretisk svingutslag 90°	mm
A - A	Aksen midten av hjulets kontaktflate følger ved sving	-
h	Høydeforskjell dekk ved ulikt lufttrykk	mm
h_1	Maksimal høydeøkning pga castervinkel	mm
h_2	Maksimal høydereduksjon pga castervinkel	mm
∂	Spissingvinkel	°
i	Avstand mellom felgbånd i framkant	mm
j	Avstand mellom felgbånd i bakkant	mm
$r_{\Delta,t}$	Spissing i mm	mm
α_a	Ackermannsvinkel	°
K_S	Sidekraft ved svingkjøring	N
α	Slippvinkel	°
v_x	Avdrift i x-retning	mm
v_y	Lengde avdriftslinje	mm
α_f	Slippvinkel forhjul	°
α_r	Slippvinkel bakhjul	°
M	Svingsentrum	-
β	Vinkel mellom bilens lengdeakse og beveg. retning	°
a	Sentripetalakselerasjon	
v_h	Kjørehastighet	
r	Svingens radius	
R	Krengningscenter	-
b	Sporvidde	mm
m_{uf}	Uavfjæret masse foraksel	kg

m_{ur}	Uavfjæret masse bakaksel	kg
R_f	Krengningscenter foraksel	-
R_r	Krengningscenter bakaksel	-
G	Tyngdepunkt avfjæret masse	-
g	Tyngdens akselerasjon	m/s ²
d	Avstand krengningsakse og tyngdepunkt avfjæret masse	mm
h	Høyde krengningsakse ved tyngdepunkt	mm
h_f	Høyde krengningscenter foraksel	mm
h_r	Høyde krengningscenter bakaksel	mm
h_{uf}	Høyde uavfjæret masses tyngdepunkt foraksel	mm
h_{ur}	Høyde uavfjæret masses tyngdepunkt bakaksel	mm
T_f	Sporvidde foraksel	mm
T_r	Sporvidde bakaksel	mm
a_s	Avstand foraksel og tyngdepunkt avfjæret masse	mm
b_s	Avstand bakaksel og tyngdepunkt avfjæret masse	mm
ϕ	Krengningsvinkel	rad
L	Akselavstand	mm
M_k	Krengningsmoment	Nmm
M_ϕ	Totalt motstandsmoment mot krengning	Nmm
$M_{\phi f}$	Motstandsmoment mot krengning foraksel	Nmm
$M_{\phi r}$	Motstandsmoment mot krengning bakaksel	Nmm
k_s	Total krengningsstivhet	Nmm/rad
k_{sf}	Krengningsstivhet foraksel	Nmm/rad
k_{sr}	Krengningsstivhet bakaksel	Nmm/rad
F_{fSM}	Lastforskyvning av krengning foraksel	N
F_{rSM}	Lastforskyvning av krengning bakaksel	N
m_{sf}	Avfjæret masse foraksel	N
m_{sr}	Avfjæret masse bakaksel	N
F_{fsF}	Lastforskyvning avfjæret masse foraksel	N
F_{rsF}	Lastforskyvning avfjæret masse bakaksel	N
F_{fuF}	Lastforskyvning uavfjæret masse foraksel	N
F_{ruF}	Lastforskyvning uavfjæret masse bakaksel	N
F_f	Total lastforskyvning foraksel	N
F_r	Total lastforskyvning bakaksel	N
c_b	Avstand mellom bærearmer	mm
d_b	Avstand mellom nedre bærekule og bakken	mm
b_f	Sporvidde	mm
r_σ	Skrubbradius	mm
α_b	Vinkel øvre bærearmer	°

β_b	Vinkel nedre bærearm	°
σ	K.P.I.	°
P	Hastighetspol for dekkets kontaktflate	-
p	Høyde hastighetspol for dekkets kontaktflate	mm
E_b	Øvre bærekule	-
G_b	Nedre bærekule	-
k	Avstand nedre bærekule og hastighetspol	mm
h_{Ro}	Høyde krenningscenter	mm
q	Horisontal avstand mellom dekkflaten og hastighetspol	mm
$b_{f,1}$	Sporvidde 1	mm
$b_{f,2}$	Sporvidde 2	mm
Ro_1	Krenningscenter 1	-
Ro_2	Krenningscenter 2	-
P_1	Hastighetspol 1	-
P_2	Hastighetspol 2	-
$h_{Ro,1}$	Høyde krenningscenter 1	mm
$h_{Ro,2}$	Høyde krenningscenter 2	mm
φ	Nikkvinkel	rad
Δh_f	Høydeforskyvning foraksel	mm
Δh_r	Høydeforskyvning bakaksel	mm
O_f	Nikkeseentrum foraksel	-
O_r	Nikkeseentrum bakaksel	-
$F_{O,x}$	Kraft i nikkesentrum, x-retning	N
$F_{O,z}$	Kraft i nikkesentrum, z-retning	N
$F_{X,W,b}$	Bremsekraft bakhjul	N
$\Delta F_{Z,W}$	Endring i hjullast	N
d_n	Horisontal avstand mellom nikkesentrum og hjulcenter	mm
g_n	Nikkeseentrumets høyde	mm
r_{dyn}	Radius hjul	mm
H^∞	Demperkraftstyring	-
F_M	Magnetkraft	N
F_P	Kraft fra oljetrykk	N
F_F	Fjærkraft	N
F_R	Resultantkraft som åpner stempelventilen	N

1.5.2. Terminologi

Innenfor fagområdet kjøretøyteknikk finnes det ingen fulldekkende norsk terminologi. Ord er lånt fra engelsk, svensk og tysk. I rapporten er det tilstrebet bruk av ord som brukes hos bilimportører og verksteder. Ordbruk varierer også mellom importørene. Ord er definert underveis i rapporten.

2. BESKRIVELSER

2.1. Innledende beskrivelser

2.1.1. Begreper og krav

Begrepet understell brukes om alle bevegelige deler montert mellom bilens karosseri og hjulene. Understellet er bevegelig for å holde hjulene i kontakt med underlaget. Understellet består av et fjæringssystem og et hjuloppheng. Fjæringssystemet består av et eller flere fjærende elementer, og et eller flere dempende elementer. Hjulopphengene er de stive elementene i understellet som forbinder hjulet med karosseriet, og bestemmer hjulenes bevegelse ved fjæringsbevegelser. Fjæringsbevegelsen blir også beskrevet av ordet kinematikk.

De grunnleggende kravene til et bilunderstell er [1]:

- Gi god komfort og godt veigrep, dette betyr at fjæringssystemet må ha stort nok vertikalt bevegelsesrom til å isolere karosseriet fra veibanen, og samtidig sikre at hjulene følger veibanen med liten lastvariasjon på hvert hjul.
- Sikre at kontroll over bilen er bevart ved manøvrering, dette krever at hjulene har riktig orientering mot veibanen.
- Sikre at bilen responderer på en ønskelig måte på krefter mot hjulene som følge av langsgående akselerasjon og retardasjon, sideveis svingkrefter og momenter som følge av svingkjøring – dette stiller krav til selve geometrien i opphenget, at dette er utformet på en måte som motstår nikking og krenkning.
- Isolere karosseriet fra høyfrekvente vibrasjoner fra veibanen – dette krever at hjulopphengene er festet til karosseriet på en slik måte at disse vibrasjonene ikke overføres.

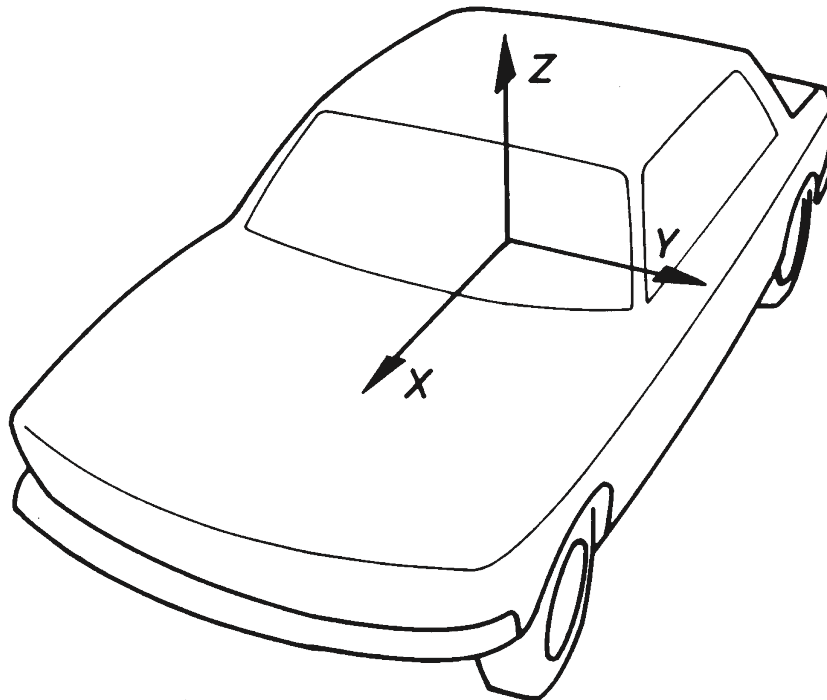
Disse kravene er til dels motstridende, og vanskelig å få oppfylt samtidig. Ved konstruksjon og valg av type understell må konstruktøren velge hvilke krav som er viktigst, og prioritere egenskaper ut fra dette. I tillegg blir ofte bilens utseende og fysiske mål bestemt før understellet konstrueres, noe som kan gi utfordringer i forhold til tilgjengelig plass for understellet.

Komfort kan innledningsvis defineres som hvor mye av vibrasjoner og slag fra veibanen fører og passasjerer i kupeen blir utsatt for. Hjullasten på hvert enkelt hjul er hvor mye av bilens vekt det aktuelle hjulet bærer. Kjøresikkerheten bestemmes i stor grad av lastvariasjonen på hvert hjul. Friksjonstallet for kontaktflaten mellom dekket og underlaget bestemmer hvor store krefter som

kan overføres, og lastvariasjoner på hjulene gir også variasjon i størrelsen på kreftene som kan overføres.

2.1.2. Bevegelser

Figur 1 viser koordinatsystemet for kjøretøy etter ISO 4130 og DIN 70000. X-aksen er positiv rett fram langs bilens bevegelsesretning, z-aksen er positiv oppover og y-aksen er i bilens sideretning, og har positiv retning til venstre. Det er vanlig å tenke seg at origo ligger i bilens tyngdepunkt. Bilen kan bevege seg langs aksene, og dreies om dem.



Figur 1 Koordinatsystem [2]

Bevegelser langs z-aksen kalles vertikale bevegelser, og det er langs z-aksen fjæringsbevegelsen skjer. Rotasjon om z-aksen kalles spinn, og går på om bilen tenderer til over- eller understyring ved svingkjøring.

Bevegelser langs x-aksen er når bilen kjører fremover eller bakover. Rotasjon om x-aksen er krenkning. Krenkning forekommer som oftest av svingkjøring, men kan også forekomme under påvirkning av sterk sidevind eller skjev last.

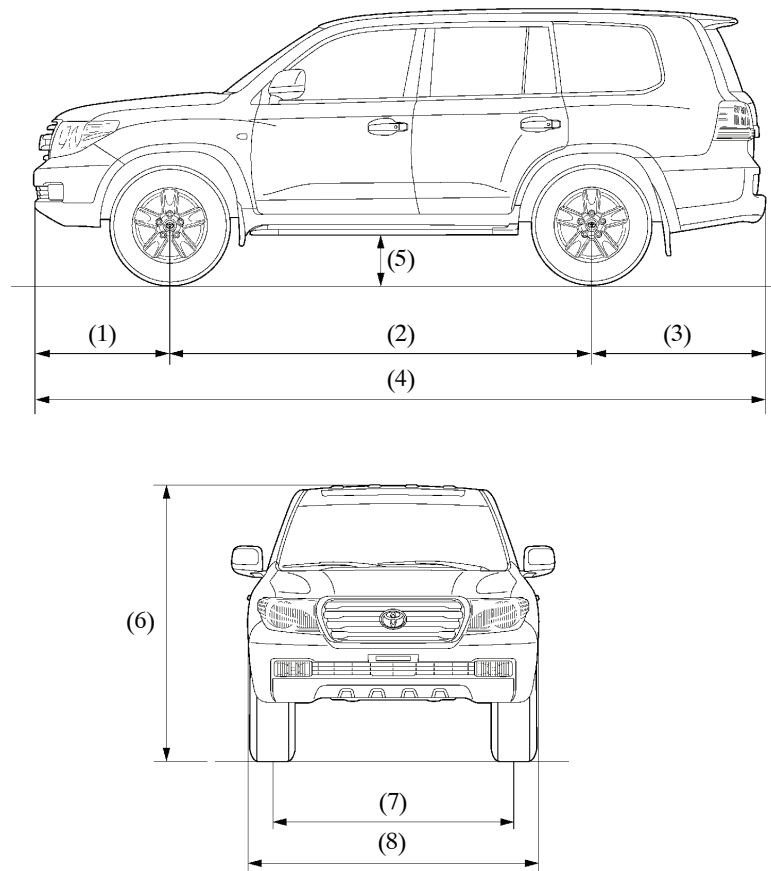
Bevegelser langs y-aksen er sidelengs bevegelser. Nikking er rotasjon om y-aksen. Nikking forekommer både ved akselerasjon og retardasjon.

Sentrum for krenknings- og nikkebevegelsene er ikke selve y- og x-aksene, men akser bestemt av geometriske forhold i hjuloppheget forklart i kapittel 4.

Det er ønskelig med et mest mulig stabilt karosseri til enhver tid, av hensyn til både komfort og sikkerhet. [2]

2.1.3. Bilens fysiske mål

Fysiske mål for biler blir oppgitt fra produsentene, og er i seg selv en viktig faktor for komfort og kjøresikkerhet.



Figur 2 Fysiske dimensjoner [3]

- | | |
|-------------------|-----------------|
| 1) Overheng foran | 5) Bakkeklaring |
| 2) Akselavstand | 6) Høyde |
| 3) Overheng bak | 7) Sporvidde |
| 4) Lengde | 8) Brekke |

Reimpell [2] presenterer forholdstall for akselavstand og spor-vidde i forhold til lengde og bredde på kjøretøyet.

Akselavstandforhold:
$$i_{aa} = \frac{\text{akselavstand}}{\text{lengde}} \quad (1)$$

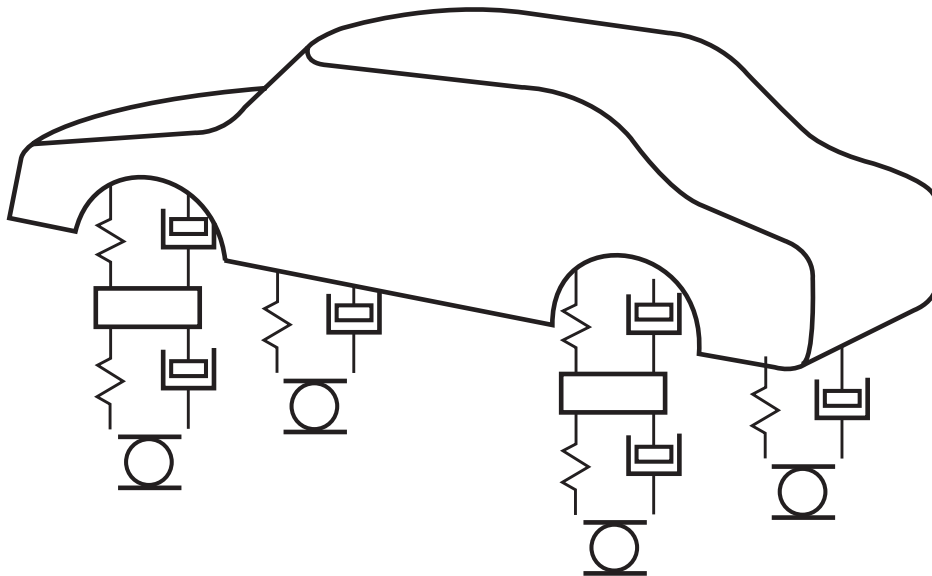
Sporviddeforhold:
$$i_{sv} = \frac{\text{sporvidde}}{\text{bredde}} \quad (2)$$

Reimpell oppgir vanlige verdier for forholdstallene i_{aa} fra 0.84 til 0.87 og i_{sv} fra 0.56 til 0.67. Forholdstallene bør være størst mulig for å minimere tendenser til krenkning og nikking.

2.2 Skjematisk fremstilling av fjæringssystemet

2.2.1. Modeller

For å simulere hvordan fjæringssystemet påvirker et kjøretøy er det utviklet flere modeller. En stor modell som kan brukes til å beregne mange parametere ved kjøring er en modell med syv frihetsgrader, som tar hensyn til alle fire hjulenes høydeutslag, samt krenkning, nikking og karosseriets høyde.



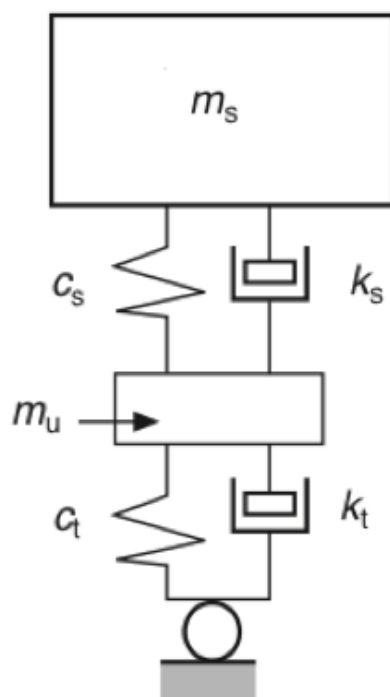
Figur 3 Kjøretøymodell med syv frihetsgrader [1]

Modellen består av en avfjæret masse som illustrerer karosseriet. I hvilken grad og hvordan ujevnheter fra veibanen overføres karosseriet påvirker komforten. Hvert hjul er illustrert med en uavfjæret masse. Denne uavfjærede massen er koblet til karosseriet gjennom understellets fjæring og demping. Den er i kontakt med bakken gjennom luftfylte dekk, som også har noe fjæring og demping. Dempingen i dekkene er så liten at den ofte blir neglisjert. [1]

Den uavfjærede massen er vekten av hjul, bremses og halve massen til komponentene i hjulopphengget. Avfjæret masse er bilens totale masse minus den uavfjærede massen, altså massen som hviler på bilens fjæring. Forholdet mellom avfjæret og uavfjæret masse er et viktig forhold som påvirker bilens kjøreegenskaper og kjøresikkerhet i stor grad. Fra mekanikken vet vi at bevegelsesmengden i et støt er avhengig av massen. Når et hjul treffer en ujevnheter i bakken og blir utsatt for en støtkraft inn mot karosseriet, vil det være gunstig at den uavfjærede massen som overfører støtet til fjærene er liten og at den avfjærede massen er stor. Motsatte tilfeller kan i verste fall føre til at dekket løftes fra bakken. [4]

2.2.2. Dobbeltmasse kvartbilmodell

En forenkling av modellen med syv frihetsgrader er en dobbeltmassemodell, som illustrerer en fjerdedel av bilen. Den illustrerer en fjerdedel av den avfjærede massen koblet gjennom fjæringssystemet til en uavfjæret masse i kontakt med veibanen med fjæring og demping i dekkene. Selv om denne modellen er en kraftig forenkling av modellen med syv frihetsgrader, er den godt egnet til å illustrere hvordan forskjellige fjærstivheter og demperkonstanter påvirker karosseriets og hjulets vertikale bevegelser. De vertikale bevegelsene kommer av ujevnheter i underlaget som setter systemet i sving. Disse ujevnhetene er eksitasjoner i underlaget, som resonnerer i både den avfjærede og uavfjærede massen.



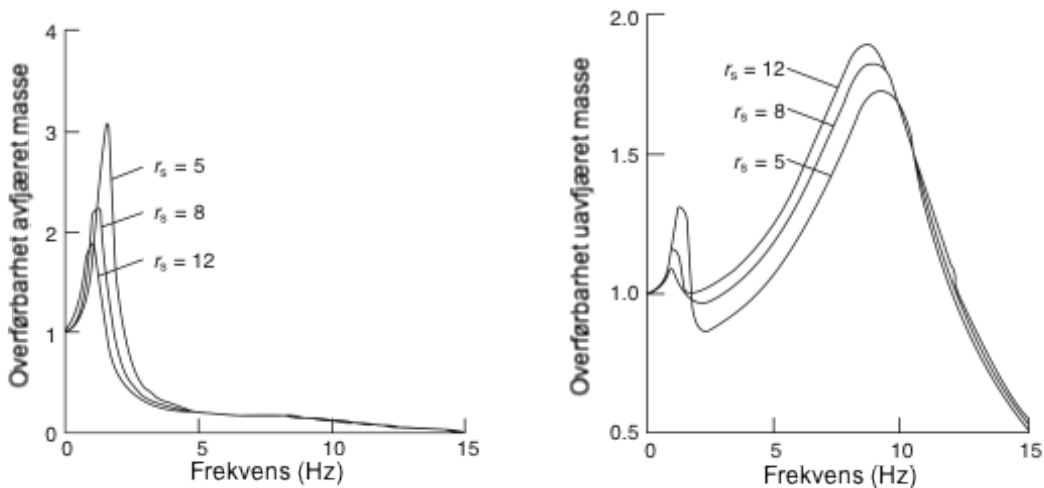
Figur 4 Dobbeltmassemodell [1]

m_s =	avfjæret masse	m_u =	uavfjæret masse
c_s =	fjærstivhet	c_t =	fjærstivhet i dekk
k_s =	demperkonstant	k_t =	demperkonstant i dekk

Følgende eksempler er hentet fra boken "An Introduction to Modern Vehicle Design" av Julian Happian-Smith [1]. Eksempelene viser på en god måte hvordan forskjellige parametere i fjæringssystemet påvirker kjørekomfort og kjøresikkerhet.

Frekvensområdet illustrerer hvordan den avfjærede og den uavfjærede massen resonnerer ved kjøring over ujevnheter med lik høyde og avstand, men ved ulike hastigheter. Problemområdene ligger rundt egenfrekvensen for hver av massene.

For å illustrere påvirkningen av forskjellige fjærstivheter kan en betrakte en dobbelmassemodell med lineær demping og fjærstivhet, hvor dempingen i dekket neglisjeres. Følgende parametere brukes: $m_u = 40$ kg, $m_s = 260$ kg, $k_t = 1200$ Ns/m og $c_s = 130$ kN/m. Forskjellen i fjærstivheten varierer som forholdet $r_s = c_t/c_s$, og er satt til verdiene $r_s = 5, 8$ og 12 . En høyt r_s forhold tilsvarer myk fjæring.

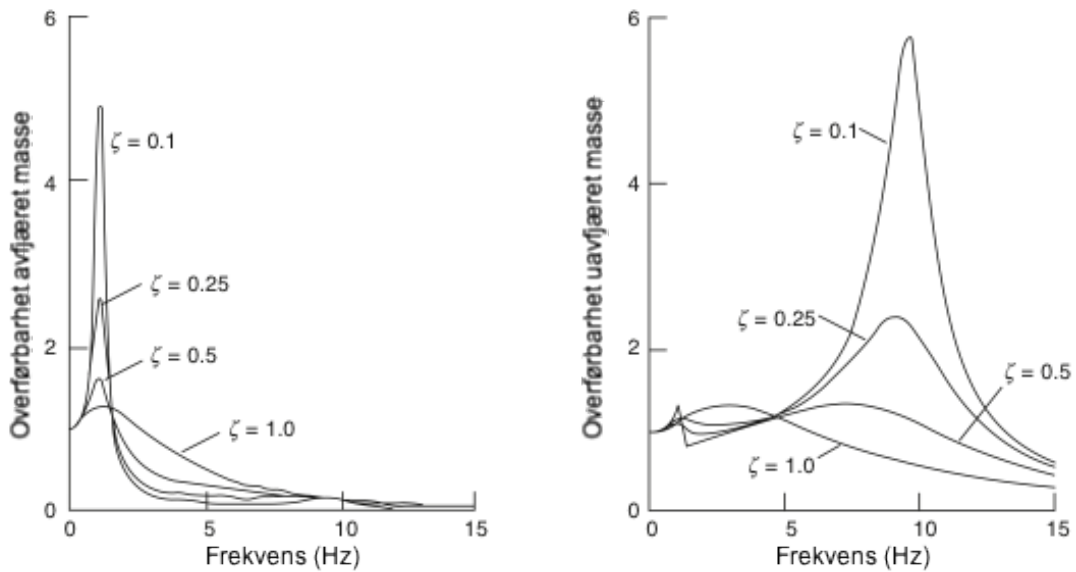


Figur 5 Forskjellig fjærkarakteristikks påvirkning på avfjæret og uavfjæret masse [1]

Figur 5 viser at en myk fjærkarakteristikk fører til mindre overføring av ujevnheter i underlaget opp til karosseriet, altså er mer komfortabel enn en stivere fjærkarakteristikk. På samme måte ser vi at overførbarheten øker til den uavfjærede massen med en myk fjærkarakteristikk, altså at hjulene beveger seg mer i forhold til underlaget. Denne økte bevegelsen betyr større variasjon i den vertikale hjullasten, som påvirker bilens kjøresikkerhet negativt.

En lignende analyse kan gjøres for variasjon i demperkonstant. Faste parametere blir da: $m_u = 40$ kg, $m_s = 260$ kg, $c_t = 130$ kN/m og $c_s = 13$ kN/m. Variasjonen i demperkonstanten beskrives av forholdet $\zeta = c_s / 2\sqrt{m_s \times k_s}$, settes til 0.1, 0.25, 0.5 og 1.

Figur 6 viser at kraftig demping begrenser de maksimale utslagene på resonansen for den avfjærede massen, men at ujevnheterne overføres over et større frekvensområde. På samme vis krever også den uavfjærede massen demping, men med samme uønskede forhold i mellomfrekvensområdet. Resultatet blir at en konstruktør går for et fornuftig kompromiss mellom resonans i den avfjærede massen og resonans i den uavfjærede massen i mellomfrekvensområdet. Verdier for vanlige personbiler ligger typisk rundt $\zeta = 0.3$. [1]



Figur 6 Demperkonstantens påvirkning på avfjæret og uavfjæret masse [1]

Disse to eksemplene illustrerer kompromissene en konstruktør må inngå ved dimensjonering av et fjærsystem. Eksemplene viser kun lineære parametere, og noe forbedring av forholdene kan oppnås med ikke-lineære parametere.

Aktiv tilpasning av fjærkarakteristikk og demping gjør det mulig å ha et oppsett som resonnerer minst mulig ved alle frekvenser, som ikke lar seg gjøre med passive parametere.

Tabell 2 oppsummerer hvordan endringer i masse, fjærkarakteristikk og demping for både avfjæret og uavfjæret masse påvirker kjørekomfort og kjøresikkerhet. Tabellen er hentet og oversatt fra Automotive Handbook 7. utgave utgitt i 2007 [6].

Tabell 2 Påvirkning av fjæring, demping og masse på bilen vertikale bevegelser [6]

Design parameter	Påvirkning ved avfjæret masses egenfrekvens	Påvirkning mellom-frekvensområde	Påvirkning ved uavfjæret masses egenfrekvens
Karosseridata Fjærkarakteristikk	Stor påvirkning på komfort	Middels påvirkning på komfort	Liten påvirkning på kjøresikkerhet
Stivere	Frekvens og amplitude stiger, komforten reduseres		Frekvens øker, amplitude minker marginalt
Mykere	Frekvens og amplitude minker, komforten øker		Amplituden øker marginalt ved lave eksitasjoner
Demping	Stor påvirkning kjørekomfort		Stor påvirkning på hjullast variasjoner
	Optimalisering påkrevd		
Større demping (stivere)	Akselerasjonen synker	Akselerasjonen øker	Ingen påvirkning komfort, dynamisk hjullast variasjon reduseres
Lavere demping (mykere)	Akselerasjonen øker	Akselerasjonen synker	Ingen påvirkning komfort, dynamisk hjullast variasjon øker
Masse (vekt)	Når vekten øker, synker akselerasjonsforsterkningsfaktoren. Bilen har dårligere komfort og relativt sett større hjullastvariasjoner når den er ulastet, kontra når den er fullastet.		
Dekk og felg Fjæring	Nesten ingen påvirkning		Egenfrekvensen og amplituden til karosseriakselasjonen reduseres omtrent proporsjonalt med reduksjonen i dekkets vertikale stivhet
Demping	Frekvens og amplitude påvirkes ikke av endringer i dekkets demping		Amplituden til karosseriakselasjonen reduseres marginalt ved større demping
	Dekkets demping bør være minst mulig for å tillate stor kompresjon av myke dekk		
Hjulets masse	Redusert hjulmasse påvirker knapt kjørekomforten		Lav hjulmasse øker kjøresikkerheten

2.3. Fjærtyper

2.3.1. Fjæring generelt

Fjærene i et understell bærer vekten av bilen, og tar unna for større og mindre eksitasjoner fra underlaget. Fjærene lagrer energi overført fra veibanen, og sørger for at større slag og ujevnheter ikke når opp til karosseriet. Fjærene påvirker både vertikale bevegelser, krenkning og nikking.

Fjærkarakteristikken for personbiler ligger normalt mellom 10N/mm og 30 N/mm. [7]

$$F_c = -c_c x_c \quad (3)$$

F_c = Fjærkraften

c_c = Fjærkarakteristikk

x_c = Forskyvning fra nøytralposisjonen

[5]

Fjærkarakteristikken bestemmer sammen med vekten av den avfjærede massen på den aktuelle akselen egenfrekvensen. Egenfrekvensen er den frekvensen karosseriet vil svinge opp og ned på akselen med. Mennesket oppfatter det som mer behagelig å bli beveget med lave svingetall, 30 min^{-1} , enn høyere svingetall, 100 min^{-1} , som har vært mer vanlig tidligere. For å unngå uheldige nikkesvingninger bør svingetallet på for og bakakselen være minst 20% forskjellig. Det er mest vanlig med det høyere svingetallet på bakakselen. [7]

$$n = 9.55 \sqrt{\frac{c_c}{m_s}} \text{ min}^{-1} \quad (4)$$

Som vi ser av formelen er svingetallet proporsjonalt med roten av forholdet fjærkonstanten dividert på den avfjærede massen på den aktuelle akselen. Fjærkonstanten for vanlige stålfjærer er konstant og vekten på akselen varierer med kjøretøyets last, og dermed varierer svingetallet med forskjellig last. Skal forholdet c_c/m_s holdes konstant må det brukes et fjærende element hvor fjærkarakteristikken kan endres.

Som fjærende element i et fjæringssystem for kjøretøy er det blitt brukt mange forskjellige materialer og prinsipper opp gjennom bilens historie. Mest vanlig i dag er systemer som enten har en stålfjær eller et gass/luftvolum som fjærende element. Stålfjærer har normalt lineær fjærkarakteristikk, fjærkarakteristikken er lik over hele det normale arbeidsspekteret. Stålfjærer finnes i tre hovedtyper;

bladfjær, torsjonsfjær og skruefjær. Gass og luftfjærer kan enklere endre fjærkarakteristikk, og har muligheter til å enkelt endre kjørehøyden.

2.3.2. Bladfjær

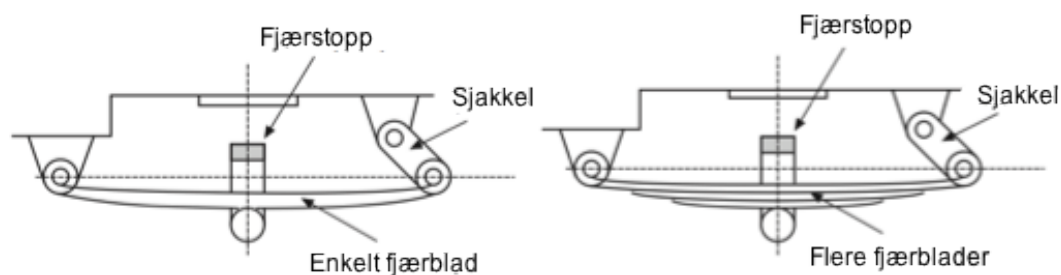
Bladfjæren er en gammel fjærtype som i dag er mest brukt i tyngre kjøretøy. Ulempene med den er at den er stor og tung, og ved at den i utførelser med flere blader har betydelig egendemping. Ved flere blader må disse gni seg langs hverandre og friksjon gir egendemping og støy. Egendempingen er heller ikke lineær, og varierer med skitt og fuktighet som kan legge seg mellom bladene.

Fjærkarakteristikken til en bladfjær bestående av et blad er gitt av ligningen (5) og gjelder for en fritt opplagret bladfjær belastet på midten av fjæren.

$$c_b = \frac{E b_b h_b^3}{2l_b^3} \text{ (N/mm)} \quad (5)$$

- E = Elastisitetsmodul for stålet
 - b_b = Bredden på fjærbladet
 - h_b = Tykkelsen på fjærbladet
 - l_b = Halve lengden av fjærbladet
- [4]

Bladfjæra er forbundet til karosseriet i to punkter, fremre del er festet direkte i karosseriet, og det bakre er festet i en sjakkkel for å tillate at fjæra endrer lengde under fjæringsbevegelsen.



Figur 7 Bladfjær [1]

Figur 7 viser to utførelser av bladfjæren. Fjæren til venstre er en parabelfjær med et enkelt blad, som er tykkere på midten enn i innfestningene for å ha lik bøyepening over hele fjæringsveien. Fjæren til høyre er bygd opp av flere blader. Fjærstopperen gir kontrollert begrensning av fjæringsveien. Bladfjæra har en fordel ved at den overfører krefter i alle retninger. Den har imidlertid noe fleksibilitet også i andre retninger enn z-retning, som kan gi problemer med unøyaktig akselføring.

2.3.3. Torsjonsfjær

En torsjonsfjær er en stav som har fjæringssegenskaper under påkjenning av et vrimoment. Den kan løpe på tvers, eller på langs av kjøretøyet, hvor hjulet er festet til en arm som vil forsøke å dreie torsjonstaven ved belastning.

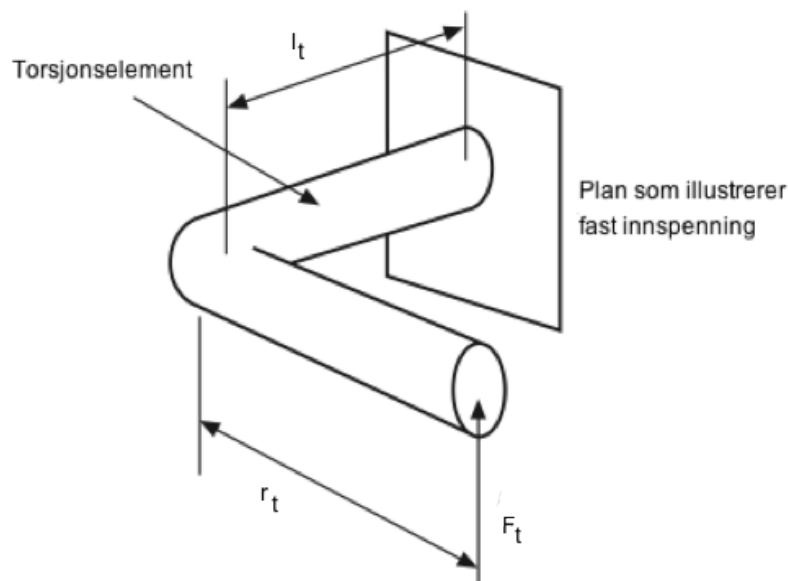
Torsjonsfjærkonstanten er lik torsjonsmomentet som fremkaller en vridningsvinkel på 1 radian.

$$c_t = \frac{G\pi d_t^4}{32l_t} \text{ (Nmm/Rad)} \quad (6)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (7)$$

- G = Skjærmodul
 - d_t = Diameter
 - l_t = Lengde torsjonselement
 - E = Elastisitetsmodul for stålet
 - ν = Poisson's tall
- [4]

Fjærkarakteristikken er omvendt proporsjonal med lengden av torsjonselementet, og den øker voldsomt ved økning i diameter.



Figur 8 Torsjonstav [1]

Av figur 8 ser vi at hjulkraften, F_t , danner et moment med arm r_t , som vrir torsjonselementet med lengde l_t . Torsjonsfjærer har liten egendemping og må

kombineres med en ekstern støtdemper. Den er lett, og gir derfor et lite bidrag til kjøretøyets uavfjærede vekt. Videre er det en fordel at fjæras høyde ofte er justerbar ved at den faste innfestningen mot karosseriet er montert mot en arm som kan justeres enkelt i høyden med en skrue. Ulemper er at lang fjæringsvei krever stor lengde på torsjonsstaven, og at det overføres store og konsentrerte krefter til karosseriet i fjæras innfestning. [7]

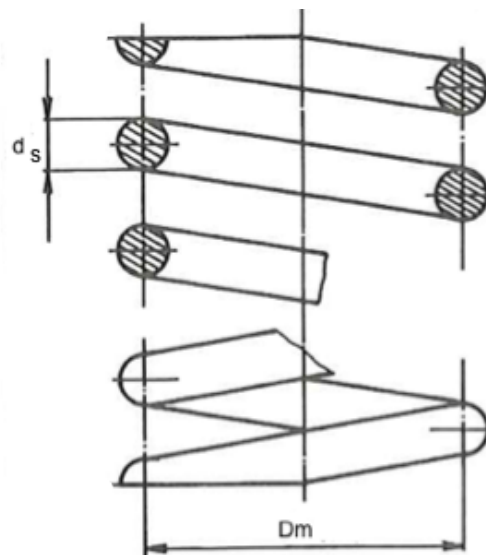
2.3.4. Skruefjær

Skruefjær er den mest brukte fjærtypen i moderne biler. En skruefjær er egentlig en torsjonsfjær som er kveilet opp om en senterakse. Fjæringsbevegelsen skjer ved at fjærtråden vrir.

Fjærkarakteristikken til skruefjæra er gitt av likningen:

$$c_s = \frac{G d_s^4}{8 i_f D_m^3} (N/mm) \quad (8)$$

- G = Skjærmodul
 - d_s = Diameter på tråden
 - D_m = Middeldiameter fjær
 - i_f = Antall virksomme vindinger
- [4]



Figur 9 Skruefjær [4]

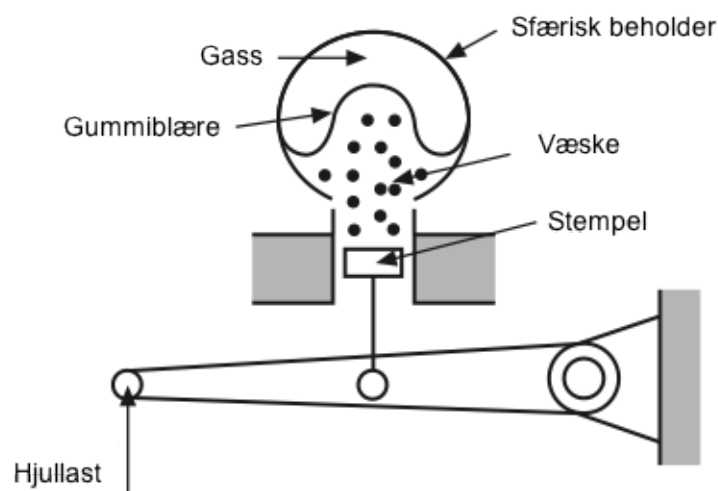
Antallet virksomme vindinger bestemmes av hvordan endeforholdene for skruefjæra er. Antall virksomme vindinger for skruefjærer med planslipte ender er totalt antall vindinger hvor det trekkes fra 1,75 vinding. [7]

Skruefjærene er billige å lage, tar liten plass, og er lette å lage i forskjellige dimensjoner og stivheter for å oppfylle forskjellige krav til fjærkarakteristikk og

fjæringsvei. Skruefjæra monteres ofte rundt en støtdemper, og sammen danner disse et fjærbein som kan inngå i hjuloppheng et som en strukturell komponent. Formelen for fjærkarakteristikk viser mulighetene for å lage en progressiv fjær ved at variablene i formelen kan varieres over fjæras lengde. Dette gir forskjellig fjærkarakteristikk ved forskjellig belastning. Skrufjæra kan kun overføre krefter i en retning, krefter i andre retninger må tas opp av stag og bærearmer hjuloppheng et. [4]

2.3.5. Hydropneumatisk fjæring

I et hydropneumatisk fjæringssystem er det en konstant mengde gass som er det fjærende elementet. Nitrogengass er mest brukt i slike systemer.



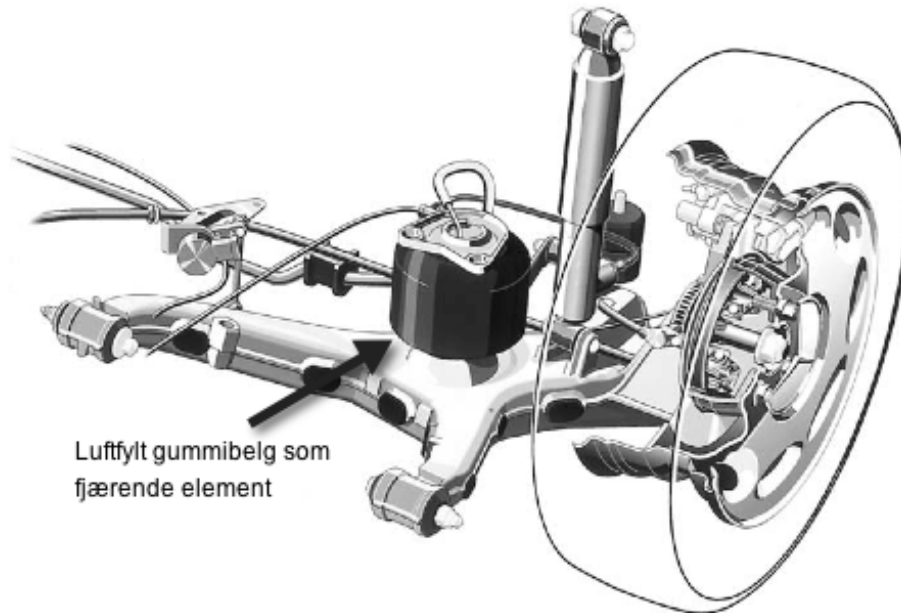
Figur 10 Hydropneumatisk fjæring [1]

Prinsippet i et slikt fjærsystem er at en økning i hjullasten vil føre et stempel som går i et væskefylt kammer oppover, og trykke væsken inn i en sfærisk beholder. Væsken som kommer inn i sfæren komprimerer gassen, og det er gasskomprimeringen som står for systemets fjæring. En økning av trykket som følge av et redusert volum, medfører også en økning av fjærkarakteristikken. Gassen og væsken holdes adskilt av en elastisk gummiblære. Økningen av fjærkarakteristikken ved innfjæring gjør at akslenes svingetall kan holdes konstant, upåvirket av last.

Dette prinsippet ble utviklet av Moulton-Dunlop, og brukt i et system kalt "hydragas", hvor dempingen ble inkludert i systemet gjennom strupninger i væskeføringen fra stempelsylinderen til gass-sfæren. Systemet inneholdt væskekoblinger mellom for og bakaksel for å motvirke nikketendenser. Citroen videreutviklet dette systemet til å inneholde en pumpe som kunne regulere væskemengden i stempelsylinderen og gass-sfæren, dette gjorde regulering av kjørehøyden enkelt tilgjengelig. Denne reguleringen kunne enten skje automatisk ved høydesensorer koblet til hvert hjul, eller manuelt av fører gjennom kontroller i kupéen. [1]

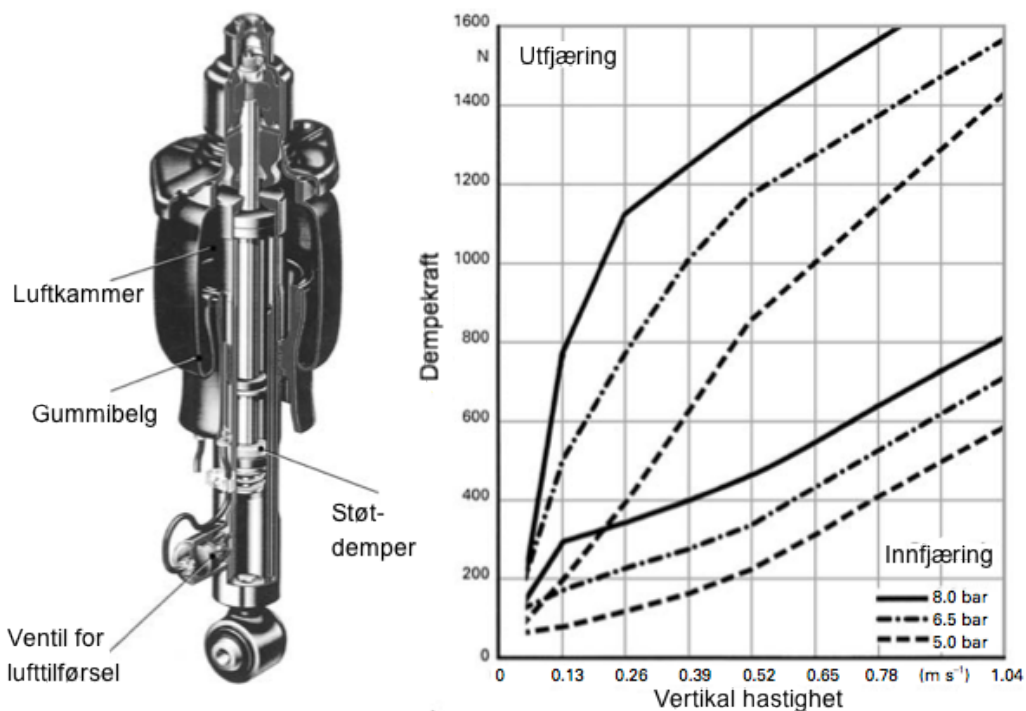
2.3.6. Luftfjæring

Luftfjæring er en betegnelse brukt på fjæringssystemer med luft som fjærende element. Til forskjell fra hydropneumatisk fjæring består systemet kun av luft, ikke hydraulisk væske. Luftfjær som fjærende element må kombineres med en ekstern støtdemper. Systemet kan enten være åpent og hente luft fra omgivelsene, eller være lukket med en gitt mengde luft tilgjengelig.



Figur 11 Slepearm hjuloppheng med luftfjæring [2]

Luftfjæringen har samme fordeler som den hydropneumatiske når det kommer til regulering av kjørehøyde, og at svingetallet ikke er lastavhengig.



Figur 12 Fjærbein med luftfjæring Audi A6 Quattro [2]

Figur 12 viser et fjærbein med en luftbelg som fjærende element. Grafen til høyre viser hvordan dempekraften varieres med lufttrykket, og er forskjellig for henholdsvis inn- og utfjæring. Som vi ser er det store variasjoner i dempekraften fjærbeinet leverer, som funksjon av lufttrykket i fjærbeinet.

Systemet trenger en ekstern kompressor for lufttilførsel, og kan kobles til styringssystemer for å variere karakteristikk etter kjøreforhold og signaler fra sensorer som måler forskjellige parametere fra kjøringen. [2]

2.4. Støtdempere

2.4.1. Støtdemping generelt

Støtdemperens oppgave i et fjærsystem er å dempe fjæringsbevegelsen. Damping overfører den mekaniske energien i fjæra til varme i demperoljen. Støtdemperen gir en dempekraft som er parallell, men motsatt rettet av fjærkraften.

Demperkonstanten har benevnning kg/s .

Dempekraften er gitt av formelen:

$$F_d = -kv_d \quad (9)$$

F_d = Dempekraft

k = Demperkonstant

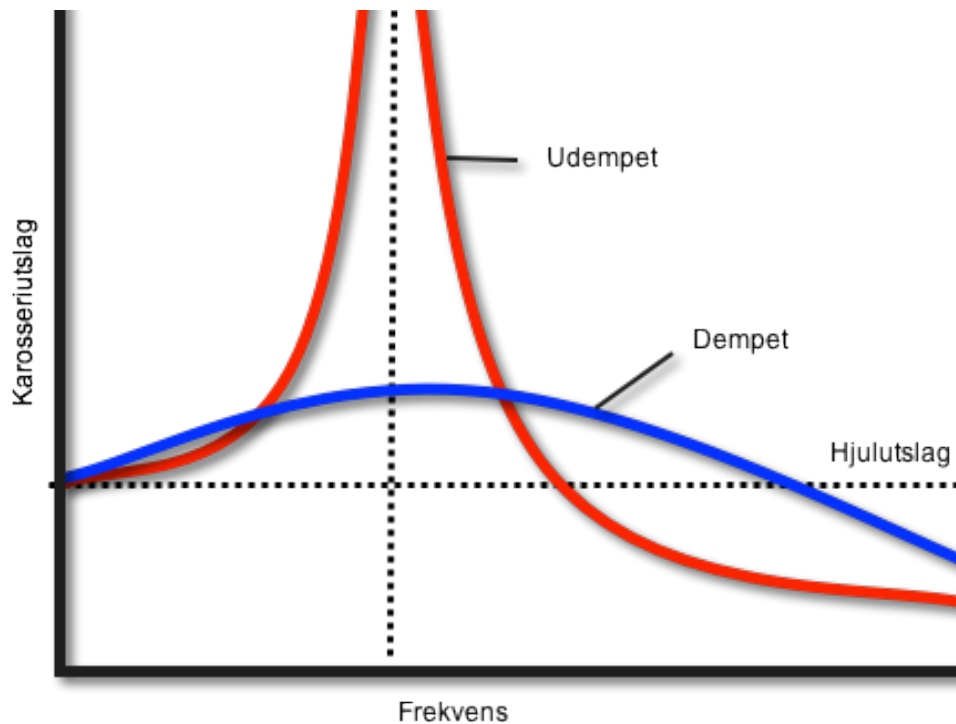
v_d = Hastighet

[5]

Dempekraften er altså proporsjonal men motsatt rettet i forhold til hastigheten til bevegelsen den skal dempe.

Figur 13 viser hvordan konstante hjulutslag i z-retning overføres til karosseriet ved ulike frekvenser. Dette kan ses på som en situasjon hvor hjulet treffer like store humper i lik avstand. Rundt egenfrekvensen til akselen blir karosseriutslagene for systemet uten støtdemper enorme, og det er på grunn av disse resonansproblemene vi må ha støtdempere i understellet. I frekvensområdet rundt akselens egenfrekvens begrenser støtdemperen karosseriets vertikale bevegelser.

I områder borte fra egenfrekvensen ville karosseriutslagene vært mindre uten støtdempere i fjæringssystemet. Linjen for den dempede bevegelsen er jevnere og uten asymptoten ved svingetallet, men ved andre frekvenser ville det altså vært bedre uten støtdemper. [7]



Figur 13 Karosseriutslag med og uten støtdemper [7]

Demping av svingninger kan skje på tre måter; overdempet, underdempet og kritisk dempet. Overdempet vil si at dempekraften er for stor til at svingninger går til nøytralposisjon raskest mulig, dempingen tar unødvendig lang tid. Underdempet er det motsatte, at dempekraften er for liten slik at svingningen vil svinge tilbake forbi nøytralposisjonen. Kritisk demping er at demperkraften er akkurat så stor at svingningen går raskest mulig tilbake til utgangspunktet.

Formelen for kritisk demping er gitt av:

$$k_c = 2m_s n_c \quad (10)$$

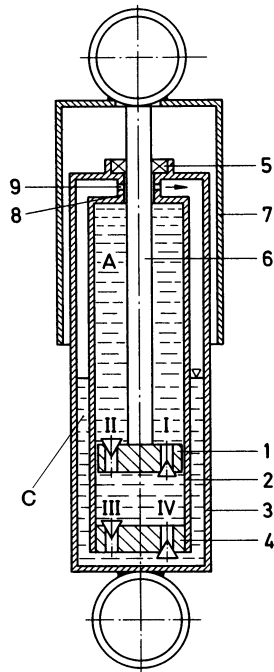
- k_c = kritisk demperkonstant
- m_c = avfjæret masse på den aktuelle akselen
- n_c = svingetallet for den aktuelle massen

Demperkonstant lavere enn k_c gir underdemping og en høyere verdi gir overdemping. [5]

I dag brukes stort sett kun hydrauliske teleskopstøtdempere. Disse fungerer ved at et stempel med ventiler blir presset frem og tilbake i et lukket kammer fylt med olje ved fjæringsutslag. Oljen kan kun passere stempelet gjennom strupninger eller ventiler som begrenser væskestrømmen. En stor stempelbevegelse på liten tid gjør at mer olje må passere stempelet enn en mindre bevegelse på lik tid. Den store bevegelsen vil gi større motstand og dempekraft enn den mindre bevegelsen. Moderne støtdempere er altså

hastighetsensitive, de gir større dempekraft ved et større utslag enn et mindre utslag på lik tid. [4]

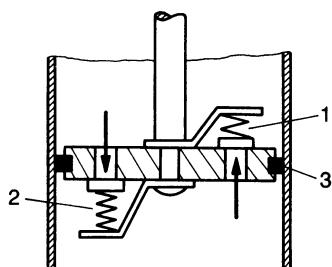
2.4.2. Dobbeltkammer



- 1) Stempel
- 2) Sylinder
- 3) Ytre sylinder
- 4) Bunnventil
- 5) Stempelstangpakning
- 6) Stempelstand
- 7) Utvendig beskyttelseskappe
- 8) Stempelstangføring
- 9) Tilbakeføringshull
- A) Hovedkammer
- C) Utjevningsskammer

Figur 14 Dobbeltkammer demper [2]

Figur 14 viser en prinsippskisse av en ikke-trykksatt dobbeltkammerdemper. Demperen fungerer ved at en ende er festet til karosseriet, og den andre er festet til hjulopphenget. Ved fjæringsbevegelser blir demperen enten forlenget eller komprimert. Stempelstangen er festet til stempelet, og bevegelse tvinger olje gjennom ventilene. Bunnventilen slipper olje ut i utjevningsskammeret ved behov, både når oljen utvider seg ved temperaturøkning og at stempelstangen opptar et variabelt volum av hovedkammeret. Oljens temperatur kan komme opp i 120°C. Utjevningsskammeret er ikke trykksatt, over oljen er det kun luft med atmosfærisk trykk.



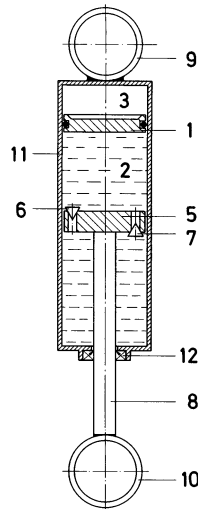
- 1) Fjærbelastet ventil, kompresjon
- 2) Fjærbelastet ventil, forlengelse
- 3) Stempelring

Figur 15 Fjærbelastede ventiler [2]

Stempelet som beveger seg gjennom oljen har ventiler som åpner i hver sin retning. Dette tillater forskjellig demperkonstant ved forlengelse og

komprimering, gjennom forskjellige fjærstivheter eller tverrsnitt for ventilene (1) og (2). [2]

2.4.3. Enkeltkammer



- 1) Flytende stempel
- 2) Hovedkammer
- 3) Utjevningsskammer
- 5) Stempel
- 6) Ventil for forlengelse
- 7) Ventil for kompresjon
- 8) Stempelstang
- 9) Feste
- 10) Feste
- 11) Dempersylinder
- 12) Stempelstangføring

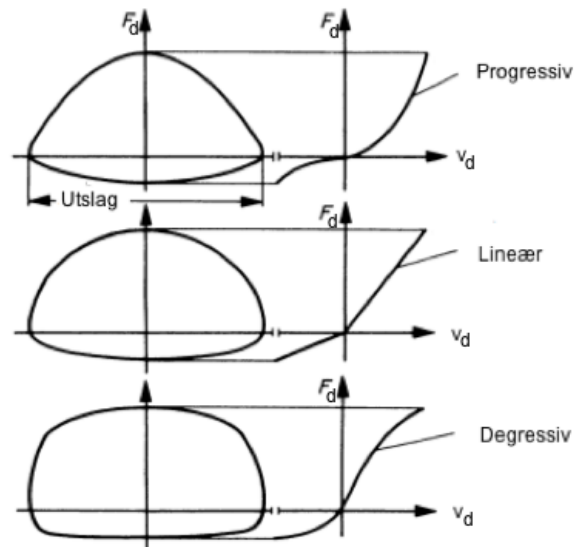
Figur 16 Enkeltkammer støtdemper [2]

Enkeltkammerstøtdemperen fungerer etter samme prinsipp som versjonen med to kamre, med den forskjellen at variasjon av oljevolum i hovedkammeret tas opp av endringer i det trykksatte utjevningsskammeret (3). Det flytende stempelet (1) beveger seg og holder likevekt mellom trykkene på begge sider. Enkeltkammerdempere er ofte slankere en dobbeltkammerdempere, og tillater derfor også en større diameter på stempelstanga for å ta opp eventuelle bøyemomenter demperen kan bli påsatt. Dette skjer typisk når demperen brukes i et fjærbein.

Det trykksatte utjevningsskammeret har et minimumstrykk på 25 bar ved normal temperatur 20°C. Dette fører igjen til store krefter på stempelstangen, som typisk ligger mellom 190N til 250N. Enkeltkammerdempere har flere fordeler kontra dobbeltkammerdempere. Dempersylinderen er i direkte kontakt med luft som gir god kjøling, og den kan monteres "opp - ned", slik som i figur 16. Dette reduserer den uavfjærede vekten siden stempelet og stempelstangen er lettere enn den andre halvparten av komponentene i demperen. [2]

2.4.4. Demperkonstant

Figur 17 viser dempekraften ved forskjellige utslag av både forlengelse og kompresjon, og hvilken hastighet demperen blir utsatt for. Diagrammene til høyre viser at demperne er hastighetssensitive, at de gir en større dempekraft hvis hjulet treffer en ujevnheter i høy hastighet enn dersom hjulet treffer samme ujevnheten i lav hastighet.



Figur 17 Progressiv, lineær og degressiv demperkonstant [2]

Forskjellige demperkonstanter oppnås ved forskjellige kombinasjoner av ventiler og åpne hull i stempelet. En ventil som åpner mer og mer ved høyere belastning gir en lineær karakteristikk. Progressiv karakteristikk, at demperen blir hardere ved høyere belastning, oppnås med enten åpne hull i stempelet eller ventiler som enten er helt åpne eller helt stengt. Lave stempelhastigheter medfører lave trykkforskjeller på hver side av stempelet, men økning av stempelhastigheten øker også trykkforskjellene. Progressiv demping gir liten demping ved lite belastning og stor dempekraft ved høy belastning. Degressiv demping er det motsatte av progressiv, høy demping ved små belastninger, og som øker mindre enn lineær demping ved økende belastning. Dette kan oppnås med ventilen som åpner mer opp ved høyere belastning enn den lineære demperen. [2]

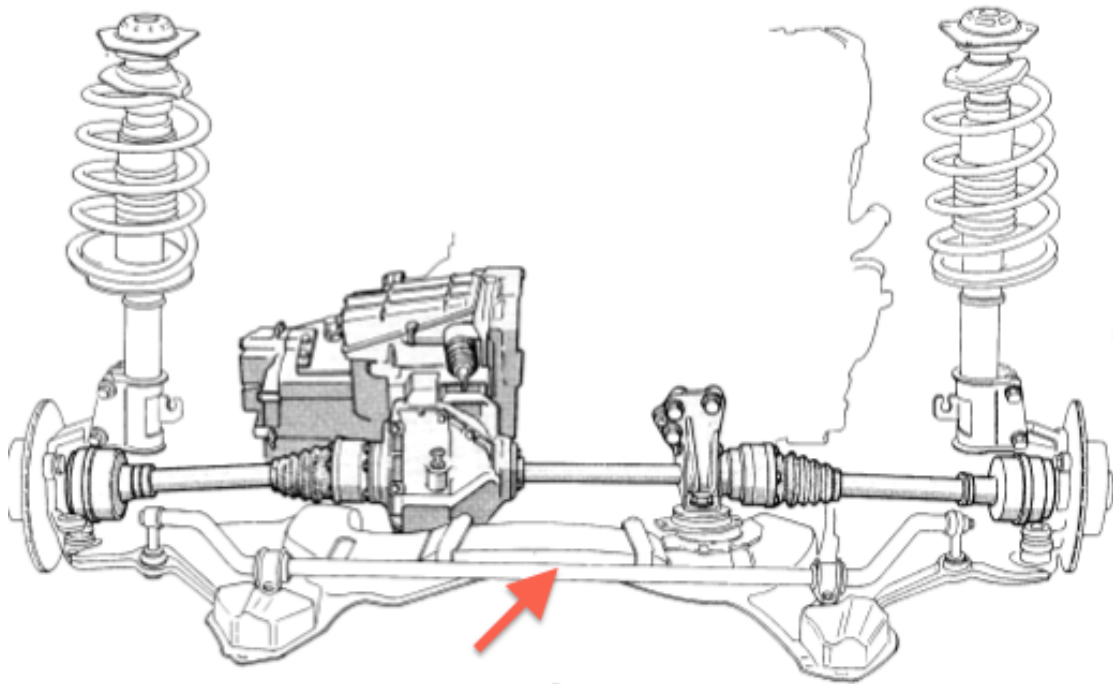
Det er vanlig med kraftigere demping ved forlengelse av demperen, enn ved kompresjon. En fjæringsbevegelse starter typisk med at demperen blir komprimert, her vil fjærkraften virke i samme retning som dempekraften, altså motvirke kompresjonen. Når fjæringsbevegelsen snur, og fjæren starter på forlengelsen, virker fjærkraften i motsatt retning av dempekraften. Det er vanlig med et forhold på 3 : 1, altså at forlengelsesdempingen er tre ganger høyere enn kompresjonsdempingen. [1]

Det engelske uttrykket for kompresjon av demperen er bound, og forlengelse er rebound. I noen mer avanserte støtdempertyper er det mulig å justere bound og rebound demping. Justering av bound demping er da justering av dempekraft ved kompresjon av demperen, og rebound er dempekraften som motvirker forlengelse av demperen.

2.5. Stabilisatorstag

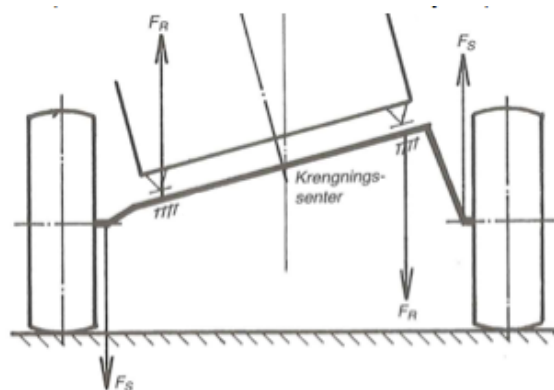
2.5.1. Stabilisatorstag generelt

Stabilisatorstaget reduserer krenningen til karosseriet ved kjøring i kurver. Den vanligste typer av stabilisatorstag er laget av rundstål, og formet som en u. Stammen er festet til karosseriet vi to punkter, mens endene er festet til hjulopphenget på hver sin side.



Figur 18 Stabilisatorstag [2]

Figur 18 viser et stabilisatorstag montert på en foraksel. En krenningsbevegelse medfører innfjæring på ytterhjulet og utfjæring for innerhjulet. Disse bevegelsene i forskjellige retninger gjør at krenningsstabilisatoren vrir seg, og vil oppføre seg som en torsjonfjær som motvirker krengebevegelsen. Dersom begge hjulene på samme aksel fjærer inn eller ut, vil ikke krenningsstabilisatoren påvirke denne bevegelsen, den vil kun rotere i festepunktene i karosseriet uten torsjonspenninger.

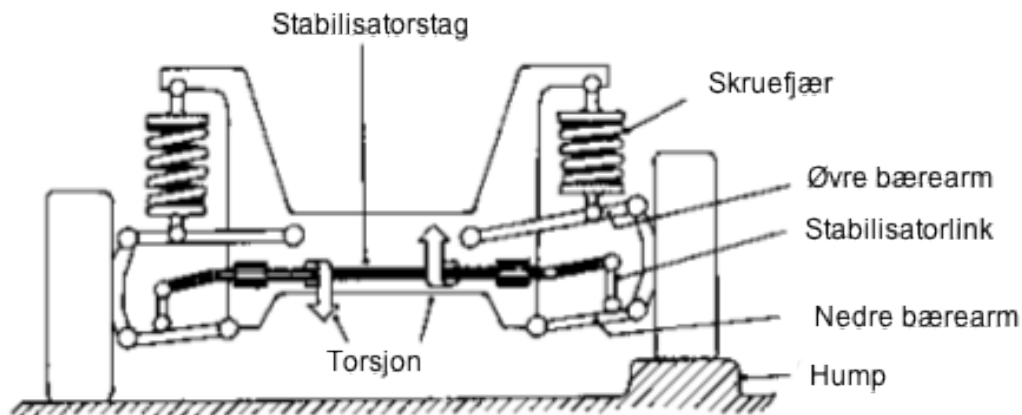


Figur 19 Skjematisk krenningsstabilisator [4]

Krengningsbevegelsen gjør at kreftene F_S virker fra stabilisatorstaget til hjulopphenget for å motvirke fjæringsbevegelsen. F_R virker mellom stabilisatorstaget og karosseriet for å rette opp karosseriet.

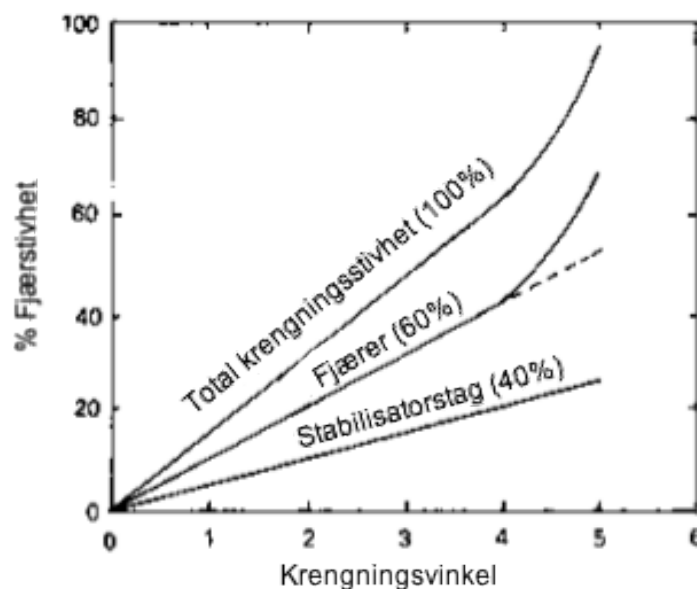
2.5.2. Stabilisatorstaget ved forskjellige fjæringsbevegelser

Stabilisatorstaget påvirker ikke fjærbevegelser hvor begge hjulene på samme aksel fjærer av i samme retning. Imidlertid gir stabilisatorstaget et bidrag til fjærstivheten dersom kun et av hjulene har et fjæringsutslag, eller som ved krengning at hjulene fjærer av i motsatt retning.



Figur 20 Stabilisatorstag ved avfjæring på ett hjul [8]

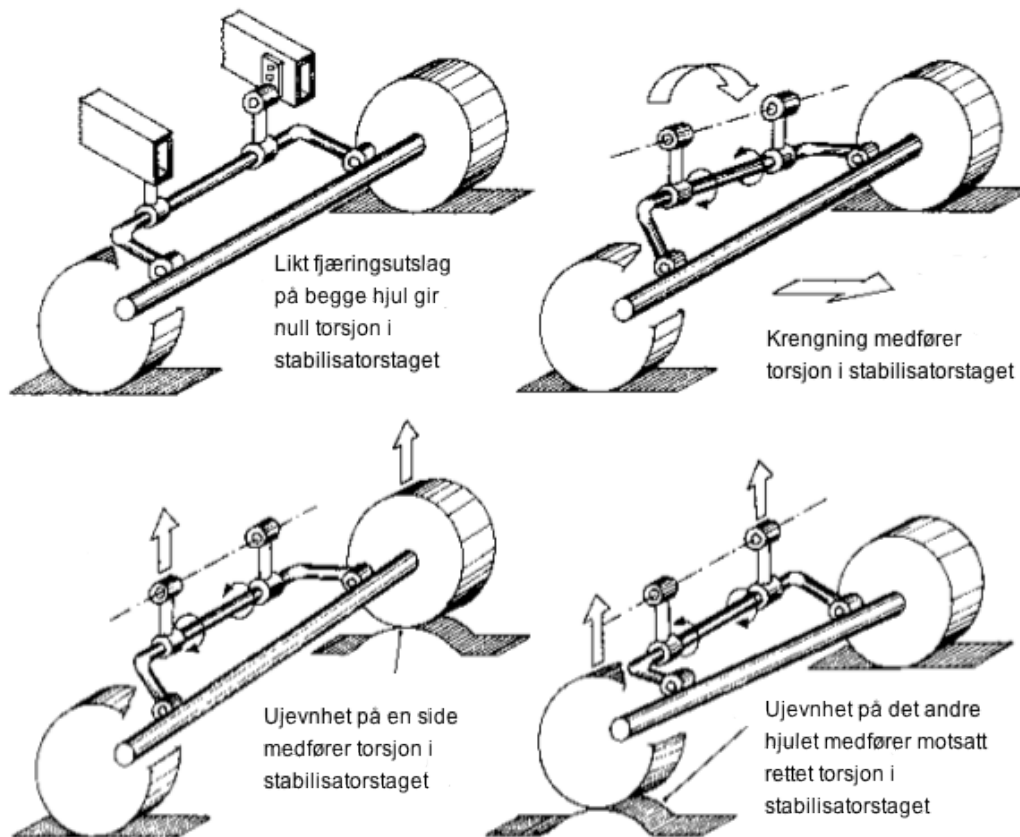
Stive fjærer vil motvirke krengningstendenser. Myke fjærer gir god komfort, men vil ikke kunne motstå krengningstendenser like godt som de stive fjærene. Bruk av et stabilisatorstag løser denne konflikten ved at det kan brukes mykere fjærer, siden krengetendensene motvirkes av stabilisatorstaget.



Figur 21 Forhold mellom krengning, fjær og stabilisatorstag stivhet [8]

Bilens totale krengningsstivhet er summen av krengningsstivheten i fjærene, som er avhengig av fjærkarakteristikken og fjærenes plassering på akselen, og krengningsstivheten i stabilisatorstaget. Fjærstivheten i figur 21 øker ved

maksimal innfjæring siden det er brukt fjærstoppere av gummi når fjæren komprimeres maksimalt.



Figur 22 Torsjon i stabilisatorstaget ved forskjellig påvirkning [8]

Stabilisatorstaget inngår i fjæringssystemet som en tilleggsfjær som kun motvirker krenkning, og ikke er aktivt når begge hjulene på samme aksel treffer en ujevnhet.

Ser vi tilbake til formelen for fjærkarakteristikken en torsjonsfjær, formel (6), ser vi at fjærkarakteristikken avtar med lengden av torsjonselementet. Ved fjæringsbevegelse på et hjul er dermed stabilisatorstaget mindre stivt enn ved krenkning, hvor det blir vridd i motsatt retning og den effektive lengden på torsjonselementet blir halvert.

2.6. Aktive fjæringssystemer

2.6.1. Aktive fjæringssystemer generelt

Sammen danner fjæren og demperen et fjæringssystem. Ved å innføre elektronisk styring av fjæring og demping kan systemet tilpasses forskjellige kjøreforhold basert på manuelle valg foretatt av føreren selv eller signaler fra sensorer i bilen. Aktive systemer finnes i flere varianter, med varierende omfang og innstillingsmuligheter.

Aktive fjæringssystemer kan ha forskjellige funksjoner:

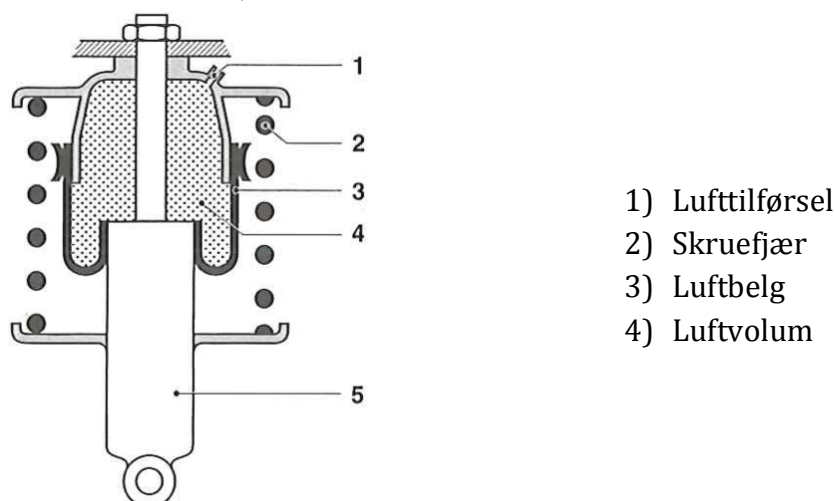
- Endring av bakkeklaring
- Variere fjærstivheten
- Variere demperkraften
- Variabel krenningsstivhet
- Variabel motstand mot nikking

Endring av bakkeklaring skjer normalt ved å endre fjærstivheten. Dette kan være både for å øke eller redusere bakkeklaringen, eller gi konstant bakkeklaring uavhengig av last. Variering av dempekraften kan motvirke krenning og nikking, eller variere mellom myk og hard demping for å gi økt komfort eller økt kjøresikkerhet. Krenningsmotstanden kan varieres gjennom aktive stabilisatorstag som varierer sin krenningsmotstand, eller kontroll over demperkraften.

2.6.2. Systemer for høydejustering

Justering av bilens høyde skjer gjennom å endre fjærkarakteristikk. Når bilens høyde er justerbar kan samme høyde sikres uavhengig av lastforhold, og gir muligheter til å endre kjørehøyden i situasjoner hvor det er ønskelig. Eksempler kan være å heve bilen ved kjøring på veldig ujevn vei eller i dyp snø, eller å senke bilen ved kjøring i høy hastighet for å få et lavere tyngdepunkt. [6]

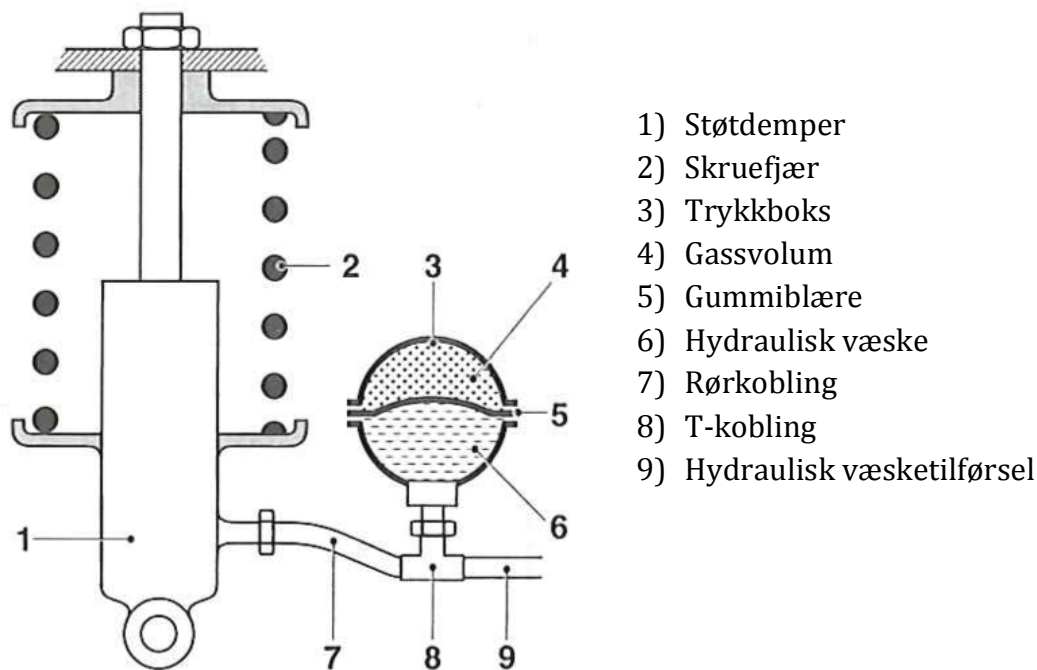
Som presentert i avsnitt 2.3.5. Hydropneumatisk fjæring og 2.3.6. Luftfjæring er det disse to fjærende elementene som har størst mulighet for enkel høydejustering. Disse fjærelementene kan være fullbelastet, at det kun er gassen eller luften som er det fjærende elementet i fjæringssystemet, eller kombineres med ordinære stålfjærer.



Figur 23 Kombinasjon av skruefjær og luftfjær [6]

Figur 23 viser et fjæringssystem med en kombinasjon av skruefjær og luftfjær som fjærende element. Skruefjæren danner en nedre grense for systemets

fjærkarakteristikk, og luftfjæren virker i tillegg til dette. Blir bilen tungt lastet pumpes det luft inn i luftbelgen til bilen har valgt kjørehøyde.



Figur 24 Kombinasjon av skruefjær og hydropneumatisk fjæring [6]

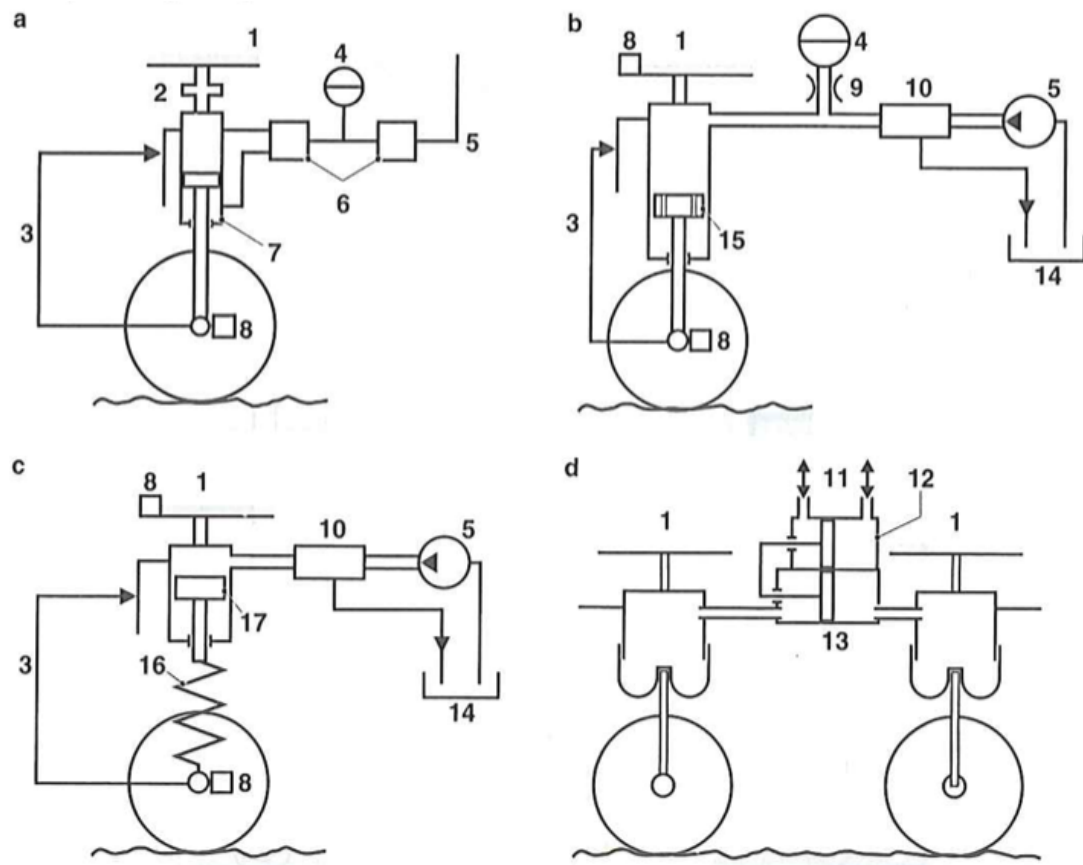
Figur 24 viser en kombinasjon av skruefjær og hydropneumatisk fjæring. Prinsippet ligner det med kombinasjon av skruefjær og luft, men plasseringen av det ekstra fjærende elementet er forskjellig. Støtdemperen blir en hydraulisk sylinder, uten ventiler i stempelet. Dempingen bestemmes av strupninger i rørsystemet mellom stempelet og gassvolumet. Pumpes mer hydraulisk væske inn i systemet vil bilens kjørehøyde øke.

Disse systemene for høydejustering skiller seg fra de aktive fjæringssystemene ved at det ikke er aktiv kontroll av demperkonstanten.

2.6.3. Aktive fjæringssystemer

Aktive fjæringssystemer finnes i flere utførelser, men prinsippene brukt kan grovt deles i fire forskjellige kategorier.

De fire forskjellige prinsippene presentert her er hentet fra Automotive Handbook 7th edition utgitt av Bosch i 2007 [6], og presentert som forskjellige grunnprinsipper innen aktive fjæringssystemer.



Figur 25 Fire forskjellige aktive fjæringssystemer [6]

- | | |
|------------------------|--|
| a) Hydraulisk sylinder | 8) Akselerasjonssensor |
| b) Hydro-pneumatisk | 9) Strupeventil |
| c) Variabel fjærlengde | 10) Fordelingsventil |
| d) Luftfjæring | 11) Styringsstrøm |
| 1) Karosseri | 12) Strømstyrt luftforskyvningselement |
| 2) Hjullastsensor | 13) Luftforskyvningselement |
| 3) Høydesensor | 14) Tank |
| 4) Akkumulator | 15) Støtdemperstempel med ventil |
| 5) Pumpekrets | 16) Karosseri montert fjær |
| 6) Servoventil | 17) Fjærlengde justering |
| 7) Posisjonssylinder | |

Prinsippene som presenteres er kun skjematisk fremstillinger av hvordan aktive fjæringssystemer kan fungere, aktive fjæringssystemer brukt i moderne personbiler består av mange komponenter og er særs omfattende. De fire prinsippene presenteres for å beskrive hvordan forskjellige aktive fjæringssystem kan fungere.

a - Hydraulisk sylinder:

Ekstern strømforskyvning produserer hydraulisk trykk koblet til en høyhastighets hydraulisk sylinder. Sensorer måler forbindelsen mellom sylinderen og karosseriet. Sensorer registrerer hjullast, kjørehøyde og vertikal akselerasjon og sender signalene til en elektronisk styringsenhet. Styringsenheten tolker signalene og reagerer på informasjonen gjennom servoventilen og hydraulisk trykk fra pumpa.

Kontrollsystemet oppnår nesten konstant hjullast, samtidig som gjennomsnittshøyden for bilens fire hjul holdes konstant. Stålfjærer eller hydropneumatiske fjærelementer brukes for å bære den statiske hjullasten.

b - Hydropneumatisk aktivt fjæringssystem:

Akselerasjonssensorer måler den vertikale akselerasjonen for både den avfjærede og uavfjærede massen. Karosseribevegelser kompenseres av den hydrauliske væsken i systemet. Væsken sendes enten til akkumulatoren for å fjære av, eller ut av systemet og tilbake til tanken. Systemet reagerer på større ujevnheter, høyfrekvente vibrasjoner fjæres av i gasselementet. Dempingen kan justeres for å tilpasses hjulenes bevegelser.

c - Justering av fjæringslengde:

Det er mulig å holde karosseriet i en konstant kjørehøyde ved å ha en hydraulisk sylinder som varierer fjærens lengde når hjulenes vertikale svingninger er lavfrekvente. Kontrollen over systemet er kontinuerlig ved at en hydraulisk pumpe leverer trykk som en fordelingsventil enten ruter tilbake til tanken eller sender til sylinderen. Fordelerventilen kan også sende væske fra sylinderen til tanken. Skruenfjæren må være lengre enn normalt i et slikt system, og støtdemperne må være variable.

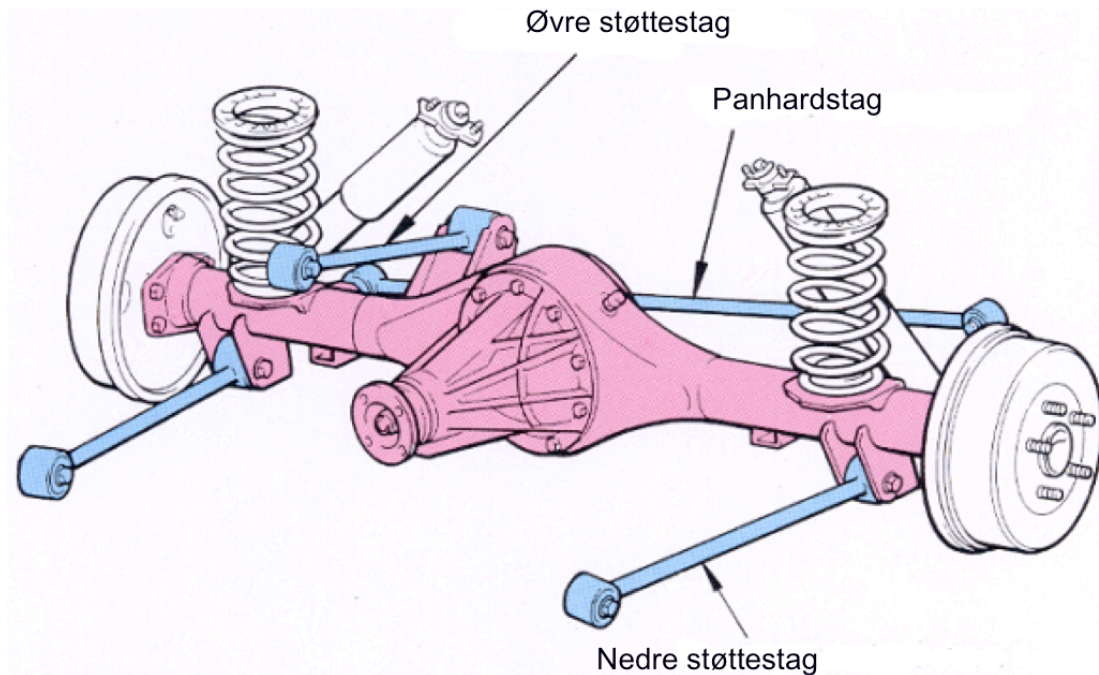
d - Luftfjæringssystemer:

Luftfjæring av avhengig av koblede forbindelser mellom luftkamrene på hvert hjul, for å ta unna for raske trykkendringer. Luften kan også forskyves kontrollert mellom luftelementene, et eksempel er at luft flyttes fra luftfjærene bak til luftfjærene foran for å unngå nikking ved nedbremsing.

2.7. Stiv aksel

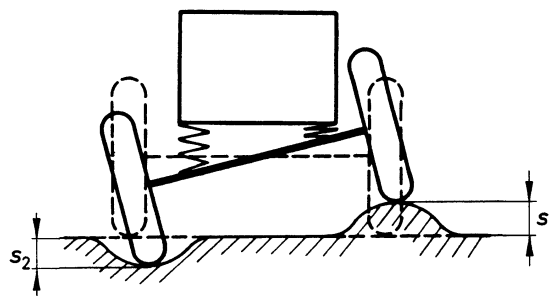
2.7.1 Generelt om stive aksler

Stive aksler er hjuloppheng hvor hjulene på samme aksel er forbundet med en stiv forbindelse. Stive aksler er i dag mest å finne på tyngre kjøretøy, men brukes fortsatt som bakaksler på noen kraftige terrenggående kjøretøy.



Figur 26 Stiv aksel [9]

Figur 26 viser en stiv bakaksel med skruefjærer og skråstilte støtdempere. Krefter i lengderetningen overføres av tre langsgående støttestag, og sidekrefter av et tverrgående panhardstag. En stiv aksel har fast sporvidde og hjulstilling. Siden det ikke er endringer i hjulstillingen sliter en stiv aksel lite på dekkene, som er positivt for tyngre kjøretøy i kommersiell bruk.

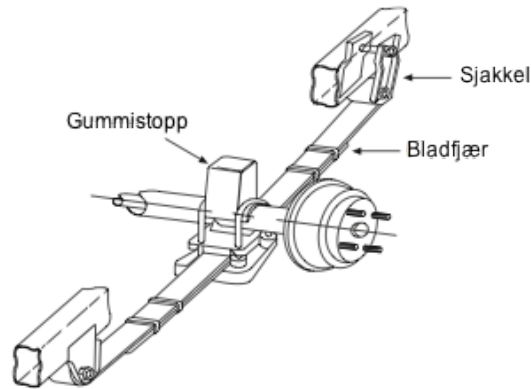


Figur 27 Stiv aksel [2]

Figur 27 viser hvordan hjulene på en stiv aksel påvirker hverandre. Hjulvinklene er faste mellom hjulene på samme aksel, og fjæringsutslag på den ene siden av akselen påkaller en reaksjon på det andre hjulet på samme aksel. Stive aksler er solide og billige, men blir utkonkurrert på ujevnt underlag av uavhengig hjuloppheng da de gir et stort bidrag til bilens uavfjærede vekt. [2]

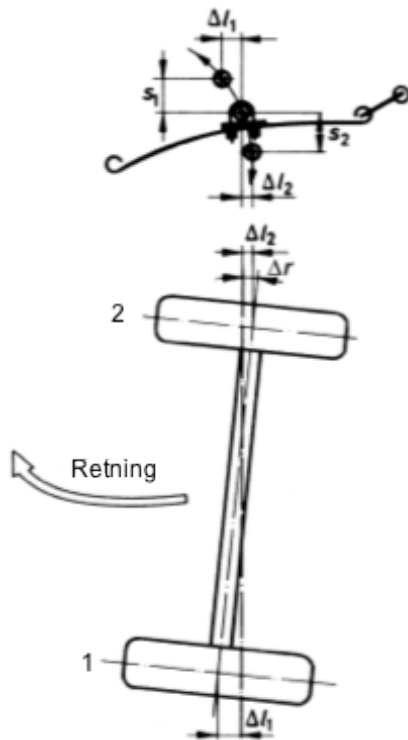
2.7.2. Hotchkiss bakhjulsoppheng

Hotchkiss hjuloppheng er en stiv bakaksel montert på bladfjærer. Dette er en konfigurasjon som var mye brukt på personbiler tidligere, men som i dag er mest brukt på større kjøretøy, gjerne i kommersiell bruk hvor kostnadskrav kommer foran krav om god komfort.



Figur 28 Hotchkiss bakre hjuloppheng [1]

Denne konfigurasjonen har ulemper ved at den i en personbil som krever myk fjæring for å være komfortabel vil bli for myk til å holde akselen fast i en gunstig stilling. En myk bladfjær vil kunne vri og bøye seg slik at hele akselen mister sin orientering under påvirkning av store drivmomenter eller bremsekrefter.

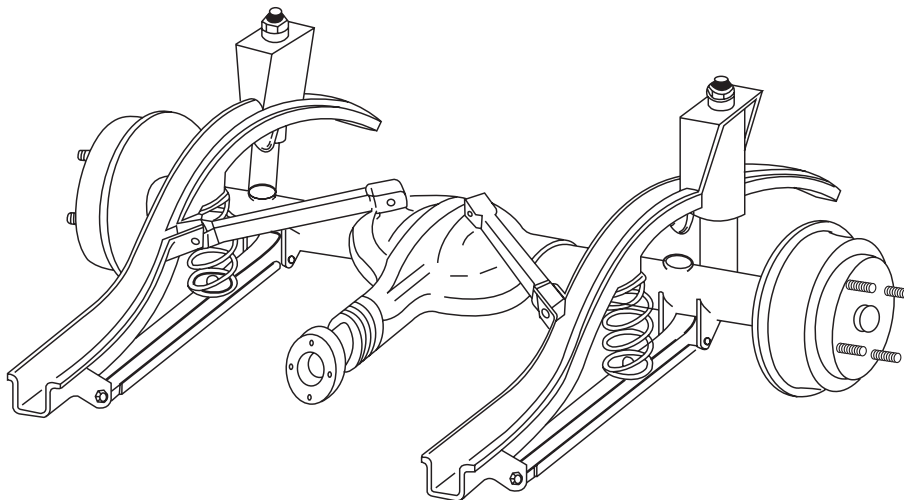


Figur 29 viser hva som skjer når en Hotchkiss bakaksel krenger ved svingkjøring. Akselen holdes i posisjon kun gjennom bladfjærene, og ved krenning fjærer ytterhjulet inn, og innerhjulet ut. Hjul 1 som fjærer inn får en forskyvning fremover siden bladfjæra er festet i karosseriet i forkant, og har en sjakkell som tillater lengdeendring bak. Hjul 2 som fjærer ut får motsatt lengdeforskyvning, og akselen blir skråstilt i forhold til bilens lengdeakse. Akselen styrer med, og gir understyring. Lengdeforskyvningene illustrerer godt noe av de uønskede forholdene med Hotchkiss bakhjulsoppheng.

Figur 29 Hotchkiss bakhjulsoppheng, understyring ved krenning [2]

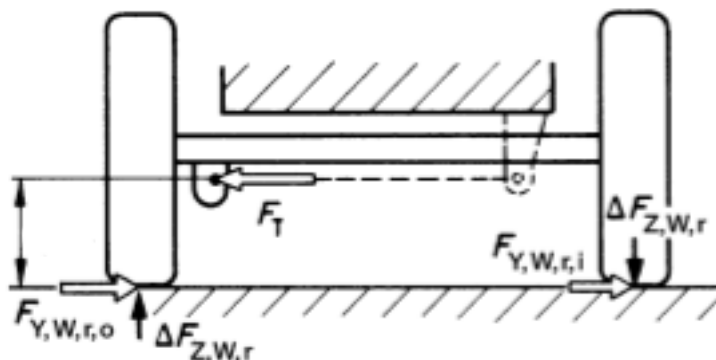
2.7.3. Bakoverstilte bærearmer

Dette hjuloppheng kommer i mange varianter, og består av langsgående bærearmer ved hvert hjul for å ta opp krefter i lengderetningen, og forskjellige konfigurasjoner av skråstilte stag for å ta opp sidekrefter. Figur 30 viser skråstilte stag, langsgående bærearmer, skruefjærer og støtdemper. Siden hele akselen beveger seg ved avfjæring må det være ledig rom for hele fjæringsveien over hele akselen.



Figur 30 Bakoverrettede bærearmer og stiv aksel [1]

Det fjærende elementet kan være skrue eller luftfjærer, og denne typen understell gir større mulighet til å justere krenningscenter og nikksenter enn Hotchkiss-hjuloppheng. Krenningscenter og nikksenter presenteres i kapittel 4.

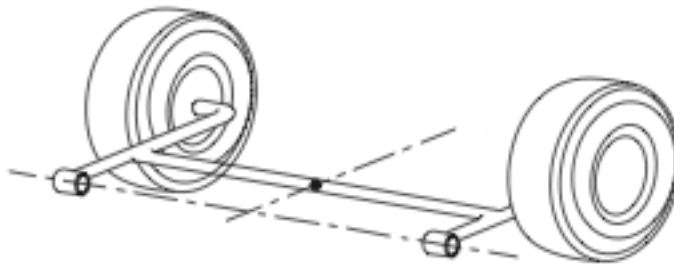


Figur 31 Stiv aksel med panhardstag [2]

Figur 31 viser en stiv bakaksel med et panhardstag for å overføre sidekrefter fra understellet til karosseriet. Det er kun panhardstaget som overfører krefter i y -retning, og høyden av dette panhardstaget påvirker bilens egenskaper ved krenkning i stor grad, nærmere forklart i kapittel 4. Ved inn og utfjæring vil karosseriet og akselen bevege seg sidelengs i forhold til hverandre, siden panhardstaget har fast lengde. Panhardstaget kan kun rotere i sine endefester, og karosseriet vil bevege seg til venstre i forhold til akselen uavhengig av hvilken retning bilen fjærer, siden utgangsposisjonen for staget er horisontal.

2.7.4. Semi-stive aksler

Semi-stive aksler er hjuloppheng hvor den stive forbindelsen mellom hjulene er erstattet med en mer fleksibel forbindelse. Konstruksjonen består gjerne av to bakoverstilte bærearmer som er sveiset til en tverrgående bjelke. Semi-stive aksler er mye brukt som bakaksel på små og middelsstore forhjulsdrevne biler.



Figur 32 Semi-stiv bakaksel [1]

Som fordeler med disse akslene regnes at de er lite plasskrevende, de er enkle å montere/demontere, de består av få komponenter og kan enkelt kombineres med forskjellige typer fjæring og demping.

Ulemper er at det blir høye torsjon- og skjærspenninger i akselen mellom bæreamene, og spesielt i sveiseskjøtene mellom disse komponentene som igjen begrenser tillatt aksellast.



Figur 33 Semi-stiv bakaksel brukt i VAG gruppen [2]

Figur 33 viser en semi-stiv bakaksel brukt i VW Gold IV (1997), VW Bora (1999) og Audi A3 (1996). Innfestningene til karosseriet hadde foringer i gummi og stål med forskjellig stivhet i tre retninger for å motvirke uønskede overstyringstendenser. Sammenlignet med den foregående modellen ble sideveis deformasjoner redusert med 30%, til en deformasjon av 1mm pr 500N av sideveis kraft på bakhjulene. [2]

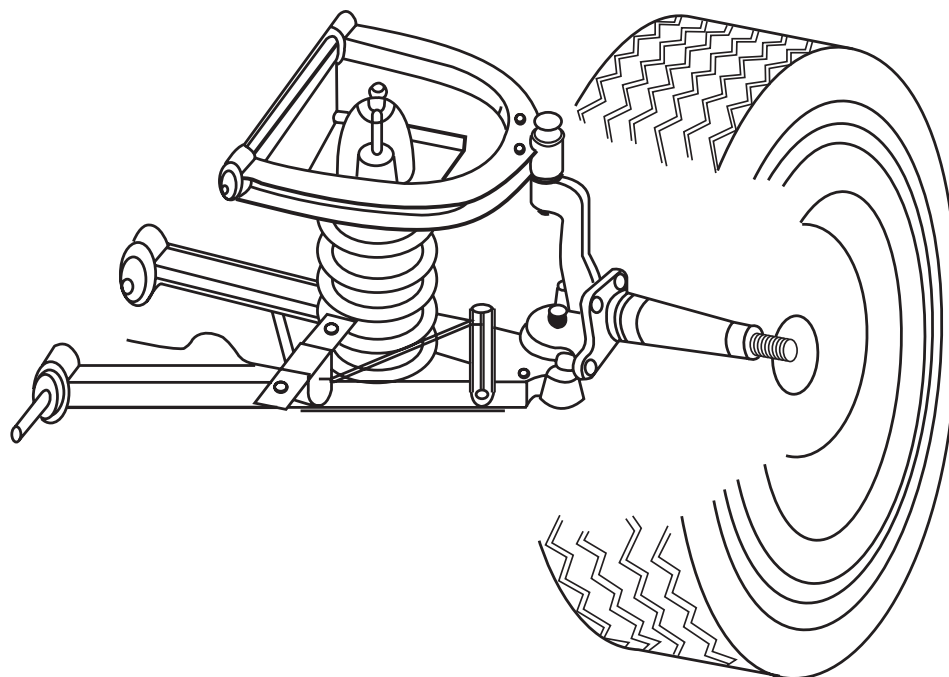
2.8. Uavhengig hjuloppheng

2.8.1. Generellt om uavhengige hjuloppheng

Uavhengig hjuloppheng tillater hjulene på samme aksel forskjellige fjæringsbevegelser uavhengig av hverandre. Uavhengige hjuloppheng er ofte mindre plasskrevende og lettere enn stive aksler. De består gjerne av flere komponenter, som gir større frihet til fininnstilling av hjulvinkler og tilpasning av kinematiske egenskaper.

2.8.2. Doble bærearmer

Hjuloppheng med doble bærearmer består av to triangelformede bærearmer. Triangelformen gjør at bæreamene kan overføre krefter både sideveis og i bilens lengderetning.

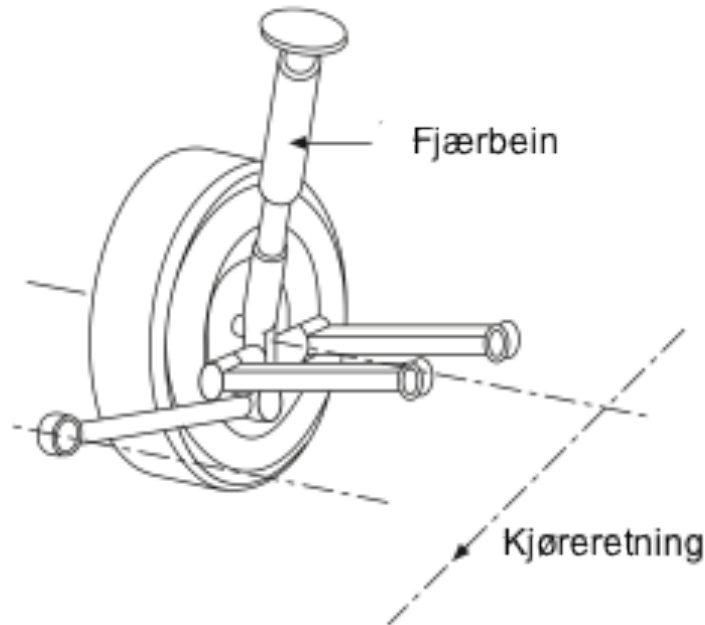


Figur 34 Dobbelt bærearmer hjuloppheng [1]

Det er vanlig med en kortere øvre bærearmer og en lengre nedre bærearmer, både av plasshensyn og for å få en fordelaktig endring i hjulstilling ved krenkning presentert i kapittel 4.

2.8.3. McPherson

McPherson hjuloppheng er en videreutvikling av hjuloppheng med dobbel bærearmer, hvor den øvre bæreamen er sløyfet. I stedet er skruefjæren og støtdemperen kombinert i et fjærbein festet direkte til karosseriet, som inngår som en strukturell komponent i understellet.

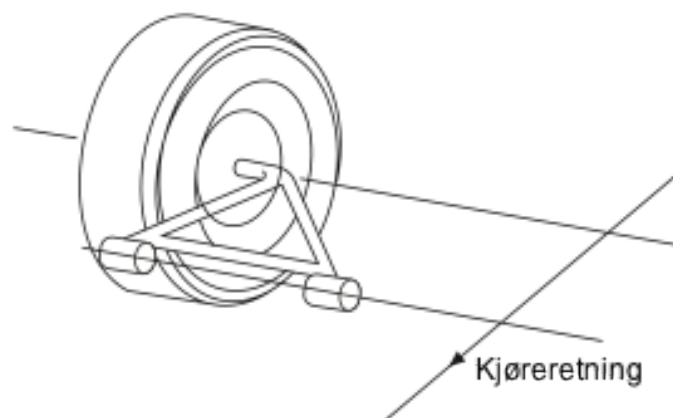


Figur 35 McPherson hjuloppheng [1]

Det nedre fjærbeinet overfører krefter sideveis og i lengderetningen. Hovedfordelen med et McPherson hjuloppheng er at det består av få komponenter og er billig å produsere. Ulemper er at det tar mye plass i høyden, og fjærbeinet blir i tillegg til aksielle krefter utsatt for bøyning, og derfor må ha kraftigere dimensjon på støtdemperen. [1]

2.8.4. Slepearmer

Slepearmer er mest brukt som bakhjulsoppheng, både for drivende og ikke drivende bakaksler. Slepearmer er mye brukt fordi det sparer plass i høyden og medfører lave kostnader. Slepearmen er leddet om en akse parallell med hjulakselen.

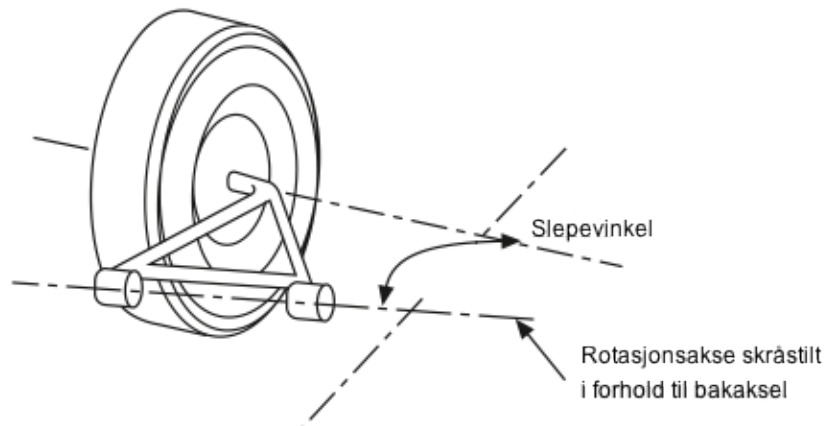


Figur 36 Slepearmer [1]

Slepearmer har begrensede muligheter til finstilling av hjulvinkler og kinematiske egenskaper, men blir fortsatt brukt i noen biler siden et er en billig og enkel løsning som anses som godt nok i mange sammenhenger. [1]

2.8.5. Skråstilte slepearmer

Skråstilte slepearmer er slepearmer hvor slepearmen roterer om en akse som er skråstilt i forhold til hjulakselen. Prinsippet blir veldig likt som de vanlige slepearmene, men skråstillingsvinkelen i forhold til hjulakselen gjør at en kan få en positiv effekt på bilens stabilitet i sving, siden vinkelen kan gi bakhjulene en ønsket styreeffekt.



Figur 37 Skråstilte slepearmer [1]

Skråstilte slepearmer brukes i likhet med vanlige slepearmer stort sett kun som bakhjulsopheng. Fordelene er de samme som for vanlige slepearmer hva gjelder kostnader og plassbehov.

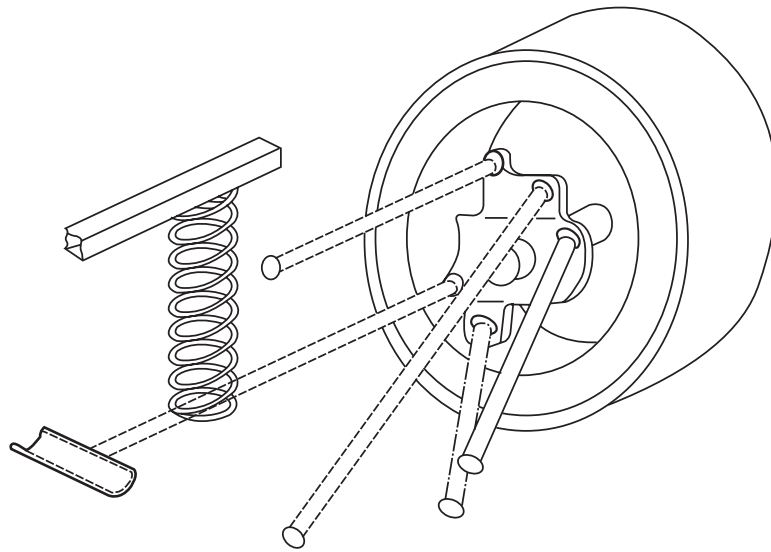
2.8.6. Multilink

Multilink er hjuloppheng som består av lenkarmen i stedet for tradisjonelle bærearmer. Lenkarmene kan kun overføre aksielle krefter, og er ofte festet gjennom gummiforinger med forskjellig stivhet i forskjellige retninger. Multilink kan også være bygget opp med en bærearmer kombinert med lenkarmen. Multilink ble introdusert av Mercedes-Benz i 1982 i 190 serien.

Multilink gir stor frihet til å bestemme kinematikken i hjuloppheng, slik at konstruktøren kan prioritere særskilt viktige hensyn. Et slikt eksempel kan være å ha konstant skrubbradius gjennom fjæringsbevegelsen for å unngå problemer med torque steer. Torque steer er uheldige selvstyringstendenser som gjerne kommer når forhjulsdrivne biler med stor motorkraft akselerer kraftig [2]. Skrubbradiusen er forklart i avsnitt 3.3.1.

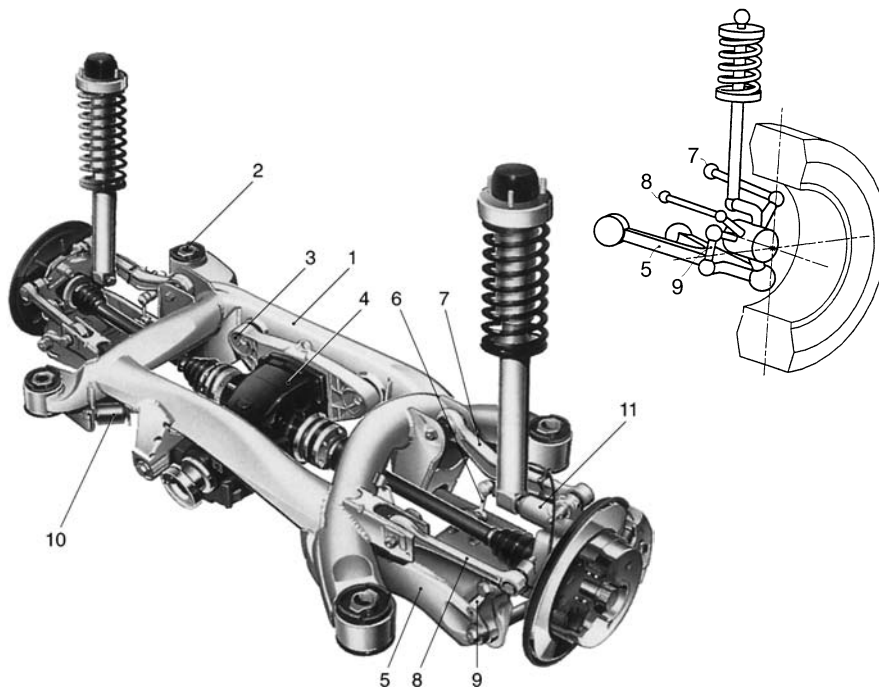
Det finnes ingen fasit på hvorfor multilink benyttes utover at det gir større frihet til å bestemme en gunstig fjæringsvei enn noen av de andre hjulopphengene.

Multilink finnes i mange forskjellige varianter, og de fleste fabrikantene har sin egen variant.



Figur 38 Multilink hjuloppheng [1]

Figur 38 viser et multilink hjuloppheng med fem lenkarmene. Disse armene må være montert i fleksible gummiforinger siden hjulopphenet blir statisk overbestemt. Lengdene og retningene på armene seg imellom bestemmer hjulets bevegelse og fleksibilitet i de forskjellige retninger.



Figur 39 Multilink bakaksel BMW 5-serie (E39, 1996) [2]

Figur 39 viser en multilink bakaksel fra BMW 5-serie som ble introdusert i 1996. Hjulopphenet har en nedre bæream 5, og to lenkarmene 7 og 8. Hjulopphenet ble utviklet for å gi økt stabilitet ved nedbremsing. Dette ble gjort gjennom plassering av lenkarmene på en slik måte av bremsekraftene fra hjulet ga gunstig endring i hjulstillingen gjennom forskjellig fleksibilitet i foringene.

3. Hjulgeometri

3.1. Krav til styring

Hjulgeometrien er hjulenes absolutte stilling i forhold til en loddrett og vertikal akse, og en akse i bilens lengderetning. Hjulgeometrien ivaretar viktige forhold hva gjelder komfort, kjøresikkerhet og økonomi (dekkslitasje).

Tabell 3 Krav til bilens styring [7]

1.	Retningsstabilitet.	Når et kjøretøy kjører på et horisontalt plan, skal den gå rett frem uten at føreren behøver å styre den i nevneverdig grad.
2.	Selvoppretting i sving	Når et kjøretøy kjører i sving, skal den selv søke rett frem når rattet slippes.
3.	Overføring fra ratt til hjul	Kjøretøyet skal ha rask, presis og lett styring.
4.	Overføring fra hjul til ratt	Slag fra ujevnheter i veibanen skal i minimal grad forplante seg til rattet. Bremsing og akselerasjon skal også merkes minimalt i rattet.
5.	Dekkslitasje	Det stilles store krav til økonomi og miljøvennlighet, det er derfor ønskelig med minimal dekkslitasje.
6.	Fjæring	Ved inn- og utfjæring skal kjøreegenskapene opprettholdes, som tilsier at inn- og utfjæring skal ha minimal påvirkning på styringen.

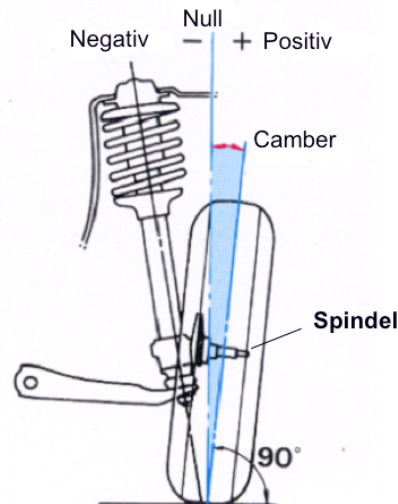
For å tilfredsstille disse seks kravene har vi fem forskjellige forstillingsvinkler. Det er forstillingen og forakselen som har flest hjulvinkler, siden den er styrende. [7]

Tabell 4 Vanlige benevnelser for hjulvinkler [7]

	Engelsk	Norsk	Svensk	Tysk
1.	Camber	Hjulhelling	Hjullutning	Sturz
2.	Caster	Svingeakselhelling forover/bakover	Axellutning	Nachlauf
3.	K.P.I	Svingeakselhelling innover	Spindeltapps-lutning	Spreizung
4.	Toe-in toe-out	Spissing	Skrankning	Spur
5.	Toe-out on turns	Spredning i sving	Kurvstalling	Spurdifferenz-winkel

Hvilke benevnelser en møter på i litteraturen er forskjellig, i denne oppgaven brukes de benevnelser som er mest brukt i norsk sammenheng, markert i fet skrift.

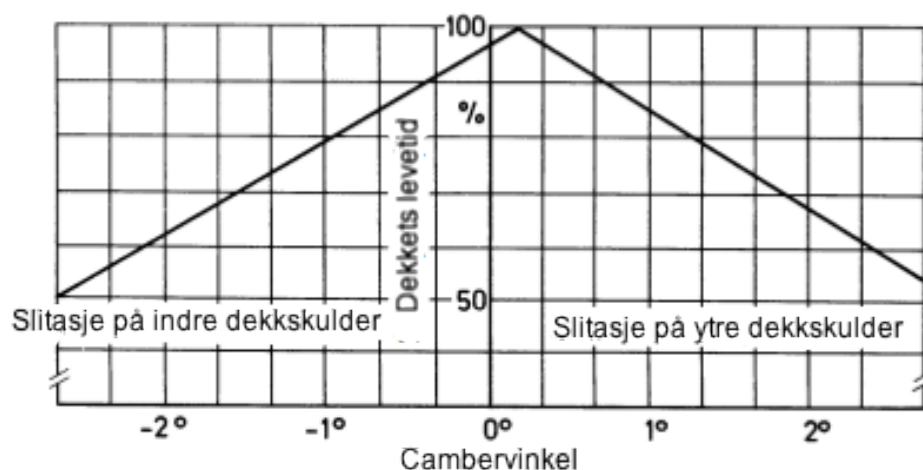
3.2. Camber



Figur 40 Cambervinkel [9]

Camber er vinkelen mellom hjulets midtplan og vertikalaksen. Cambervinkelen er positiv dersom hjulet heller utover, slik som på figur 40. Cambervinkel på 0° betyr at hjulet står normalt på underlaget. Positiv camber er når hjulet heller utover i overkant, og negativ camber er når hjulet heller innover i overkant.

Cambervinkelen påvirker dekkets sideføringsevne, i hvilken grad dekket kan overføre sidekrefter. Negativ camber øker dekkets sideføringsevne.

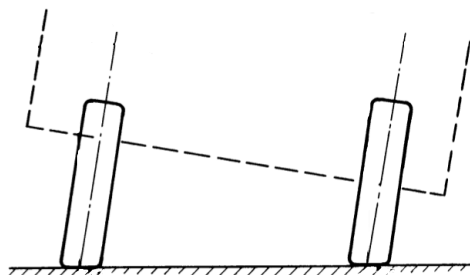


Figur 41 Cambervinkelens påvirkning på dekkets levetid [2]

Cambervinkelen påvirker dekkslitasjen i stor grad, og figur 41 viser sammenhengen mellom cambervinkel og dekkets levetid. Store cambervinkler

flytter kontaktflaten fra dekkets senter ut til dekkskulderen, som gjør at dekket må erstattes raskere enn normalt fordi mønsteret på dekkskulderen slites ned. 100% levetid oppnås ved marginalt positiv camber, siden de fleste veier er lagt marginalt krummende for at regnvann skal renne av. [2]

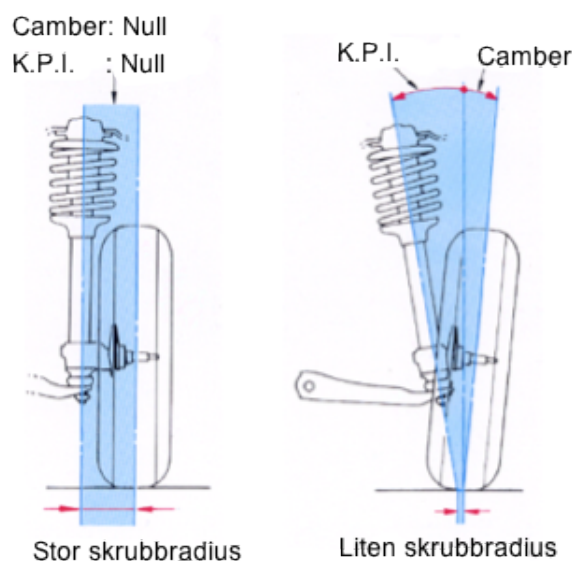
For uavhengige hjuloppheng er det ønskelig med endring av camber ved en fjæringsbevegelse. Konstant cambervinkel ved en fjæringsbevegelse er gunstig ved kjøring rett frem. Dekket ville hatt optimal vinkel mot underlaget gjennom hele fjæringsbevegelsen. Imidlertid ville cambervinkelen i forhold til underlaget fulgt bilens krengningsvinkel ved svingkjøring. Dette ville ført til at dekkene fikk en uheldig stilling mot veibanen, som reduserer dekkenes sideføringsevne. [4]



Figur 42 Hjulenes camber følger krenningsvinkelen [2]

3.3. K.P.I. - King Pin Inclination

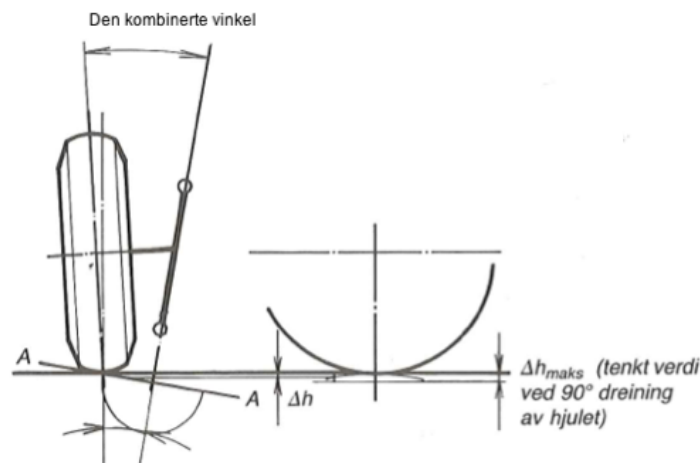
K.P.I. står for king pin inclination, og beskriver styreakselens helling innover eller utover. King pin er et engelsk uttrykk for styreaksen. Denne vinkelen er med på å bestemme avstanden mellom senter av dekkets kontaktflate og styreaksens skjæringspunkt med veibanen. Dersom disse punktene sammenfaller, vil dekket rotere rundt senter av dekkets kontaktflate med underlaget. K.P.I. regnes som positiv når den heller innover i overkant, slik som på figur 43. [4]



Figur 43 K.P.I. [9]

Mens cambervinkelen er vinkelen mellom dekkets senterlinje og en vertikal akse, er K.P.I. vinkelen mellom styreaksen og en vertikal akse. Sammen danner disse "den kombinerte vinkel", og er konstant. [7]

Positiv K.P.I. bidrar til selvoppretning, at hjulene vil søke rett frem dersom rattet slippes. Dette kommer av at styreutslag vil forsøke å presse hjulene ned, og siden underlaget ikke beveger seg vil bilens front heve seg.



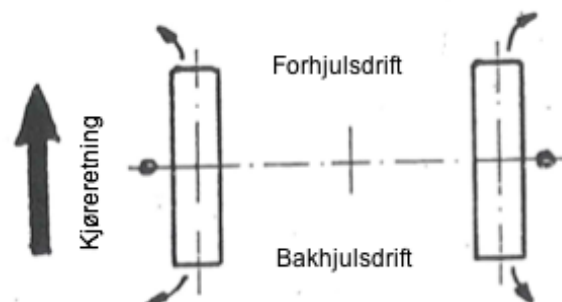
Figur 44 K.P.I. sitt bidrag til bilens selvoppretting [4]

Figur 44 viser hvordan dekkets kontaktflate vil følge akse A – A ved styreutslag og presse hjulene nedover (bilen opp). Dette fortsetter helt til høydeforskyvningen er Δh_{maks} , ved en tenkt dreining av hjulene 90° . [4]

3.3.1. Skrubbradius

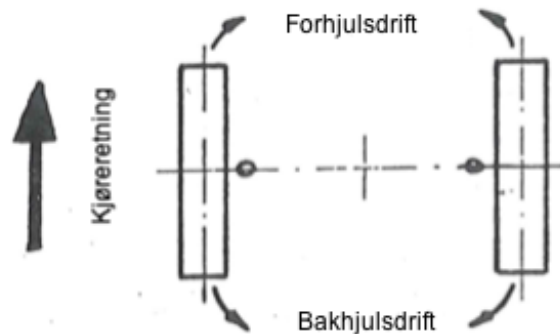
Avstanden mellom kontaktflatens senter og styreakselen skjæringspunkt mot underlaget kalles skrubbradien. Av figur 43 ser vi at skrubbradien blir stor dersom camber og K.P.I. er null. Dette betyr at rattutslag ikke vrir hjulet om senter av kontaktflaten, men skrubbes om et punkt utenfor.

Det skilles mellom positiv og negativ skrubbradius. Negativ skrubbradius er når styreaksen treffer underlaget utenfor senter av dekkets kontaktflate.



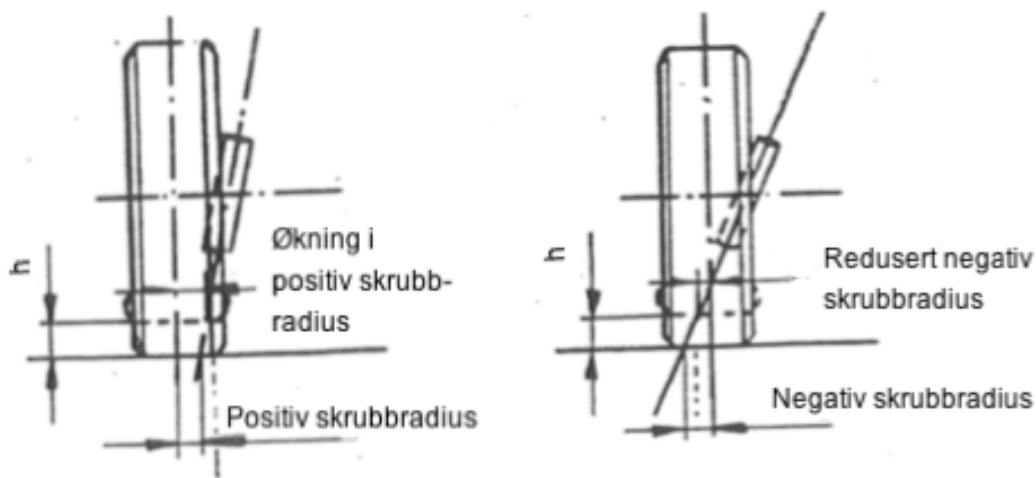
Figur 45 Negativ skrubbradie [7]

Figur 45 viser hvordan forhjulene vil søke med en negativ skrubbradius ved forhjuls- eller bakhjulsdrift. Biler med forhjulsdrift overfører drivkraften i bakken ved forhjulene, og skrubbradiusen blir en momentarm hjulene vil forsøke å dreie rundt. Situasjonen blir motsatt for en bil med bakhjulsdrift, siden underlaget vil gir rullemotstand og skrubbradien som momentarm vil få hjulene til å søke innover i framkant.



Figur 46 Positiv skrubbradius [7]

Figur 46 viser positiv skrubbradius, og hvordan denne påvirker biler med forhjuls- og bakhjulsdrift. Tendensen blir motsatt av for biler med negativ skrubbradius, hjulene på forhjulsdrevne biler vil søke innover i framkant og forhjulene på bakhjulsdrevne biler vil søke utover i framkant.



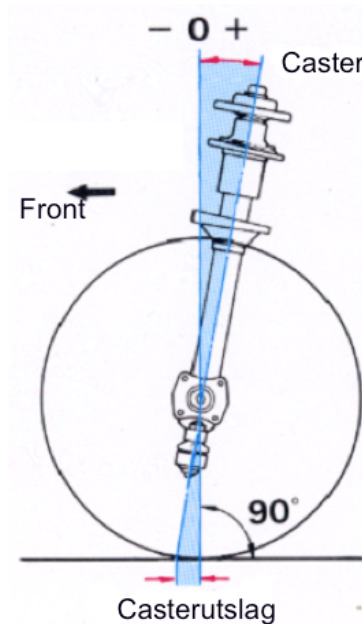
Figur 47 Skrubbradiusens virkning ved punktering [7]

Figur 47 viser hvordan positiv og negativ skrubbradius påvirkes av en høydeforskjell, h , på hjulet. Ved positiv skrubbradius økes skrubbradiusen ved en punktering, mens den negative skrubbradiusen reduseres ved en punktering. Siden skrubbradien er momentarmen som er med på å bestemme hvilken vei hjulet søker vil en bil med negativ skrubbradius bli mindre påvirket av en punktering enn en bil med positiv skrubbradius.

Negativ skrubbradius blir brukt som et virkemiddel for å ha en mer stabil nedbremsing ved ulik friksjon på forhjulene. [7]

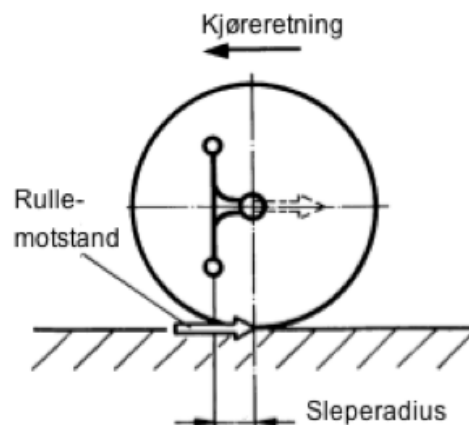
3.4. Caster

Castervinkelen er styreakselens helling forover eller bakover sett fra siden. Styreaksen er akselen hjulet dreier om ved rattutslag. Helling bakover gir positiv caster, mens helling forover gir negativ caster.



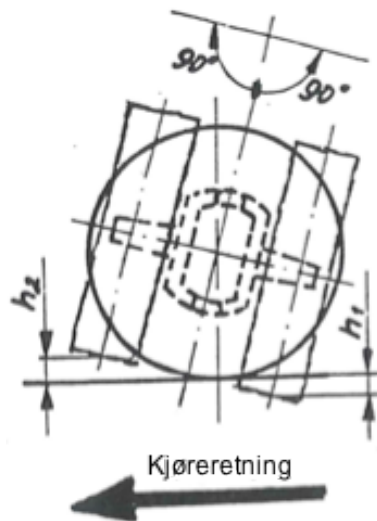
Figur 48 Caster [9]

Castervinkelens oppgave når den er positiv, er å gi retningsstabilitet og selvoppretting i sving. Når kasteren er positiv får vi en sleperadius, svingeakselen treffer veibanen før senter av dekkets kontaktflate. Denne sleperadiusen gjør at hjulet selv vil søke rett frem.



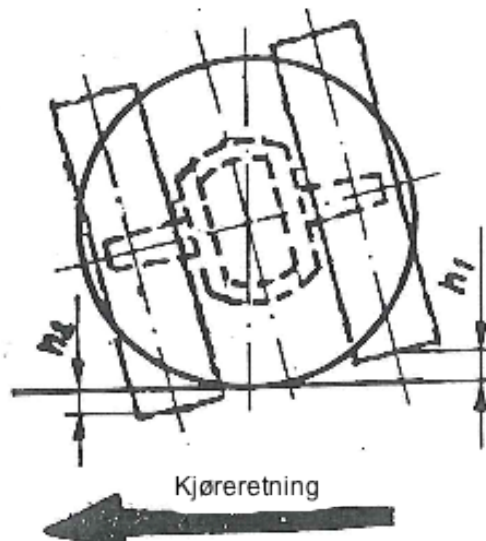
Figur 49 Sleperadius [2]

Sleperadius kan også oppnås ved å ha en forskyvning mellom hjulets rullercenter og styreaksen. Figur 49 viser hvordan sleperadiusen virker selvopprettende ved at kraften fra rulle-motstanden blir overført til understellet bak styreaksen, og andre hjulstillinger enn rett fram vil skape et moment om styreaksen som virker selvopprettende.



Figur 50 Positiv castervinkel påvirkning på bilens høyde [7]

Castervinkelen påvirker hjulstillingen og bilens krenkning ved svingkjøring. Figur 50 viser høydeforskjellene som forekommer ved positiv caster, ved et tenkt rattutslag på 90° . Ved svingkjøring vil innerhjulet øke kjørehøyden opptil en teoretisk maksimumsverdi illustrert av h_1 , og ytterhjulet reduserer kjørehøyden til en teoretisk minimumsverdi illustrert av h_2 . Dette øker bilens krenkning. Vi ser også at innerhjulet får positiv camber, og ytterhjulet får negativ camber, som er en positiv effekt.

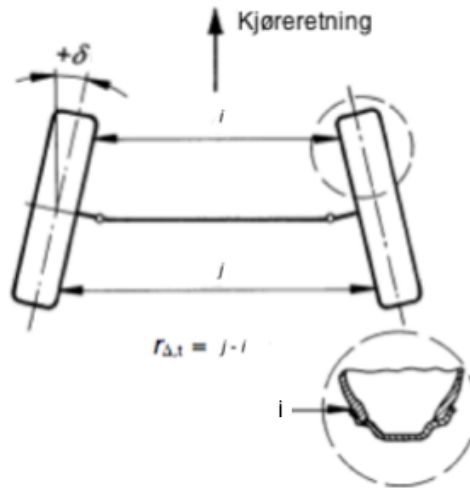


Figur 51 Negativ castervinkel, påvirkning på krenkning og camber [7]

Figur 51 viser et tilfelle med negativ castervinkel, som gir motsatte effekter av positiv castervinkel. Krenkningen ved svinkjøring reduseres siden innerhjulet får redusert kjørehøyde og ytterhjulet får økt kjørehøyde. Camberendringen er også motsatt, og får uheldige endringer. [7]

3.5. Spissing

Spissing er hjulenes stilling sett rett ovenfra. Spissing oppgis i mm forskjell mellom felgkantene foran og bak på hjulet.

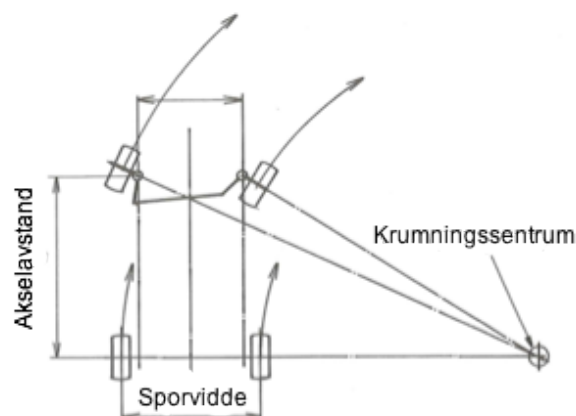


Figur 52 Spissing [2]

Spissingen skal sikre at hjulene ruller rett fram under normale kjøreforhold. Noen biler har litt spissing på forhjulene, for å gi bilen mer stabil styring ved at noe av elastisiteten i dekkene blir "forspent" [7]. Om utgangsstillingen for en bil er positiv eller negativ spissing er avhengig av om bilen har positiv eller negativ skrubbradius, og om den aktuelle akselen er drivende eller ikke. At utgangsstillingen ikke er helt rett langs bilens kjøreakse kommer av slark og elastisitet i komponenter i understellet. Illustrasjoner på dette er i avsnitt 3.3.1. skrubbradius.

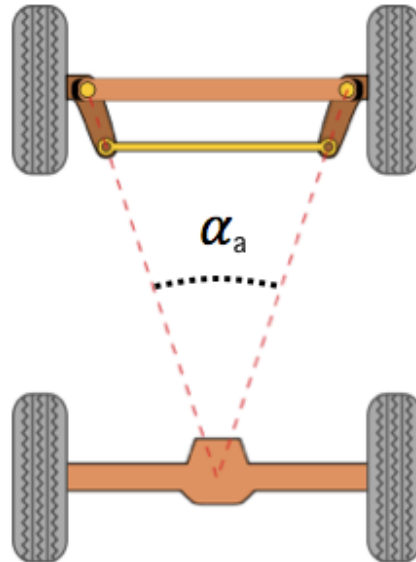
3.6. Spredning i sving

Hensikten med spredning ved svingkjøring er at alle hjulene skal rulle i en bane med samme senter, og på denne måten føre til ren rulling av alle fire hjulene. Dette sikres ved at innerhjulet på forakselen har større styreutslag enn ytterhjulet. Ren rulling er rulling uten å skrubbe i noen retning, som medfører stor dekkslitasje og ustabilitet på kjøringen.



Figur 53 Toe-out ved styreutslag [4]

Spredning i sving for å gi ren rulling for alle fire hjul kalles Ackermanns prinsipp. Rudolf Ackermann tok patent på trapesstyring allerede i 1818, og fordelen med dette prinsippet er at det tillater ren rulling på alle fire hjul. Prinsippet fungerer ved at styrestaget er festet mellom to styrearmer som går i linje mellom styreaksen og senter av bakakselen [10]. Når styrestaget er festet på denne måten vil det tillate det innerste hjulet større utslag enn det ytterste.



Figur 54 Ackermann styring [10]

Moderne biler har i dag ikke ren Ackermann styring, de avviker mer eller mindre siden svingkjøring fører til en viss slippvinkel mellom dekkene og underlaget. Slippvinkel forklares nærmere i kapittel 4. [7]

4. Kinematikk og elastokinematikk

4.1. Kinematiske og elastokinematiske forhold hjuloppheng

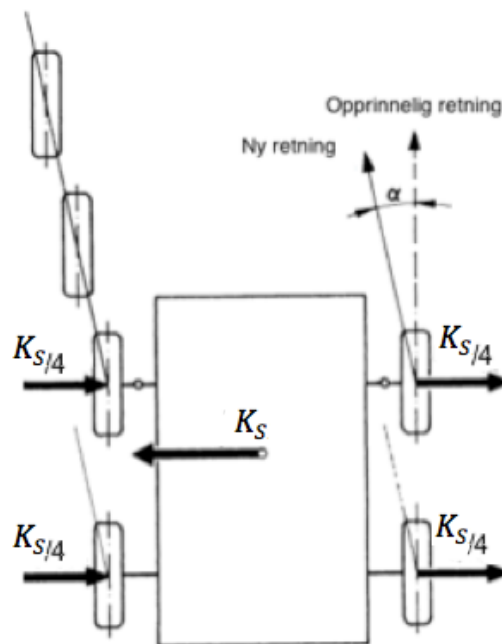
Kinematikk er et uttrykk som beskriver hjulenes bevegelse i rommet under en fjæringsbevegelse. Her er det store avvik mellom stive aksler og uavhengige hjuloppheng, og mellom forskjellige typer uavhengige hjuloppheng. Hjulstillingen endres, i tillegg til endringer i sporvidde og akselavstand. De kinematiske egenskapene for uavhengige hjuloppheng kan tilpasses de forskjellige prioriteringer bilfabrikantene har, og har stor påvirkning på bilens kjørekomfort og sikkerhet.

Elastokinematikk brukes for å beskrive endringer i hjulenes stilling utover de teoretisk beregnede bevegelsene. Eksempler på slike bevegelser er elastisitet i gummiforinger, dekk og klaringer i lagre. Ved konstruksjon av et hjuloppheng har bilfabrikantene lært seg å bruke denne elastisiteten på en fordelaktig måte. Dette er blitt mulig som følge av en bevisst plassering av forskjellige komponenter i understellet, og gummiforinger som kan konfigureres med forskjellig stivhet i forskjellige retninger.

4.2. Slippvinkel

4.2.1. Slippvinkel

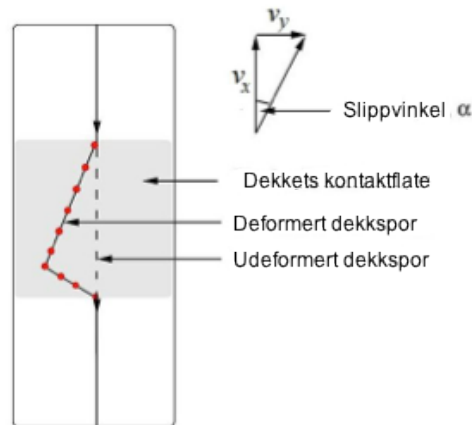
Slippvinkel beskriver dekkenes avdrift under påvirkning av en sidekraft. Under en slik påvirkning vil bilen bevege seg med et avvik α , slippvinkel i grader, fra ren rulling i hjulenes retning.



Figur 55 Slippvinkel [2]

Sidekraften K_s angriper i bilens tyngdepunkt, og motvirkes av krefter mellom dekkene og underlaget. Dette medfører at hjulene ikke bare ruller fremover, men med en slippvinkel. Denne slippvinkelen øker med sidekraften, helt til hjulet bryter ut når friksjonsgrensen overskrides. [4]

Figur 55 viser et tilfelle hvor slippvinkelen er lik for alle fire hjulene, men dette er sjelden tilfelle. Hjulet kan rulle med en maksimal slippvinkel før det bryter ut, avhengig av dekkets konstruksjon og friksjonen mot underlaget.



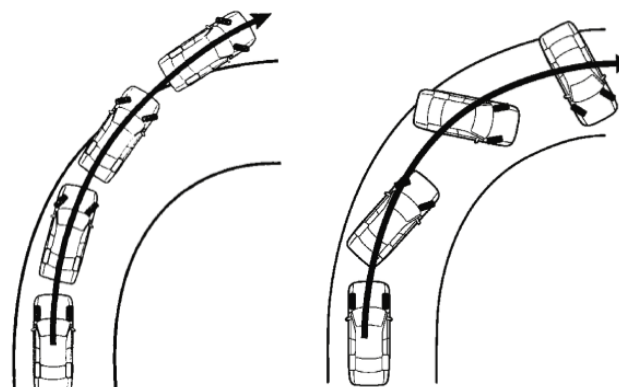
Figur 56 Slippvinkel, detalj av dekkets kontaktflate [12]

Figur 56 viser hva som skjer i dekkets kontaktflate når den må overføre sidekrefter. Dekksporet blir deformert til siden, og det tillates noe deformasjon før slippvinkelen blir fremtredende og føreren må korrigere med et rattutslag.

Som nevnt i avsnitt 3.6 spredning i sving avviker moderne biler fra Ackermanns prinsipp ved at spredningen i sving ikke er stor nok til å gi ren rulling for alle fire hjulene. Erfaring har vist at slippvinkelen blir størst på det innerste hjulet på forakselen, og mindre spredning enn hva Ackermanns prinsipp tilsier er mest gunstig i vanlige kjøresituasjoner.

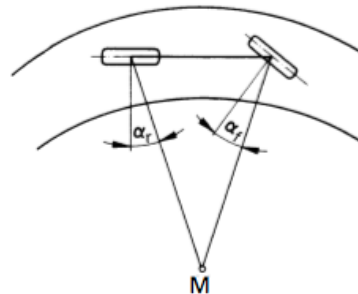
4.2.2. Over- og understyring

Over og understyring beskriver bilens kurs ved svingkjøring.



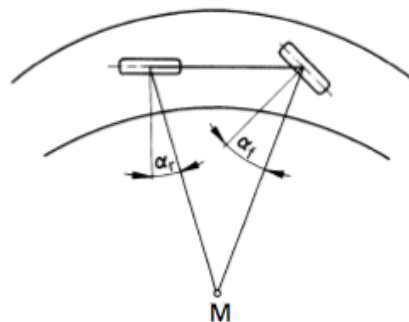
Figur 57 Understyring og overstyring [3]

Bilen til venstre i figur 57 klarer ikke svingen fordi bilen understyrer, den sklir på forhjulene slik at bilen svinger mindre enn hva rattutslaget tilsier. Til høyre vises en bil som overstyrer, bakhjulene sklir mer enn forhjulene og resultatet er at bilen svinger mer enn hva rattutslaget tilsier.



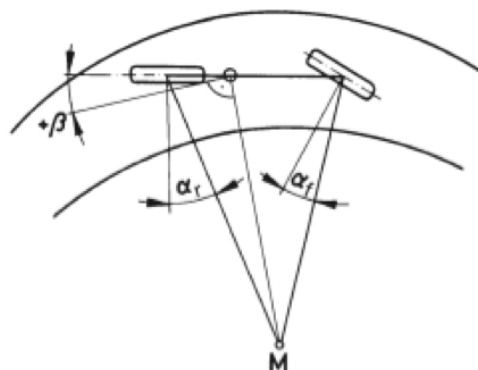
Figur 58 Nøytralstyring [2]

Over og understyring bestemmes av hvilken aksel som har størst slippvinkel. Figur 58 viser at slippvinkelen for forhjulet, α_f , er like stor som slippvinkelen for bakhjulet, α_r . Dette gir en nøytralstyrt bil, at bilen følger linjen gjennom svingen som førerens styreutslag tilsier.



Figur 59 Understyring [2]

Figur 59 viser at slippvinkelen foran er større en slippvinkelen bak, og bilen understyrer. Forsøk har vist at understyring er det som oppleves som mest naturlig for føreren, og det er vanlig å sette opp moderne biler slik at de understyrer når grensen for grep mot underlaget overskrides. [2]



Figur 60 Overstyring [2]

Vinkelen β beskriver avviket mellom bilens langsgående akse og bevegelsesaksen. [2]

4.3. Krenningscenter og krenningsakse

4.3.1. Krenningsbevegelsen

Krengning er at bilen vrir sideveis. Krengning kommer av at det angriper en sidekraft i den avfjærede massens tyngdepunkt som gir et krenmoment. Sidekraften av sentripetalakselerasjonen gitt av:

$$a = \frac{v_h^2}{r} \quad (11)$$

a = sentripetalakselerasjon

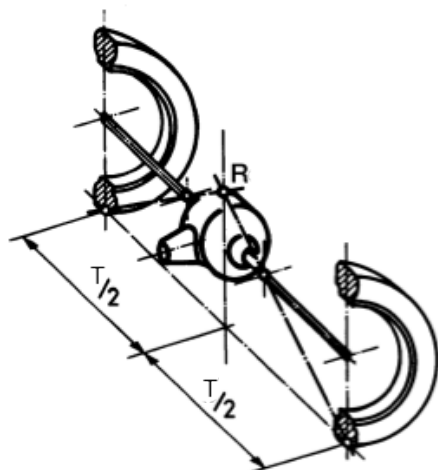
v_h = kjørehastighet

r = svingens radius

[5]

Krenningscenteret er det punktet over akselen hvor den avfjærede massen kan belastes med en sidekraft uten at karosseriet vil krenge. Hver aksel har et eget krenningscenter. [1]

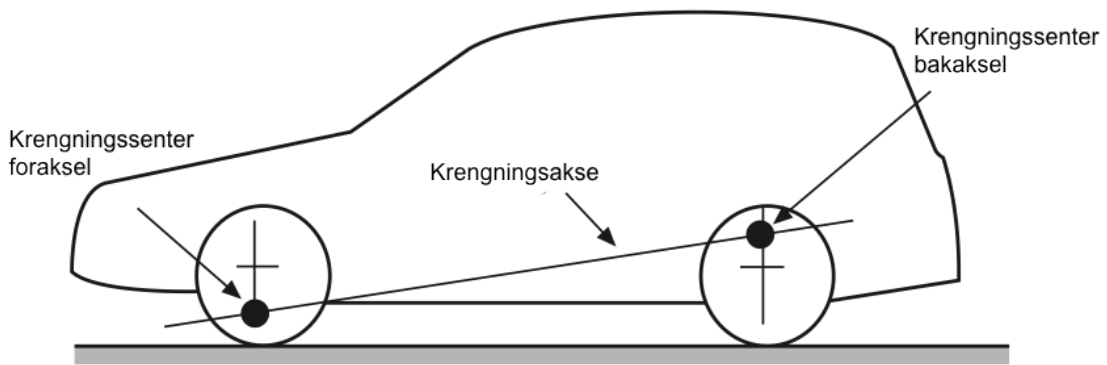
Krenningscenterets høyde bestemmes av geometriske forhold i hjuloppheget, og for hjuloppheg som er symmetriske ligger det over senter av akselen. Avstanden mellom krenningsaksen og den avfjærede massens tyngdepunkt bestemmer i hvilken grad bilen krenge. Krengningen øker eller avtar med denne avstanden, siden avstanden bestemmer krenningsmomentet.



R_o = krenningscenter
 b = sporvidde

Figur 61 Krenningscenteret plassert over sentrum av akselen [2]

Forbindelseslinjen mellom krenningscenteret på for- og bakakselen kalles krenningsaksen. Belastes karosseriet med en sidekraft på et gitt punkt langs krenningsaksen vil karosseriet ikke krenge.



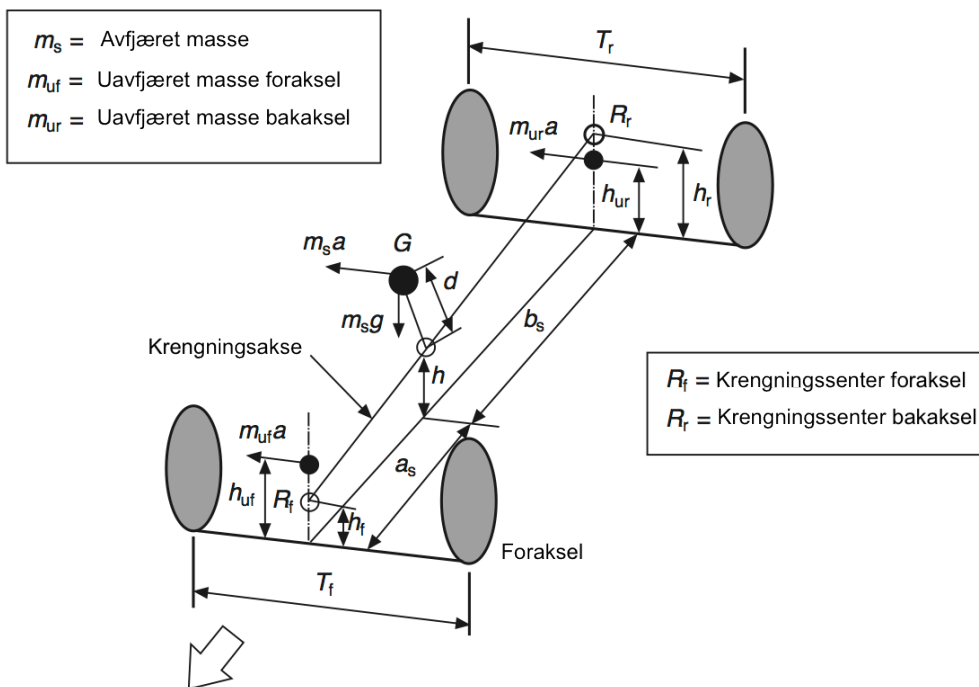
Figur 62 Krengningsakse [1]

Det er normalt at krengningssenteret er høyere for bakakselen enn forakselen. Krengningssenteret høyde over bakken for uavhengig hjuloppheng er 30 til 100mm for forakselen og 60 til 130mm for bakakselen [2].

4.3.2. Lastforskyvning ved svingkjøring

Ved svingkjøring overføres hjullast fra innerhjulet til ytterhjulet på akselen. Den totale summen av lastforskyvning er summen av tre mindre lastforskyvninger. Eksemplet er hentet fra Happian-Smith: "An Introduction to Modern Vehicle Design" [1].

- Lastforskyvning av krengning
- Lastforskyvning til avfjæret masse
- Lastforskyvning til uavfjæret masse



Figur 63 Lastforskyvning på akslene ved svingkjøring [1]

- $G=$ avfjæret masses tyngdepunkt
- $a=$ sentripetalakselerasjon
- $g=$ tyngdens akselerasjon
- $d=$ avstand mellom krenningsakse og avfjæret masses tyngdepunkt
- $h=$ høyde krenningsakse ved tyngdepunkt
- $h_f=$ høyde krenningscenter foraksel
- $h_r=$ høyde krenningscenter bakaksel
- $h_{uf}=$ høyde uavfjæret masses tyngdepunkt foraksel
- $h_{ur}=$ høyde uavfjæret masses tyngdepunkt bakaksel
- $T_f=$ sporvidde foraksel
- $T_r=$ sporvidde bakaksel
- $a_s=$ horisontal avstand avfjæret masses tyngdepunkt og foraksel
- $b_s=$ horisontal avstand avfjæret masses tyngdepunkt og bakaksel
- $\phi=$ krenningsvinkel
- $L=$ akselavstand

Analysen forutsetter at sentripetalakselerasjonen står normalt på bilens lengdeakse, neglisjerer endring i hjulstilling, spinnvinkel og slippvinkler på hjulene. Bilen står på et horisontalt underlag og beregning av krenningsmomentet gjelder kun for små krenningsvinkler.

Beregningene gjøres ved å gjøre flytte den opprinnelige sidekraften ned til krenningsaksen, og beregne et krenningsmoment som vrir krenningsaksen.

Lastforskyvning som kommer av krenningsmomentet:

Krenningsmomentet M_k er summen av momentet som oppstår når sidekraften angriper i den avfjærede massens tyngdepunkt, og at den avfjærede massen ved krenning ikke lenger befinner seg rett over krenningsaksen.

$$M_k = m_s a d \cos \phi + m_s g d \sin \phi \quad (12)$$

For små vinkler ϕ gjelder:

$$M_k \approx m_s a d + m_s g \phi \quad (13)$$

M_k motvirkes av momentet M_ϕ i fjærene og krenningsstabilisatoren. Forholdet mellom M_ϕ og ϕ regnes lineær for små vinkler, slik at:

$$M_\phi = k_s \phi \quad (14)$$

Hvor k_s er total krenningsstivhet.

Settes 13 inn i 14 får vi:

$$\phi = \frac{m_s a d}{k_s - m_s g d} \quad (15)$$

M_ϕ kan deles i komponenter for foraksel og bakaksel slik at

$$M_\phi = M_{\phi f} + M_{\phi r} = k_{sf} \phi + k_{sr} \phi \quad (16)$$

k_{sf} = krenningsstivhet foraksel

k_{sr} = krenningsstivhet bakaksel

Lastforskyvning på forakselen som følge av krenning:

$$F_{fSM} = \frac{k_{sf} \phi}{T_f} = \frac{k_{sf} m_s a d}{T_f (k_{sf} + k_{sr} - m_s g d)} \quad (17)$$

Lastforskyvning på bakakselen som følge av krenning:

$$F_{rSM} = \frac{k_{sr} \phi}{T_r} = \frac{k_{sr} m_s a d}{T_r (k_{sf} + k_{sr} - m_s g d)} \quad (18)$$

Lastforskyvning av avfjæret masse uavhengig av krenning:

Avfjæret masse på hver av akslene er gitt av:

$$\text{Foraksel: } m_{sf} = \frac{m_s b_s}{L} \text{ og bakaksel: } m_{sr} = \frac{m_s a_s}{L} \quad (19)$$

Lastforskyvning for avfjæret masse foraksel:

$$F_{fSF} = \frac{m_{sf} a h_f}{T_f} \quad (20)$$

Lastforskyvning for avfjæret masse bakaksel:

$$F_{rSF} = \frac{m_{sr} a h_r}{T_r} \quad (21)$$

Lastforskyvning for uavfjærede masser:

Foraksel:

$$F_{fUF} = \frac{m_{uf} a h_{uf}}{T_f} \quad (22)$$

Bakaksel:

$$F_{ruF} = \frac{m_{ur} a h_{ur}}{T_r} \quad (23)$$

Total lastforskyvning for hver av akslene blir da:

Foraksel:

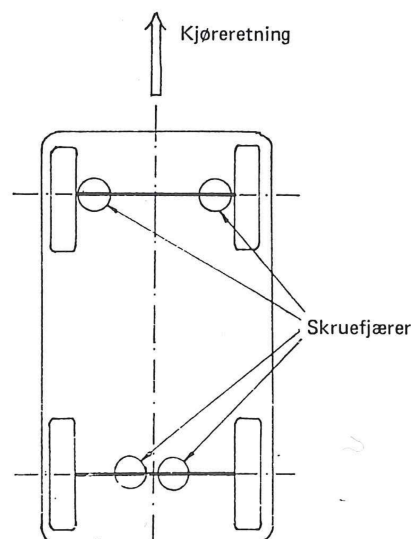
$$F_f = F_{fSM} + F_{fSF} + F_{fuF} \quad (24)$$

Bakaksel:

$$F_r = F_{rSM} + F_{rSF} + F_{ruF} \quad (25)$$

Ser at sporvidden har stor betydning for lastforskyvningen ved svingkjøring. I tillegg kan det trekkes noen generelle slutninger om hvordan krenningsaksen påvirker bilens kjøreegenskaper. [7]

- En heving av krenningscenter bak, eller senking av krenningscenteret foran gjør bilen mer overstyrt.
- En heving av krenningscenteret foran, eller senking av krenningscenteret bak gjør bilen mer understyrt.

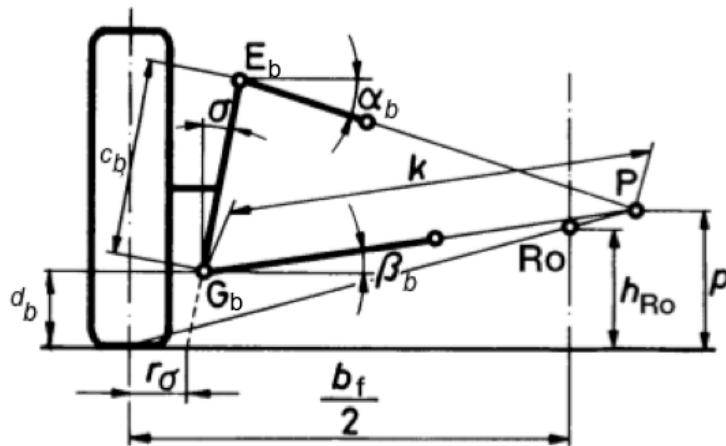


Figur 64

Bilens krenningsstivhet er avhengig av fjærstivheten, stabilisatorstaget og hvor på akselen fjærene er plassert. Bilen i figur 64 får større krenningsstivhet på forakselen enn bakakselen, siden fjærene er plassert lengre ut. Dette gjelder selv om fjærkarakteristikken er lik for alle fjærene.

4.3.3. Beregning av krenningsentrum

Krenningsentrum kan beregnes ved å betrakte forskjellige dimensjoner og vinkler i hjulopphenget. Formlene gjelder kun for hjuloppheng som er symmetriske om bilens senterakse. Som vi ser av figur 65 ligger krenningsenteret i bilens senterakse sett forfra. [2]



Figur 65 Krenningsentrum doble bærearmer [2]

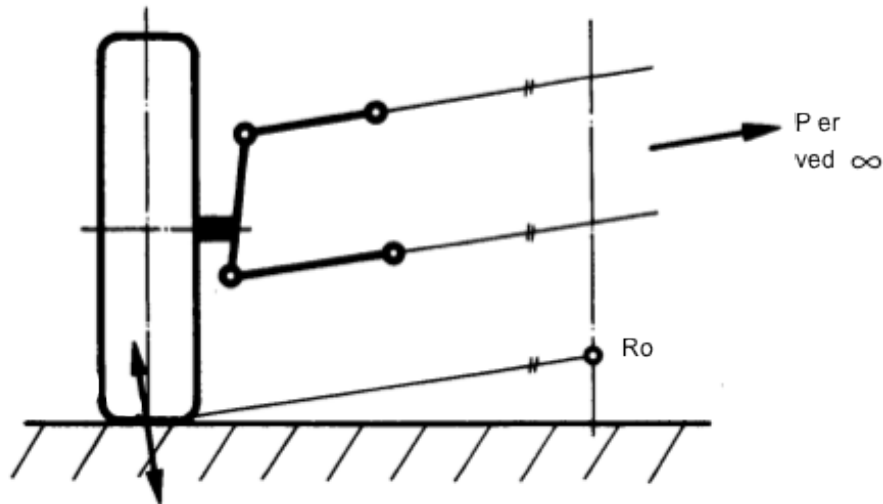
- c_b = avstand mellom bærearmer
- d_b = avstand mellom nedre bæreamkule og bakken
- b_f = sporvidde
- r_σ = skrubbradius
- α_b = vinkel øvre bæream
- β_b = vinkel nedre bæream
- σ = K.P.I.
- E = øvre bærekule
- G = nedre bærekule
- P = hastighetspol for dekkets kontaktflaet
- p = høyde hastighetspol
- k = avstand nedre bærekule og hastighetspol
- Ro = krenningscenter
- h_{Ro} = høyde krenningscenter

$$h_{Ro} = \frac{b_f}{2} \times \frac{p}{k \cos \beta_b + d_b \tan \sigma + r_\sigma} \quad (26)$$

$$k = c_b \frac{\sin(90^\circ + \sigma - \alpha_b)}{\sin(\alpha_b + \beta_b)} \quad (27)$$

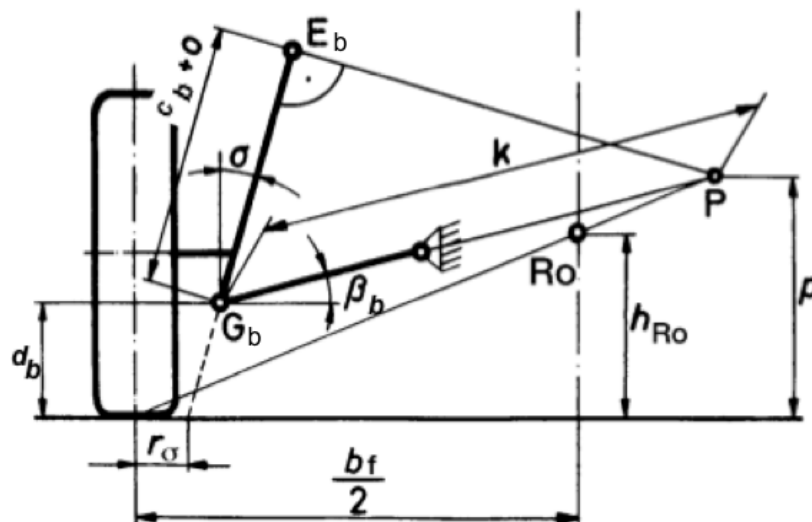
$$p = k \sin \beta_b + d_b \quad (28)$$

En fjæringsbevegelse gjør at hjulet beveger seg i en radiell bane om hastighetspolen P. P er skjæringspunktet mellom forlengelsen av øvre og nedre bærearmer. Krenningscenteret ligger på linjen mellom dekkets kontaktflate og P, der hvor linjen krysser bilens senterakse.



Figur 66 Krenningscenter ved et hjuloppheng med doble parallelle bærearmer [2]

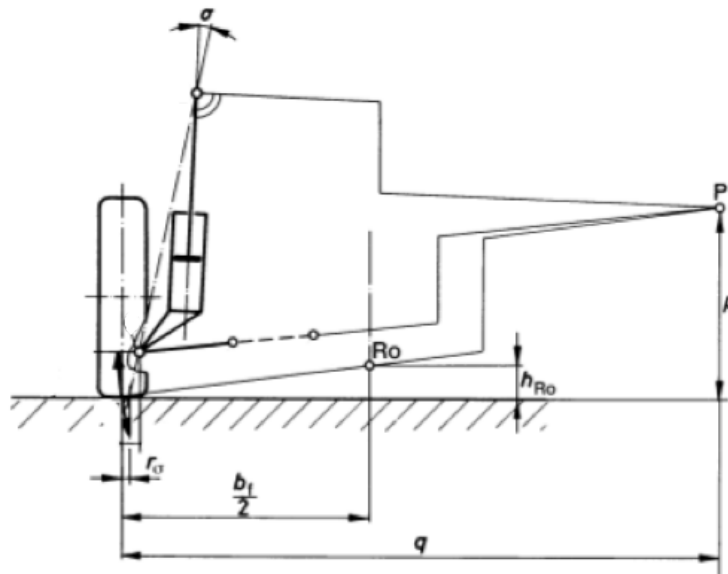
Figur 66 viser at dersom bærearmerne er parallelle vil ikke linjer forlenget gjennom bærearmerne krysses og danne punktet P. Krenningscenteret ligger da i skjæringspunktet mellom en parallell linje som går gjennom dekkets kontaktflatesenter og bilens senterlinje.



Figur 67 Krenningscenter McPherson [2]

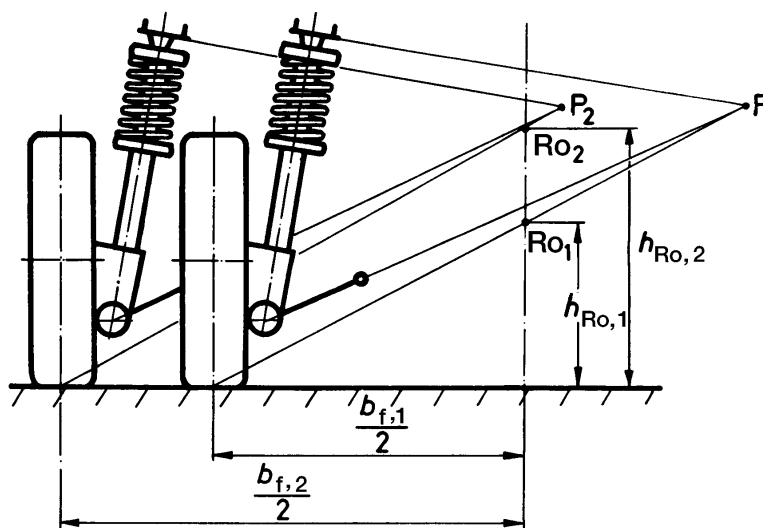
Utrekning av krenningscenterhøyden for et McPherson hjuloppheng gjøres med samme formel som for dobbelbærearmpoppheget, men med ny faktor k .

$$k = c_b \times \frac{c_b + o}{\sin(\alpha_b + \beta_b)} \quad (29)$$



Figur 68 Krenningscenter McPherson hjuloppheng [2]

Dersom fjærbeinet i et McPherson hjuloppheng har liten K.P.I, og bæreamen har en lav vinkel i forhold til horisontalplanet, vil punktet P være langt vekk fra hjuloppheng. Dette gjør at senterlinja gjennom dekkets kontaktflate skjærer bilens senterlinje lavt, og bilen får et lavt krenningscenter. Dette er en vanlig situasjon for McPherson hjuloppheng, som gjør at hjuloppheng blir avhengig av et stabilisatorstag for å motvirke de sterke krengetendensene som følger av et lavt krenningscenter.



Figur 69 Sporviddens påvirkning på krenningscenteret [2]

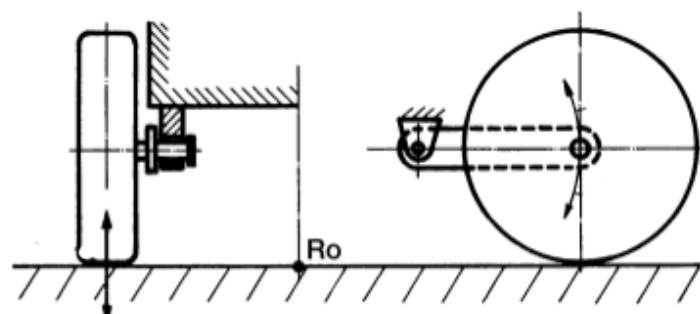
Figur 69 viser hvordan en økning av sporvidden hever krenningscenteret. Sporvidden $b_{f,1} < b_{f,2}$, derfor blir $h_{Ro,1} < h_{Ro,2}$. Dette gjelder for alle hjuloppheng med krenningscenter over bakken. [2]

4.3.4. Grafisk beregning av krenningscenter

Krenningscenterets plassering bestemmes enkelt ved grafiske betraktninger.

”Krenningscenteret for forskjellige opphengstyper bestemmes lettest på tegnebrettet. Man finner først det punktet (P) som hjulet beveger om under fjæring og trekker deretter en linje fra dette punktet til midten av hjulets kontaktflate med veien. Skjæringspunktet mellom denne linjen og vertikalen gjennom hjulakslens midtpunkt er krenningscenteret”. [7]

Sleperam:



Figur 70 Krenningscenter ved slepearmer [2]

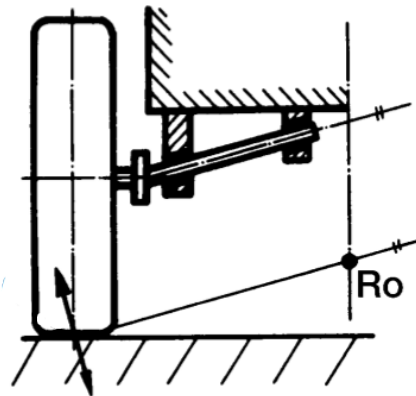
Krenningscenteret for en slepearmer som er leddet parallelt med bakken vil ligge på bakkenivå, siden punktet P ligger uendelig langt til høyre. Linjen fra senter av dekkets kontaktflate med veien til dette punktet vil gå parallelt med bakken, og krenningscenteret ligger da midt på akselen på bakkenivå.



Figur 71 Citroen 2CV svingkjøring [11]

Figur 71 viser Citroen 2CV, som hadde slepearmer som hjuloppheng både foran og bak. Krenningscenteret ligger på bakken, og bilen krenger kraftig ved svingkjøring. Ser også at hjulenes cambervinkel følger krenningsvinkelen, og hjulene får uheldig positiv camber som reduserer dekkets sidegrep.

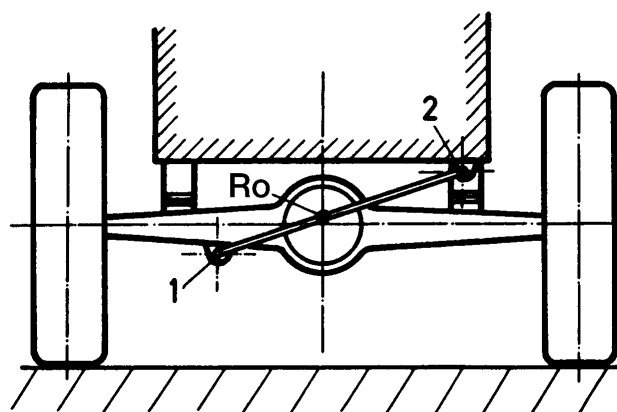
Skråstilt slepearmer:



Figur 72 Krenningscenter ved skråstil slepearmer [2]

Dersom slepearmen er festet skrått i forhold til bakkenivå, vil krenningscenteret ligge på en linje som er parallell med den skrå linja gjennom innfestningene, og som går gjennom senter av dekkets kontaktflate med underlaget. Krenningscenteret ligger der denne linjen skjærer akselens senterlinje.

Stiv aksel med panhardstag:



Figur 73 Stiv aksel med et panhardstag [2]

Figur 73 viser en stiv aksel, hvor sideveis krefter tas opp av et panhardstag. Panhardstaget er festet til karosseriet i punktet 2, og i akselen i punktet 1. Krenningscenteret ligger der hvor panhardstaget krysser akselens senterlinje. Dette kommer av at ved krenning over en stiv aksel, vil karosseriet holdes til akselen gjennom panhardstaget, og karosseriet vil låses til å rotere om skjæringspunktet mellom akselens senter og panhardstaget.

4.4. Nikksentrum

4.4.1. Nikksentrum

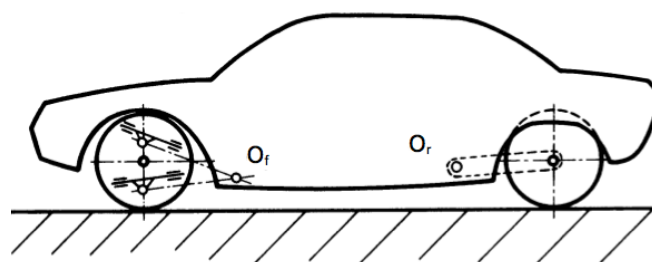
Rotasjon om y-aksen kalles i en bil for nikking. Nikking forekommer både ved akselerasjon og retardasjon. Nikking ved akselerasjon er at fronten av bilen heves mens bakenden synker. Nikking ved bremsing oppleves ved at fronten synker og bakenden på bilen løfter seg. En slik nikkebevegelse kalles gjerne for stuping. Nikking oppleves som svært ubehagelig for fører og passasjerer i bilen, og en prøver å begrense disse nikketendensene. Dette kan gjøres tidlig i bilens designprosess ved å plassere akslene langt ut mot bilens front eller bakparti, i tillegg til å begrense bilens masse vekk fra bilens senter. Videre begrenses nikketendenser gjennom avstemming av bilens fjærer og demping, og geometriske forhold i hjuloppheng.

Ved en nikkebevegelse ved bremsing vil fronten senke seg med en høyde Δh_f , bakenden heve seg med en høyde Δh_b . Akselavstanden er L . Nikkevinkelen finnes ved ligningen:

$$\varphi = \frac{\Delta h_f + \Delta h_b}{L} \text{ (radianer)} \quad (30)$$

Av formelen ser vi at nikkevinkelen bestemmes ikke bare av høydeendringene men også akselavstanden. Det er nikkevinkelen som avgjør hvordan fører og passasjerer opplever nikketendensene. Derfor vil mindre biler med liten akselavstand oppfattes mer ubehagelig enn biler med større akselavstand med hensyn til nikketendenser. Nikketendensene kan motvirkes med stiv fjærkarakteristikk, men dette kan gå ut over komforten ved andre bevegelser en ren nikking. [4]

Punktene O_F og O_B i figur 74 side kalles nikksentrum. Når bremsene ligger ute ved hjulene er det disse teoretiske punktene karosseriet støtter seg på i lengderetningen når bilen bremses. Hvis bremsene ligger inne ved akselens sentrum, eller hjuloppheng er slik at det ikke finnes noe nikksentrum, støtter karosseriet seg under bremsing på hjulnavene.

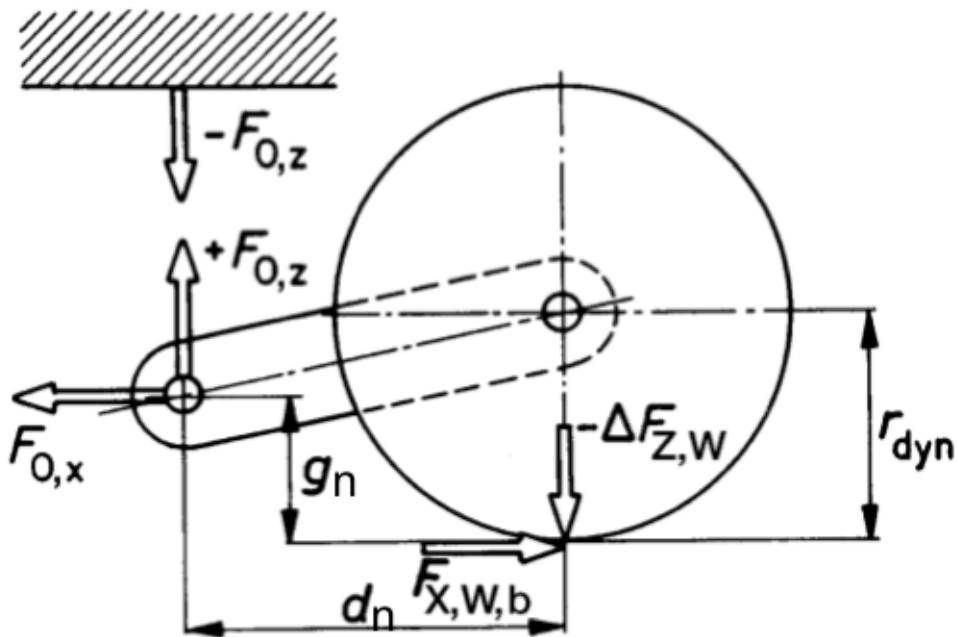


Figur 74 Nikksentrum for for- og bakaksel [2]

Når nikksenteret for forakselen O_F befinner seg bak akselen slik som i figur 74 vil bremsemomentene prøve å løfte bilen med en vertikalkraft gjennom nikksenteret. Et nikksenter foran bakakselen gjør at bremsemomentene vil prøve å trekke bilen ned under bremsing. Dette motvirker altså bilens tendens til å nikke under bremsing.

4.4.2. Nikksentrum eksempel

Et bakhjulsoppheng bestående av langsgående slepearmer har nikksentrum i skjæringspunktet mellom slepearmens rotasjonsakse og planet gjennom midten av dekket.



Figur 75 Nikksentrum slepearmer [2]

$F_{X,W,b}$	kraften bakhjulet bremses med
$\Delta F_{Z,W}$	endringen i hjullasten
$F_{O,x}$	kraften karosseriet bremses med
$F_{O,z}$	kraften karosseriet heves med
r_{dyn}	hjulradius
g_n	nikksentrum høyde over bakken
d_n	horisontal avstand nikksentrum og hjulsenter

Kraften $-F_Z$ som drar karosseriet nedover i nikksentrumet er gitt av likningen:

$$F_Z = F_{X,W,b} g_n / d_n \quad (31)$$

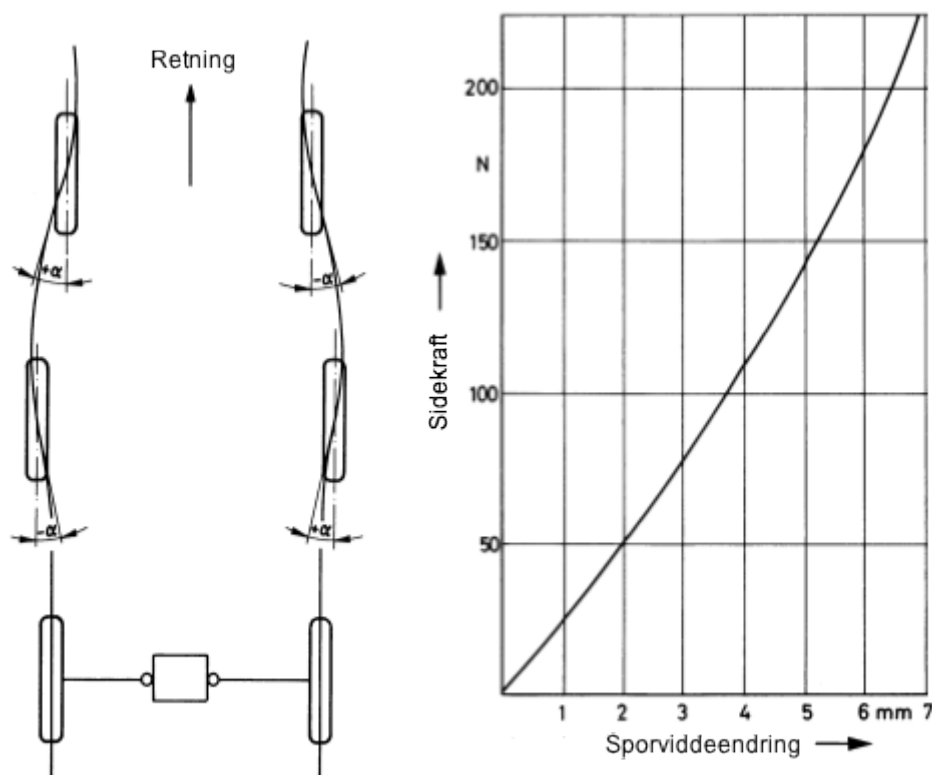
Dermed vil motstanden mot nikking ved bremsing være størst om nikksentrum ligger høyt og nærme hjulet, stor verdi for g_n og liten verdi for d_n .

Størst mulighet for en gunstig plassering av nikksentrum for bakakselen finnes for sleperarmer, skråstilte slepearmer og multilink hjuloppheng. [2]

4.5. Sporviddeendringer

4.5.1. Sidekrefter som følge av sporviddeendringer

Sporvidden er avstanden mellom senteraksen av dekkene på samme aksel. Stive aksler har ingen endring av sporvidden ved fjæringsbevegelser, men alle uavhengige hjuloppheng vil ha større eller mindre endringer av sporvidde. Vanlige verdier for sporvidden til personbiler ligger mellom 1210 til 1602 mm [2].

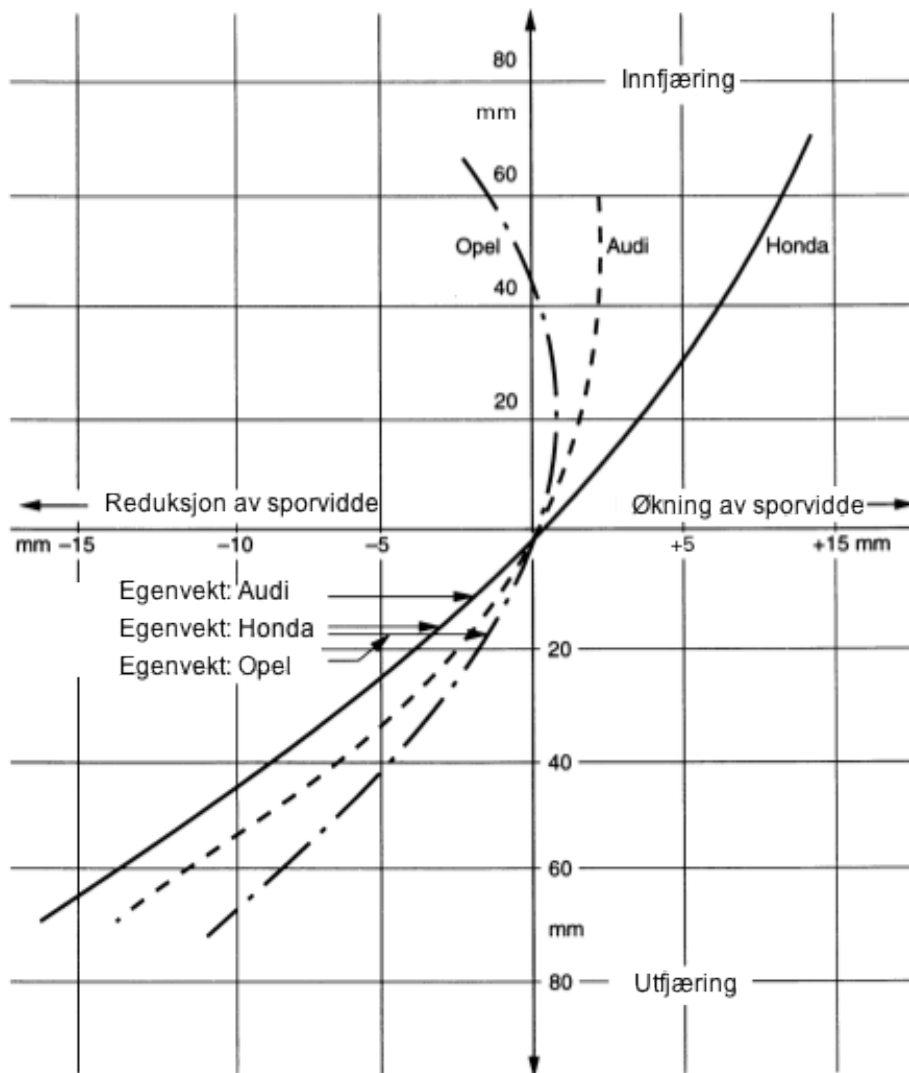


Figur 76 Sporvidde endring ved fjæringsbevegelser [2]

Figur 76 viser hvordan en bil med uavhengig hjuloppheng får sporviddeendring ved en fjæringsbevegelse. Sporviddeendringen gjør at hjulene må rulle med en slippvinkel som gir sidekrefter på hjulet. Ved avfjæring på begge hjul, med like friksjonsforhold på begge kontaktflatene vil disse kreftene utligne hverandre. Ved avfjæring på kun ett hjul, eller ulik friksjon, vil sidekreftene påvirke kjørestabiliteten negativt. Grafen til høyre i figur 76 viser sidekraftens størrelse som en funksjon av sporviddeendringen for et hjul i dimensjon 175/65 R 14 82 H, med trykk 1.9 bar i en hastighet av 80 km/t. [2]

4.5.2. Sammenheng sporviddeendring og krenningscenter

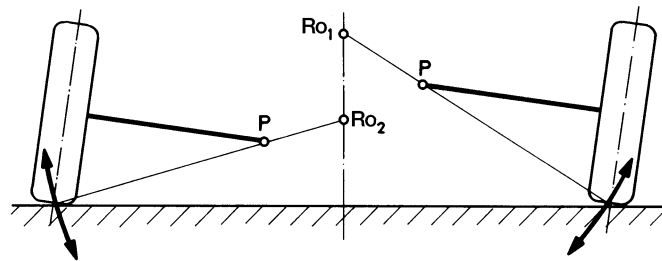
At sporvidden for uavhengige hjuloppheng varierer med fjæringsbevegelsen, betyr også at sporvidden endres med bilens last.



Figur 77 Sporviddeendringer for et hjul ved inn og utfjæring [2]

Figur 77 viser sporviddeendringer for et forhjul som funksjon av avvik fra opprinnelig kjørehøyde, for tre personbiler. Audi A6(1996), Opel Astra(1996) og Honda Accord (1996). Audi og Opel har McPherson hjuloppheng, mens Honda har doble bærearmer. Honda har størst endring i sporvidden, men har allikevel overlegne kinematiske egenskaper mot de to andre bilene. [2]

Dette er fordi sporviddeendring har sammenheng med hvor krenningscenteret for akselen ligger. Dette illustreres av figur 78:



Figur 78 Krenningscenterets innvirkning på sporviddeendringen [2]

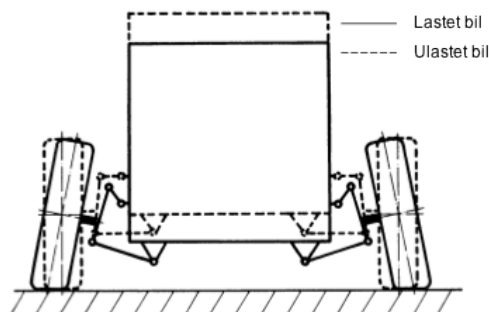
Hvis vi betrakter systemet til venstre, med det laveste krenningscenteret, Ro_2 , ser vi at sporviddeendringen blir mindre, siden bevegelsen til dekket får en mindre sideveis komponent. Resonnementet blir motsatt for det høyeste krenningscenteret, dekkets kontaktflate vil forflytte seg langs en flatere bane, og sporviddeendringen blir større.

Tabell 5 Krenningscenterets høyde ved forskjellige laster [2]

Bil	Krenningscenterets høyde i mm:	
	I nøytralposisjon	Maksimal aksellast
Opel	40	15
Audi	77	30
Honda	138	111

4.6. Camberendringer

Figur 71 viser Citroen 2CV som krenger ved svingkjøring. Bilen har bakoverstilte slepearmer som hjuloppheng både foran og bak, med krenningscenter på bakken og cambervinkel som følger krenningsvinkelen. Begge hjul på samme aksel får en ugunstig stilling mot bakken som reduserer dekkens sideføringsevne. En mer gunstig situasjon ville vært om ytterhjulet fikk negativ camber og innerhjulet fikk positiv camber, slik at dekkens kontaktflate ville holdt seg mer parallell med underlaget.



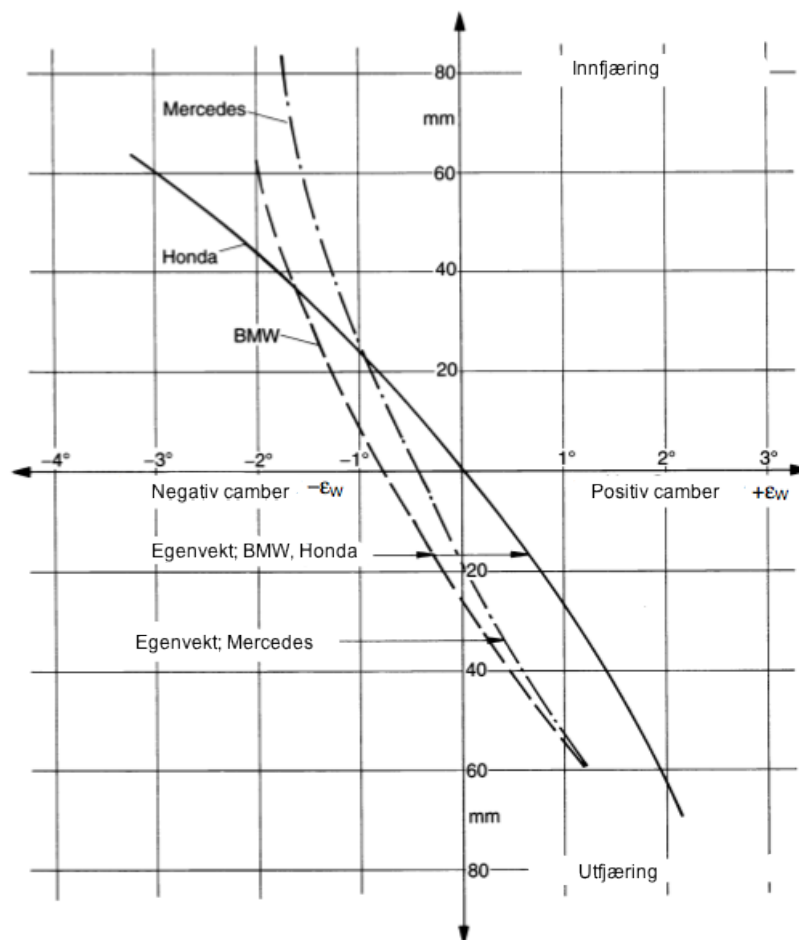
Figur 79 Negativ camber ved innfjæring [2]

Figur 79 viser en skjematisk fremstilling av hvordan en bil med uavhengig fjæring øker den negative cambervinkelen på hjulene ved innfjæring, for å unngå at cambervinkelen følger krenningsvinkelen.

Økende negativ innfjæring er grunnen til at hjuloppheget med doble bærearmer er utbredt, siden en kortere øvre bærearmer enn nedre gir denne positive effekten.

Figur 80 viser camberendring for forakselen som funksjon av inn- og utfjæring for BMW 3-serie, Mercedes og Honda Accord. Honda har dobbel bærearmer, BMW og Mercedes har McPherson hjuloppheg.

Camberendringer foraksel:

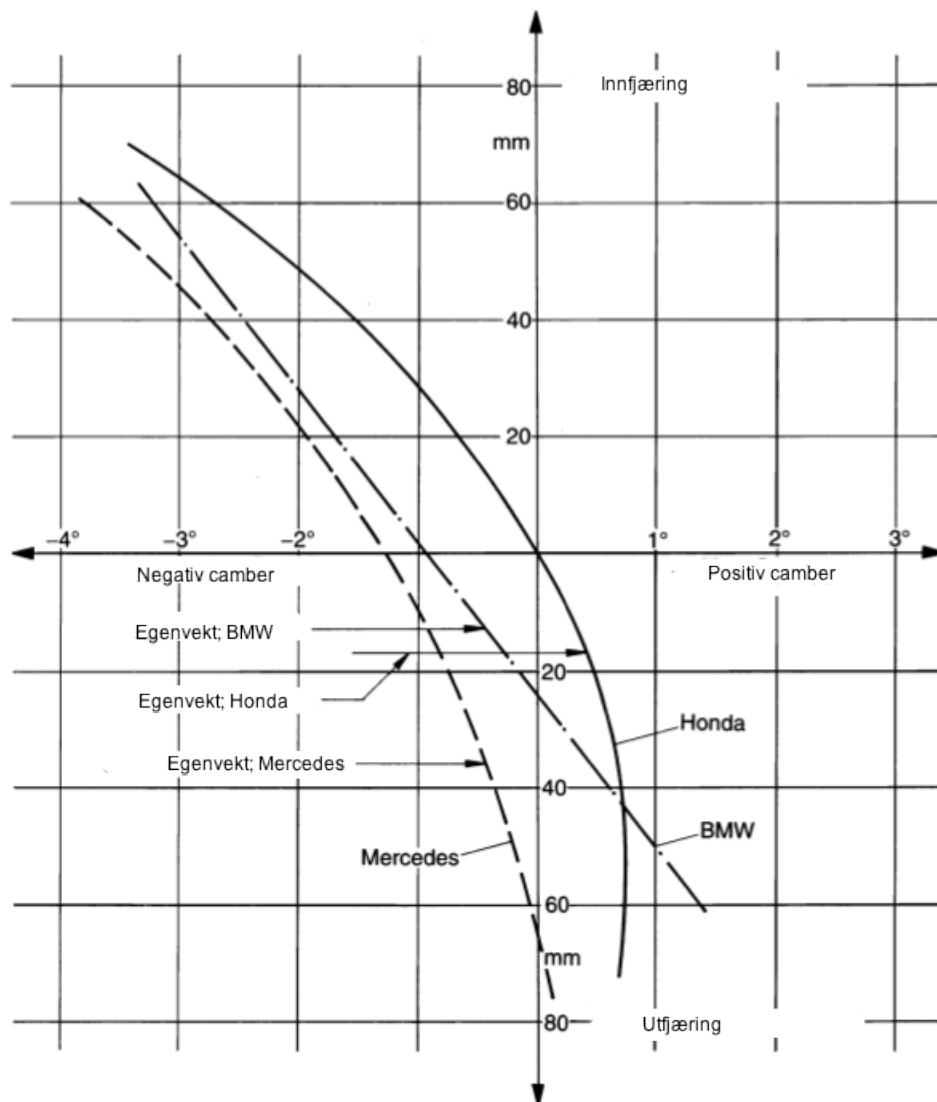


Figur 80 Camberendring foraksel [2]

Honda har med sitt forhjuloppheg med doble bærearmer en bedre kinematisk camberendring, siden den native camberen for ytterhullet øker progressivt ved innfjæring McPherson oppheget for BMW og Mercedes har mindre gunstig camberendring.

Egenvekten, kjøreklar bil med fører, ikke er nok vekt til å presse fjæringen til designposisjonen hvor fjæringsutslaget er 0mm. Dette viser at fabrikantene beregner at bilen brukes mest tyngre lastet enn kun egenvekten. Alle bilene får negativ cambervinkel ved innfjæring.

Camberendring bakaksel:



Figur 81 Camberendring bakaksel [2]

Camberendringsdiagrammet for bakhjulsoppheng for Honda, BMW og Mercedes. Mercedes har et multilink bakhjulsoppheng innstilt med progressiv camberendring. BMW har også multilink bakhjulsoppheng, hvor sammenhengen mellom camber og innfjæring er en rett linje. Honda har bakhjulsoppheng med doble bærearmer, som gir en mer kurvet sammenheng mellom innfjæring og camber. [2]

5. Toyota Land Cruiser 200

5.1. Generell beskrivelse Land Cruiser 200

Toyota Land Cruiser 200 er en stor og tung firehjulsdrevet bil som har gode terrengkjøringsegenskaper. Terrengkjøring er kjøring på ekstremt ujevnt underlag med store variasjoner i friksjon mellom dekkene og underlaget. Dette stiller store krav til kjørehøyden og fjæringsveien for hjulene. Bilen skal også være komfortabel og ha gode kjøreegenskaper på vanlig vei, og disse to hensynene er til dels motstridende.

Informasjon om bilen og fjæringssystemene samt figurer er hentet fra Toyotas interne tekniske håndbok om bilen [3], med mindre annet er oppgitt. Den gir forklaringer på bilens viktigste kjennetegn, og teknisk forklaring på konstruksjonen og virkemåten for ny teknologi brukt i denne bilen.

Bilen leveres med to forskjellige understell, et med aktive krengningsstabilisatorer og et fullaktivt hydropneumatisk fjæringssystem. Hjuloppheng for disse systemene er likt, forskjellen ligger i fjæringssystemet og kontrollen over stabilisatorstagene.



081MO01TE

Figur 82 Toyota Land Cruiser 200

Bilen har uavhengig hjuloppheng foran med doble bærearmer, og en stiv aksel med fire lenkarmen i lengderetning og et tverrgående panhardstag bak. Det

foreligger ingen informasjon fra Toyota om krenningscenter, nikksentrum eller annen informasjon om kinematiske forhold.

Tabell 6 viser tekniske data for Land Cruiser, og vi ser at bilen er stor og tung.

Tabell 6 Tekniske data Toyota land Cruiser 200

Tekniske data:			
Lengde	4 950mm	Sporvidde _(foran/bak)	1 640/1 635mm
Akselavstand	2 850mm	Høyde	1 910mm
Bredde	1 970mm	Egenvekt	2 510kg
Forholdstall:			
Akselavstand: i_{aa}	0.58	Sporvidde: i_{sv}	0.83

Akselavstanden ligger innenfor, men lavt i intervallet Reimpell har presentert som vanlig, vist i avsnitt 2.1.3. Sporviddeforholdet ligger for lavt til å være i sporviddeintervallet hvor Reimpell anbefaler en høyest mulig verdi. Verdierne Reimpell presenterer gjelder for vanlige personbiler, og Land Cruisere faller utenfor denne kategorien.

Tabellen under viser bilens hjulvinkler for forakselen. Vinklene er oppgitt for en normalt lastet bil, og for systemet med aktiv nivåregulering i normalposisjon. Toyota bruker nivåregulering i stedet for høyderegulering, betydningen av ordet den samme. Bakhjulsstillingen er ikke oppgitt.

Tabell 7 Forhjulsvinkler og sporvidde

Forhjulstilling			
Caster (grad)	Camber (grad)	Spissing (mm)	K.P.I. (grad)
4°	0°	0	13°

Castervinkelen er positiv, som gir selvoppretting av styringen. K.P.I. har en forholdsvis stor positiv verdi. Skrubbradiusen er ikke oppgitt fra Toyota, men generell teori forklart i kapittel 3 viser at K.P.I. verdien sikrer selvoppretting av styring og reduksjon av skrubbradiusen. Om bilen har positiv eller negativ skrubbradius er ikke oppgitt.

5.2 KDSS – Kinetic Dynamic Suspension System

5.2.1. KDSS – Aktive stabilisatorstag

Kinetic Dynamic Suspension System er et system for å variere stabilisatorstagenes effekt på bilens understell. Som presentert i avsnitt 2.5. brukes stabilisatorstag for å motvirke krengetendenser, ved å begrense inn og

utfjæring samtidig på samme aksel. For Land Cruiseren vil stabilisatorstagene begrense hjulenes fjæringsvei ved kjøring i ekstremt ulendt terreng. KDSS erstatter et av festene til karosseriet med en hydraulisk sylinder som beveger seg for å variere stabilisatorstagenes tilskudd til krengningsstivheten.



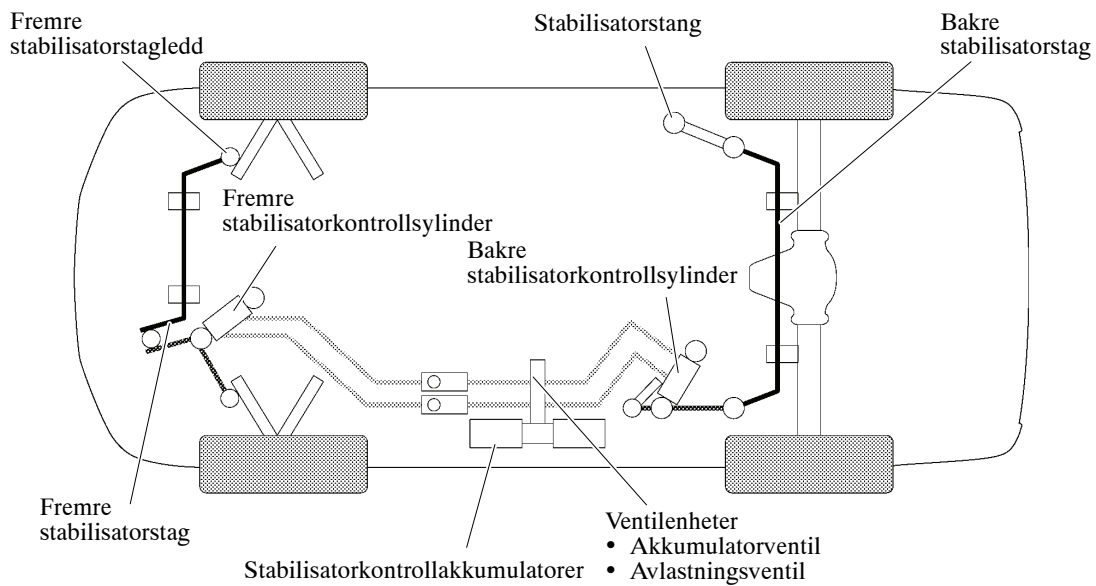
Figur 83 Land Cruiser i terrenget [13]

Figur 83 viser en Land Cruiser som kjører på ekstremt ujevnt underlag. Vanlige stabilisatorstag ville i et tilfelle som i figuren hindret bakkekontakten til venstre bakhjul. Skulle stabilisatorstaget vært mykt nok til å tillate en bevegelse som illustrert over, ville det også vært for mykt til å gi en ideell krengningsstivhet ved svingkjøring.

KDSS tillater altså et stivere stabilisatorstag for kjøring på vanlig vei, samtidig som det stive stabilisatorstaget ikke vil hindre bilens fremkommelighet på ekstremt ujevne underlag.

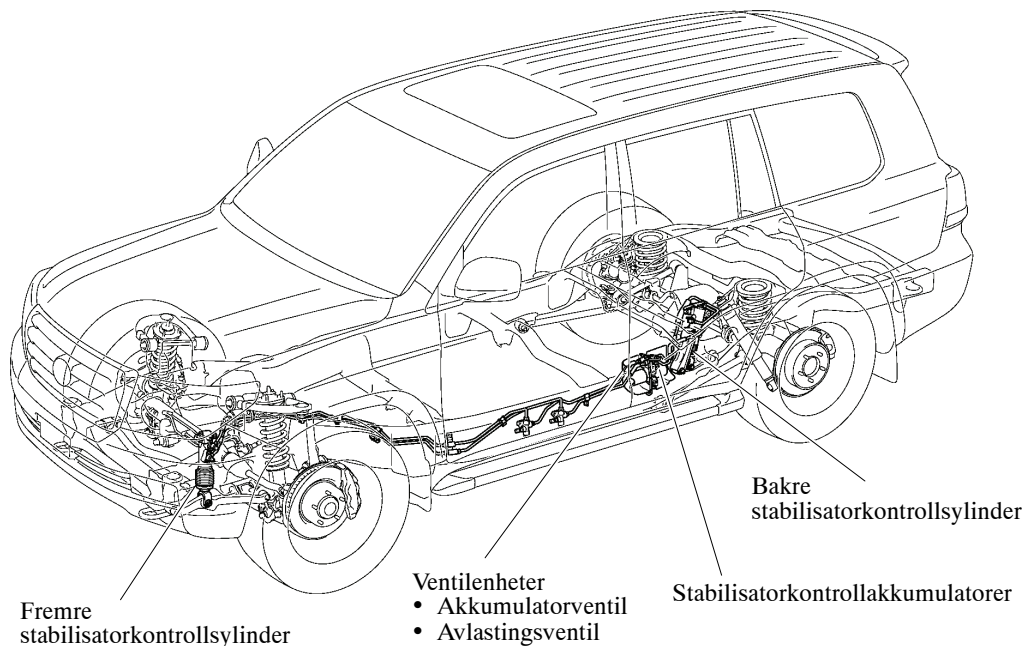
5.2.2. KDSS – Systemdiagram

KDSS består av to hydraulisk sammenkoblede stabilisatorkontrollsylindre. Stabilisatorkontrollsylindrene kan låses i fast posisjon slik at stabilisatorstagene blir utsatt for torsjon på vanlig måte ved krenkning. Sylindrene kan også bevege seg slik at torsjonen i stagene blir tilnærmet nullet ut.



Figur 84 KDSS Systemskjema

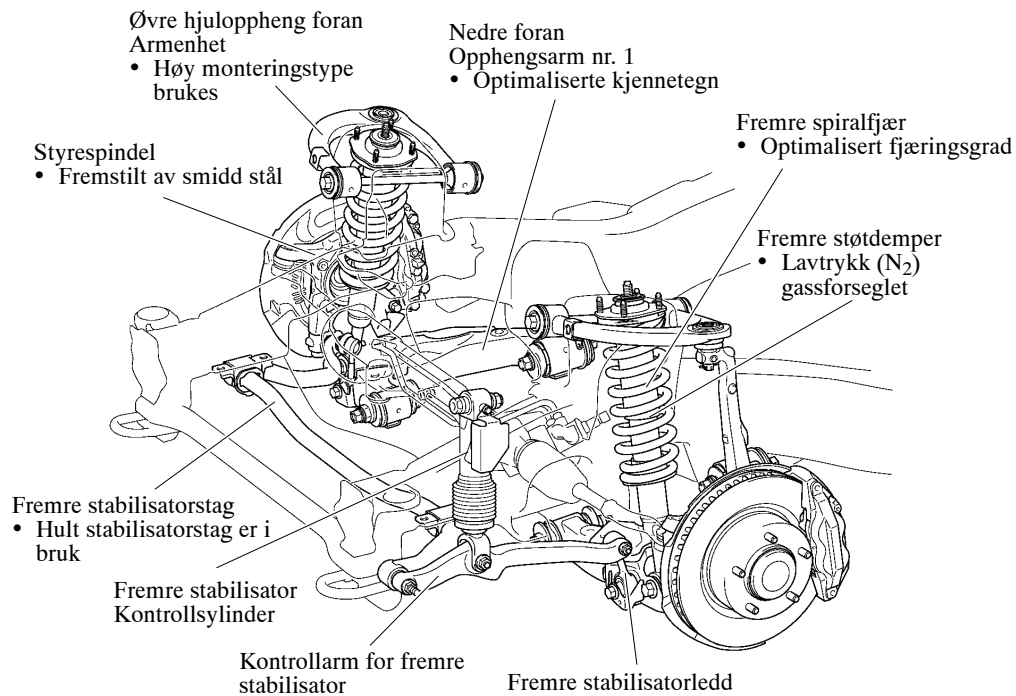
Figur 85 viser hovedkomponentenes plassering. KDSS er et enkelt hydraulisk system med relativt få komponenter. Systemet er fullmekanisk og fungerer uten elektrisk styring.



Figur 85 Hovedkomponentenes plassering

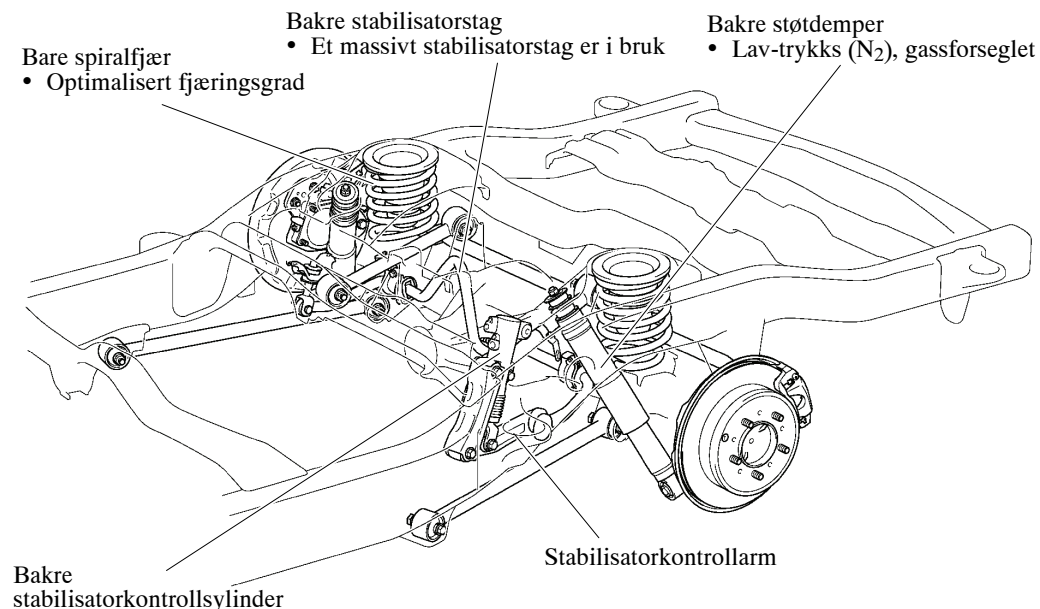
Forhjulsopphenget består av et hjuloppheg med doble bærearmer og fjærbein som kombinerer skruefjærer og støtdempere. Kontrollsyndrene for stabilisatorstaget foran ses i figuren. Stabilisatorstaget har en ekstra dreieforbindelse foran kontrollsynderen, og denne monteringen gir

stabilisatorstaget et større vertikalt bevegelsesrom enn om kontrollsynderen direkte hadde erstattet et karosserifeste.



Figur 86 Forhjuloppheng med KDSS

Bakhjuloppengget har et massivt stabilisatorstag, som er stivere mot torsjon enn det hule staget som brukes foran.

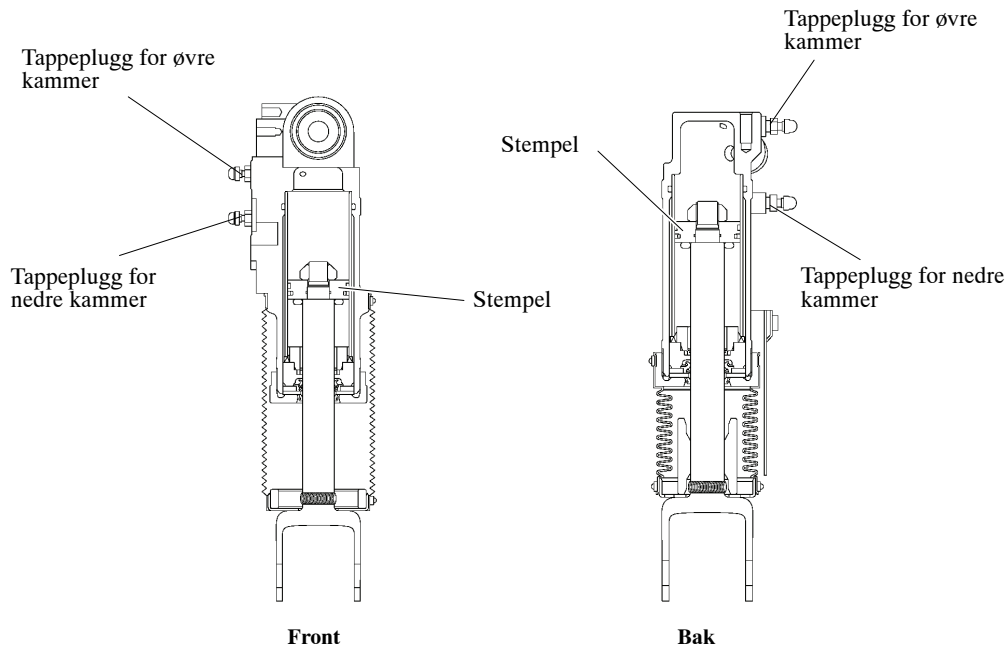


Figur 87 Hjuloppheng bak med KDSS

5.2.3. Hovedkomponenter

Stabilisatorkontrollsylinger:

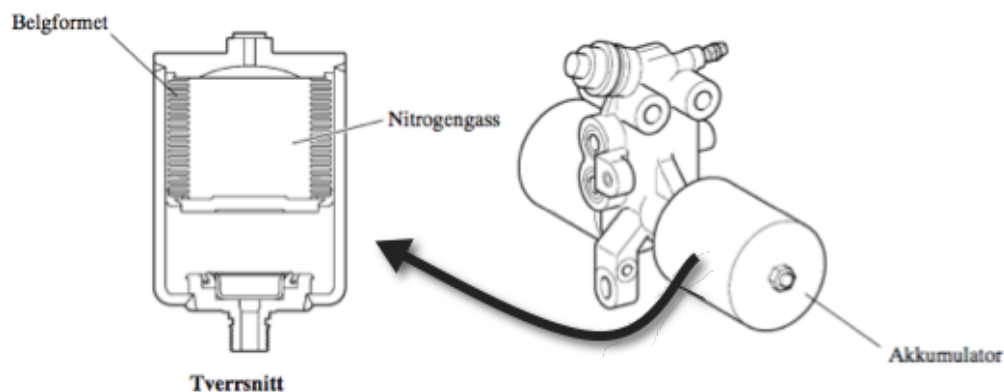
Stabilisatorkontrollsylingen består av øvre/nedre kammer og et stempel. Det er ingen forbindelse mellom øvre og nedre kammer i samme sylinder. Øvre kammer foran er koblet til øvre kammer bak, og nedre kammer foran er koblet til nedre kammer bak.



Figur 88 Stabilisatorkontrollsylinger

Stabilisatorkontrollakkumulator:

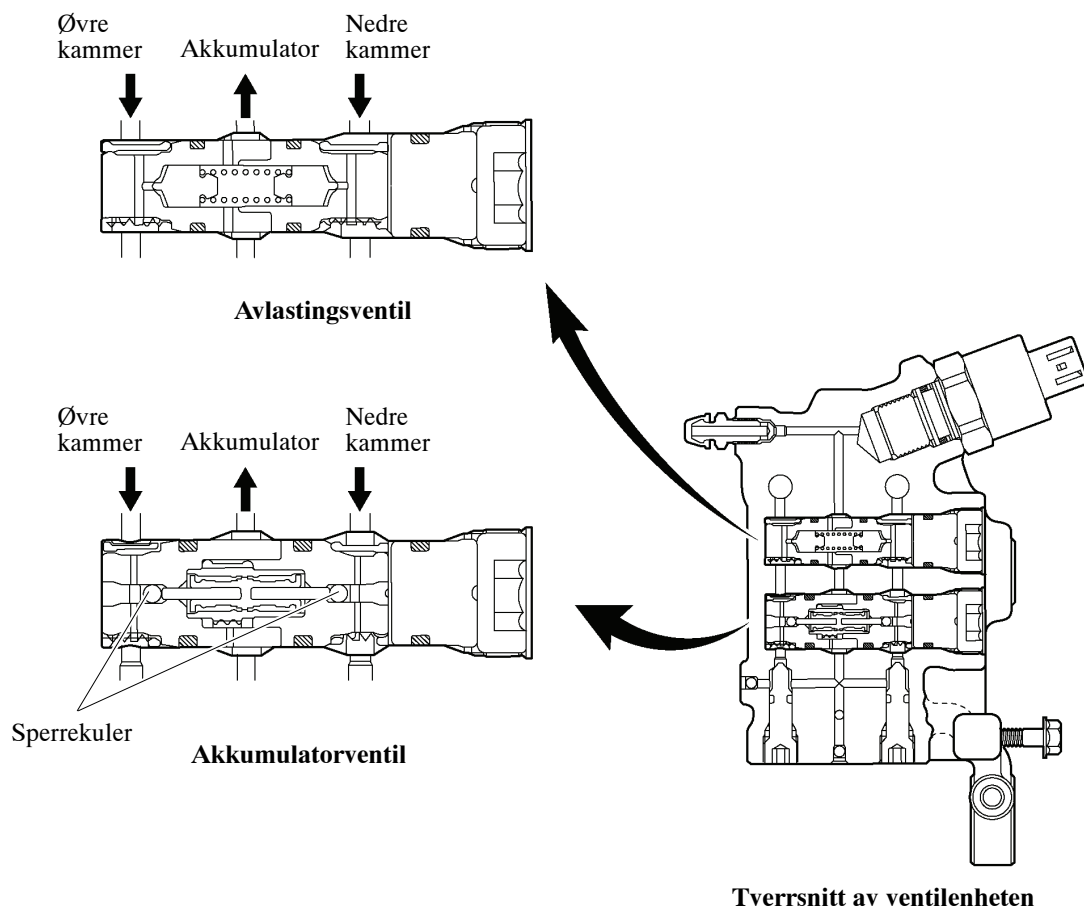
Stabilisatorkontrollakkumulatoren brukes som et lager av høyt hydraulisk trykk, for å raskt kunne levere dette inn i systemet. Den består av et sylindrisk kammer, som er delt i to. Det ene kammeret er for hydraulikkvæsken, og det andre er et belgformet metallisk rør som er fylt med nitrogengass under høyt trykk. Denne belgen tar opp et variabelt volum av kammeret, for å ta unna for volumvariasjoner for den hydrauliske væsken som følge av temperaturendringer. Akkumulatoren fungerer også som en demper i systemet og tar unna for trykktopper som kan skade systemet.



Figur 89 Stabilisatorkontrollakkumulator

Ventilenhet:

Ventilenheten består av en avlastningsventil og en akkumulatorventil. Akkumulatorventilen er normalt åpen, den åpner og lukker væskekanalen fra øvre og nedre kammer på stabilisatorkontrollsynderen ved hjelp av sperrekulen. Avlastningsventilen åpner væskestrømmen til akkumulatoren dersom systemtrykket overstiger en spesifisert verdi som kan være skadelig for systemet.

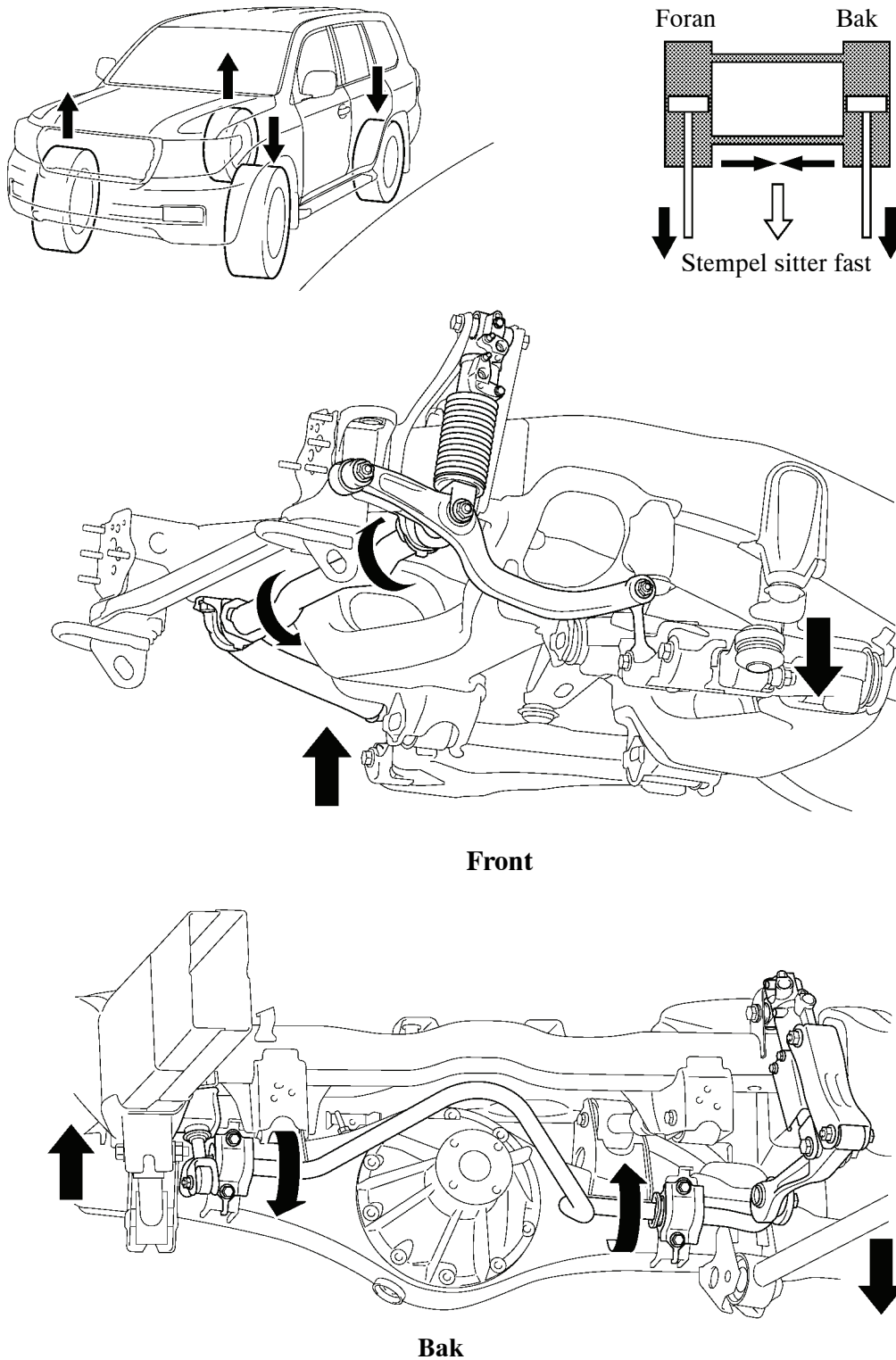


Figur 90 Forenklet ventilenhetdiagram

5.2.4. Virkemåte

KDSS fungerer uten elektroniske styringssignaler. Det fungerer ved et prinsipp om at ved at krenkning ved svingkjøring og motsatte fjæringsbevegelser ved terrengkjøring vil føre til forskjellige trykkforhold i systemet.

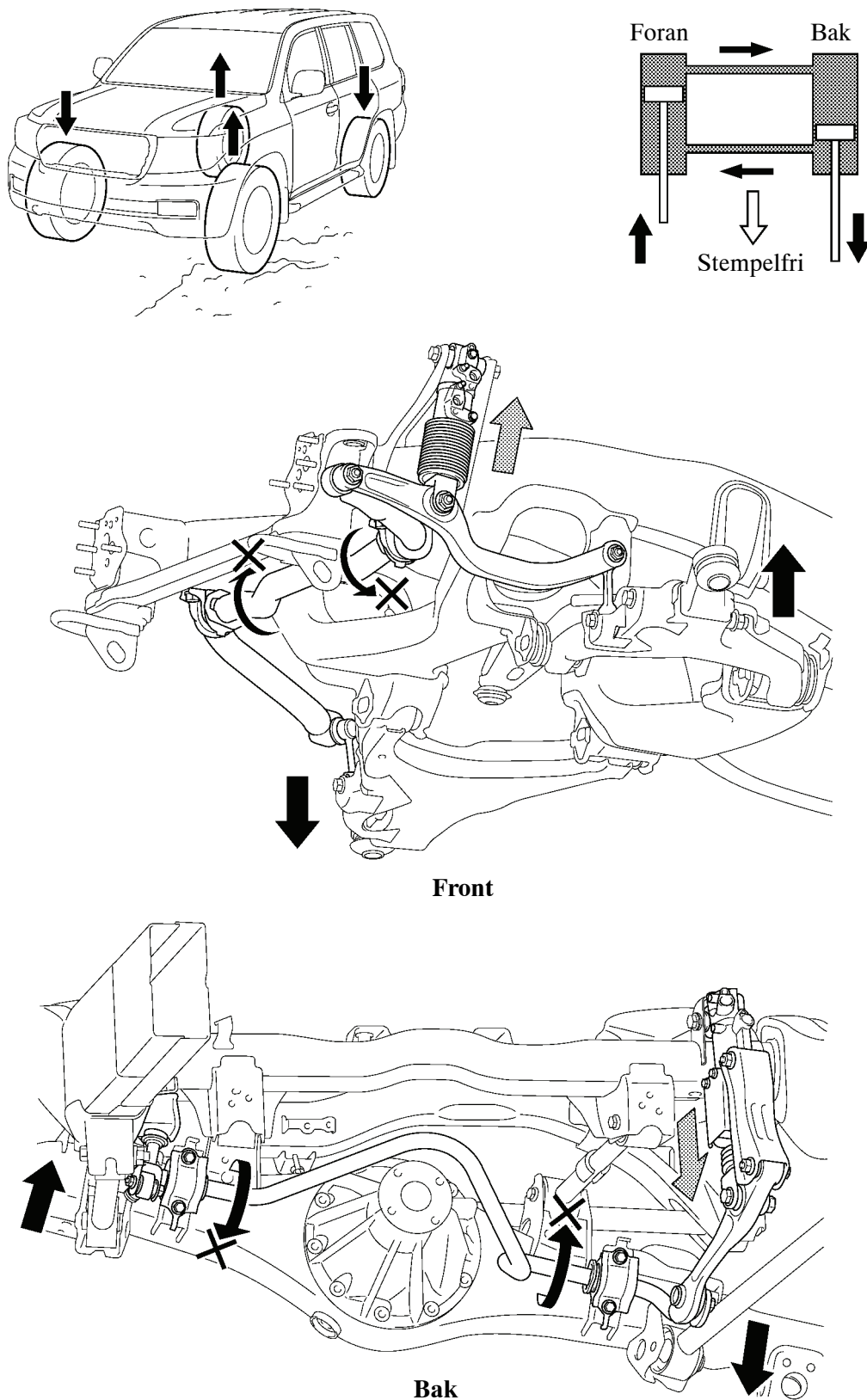
Figur 91 viser at ved krenkning vil trykket øke både i øvre/nedre kammer foran og bak avhengig av hvilken vei bilen krenker. Siden det er de øvre og de nedre kamrene som er sammenkoblet vil det ikke bli noen væskebevegelse i systemet. Stabilisatorkontrollsyndrene er låst i fast stilling og stabilisatorstagene fungerer som om de skulle vært festet på vanlig måte.



Figur 91 KDSS virkemåte ved krenkning

Figur 92 viser at en terrengekjøringsbevegelse gir væskebevegelse i forbindelsene mellom stabilisatorkontrollsyndrene, og effekten av stabilisatorstagene reduseres. Dette skjer når forakselen og bakakselen fjærer av i motsatt retning

av hverandre. Da blir væsketrykket fra øvre kammer foran sendt til nedre kammer bak, og motsatt. Dette gir bevegelse i stabilisatorkontrollsyndrene.

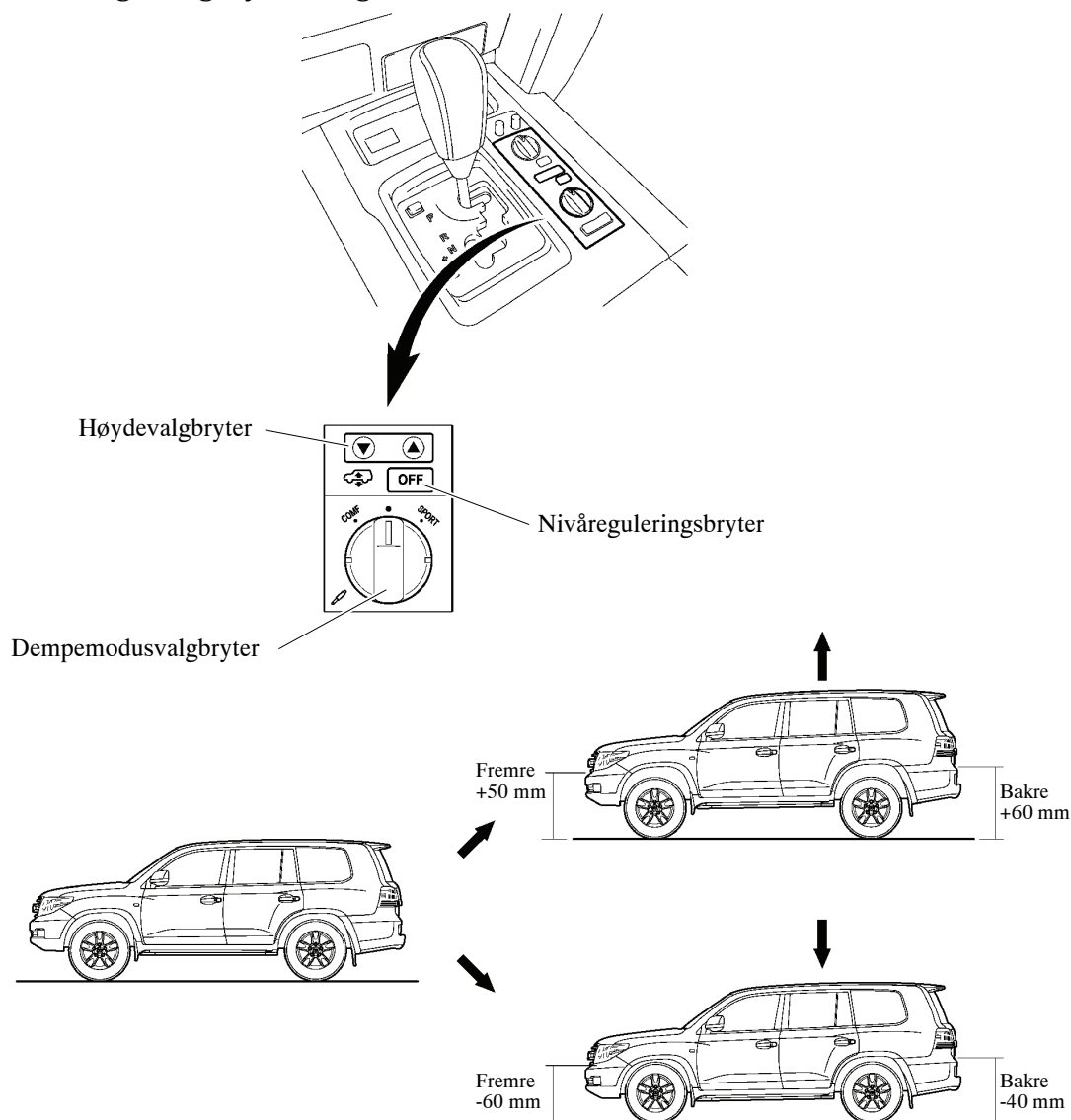


Figur 92 KDSS virkemåte ved terrengkjøring

5.3. Active Height Control og Active Vehicle Suspension

5.3.1. AHC og AVS – et fullaktivt hydropneumatisk system

Sammen danner AHC og AVS et aktivt høydejusterbart fjæringssystem, som kan endre dempekraftkontroll, fjæringsgradkontroll og firehjulskontroll individuelt. Ved hjelp av sensorer og en elektronisk styringsenhet tilpasses systemet både gjennom manuelle valg fra føreren, og kjøresituasjonen basert på informasjon om hastighet og styreutslag.



Figur 93 Oversikt innstillingsmulighet AHC og AVS

Bilens høyde kan justeres med 110mm foran og 100mm bak. Dette skjer gjennom manuelle innstillinger fra kupeen. Dempemodus kan også velges, komfort, nøytralposisjon eller sport.

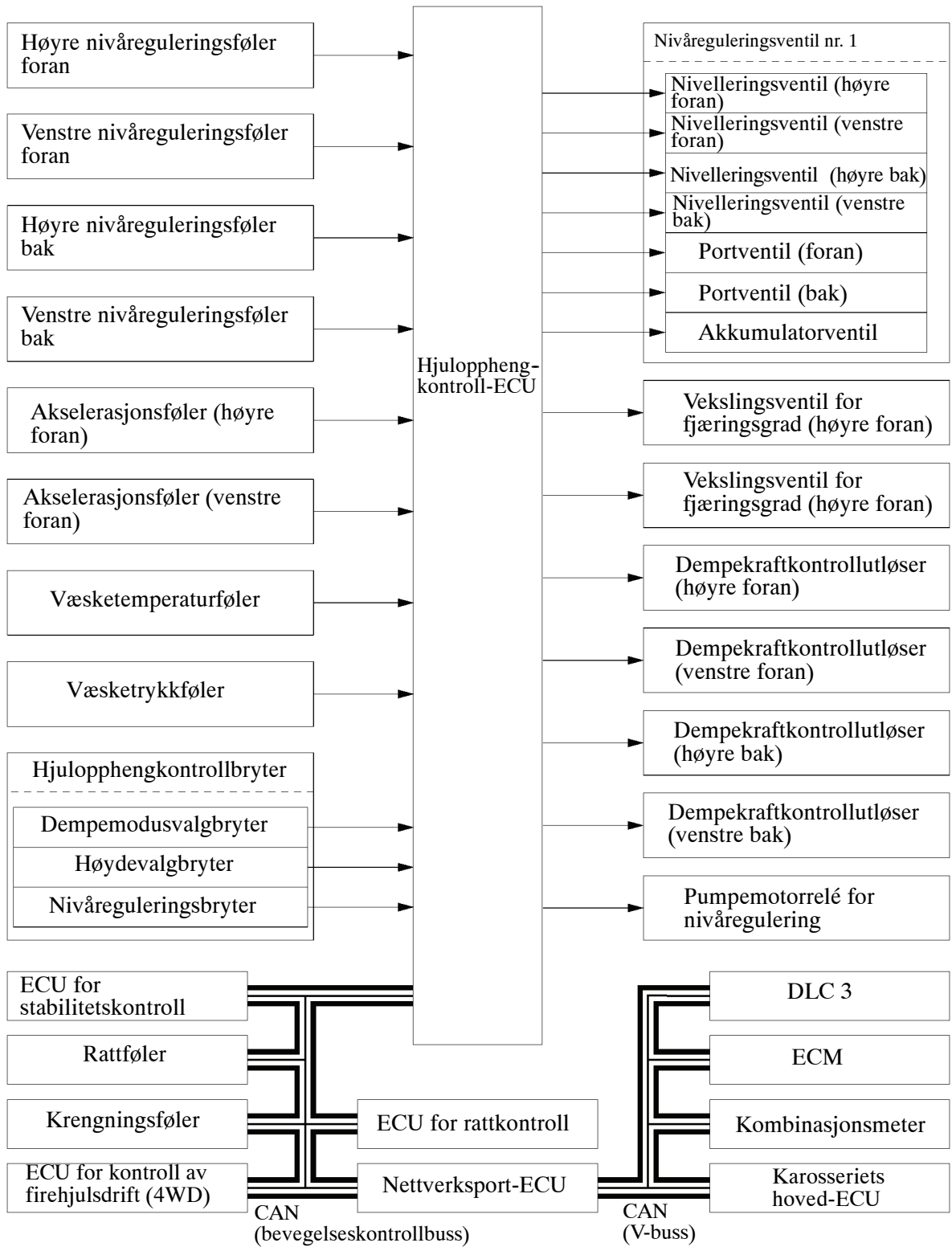
Toyota kaller høyderegulering for nivåregulering, det brukes nivåregulering om høyderegulering i kapittel 5.

Tabell 8 viser hvordan forskjellige parametere i fjæringssystemet kontrolleres. Systemet kontrollerer både kjørehøyde, dempekraft, fjæringsgrad og har firehjulskontroll som kobler fjæring og demping for hvert av hjulene sammen.

Tabell 8 Funksjoner i AHC og AVS

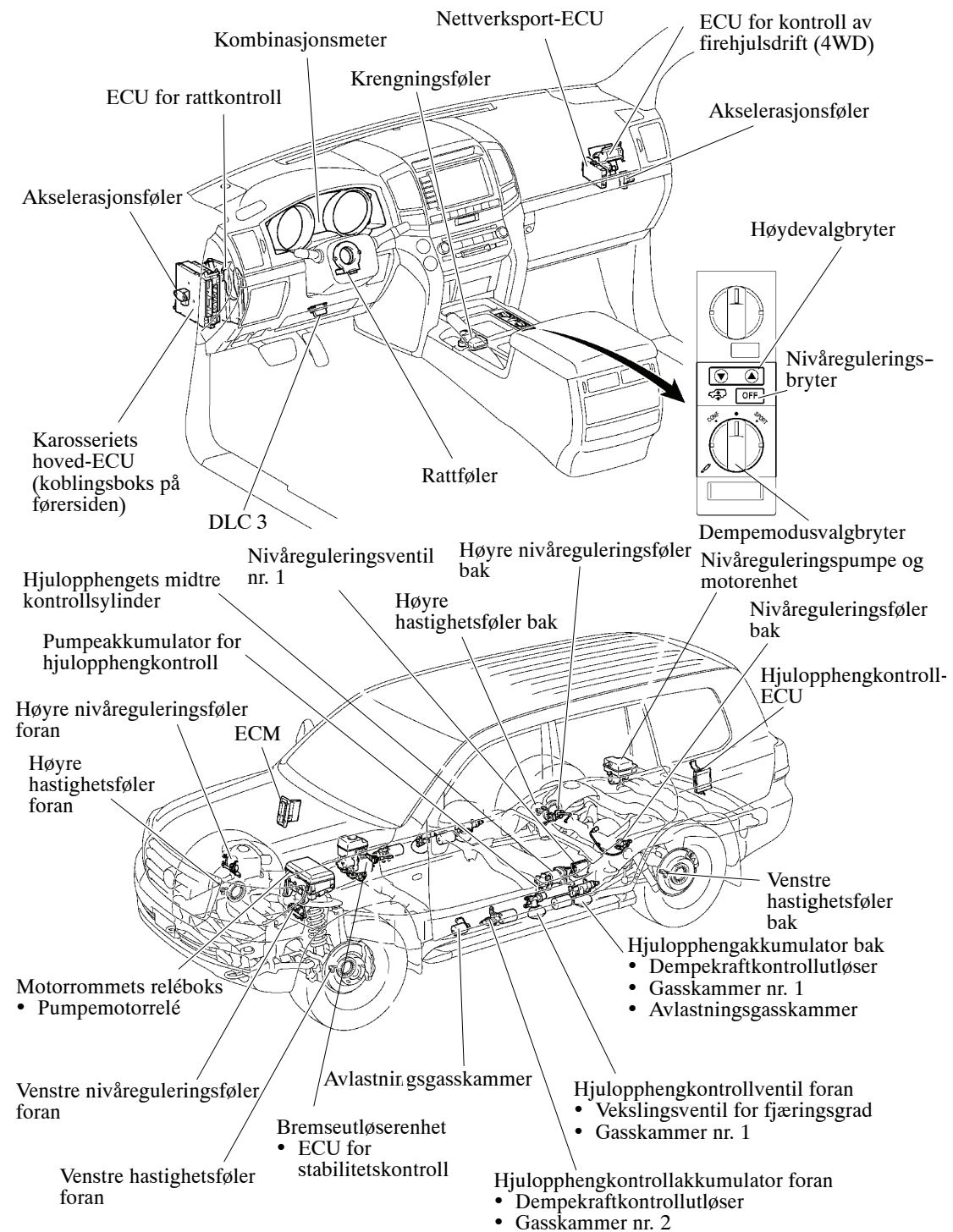
Funksjon	Beskrivelse
Nivåregulering (høydergulering)	Mengden av væske som sendes gjennom nivåreguleringsventilen og inn i støtdemperne for hvert av hjulene reguleres i forhold til den manuelle bryterbetjeningen og kjøreforholdene, så bilens høyde kan reguleres innen fem nivåer: (Lav – Normal 2 – Normal – Høy og Ekstra høy).
Dempekraftkontroll	Den optimale dempekraften kan oppnås ved å regulere dempekraftutløserne som er plassert på hvert av hjulene i forhold til den manuelle bryterbetjeningen og kjøreforholdene. Den semi-aktive reguleringen av dempekraftkontrollen er ikke-lineær H^∞ -kontroll.
Fjæringsgradkontroll (for forhjulsoffheng)	Fjæringsgraden kan reguleres ved å slå på væskepassasjen til gasskamrene som er plassert på både venstre og høyre side av de fremre støtdemperne.
Firehjulskontroll	De hydrauliske slangene for støtdempere kanaliseres gjennom den midtre sylindren, så mengden hydraulisk trykk for hver av støtdemperne kan justeres individuelt via den midtre sylindren i forhold til kjøreforholdene.

5.3.2. Systemdiagram og koblingskjemaer



Figur 94 Systemdiagram for styringssystem

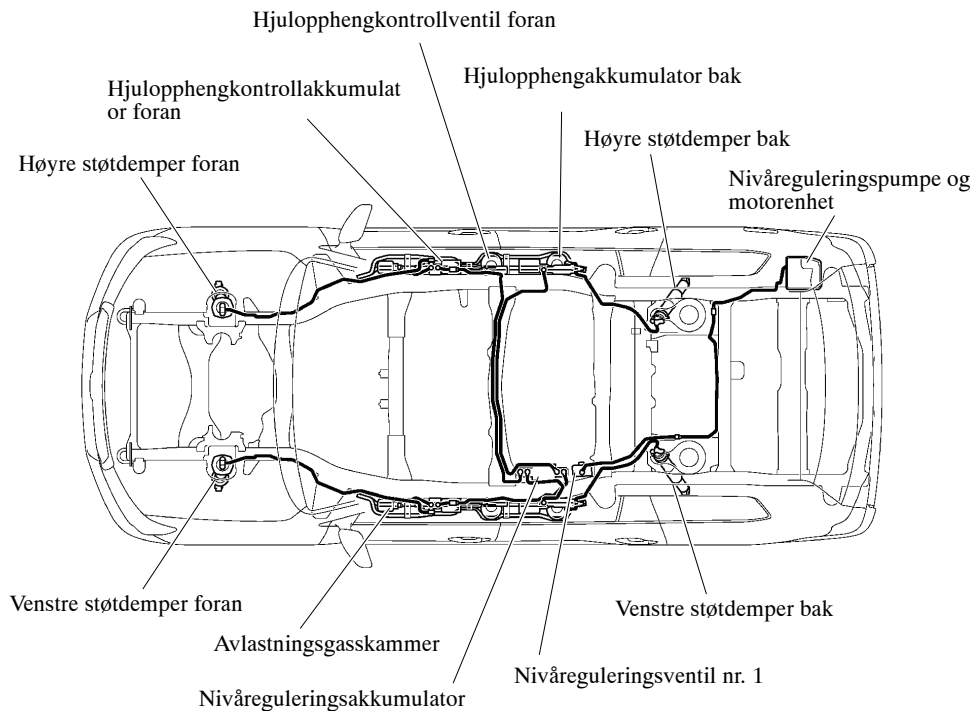
Hovedkomponentenes plassering:



Figur 95 Hovedkomponentenes plassering

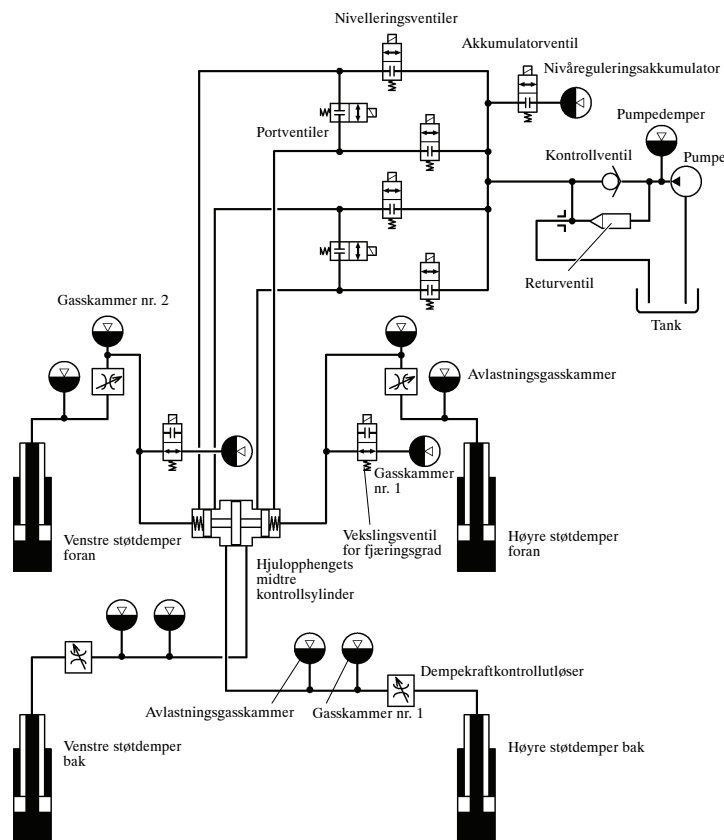
AHC og AVS inneholder mange komponenter og styres gjennom en kombinasjon av hydrauliske koblinger og elektroniske styringssignaler basert på signaler fra sensorer for høyde, hastighet, akselerasjon og krenning.

Hydraulikkystemets plassering i bilen:



Figur 96 Plassering av hjulopphegrørsystem

Rørsystemdiagram for hydraulikkføringer:



Figur 97 Rørsystemdiagram for hydraulikktrykk

Hovedkomponentenes funksjon:

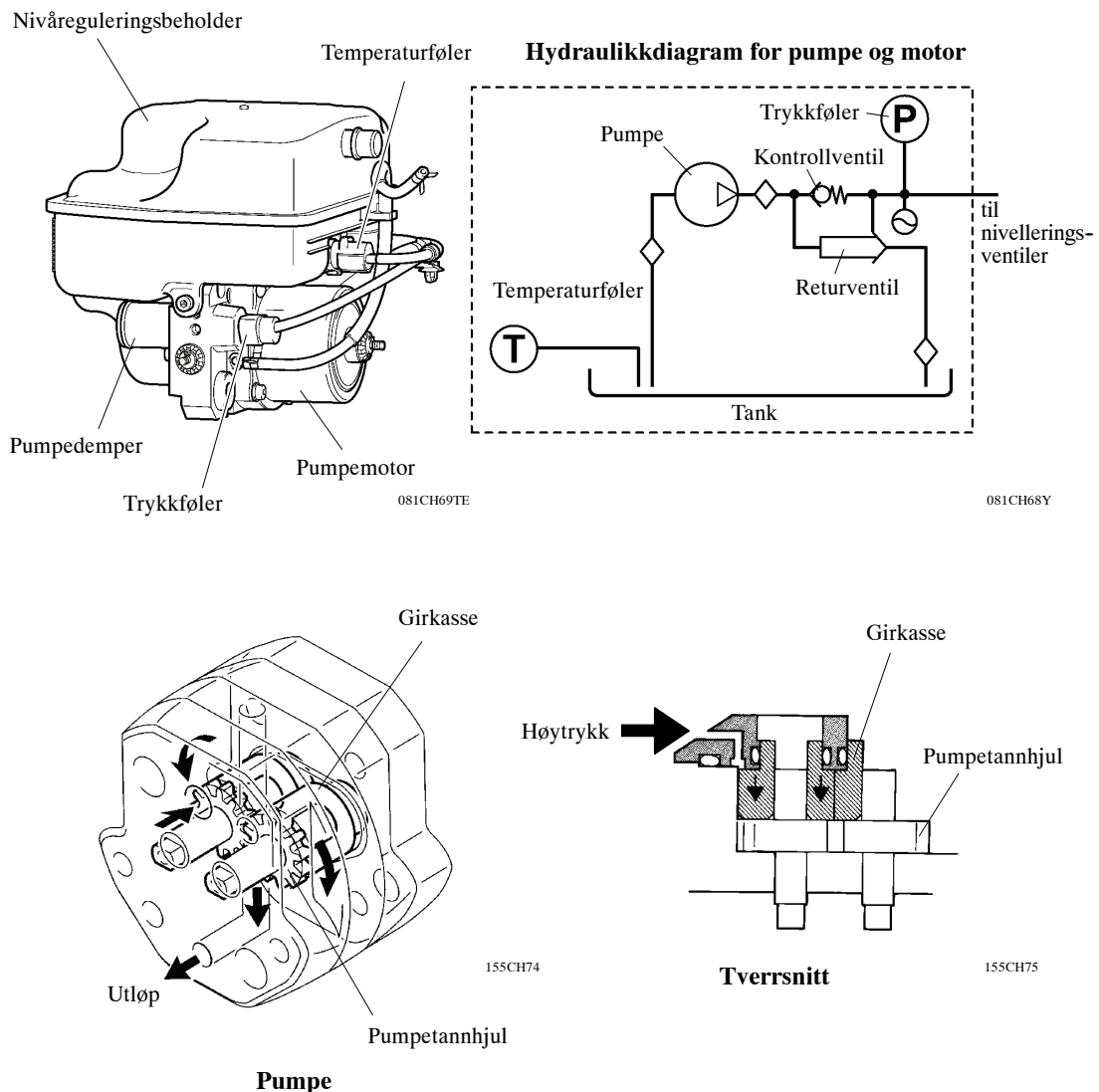
Komponenter		Funksjon
Nivåreguleringspumpe og motorenhet		Genererer det høy hydrauliske trykket som er nødvendig for å heve bilens nivå.
	Nivåreguleringsbeholder	Opprettholder mengden væske som returneres ved lav kjørehøyde og mengden væske som strømmer ut under høy kjørehøyde.
	Returventil	Åpner og lukker væskepassasjen mellom kontrollventilenheten og beholdertanken.
	Trykkløser	Registrerer pumpens utladingstrykk
	Temperaturføler	Registrerer væsketemperaturen
	Pumpedemper	Den hydrauliske pulseringen av væske som strømmer ut fra pumpen
Pumpeakkumulator for hjulopphengkontroll		Lagrer hydraulikktrykket for å akselerere hastigheten som bilens høyde heves med
Nivåregulerings-ventil nr. 1	Nivelleringsventil	Åpner og lukker væskepassasjen mellom pumpen og gasskammeret på hjulet. Dette skjer individuelt på hvert av hjulene.
	Portventil	Åpner og lukker væskepassasjen mellom høyre og venstre støtdemper. Dette skjer individuelt for begge akslene.
	Akkumulatorventil	Åpner og lukker væskepassasjen til nivåreguleringsakkumulatoren.
Hjulopphengets midtre kontrollsylinder		Opererer mekanisk i forhold til trykket som brukes på støtdemperne, og fordeler trykket på hvert av hjulene.
Vekslingsventil for fjæringsgrad		Åpner og lukker væskepassasjen til gasskammer nr. 1.
Gasskammer nr. 1		Fungerer som en gassfjær ved å delvis utnytte skruefjærkraften. Dette skjer individuelt for hvert av hjulene.
Gasskammer nr. 2		Fungerer som en gassfjær ved å delvis benytte skruefjærkraften. Dette skjer på hvert av forhjulene.
Avlastningsgasskammer		Beskytter det hydrauliske systemet ved å øke trykket i hydraulikkslangene. Dette skjer individuelt på hvert av hjulene.
Dempekraftkontrolløser		Regulerer dempekraften i 16 trinn.

Støtdemper		Generer dempekraft tilsvarende den konvensjonelle støtdemperen. Omfatter en høytrykks hovedforsegling og en høytrykks oljeforsegling for friksjonsreduksjon og ytterligere forbedring av forseglingsytelsen.
Instrumentpanel	Informasjonsskjerm	Viser bilens høyde og kontrolltilstander. Viser en varselmelding når det oppstår en systemfeil.
	Hovedvarsellampe	Lyser når varselmeldingen vises.
	Summer (lydsignal)	Utløses når varselmeldingen vises.
Høydevalg Bryter		En fjærende bryter er installert som høydevalg bryter. Trykking på oversiden av bryteren en gang hever bilens høyde, mens trykking en gang på undersiden senker bilens høyde.
Nivåregulerings bryter		Trykking på denne bryteren sperrer nivåreguleringsfunksjonen. Trykking på den en gang til opphever sperren.
Dempemodusvalg bryter		Gjør at føreren kan velge en ønsket dempekraft fra de 3 modusene.
Nivåreguleringsfølere		Registrerer bilens høyde.
Rattføler		Registrerer rattutslaget.
Krengningsføler		Registrer krengningen samt langsgående og sideveis akselerasjon og fartsreduksjon for karosseriet.
Akselerasjonsføler		3 akselerasjonsfølere er montert. To er monter foran og en er innebygd i hjulopphengkontroll-ECU-en plassert bak i bilen. Dermed registrerer akselerasjonsfølerne uavhengig av hverandre bilens vertikale akselerasjon.
Hjulopphengkontroll-ECU		Kontrollerer hele systemet ved å utføre beregningene for nivåregulering, dempekraftkontroll og fjæringskontroll fra sensorene og bryterne.

5.3.3. Hovedkomponentenes konstruksjon og virkemåte

Nivåreguleringspumpe og motor:

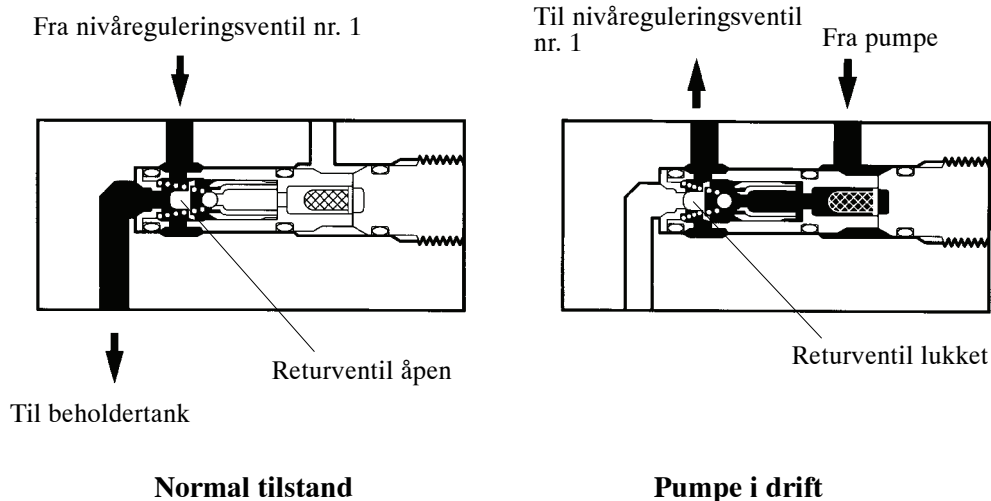
Det brukes et system der pumpen, pumpemotoren, nivåreguleringsbeholderen, returventilen, pumpedemperen, trykkføleren og temperaturføleren er integrert. Det brukes en ekstern girpumpe som består av få deler og er solid. Pumpen er av trykkutladningstypen der selve pumpens utladningstrykk utnyttes og rutes via girkassen for å skyve på siden av pumpegiret og dermed redusere den interne lekkasjen, slik at høytrykksutladning blir mulig. Motoren er en DC 4-polers motor for høyt dreiemoment og lang levetid.



Figur 98 Nivåreguleringspumpe og motor

Returventil:

Returventilen åpner og lukker væskepassasjen mellom nivåreguleringsventil nr. 1 og beholdertanken. Returventilen er forenklet ved å innføre en konstruksjon der ventilen lukkes automatisk av strømmen av væske som slipper ut.

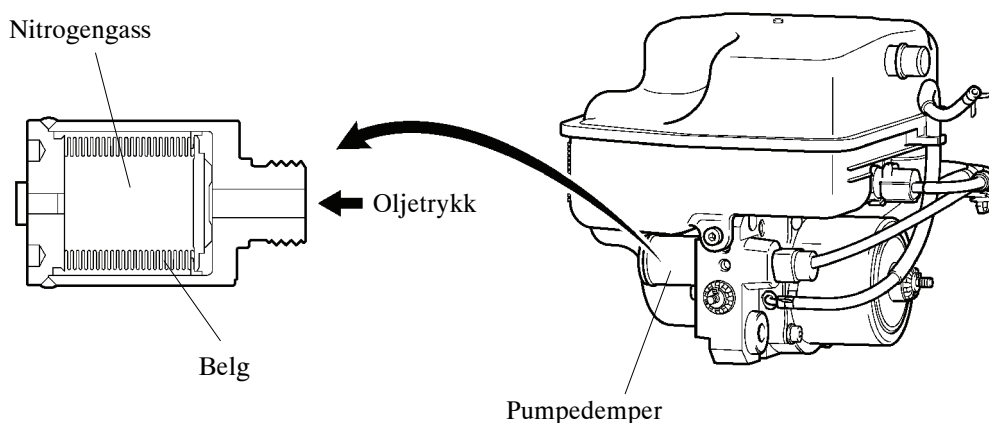


Figur 99 Detalj returventil

Når nivåreguleringspumpen opererer for å heve bilens høyde gjør trykket fra væsken at returventilen stenges. Væsken strømmer fra pumpen opp mot kontrollventil nr. 1.

Pumpedemper:

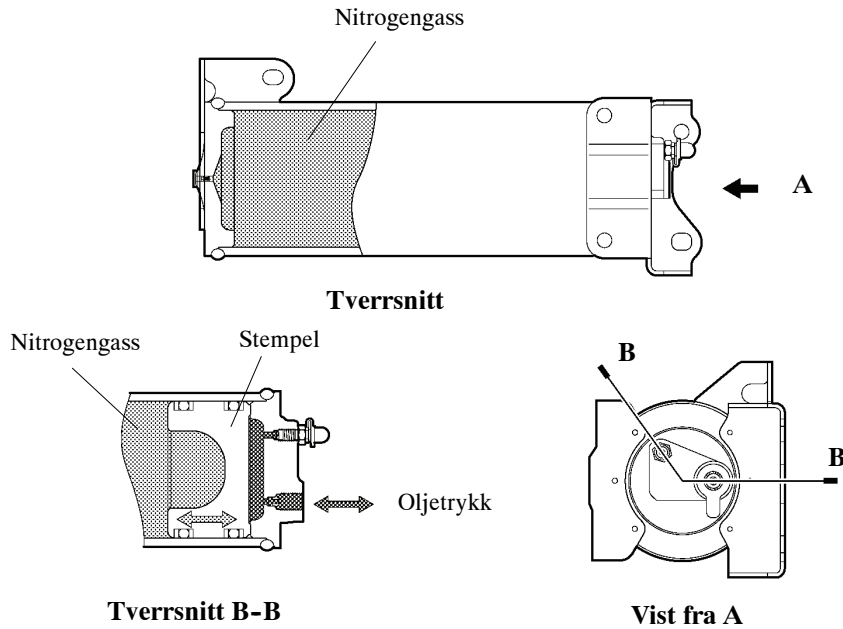
Pumpedemperen reduserer den hydrauliske pulseringen av væske fra pumpen. Det brukes en akkumulator av belgtype fremstilt i rustfritt stål. Den gir god motstand mot gasspenetrasjon og gir god absorpsjon av pulseringskrefter.



Figur 100 Pumpedemper

Pumpeakkumulator for hjulopphengkontroll:

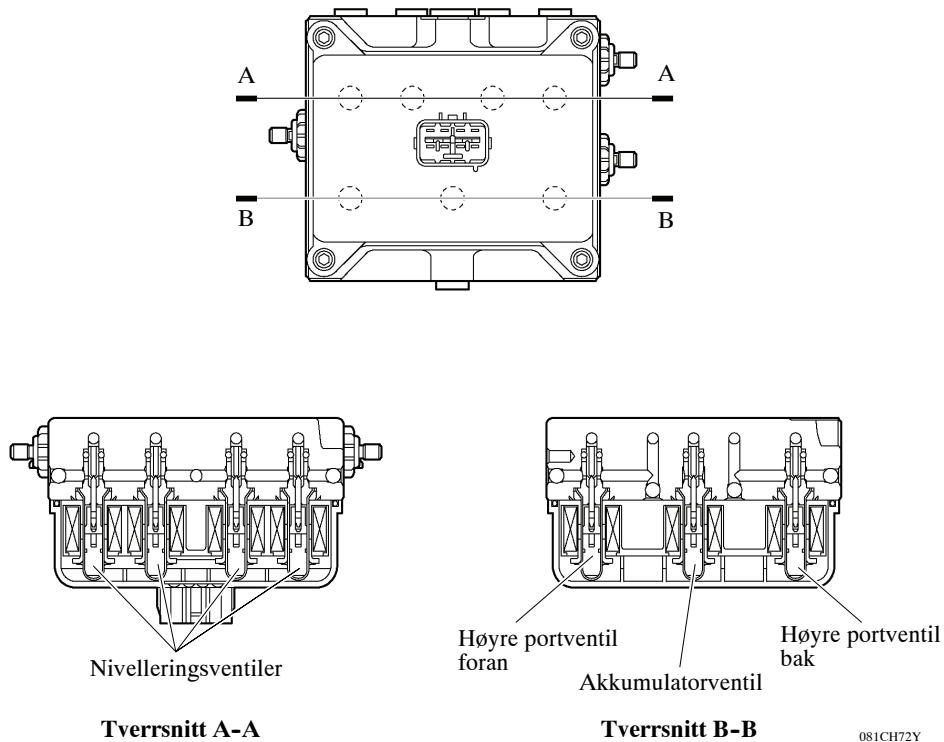
En akkumulator med fritt stempel og stor gasskammerkapasitet brukes som pumpeakkumulator for hjulopphengkontroll. Når bilens høyde heves, slipper akkumulatoren ut den lagrede væsken for å akselerere hevingshastigheten.



Figur 101 Pumpeakkumulator for hjulopphengkontroll

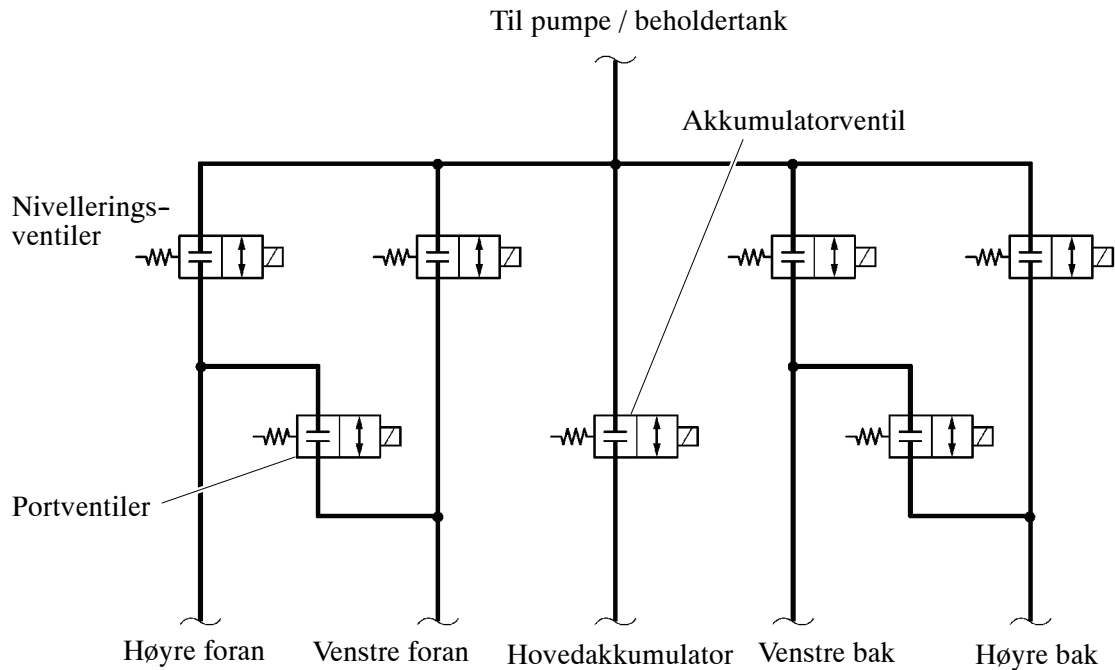
Nivåreguleringsventil:

Nivåreguleringsventilen består av fire nivelleringsventiler, to portventiler og en akkumulatorventil.



Figur 102 Nivåreguleringsventil

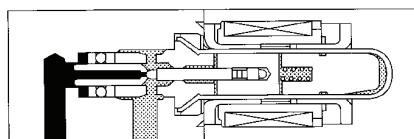
081CH72Y



Figur 103 Skjematisk fremstilling nivåreguleringsventil

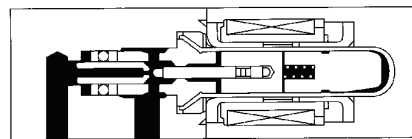
Nivelleringsventil:

Denne ventilen åpner og lukker væskepassasjen mellom pumpen og gasskammeret plassert på hvert hjul. Vanligvis er væskepassasjen lukket, under bilens nivåregulering åpnes væskepassasjen i forhold til signalet som mottas fra hjulopphengkontroll-ECU en.



Hjulside Pumpside

Lukket



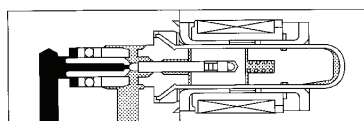
Hjulside Pumpside

Åpen

Figur 104 Nivelleringsventil

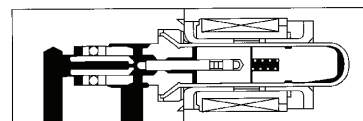
Portventil:

Denne ventilen brukes for både for- og bakside. Ventilen åpner og lukker væskepassasjen til både venstre og høye nivelleringsventil. Vanligvis er væskepassasjen lukket, når bilen begynner å kjøre åpnes væskepassasjen i samsvar med signalet fra hjulopphengkontroll-ECU-en, for å balansere væsketrykket i både venstre og høyre gasskammer.



Venstre side Høyre side

Lukket



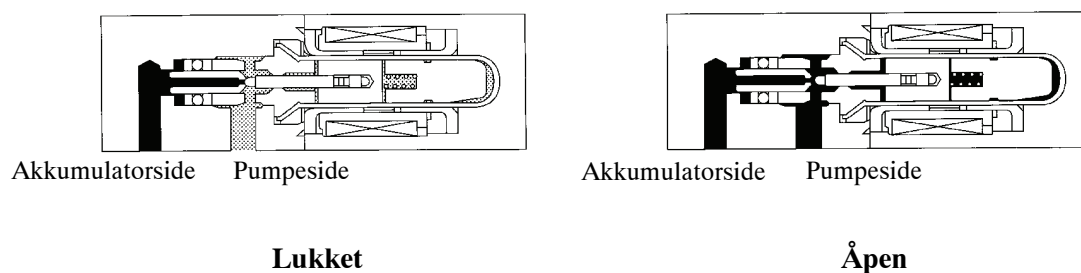
Venstre side Høyre side

Åpen

Figur 105 Portventil

Akkumulatorventil:

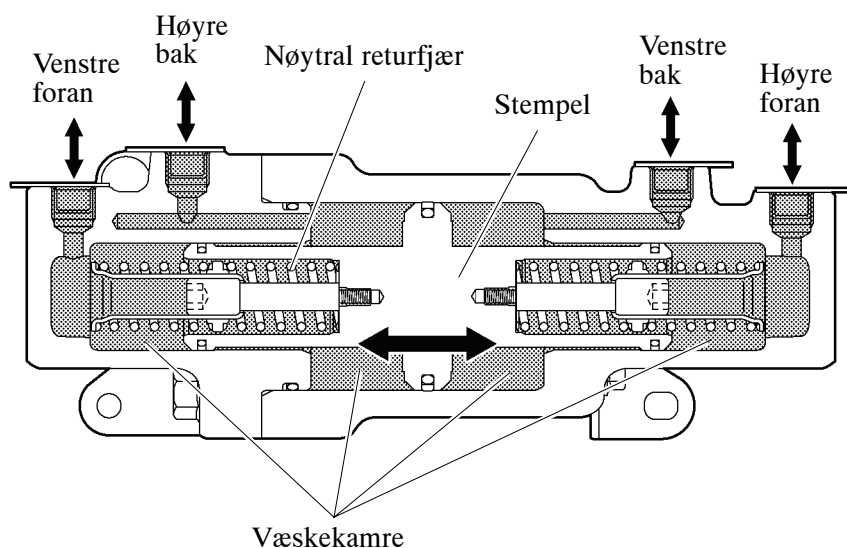
Akkumulatorventilen åpner og lukker for væskepassasjen mellom pumpen og nivåreguleringsakkumulatoren. Væskepassasjen er vanligvis lukket. Når bilens høyde heves ved å betjene nivåreguleringsbryteren eller tilførsel av væske som lagres i hovedakkumulatoren, åpnes væskepassasjen i samsvar med signalet som mottas fra hjulopphengkontroll-ECU-en.



Figur 106 Akkumulatorventil

Midtre sylinder:

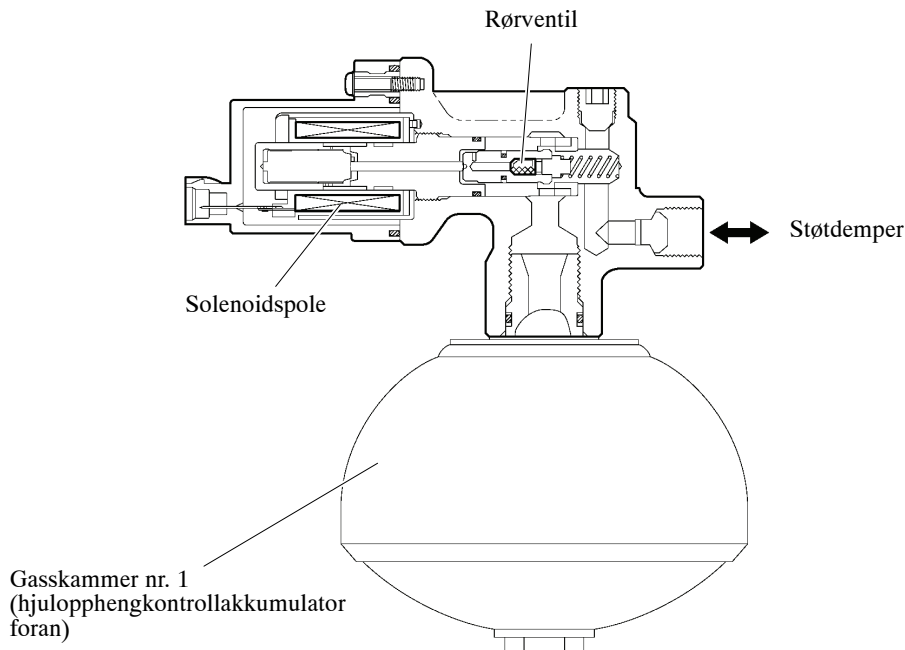
Den midtre kontrollsylinderen for hjuloppheng og underenheten består av fire væskekamre og et stempel. Væskekamrene har forbindelse med hverandre via hydrauliske slanger fra hver av støtdemperne. Den midtre sylinderen fordeler trykket optimalt for hvert av hjulene gjennom stempelet som opereres i samsvar med inngående hydraulikktrykk.



Figur 107 Midtre sylinder

Vekslingsventil for fjæringsgrad (hjulopphengkontrollventil):

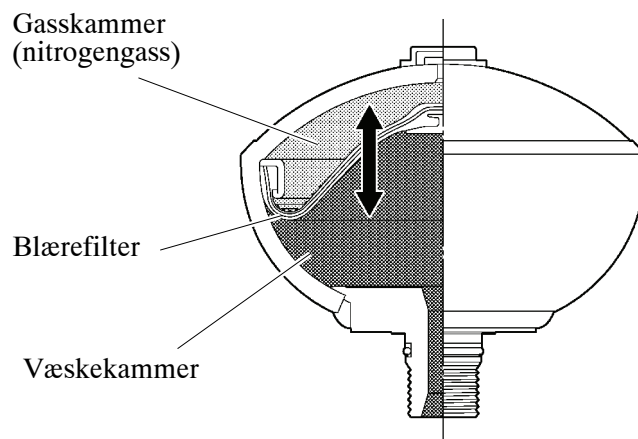
Denne ventilen er montert i hjulopphengkontrollventilen foran, og den åpner og lukker væskepassasjen til gasskammer nr. 1 under fjæringsgradkontroll. Vanligvis holdes væskepassasjen åpen, og under fjærhastighetskontrollen åpnes væskepassasjen i samsvar med signalet som mottas hjulopphengkontroll-ECU-en.



Figur 108 Vekslingsventil for fjæringsgrad

Gasskammer nr. 1:

Det brukes et gasskammer nr.1 for hvert av hjulene. Gasskammeret fungerer som en gassfjær, og ble utformet med lav kompresjonsgrad ved hjelp av et høyvolums gasskammer. Gasskammer nr. 1 bruker en hydropneumatisk akkumulator av blærefiltertypen. En harpiksmembran ligger klemt mellom gummilag og skaper god motstand mot gasspenetrasjon. Det interne trykket i gasskammeret varieres ved å tillate en strøm av væske inn og ut for å heve eller senke kjørehøyden.



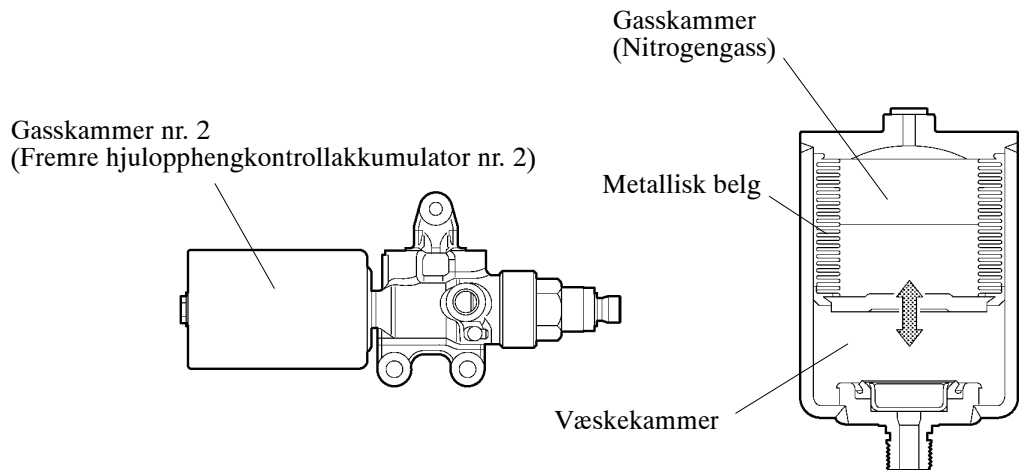
Gasskammer nr. 1

Figur 109 Gasskammer nr. 1

Gasskammer nr. 2:

Gasskammer nr. 2 er montert for fremre støtdemperkontrollventil. Dette fungerer som en gassfjær. Gasskammeret bruker en metallisk hydropneumatisk

akkumulator av belgtype for å forhindre gasslekkasje. Det interne trykket i gasskammeret varieres ved å tillate at væsken strømmer inn og ut av dette gasskammeret i samsvar med bilen høydejustering og eventuelle støt mot bakken.



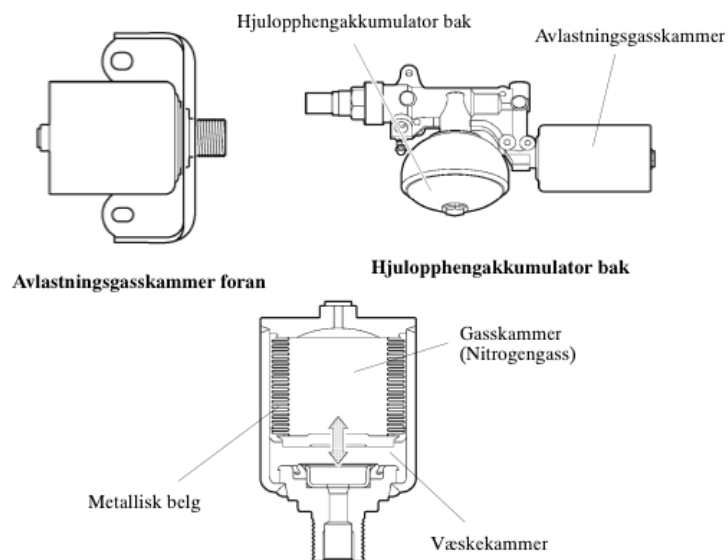
Hjuloppheggkontrollakkumulator foran

Gasskammer nr. 2

Figur 110 Gasskammer nr. 2

Avlastningsgasskammer:

Det brukes et avlastningsgasskammer for hvert av hjulene. Avlastningsgasskammeret beskytter det hydrauliske systemet ved å redusere økningen i væsketrykk inne i hydrauliske slanger for det aktive nivåreguleringshjuloppheget. Avlastningsgasskammeret bruker en metallisk hydropneumatisk akkumulator av belgtype i likhet med gasskammer nr. 2. Væsken i hydraulikkslangene får strømme inn i avlastningsgasskammeret når væsketrykket overskrider trykket på nitrogengassen forseglet i avlastningsgasskammeret.

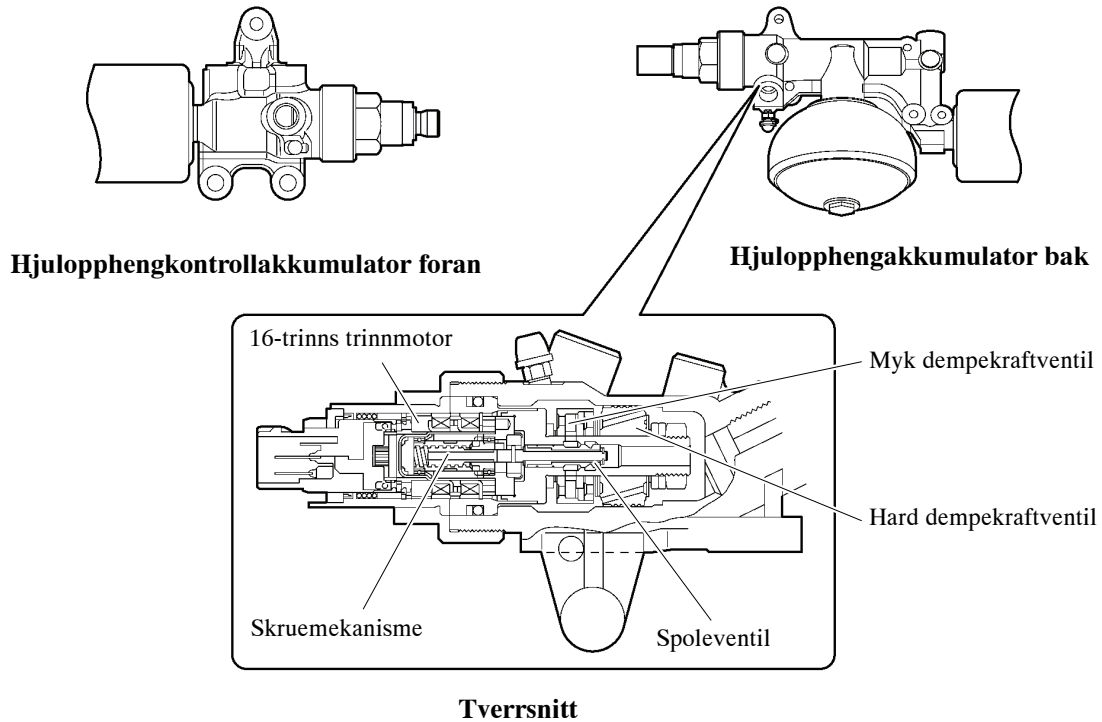


Avlastningsgasskammer

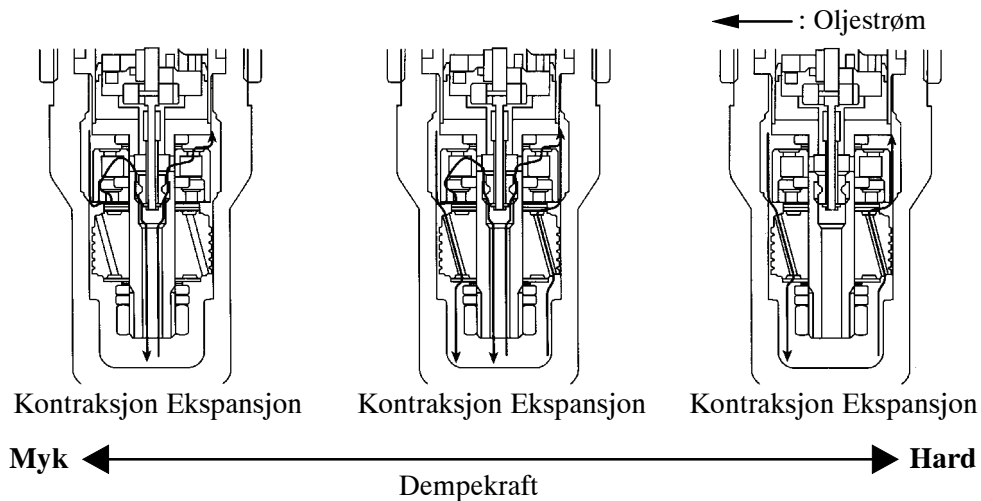
Figur 111 Avlastningsgasskammer

Dempekraftkontrollutløser:

En dempekraftkontrollutløser brukes for hver av hjulopphengkontrollakkumulatorene. Utløseren består av en 16 trinns motor, en skruemekanisme, en spoleventil, en myk dempekraftventil og en hard dempekraftventil. Skruemekanismen overfører rotasjonsbevegelsen fra motoren til en lineær bevegelse. Signalet fra hjulopphengkontroll-ECU-en aktiverer utløseren og forårsaker at spoleventilen endrer væskepassasjen. Volumet på væsken som passerer hver ventil varierer derfor for å kontrollere dempekraften i 16 trinn.



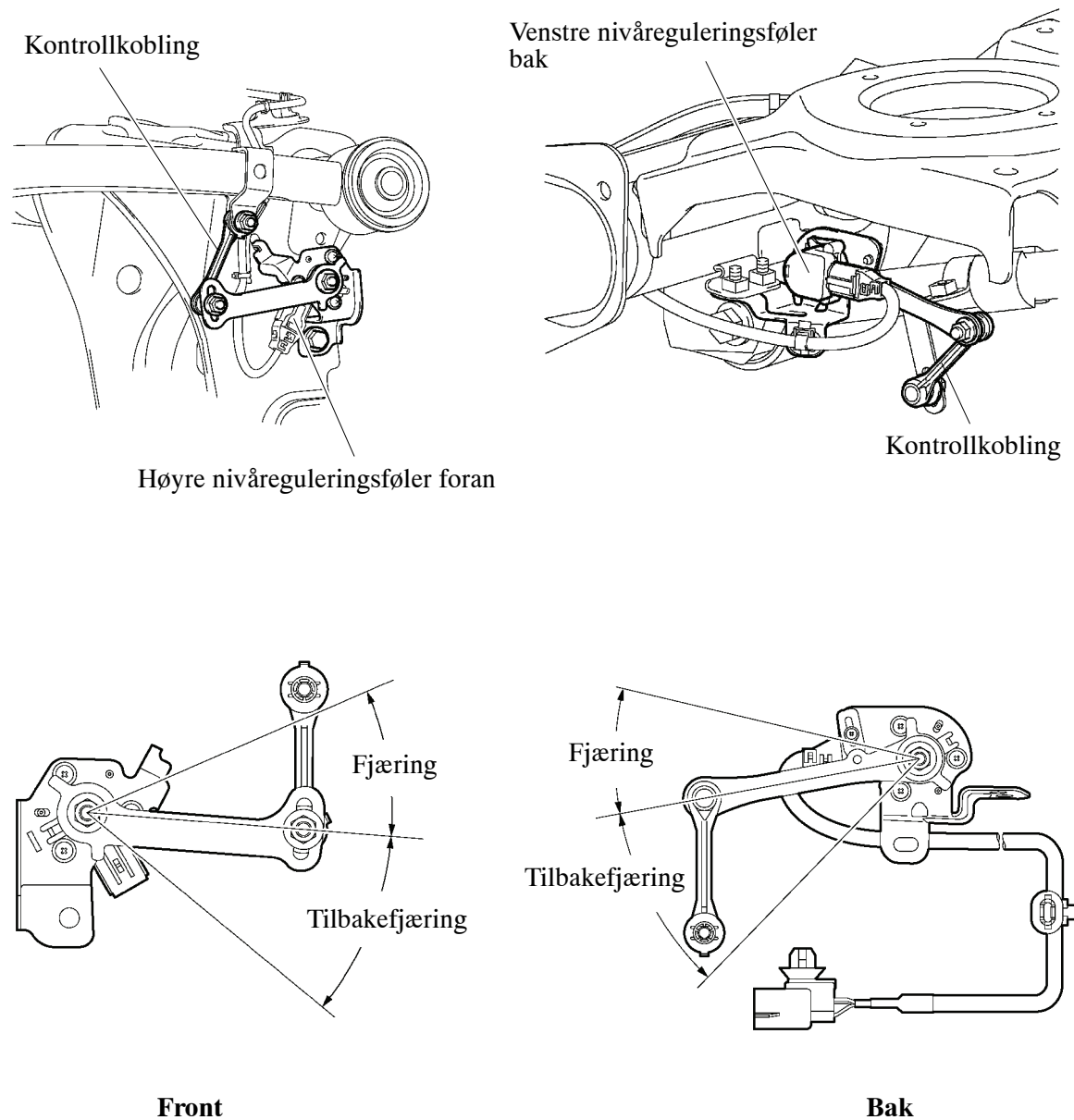
Figur 112 Dempekraftkontrollutløser



Figur 113 Væskestrøm i dempekraftkontrollutløseren

Høydekontrollføler:

Nivåreguleringsfølere er montert på hvert hjul. Nivåreguleringsfølerne er montert på karosseriet, og er forbundet til de øverste armene på hjulopphenget både foran og bak, og på hver side av bilen.



Figur 114 Høydekontrollføler

5.3.4. Systemdrift

Nivåregulering:

Nivåreguleringen regulerer bilens høyde over fem nivåer i samsvar med den manuelle bryterbetjeningen eller kjøreforholdene. Nivåreguleringen har følgende funksjoner:

Tabell 9 Nivåreguleringens funksjoner

Funksjon	Beskrivelse
Manuell operasjon	Bilens høyde justeres automatisk over tre nivåer
Automatisk nivellering	Opprettholder bilens konstante høyde uavhengig av lastforholdene, for eksempel antall personer eller vekten av lasten.
Ekstra-Høy	Hvis krypekontrollen er aktivert eller noen av dekkene sitter fast når overføringen settes i L4-intervallet (lavgir) og bilens høyde er satt til Høy, heves høyden opp til posisjonen Ekstra-Høy, som er 20mm høyere enn posisjonen Høy.
Registrering av kjørehastighet	Bilens høyde justeres automatisk i samsvar med kjørehastigheten og valgt kjørehøyde.
Sperrekontroll for justering av bilens høyde	Når bilen heves med jekk eller blir tauet med motoren slått av, kan bilens høydejustering forhindres ved å operere nivåreguleringsbryteren. Sperresignalet annulleres automatisk når kjørehastigheten overskrider 80km/t ved normal høye, eller overskrider 30km/t ved høy eller lav kjørehastighet.

Manuell operasjon:

Høydejusteringen er raskest med girvelgeren i P (park). Utsettes bilen for en last som overskrider akseltrykkbegrensninger, vil ikke bilen holde normal høyde. Forakseltrykk 1460kg og bakakseltrykk 1800kg.

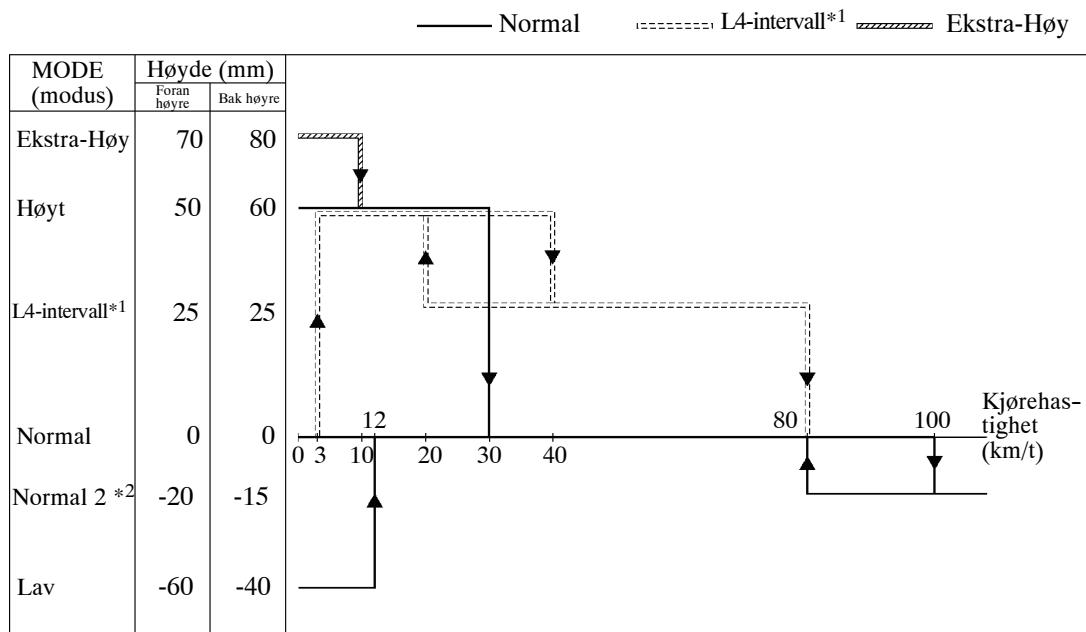
Tabell 10 Manuell nivåregulering

Valgt høydeposisjon		Lav	Normal	Høy
Bilens høyde	Front	-60mm	Bilens standardhøyde	+50mm
	Bak	-40mm	Bilens standardhøyde	+60m
Hastighet på høydejustering	Opp	Lav til Normal 11 til 16 sekunder		
	Ned	Normal til Lav 2 til 5 sekunder		

Registreringsfunksjon for kjørehastighet:

Denne funksjonen justerer automatisk høyden i samsvar med kjørehastigheten for å sikre stabilitet og kjørekomfort under kjøring.

- Dersom kjørehastigheten overskrider 12km/t når kjørehøyden er satt til Lav, vil bilens høyde automatisk justeres til normal høyde.
- Dersom kjørehastigheten overskrider 30km/t når kjørehøyden er satt til Høy, vil bilens høyde automatisk justeres til normal høyde.
- Dersom kjørehastigheten overskrider 100km/t vil bilens høyde senkes til høyde Normal-2, -20mm foran og -15mm bak. Faller bilens hastighet under 80km/t vil bilens høyde automatisk justeres opp til normalhøyde.
- Dersom bilens hastighet overskrider 3km/t når girvelgeren er satt i L4 (lavgir) og hjulopphengkontroll-ECU-en fastslår at bilen kjører på ujevn vei, heves bilen automatisk til Høy. Når kjørehastigheten overskrider 40km/t senkes kjørehøyden 25mm fra Høy-høyden. Underskrider kjørehastigheten 20km/t heves bilen automatisk til Høy.
- Dersom kjørehastigheten overskrider 10km/t når bilens høyde er satt til Ekstra høy, (20mm høyere enn Høy), senkes den automatisk til posisjon Høy.



*1: Når overføringen er i L4-intervallet.

*2: Når bilens høyde senkes under høyhastighetskjøring.

081CH84H

Figur 115 Automatisk nivåregulering

5.3.5. Virkemåte

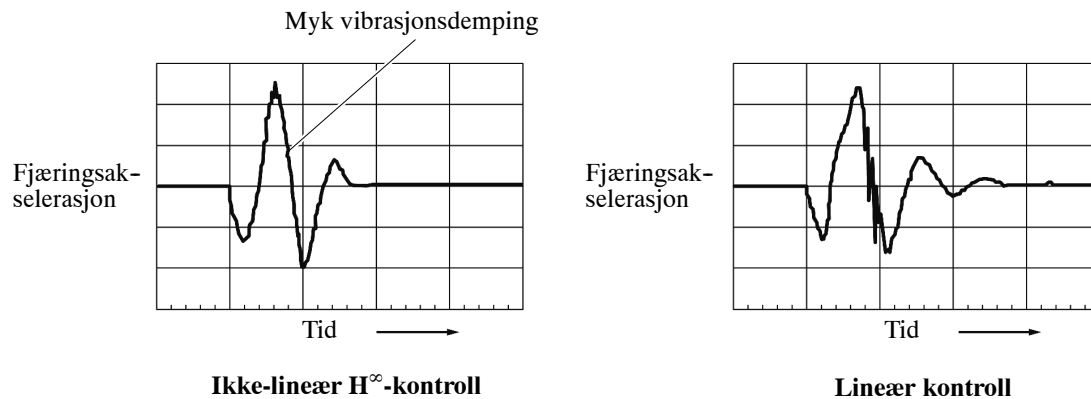
Dempekraftkontrollen har følgende funksjoner:

Kontroll	Funksjon
Ikke-linerær H^∞ - kontroll	Endrer dempekraften mykt til en målverdi i samsvar med endringene i veioverflaten eller kjøreforholdene. Glimrende kjørekomfort oppnås mens det sikres et høyt nivå på vibrasjonsdempingen
Støtsensitiv kontroll	Kontrollerer støtdemperne slik at dempekraften for støtdemperne ikke vil øke under kjøring på ujevn vei.
Bred-spektret kontroll	Når hjulopphengskontroll-ECU-en registrerer store fluktasjoner i hjulbevegelsen under kjøring ved lave hastigheter, vil dempekraften justeres til et fastere variabelt område i en forhåndsdefinert periode for å redusere fjæringsvibrasjonen.
Krengningskontroll	Endrer dempekraften for å kontrollere bilens stilling under svinging, motvirke krengning.
Nikkekontroll	Under bremsing eller akselerasjon gjør denne funksjonen dempekraften fastere for å begrense nikking.
Høyhastighetskontroll	Denne funksjonen varierer det variable området til dempekraften i henhold til kjørehastigheten for å oppnå en myk og komfortabel tur og stabile kjøreforhold. Dempekraften kontrolleres ved et mykere variabelt intervall ved lavere hastigheter, og et fastere variabelt intervall ved høye hastigheter.
Absorpsjonskontroll	Valgbryteren for absorpsjonsmodus gjør at føreren kan velge en ønsket dempekraft fra tre forskjellige modus.
L4-intervallkontroll	Dempekraften blir vanligvis kontrollert i 16 trinn. Når overføringen blir satt opp i L4-intervallet, blir den imidlertid kontrollert i de mellomliggende 3 eller 8 trinnene, og sikrer dermed kjørekomfort under terrengkjøring.

Tabell 11 Dempekraftkontroll

Ikke-lineær H^∞ -kontroll:

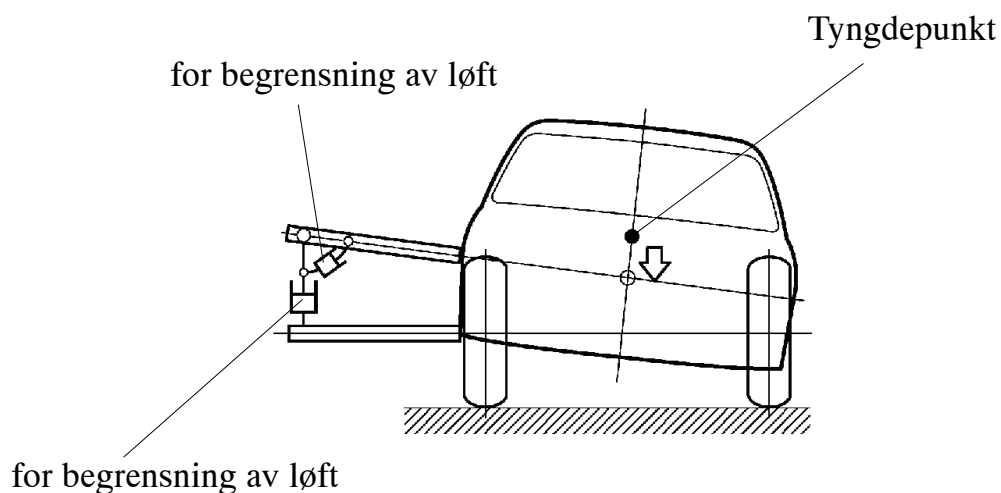
Denne kontrollen bruker tre akselerasjonsfølere for å registrere fjæringsakselerasjonen som svarer til humpene i veibanen og bruker den ikke-lineære H^∞ -kontrollen til å beregne optimal demperkraft. I motsetning til lineær kontroll, som endrer dempekraften proporsjonalt med fjæringsakselerasjonen, oppnår en ikke-lineær H^∞ -kontroll et høyere nivå av vibrasjonsdempende ytelse.



Figur 116 Ikke-lineær H^∞ -kontroll

Krengningskontroll:

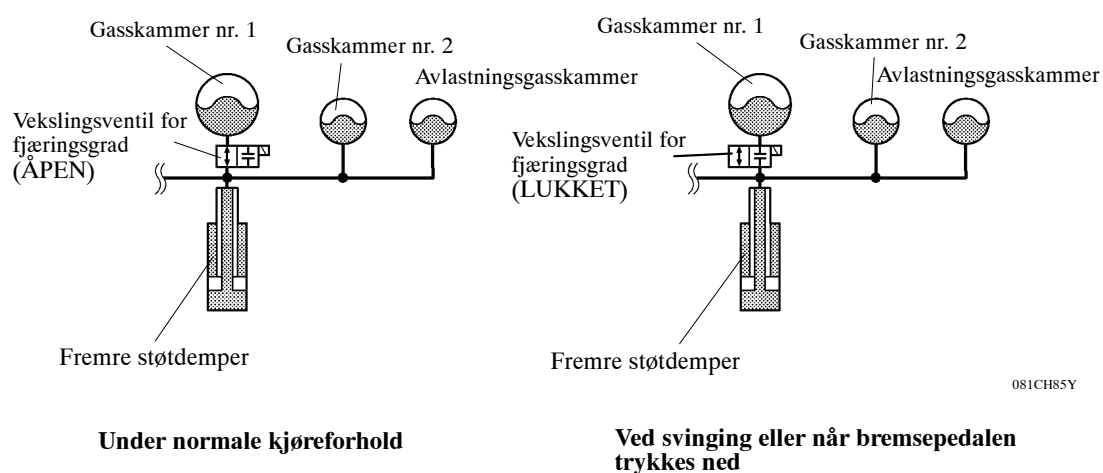
Denne kontrollen endrer dempekraften for å begrense bilens krenning ved kjøring i sving. Denne kontrollen forutsetter at to typer støtdempere er montert på et imaginært punkt på innsiden av bilens sving. Funksjonen til disse støtdemperne er å hindre at tyngdepunktet heves. Dempekraften til bilens støtdempere reguleres for å kontrollere bilens stilling i denne tenkte tilstanden. For å gjennomføre denne kontrollen blir bevegelsesinformasjon fra hjuloppheget beregnet ut fra tre akselerasjonsfølere og en styringsføler.



Figur 117 Rullestillingskontroll

Fjæringsgradkontroll

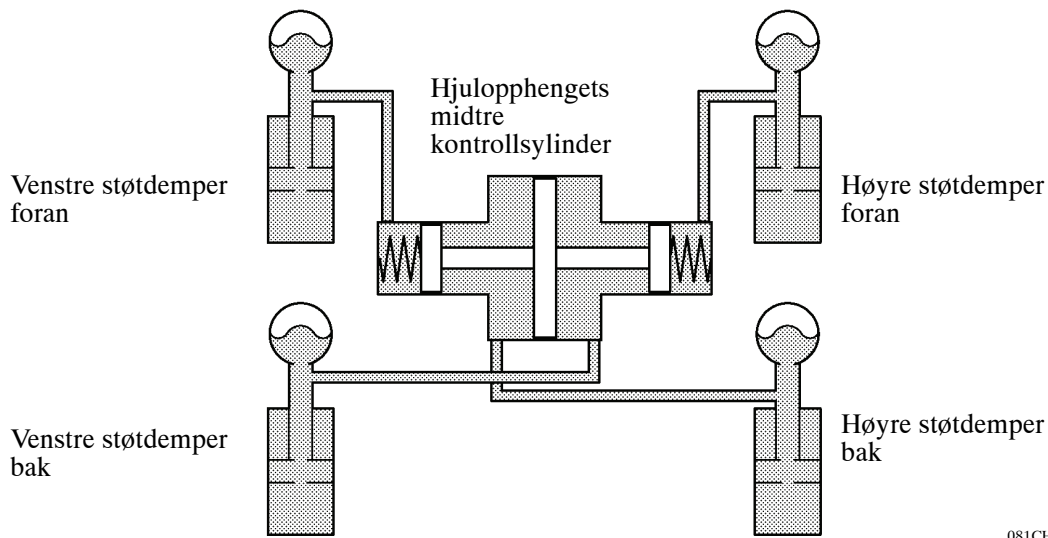
Fjæringssystemet på forakselen omfatter gasskammer nr. 1 og gasskammer nr. 2. Disse kamrene velges automatisk i samsvar med kjøreforholdene, dette sikrer både kjørekomfort og styringsstabilitet. Under normale kjøreforhold åpner hjulopphengkontroll-ECU-en kontrollventilen for fjæringsgraden og lar gasskamrene operere slik at fjæringsgraden reduseres og god kjørekomfort oppnås. Dersom kjørehastigheten overskrider en forhåndsdefinert hastighet ved svingkjøring eller når bremsepedalen trykkes ned, lukker fjæringsgradkontrollen ventilen og lar bare gasskammer nr. 2 operere. Dermed øker fjæringsgraden for å kontrollere bilens stilling og forbedre styrestabiliteten.



Figur 118 Fjæringsgradkontroll

4-hjulrelatert kontroll

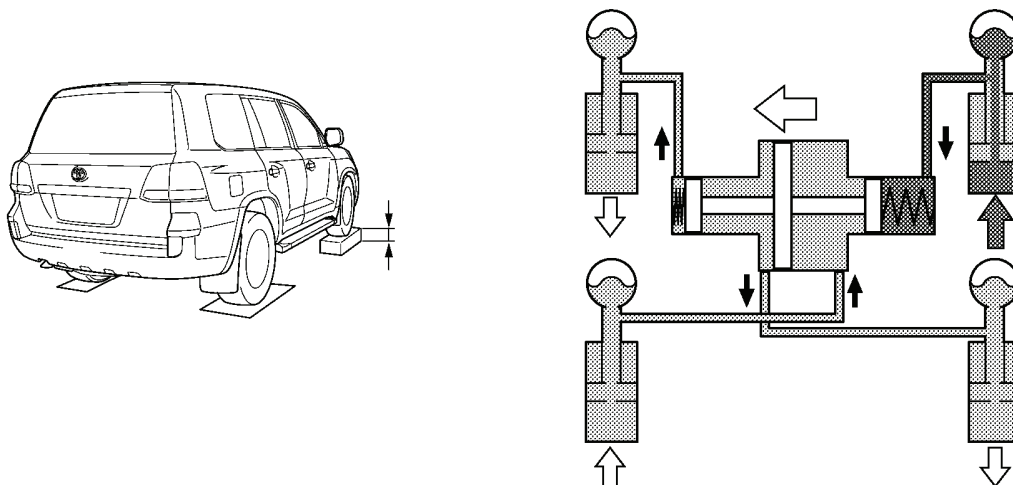
Når en endring i det hydrauliske trykket for en støtdemper er påkrevd av kjøreforholdene, justerer den tilknyttede 4-hjulskontrollen det hydrauliske trykket for de andre støtdemperne gjennom sentersylinderen som er tilknyttet alle støtdemperne for å stabilisere bilens stilling. Ved svingkjøring, bremsing og kjøring på ujevn vei opererer sentersylinderen dessuten forskjellig avhengig av hjulopphengets midtre kontrollsylinderstruktur og støtdemperens tilkoblingsmetode. Dermed oppnås forbedrede egenskaper både ved vei- og terrengkjøring.



081CH86Y

Figur 119 Midtre kontrollsylander

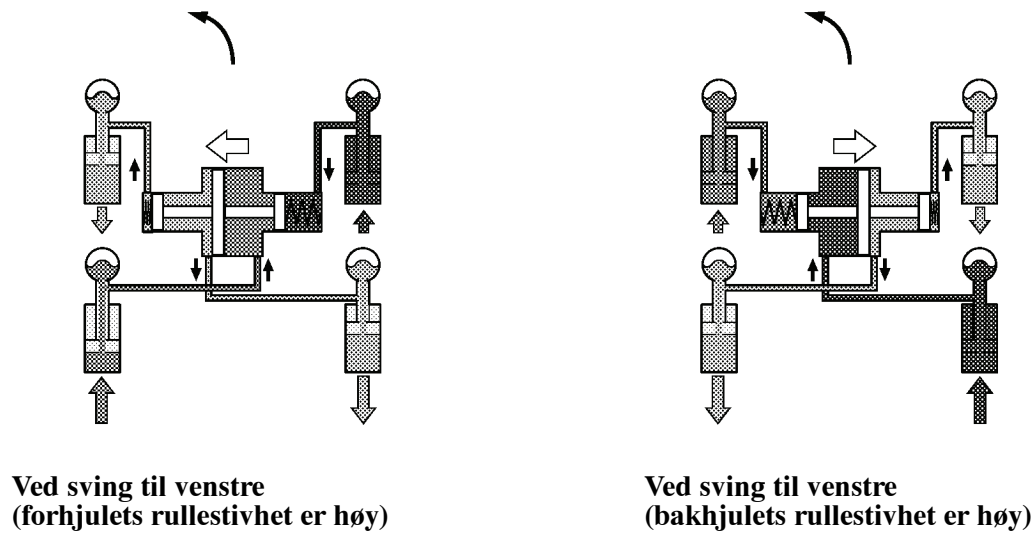
Ved kjøring under tøffe veiforhold, og en støtkraft virker på høyre fremre hjul under terrengkjøring flyttes stempelet i den midtre kontrollsynderen i samsvar med økningen i hultrykket. Denne bevegelsen får de andre støtdemperne til å utvide eller trekke seg sammen for å bedre bakkeholdingsegenskapene.



Figur 120 Midtre kontrollsylander, støt mot høyre fremhjul

Når bakparten av bilen får en liten belastning og krengeingstivheten til hjulopphenget for forhjulene er høy, er også hydraulikktrykket til høyre støtdemper foran høyt. Dermed flyttes stempelet inne i sentersynderen til venstre i samsvar med endringene i hydraulikkbalansen for hvert av hjulene. Derfor brukes trykket på høyre støtdemper bak, og hjulopphenget bak tvinges i motsatt retning av hjulopphenget foran. Når bakparten av bilen på den annen side får en stor belastning og krengeingstivheten til hjulopphenget for forhjulene er høy, er hydraulikktrykket til høyre støtdemper bak også høyt. Dermed flyttes stempelet inne i den midtre sylindere til høyre i samsvar med endringene i hydraulikkbalansen for hvert av hjulene. Derfor settes trykket på høyre støtdemper foran, og hjulopphenget foran tvinges i motsatt retning av

hjuloppheget bak. Dette gir god krenningsstivhet uavhengig av mengden last og forbedrer styringsstabiliteten.



Figur 121 Midtre kontrollsynder ved svingkjøring

Feilsikringsfunksjon

Dersom hjulopphegkontroll-ECU-en oppdager en feilfunksjon i hjulopphegets aktive nivåregulering, blir det tent en varselampe og det kommer en feilmelding i informasjonsdisplayet hos føreren. Dersom bilen fortsatt kan kjøres selv om det er oppstått en systemfeil, blir høyden automatisk returnert til normal høyde ved en hastighet på 30km/t eller mer.

Feilsøking på systemet gjøres elektronisk ved å lese av feilkoder fra hjulopphegkontroll-ECU-en. Dette må gjøres med spesialtilpasset diagnoseutstyr.

6. Audi A7

6.1. Generell beskrivelse

Dette kapitlet tar for seg det aktive luftfjæringssystemet med elektronisk demperkontroll levert som ekstrautstyr i Audi A7. Informasjonen om systemet er fra Audi sitt interne opplæringshefte for teknisk personell [14], figurer og informasjon i dette kapitlet er hentet derfra om ikke annet er anvist.



Figur 122 Audi A7 [15]

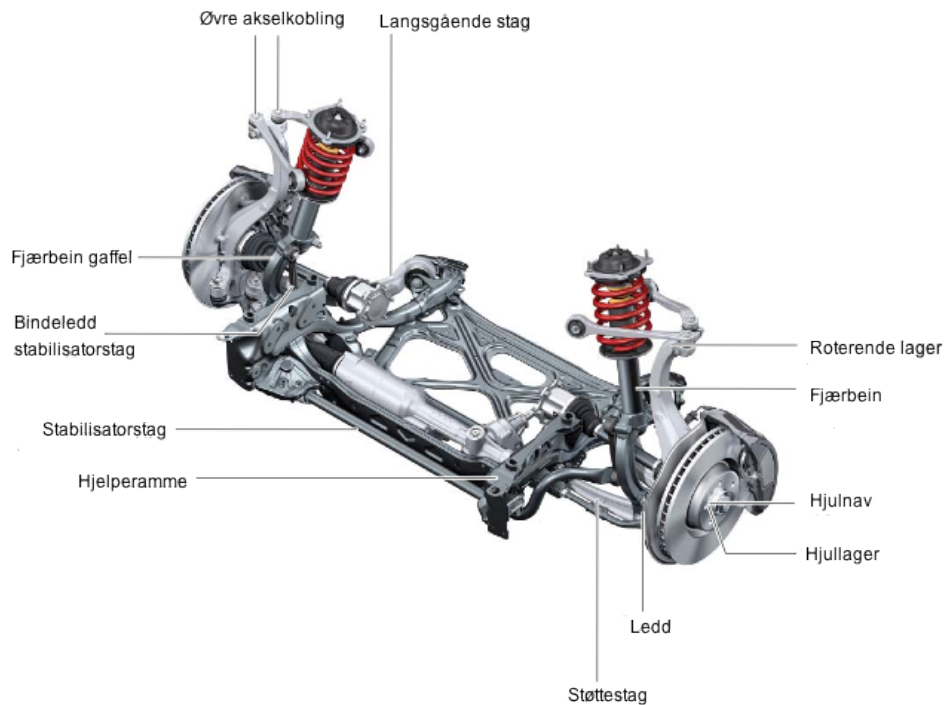
Audi A7 ble lansert i 2010, som en firedørs kupé som skulle plasseres markedsmessig mellom Audis største sedaner, A6 og A8. [16]

Tabell 12 Tekniske data Audi A7 [16]

Tekniske data:			
Lengde	4 969mm	Sporvidde _(foran/bak)	1 644/1 635mm
Akselavstand	2 914mm	Høyde	1 420mm
Bredde	1 911mm	Egenvekt	1 735kg
Forholdstall:			
Akselavstand: i_{aa}	0,59	Sporvidde: i_{sv}	0,86

A7 kommer totalt med seks forskjellige varianter av fjærsystem i understellet. Fire fjærsystemer er kombinasjoner av vanlige støtdempere og stålfjærer, ett standard, to forskjellige sportsunderstell og et forhøyet understell for ekstra dårlige veier. Luftfjæringen kommer i to varianter, et vanlig og et for land med ekstra dårlige veier. Alle komponentene er like, forskjellen ligger i den

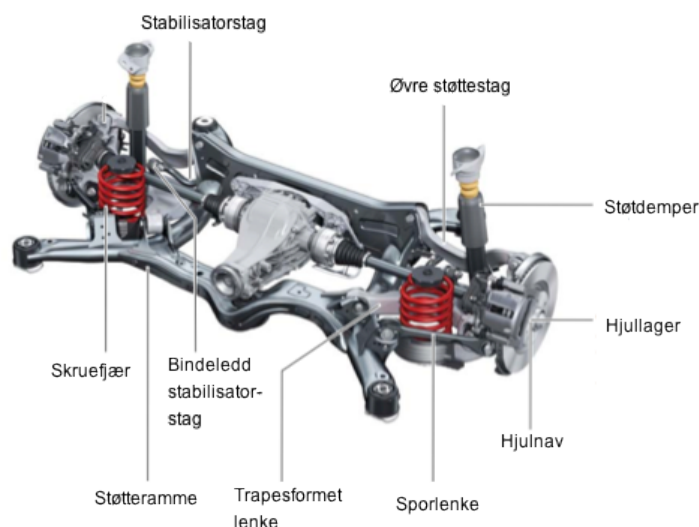
elektroniske styringen av systemet. Hjuloppheget er likt uavhengig av fjæringssystem.



Figur 123 Foraksel A7

Forakselen på A7 består av et multilink hjuloppheg med fjæring og demping kombinert i fjærbein. Stabilisatorstagene er passive, de har ingen mulighet til å variere sin effekt mot krenkning. Understellet er montert mot en hjelperamme som overfører kreftene videre til karosseriet. Oppsettet kan minne om et dobbel bærearmler hjuloppheg, men det er større kinematiske muligheter siden bærearmlene er byttet ut med flere lenkarmene.

Bakakselen på A7 består av et multilink oppheng med fjærer og demper hver for seg.



Figur 124 Bakaksel A7

6.2. A7 - AAS – Adaptive Air Suspension

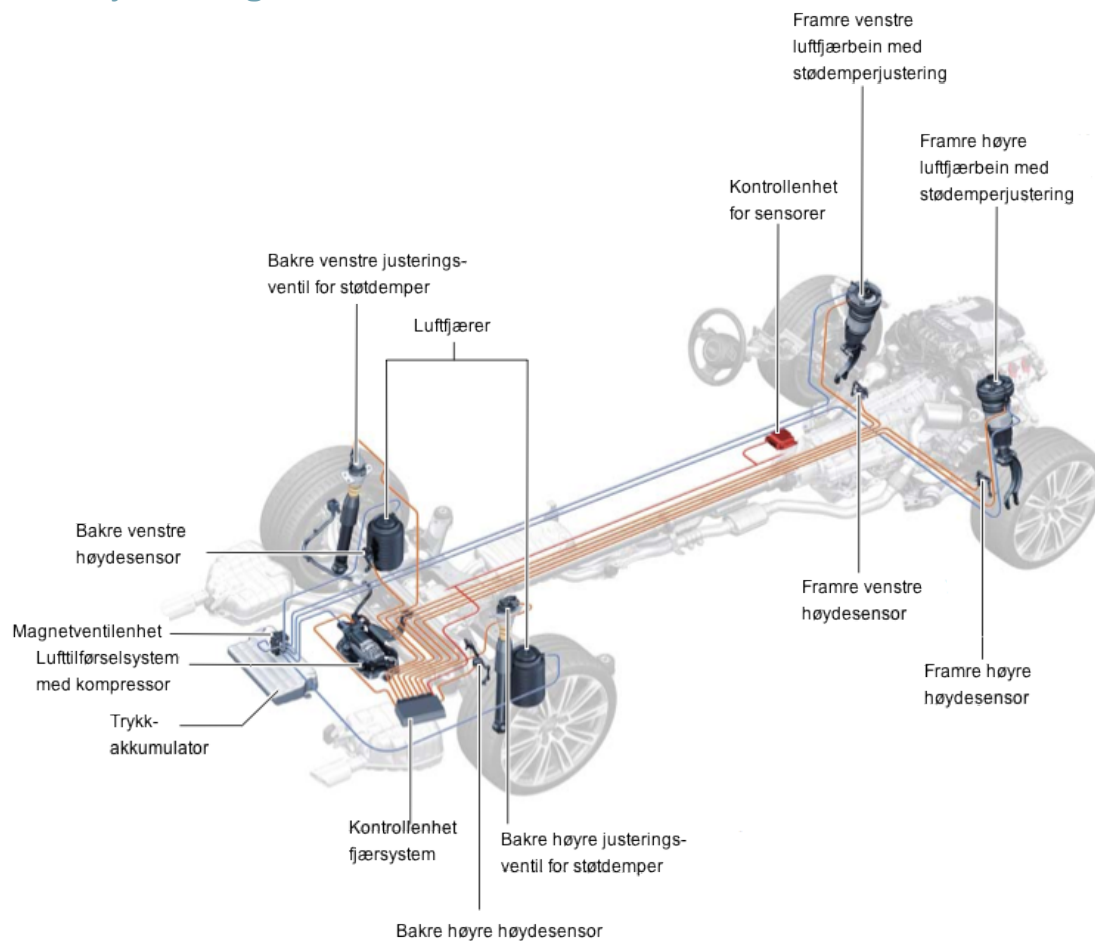
6.2.1. AAS – et fullaktivt luftfjæringssystem

AAS er et fullaktivt luftfjæringssystem, med variabel kjørehøyde, variabel fjæring og variabel demping. Systemet tilpasses både manuelle valg foretatt av føreren og signaler fra kontrollenheten.

A7 er en bil konstruert for kjøring på vanlige veier, i motsetning til Land Cruiseren som også skal kunne brukes i terrenget. Ved å ha et aktivt luftfjæringssystem for A7 oppnår man bedre kjøreegenskaper og økt kjørekomfort enn alternativet med skruefjærer og ordinære støtdempere. Luftfjæringssystemet kan være mykere eller stivere enn det tradisjonelle oppsettet, alt etter innstillinger valgt av fører eller signaler fra systemet selv.

De manuelle valgene foretas ved at føreren velger et kjøreprogram via bilens elektroniske styring, og kjøreprogrammet bestemmer hvordan fjæringssystemet reagerer på signalene fra sensorene som kontinuerlig overvåker bilens bevegelser.

6.2.2. Systemdiagram



Figur 125

De blå linjene i figur 125 er luftkoblinger, som går fra akkumulatoren og kompressoren bak i bilen ut til hver luftfjær. De oransje linjene er kabler for overføring av elektriske signaler mellom sensorene og kontrollenheten.

Systemet har høydesensorer på hvert hjul som kommuniserer med styringsenheten slik at valgt kjørehøyde holdes uavhengig av last. Skjevlast kompenseres også slik at bilen holder seg parallell med underlaget.

Støtdemperne er av typen trykksatt dobbeltkammer, med elektronisk styring av ventilene som bestemmer demperkonstanten. Denne kontinuerlige og trinnløse justeringen av støtdemperne kalles av Audi CDC, Continuous Damper Control (kontinuerlig demper kontroll). CDC leveres også til biler uten luftfjæring, og beskrives separat i avsnitt 6.3.

Systemet har vanlige stabilisatorstag, det er ingen funksjon for å variere stabilisatorstagenes påvirkning på fjæringssystemet. Siden bilen skal brukes på vanlige veier er det ikke like viktig med store fjæringsveier som på Land Cruiseren. Systemet kompenserer mot krenkning gjennom registrering av høydeforskjeller via sensorene, og stiver av støtdemperne på ytterhjulene.

6.2.3. Hovedkomponenter

Elektronisk kontrollenhet:

Den elektroniske kontrollenheten for det aktive fjæringssystemet kommuniserer med resten av bilens elektroniske styresystemer, og mottar signaler om hjulenes vertikale akselerasjon fra høydesensorene på hvert hjul. På bakgrunn av signalene styrer kontrollenheten magnetventilene og kompressoren i luftsyste­met, og demperkraften i demperne.



Figur 126 Kontrollenhet for det aktive fjæringssystemet

Magnetventilenhet:

Magnetventilenheten styrer luftstrømmen i systemet. Den er koblet til kompressoren, fjærelementene på alle fire hjulene og akkumulatoren. Akkumulatoren mottar trykk fra kompressoren og lagrer dette for å ha et lager

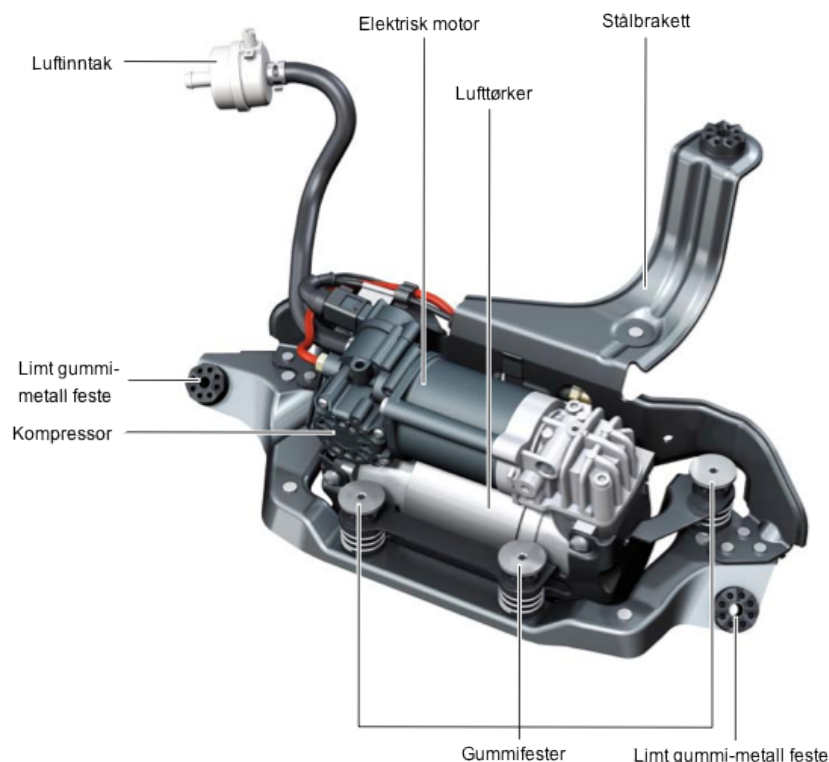
av lufttrykk raskt tilgjengelig for å sende inn i systemet. Magnetventilenheten styrer fjærelementet på hvert hjul individuelt.



Figur 127 Magnetventilenhet

Lufttilførselsystem:

Hovedkomponentene i lufttilførselsystemet er en elektrisk motor, en kompressor og en lufttørker. Komponentene er satt sammen til én lufttilførsels-enhet, og har gummibelagte fester til karosseriet for å hindre uønsket støy fra enheten overført til karosseriet. Kompressoren leverer en konstant luftstrøm, opp til en øvre trykkgrense på 18 bar. Luftinntaket sitter i venstre bakre hjulhus. Lufttørkeren er selvfornyende og vedlikeholdsfri, og tørker luften før den føres inn i systemet for å unngå kondensproblemer.



Figur 128 Lufttilførselsystem

Trykkakkumulator:

Trykkakkumulatoren sørger for at trykk raskt kan sendes ut i systemet ved behov. Akkumulatoren er laget i aluminium for å spare vekt, tåler et maksimalt

trykk på 18 bar og har et volum på 5.8 liter. Dersom systemet trenger lufttilførsel når bilen står stille eller kjører sakte hentes lufttrykket kun fra akkumulatoren for å unngå støy fra kompressoren, forutsatt et det er nok trykk tilgjengelig.



Figur 129 Trykkakkumulator

Høydesensorer:

Høydesensorene måler den relative bevegelsen mellom hvert av hjulene og karosseriet individuelt. Den har en målefrekvens på 800Hz, som er tilstrekkelig for å måle den relative vertikale akselerasjonen mellom hjulet og karosseriet.



Figur 130 Høydesensor

Kontrollenhet for sensorer:

Kontrollenheten for sensorene tolker signalene fra de fire høydesensorene og kommuniserer videre til kontrollenheten for hele luftfjæringssystemet. I tillegg til fire høydesensorer tolker kontrollenheten signaler fra tre akselerasjons-sensorer, x-, y- og z-retning, i tillegg til tre rotasjonsensorer, nikking, krenkning og spinn.



Figur 131 Kontrollenhet for sensorelektronikk

Luftfjærbein foraksel:

Luftfjærbeinet på forakselen kombinerer luftfjæren og den kontinuerlig variable dobbelt-kammer støtdemperen i en enhet. Luftelementet har sperreventiler som sikrer et minimumstrykk på 3 bar.



Figur 132 Luftfjærbein foraksel

Luftfjærelement og støtdemper bakaksel:

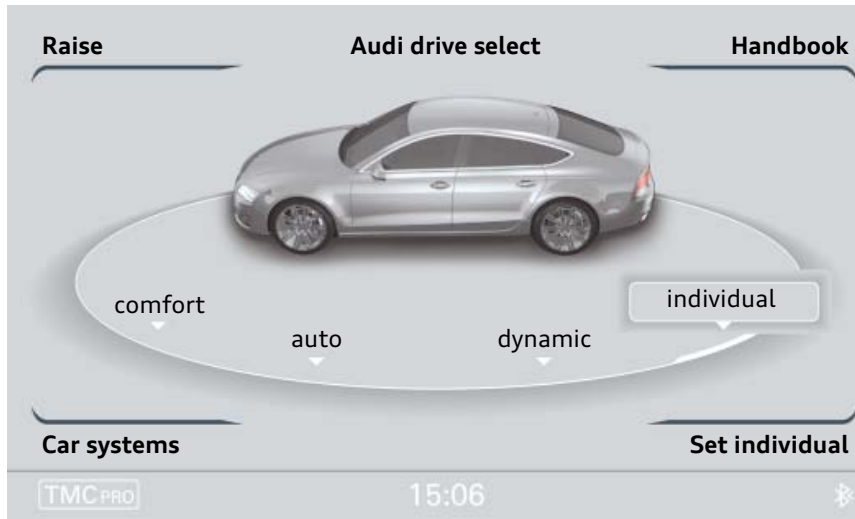
Bakakselen har separat luftfjær og støtdemper. Fjærelementet har sperreventiler for å sikre et minimumstrykk på 3 bar. Ved å ha fjær og demper hver for seg frigjøres plass for et bredere bagasjerom.



Figur 133 Separat luftfjær og bakaksel

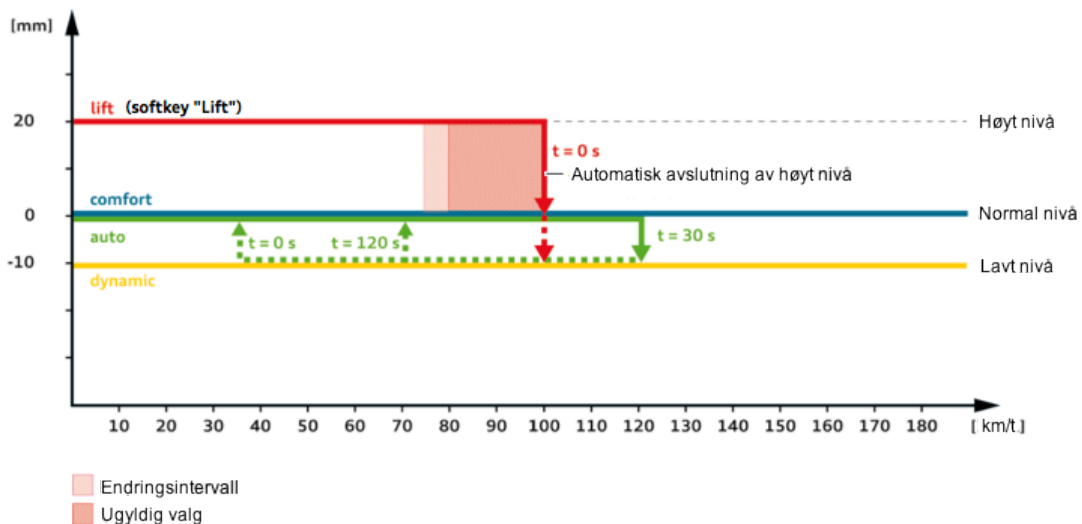
6.2.4. Systemstyring

AAS reagerer automatisk på signaler fra bilens sensorer, og tilpasser reaksjoner i systemet på bakgrunn av hvilket kjøreprogram føreren velger. Føreren velger kjøreprogram gjennom en informasjonsskjerm i dashbordet.



Figur 134 Audi drive select

Det finnes tre forhåndsdefinerte kjøreprogram, *comfort*, *auto* og *dynamic*. I tillegg finnes det en mulighet for å stille inn et eget program, *individual*. Kjøreprogrammene styrer i tillegg til fjæringssystemet gassrespons, automatgirksomhet og styring. I tillegg til valg av kjøreprogram kan det velges å øke kjørehøyden i "lift-modus", dersom føreren ønsker ekstra bakkeklaring.



Figur 135 Kjørehøyde i forskjellige kjøreprogram

Figur 135 viser bilens kjørehøyde som følge av valgt kjøreprogram og hastighet.

I kjøreprogram *comfort* holder bilen normal kjørehøyde uansett hastighet, og det velges en komfortorientert myk demping.

Auto senker bilen med 10mm når hastigheten overstiger 120km/t. Er hastigheten under 70km/t heves bilen etter 20 sekunder, og underskrider den 35km/t heves den med en gang. Demperkontrollen styres automatisk etter signaler fra bilens sensorer.

Dynamic senker bilen 10mm uavhengig av hastighet. Demperkontrollen velger en fastere, men fortsatt variabel demping.

Blir moduset lift valgt heves bilen med 20mm. Når hastigheten overstiger 100km/t senkes bilen til kjørehøyden i det sist valgte programmet. Mellom 80 og 100km/t kan ikke lift velges. Ved reduksjon av kjørehøyden hever ikke bilen seg igjen før hastigheten reduseres til under 75km/t.

Ved en reduksjon av kjørehøyden senkes forakselen først, så bakakselen. Dette skjer i flere steg til ny kjørehøyde er nådd. Økning av kjørehøyden foregår motsatt, ved at bakakselen først heves, så forakselen. Dette er for å sikre at en ikke blender motgående trafikk.

Som presentert innledningsvis i kapittel 6 finnes det forskjellig styringsparametre til de forskjellige kjøreprogrammene avhengig av hvilket marked Audi selger bilen i. Biler solgt i markeder med det Audi definerer som dårlige veier er nøytralhøyde 5mm høyere enn normalt. Lav-nivået senker bilen 10mm fra denne posisjonen, så lav-nivå er 5mm høyere en ordinært lav-nivå. Hvilke markeder som er definert til å ha dårlige veier er ikke oppgitt i informasjonen fra Audi.

6.3. CDC – Continuous Damper Control

6.3.1. CDC – Elektronisk støtdemperkontroll

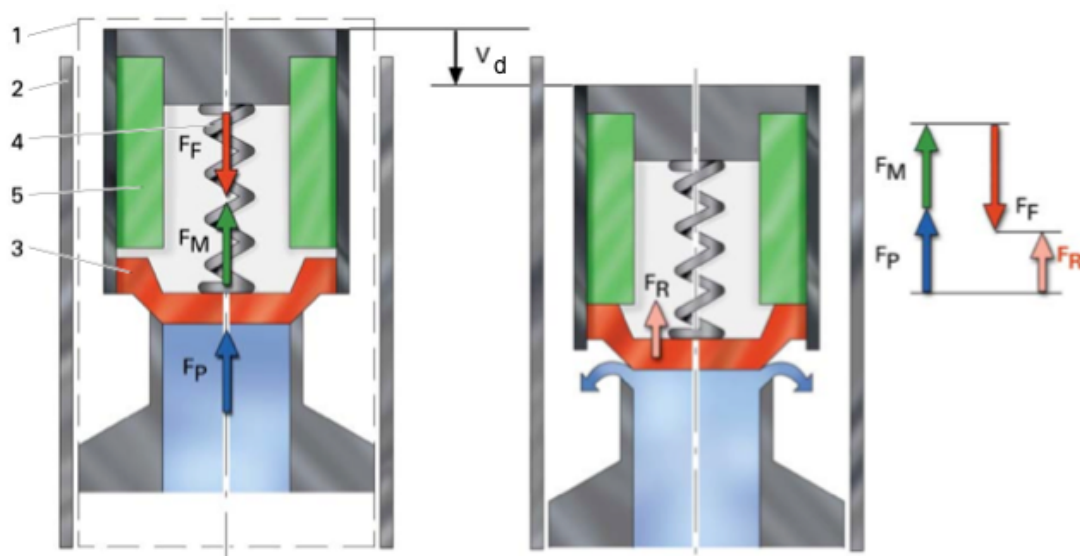
CDC – Continuous Damper Control gir kontinuerlig endring av støtdempers demperkonstant. Dette gjør at dempingen kan varieres mellom sportslig stiv og myk for å gi god komfort. Systemet justerer demperkonstanten gjennom elektronisk kontroll av ventilene i støtdemperstempelet. Støtdemperen er en dobbelt-kammer trykksatt demper, forskjellen sammenlignet med en ordinær støtdemper ligger i den elektroniske styringen av stempelventilen. Informasjonen er hentet fra Audis interne opplæringsmaterieill om luftfjæringssystemet i Audi A8 [17].

Systemet er i A7 en del av det fullaktive luftfjæringssystemet, men tilbys i andre Audi modeller i kombinasjon med ordinære skruefjærer.

6.3.2. Virkemåte

Som presentert i avsnittet om støtdempere bestemmes demperkonstanten av ventilenes strupende effekt på væskestrømmer gjennom stempelet. Elektronisk styring av ventilen må være rask og kontant for å ha noen effekt.

Hovedventilen i støtdempere (3) er forspent av en fjær (4). Hovedventilen er montert i stempelet (1). En strømførende spole (5) er montert rundt fjæra (4), og kan motvirke fjærkraften med en magnetisk kraft. Strømforsyningen til spolen går gjennom den hule stempelstanga og ut av demperen i toppen. Stempelet (1) beveger seg i den indre støtdempersylinderen (2).



Figur 136 Virkemåte CDC[17]

Figur 136 viser hvordan systemet fungerer ved innfjæring. Stempelet beveges nedover med hastighet V . Kraften fra oljetrykket, F_p , øker. Dette motvirkes av fjærkraften i ventilen F_f . Strøm sendes gjennom den elektriske spolen og skaper en magnetkraft F_m som motvirker fjærkraften, og danner sammen med kraften fra oljetrykket en resultant som overstiger fjærkraften med F_r . F_r løfter ventilen og tillater væske å passere.

Magnetkraften varierer med strømmen gjennom spolen. Størst magnetkraft og mykest demping oppnås ved å sende 1.8A gjennom spolen. Dersom det ikke sendes strøm gjennom spolen er magnetkraften null, og demperen får stivest mulig karakteristikk. Dette er for å sikre kjøresikkerhet og stiv demping ved en eventuell defekt i systemet.

Magnetkraften styres av kontrollenheten til det aktive fjærsystemet i A7. Biler uten luftfjæring har en egen kontrollenhet for de elektroniske støtdemperventilene, hvor styringen foretas gjennom valg av kjøreprogram på samme måte som for luftfjæringen.

7. Porsche 911

7.1. Generell beskrivelse

Porsche 911 med internkode 991 kom på markedet i 2012. Porsche 911 er en sportsbil som alltid har hatt motoren montert bak bakakselen, en løsning lite brukt i andre moderne biler. Bilen har enormt fartspotensiale, og det settes derfor ekstra store krav til bilens understell.



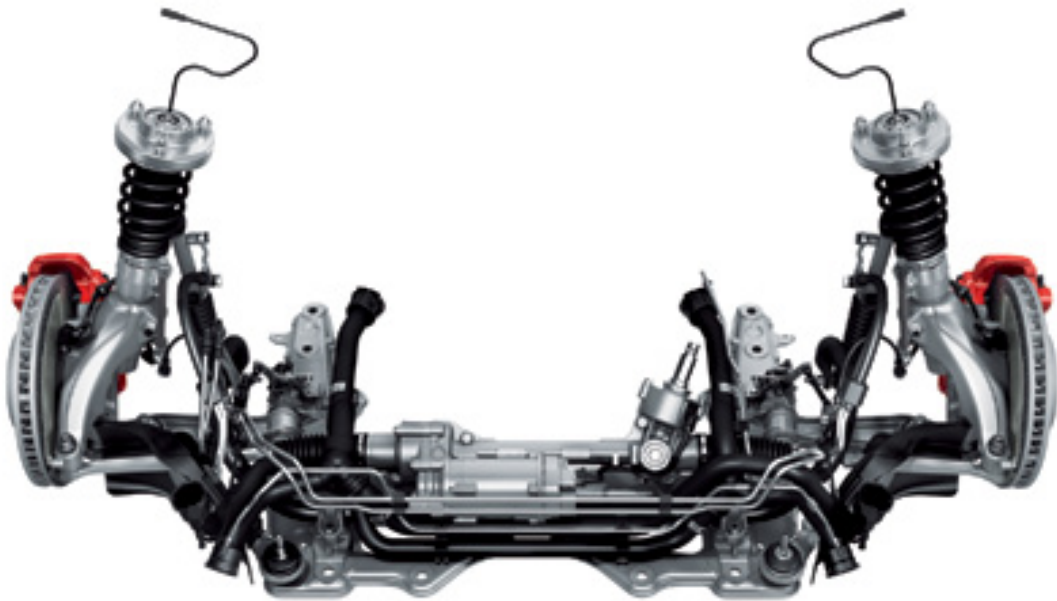
Figur 137 Porsche 911 [18]

Porsche har mange aktive systemer for gi bedre kjøreegenskaper og økt kjøresikkerhet. Her presenteres to forskjellige systemer, et for aktiv kontroll av stabilisatorstagene og et for aktiv kontroll av støtdemperen. Informasjonen om systemene og figurer er hentet fra utdrag av Porsches interne litteratur ment for opplæring av teknisk personell [19] dersom ikke annet er spesifisert.

Tabell 13 Tekniske data Porsche 991 [20]

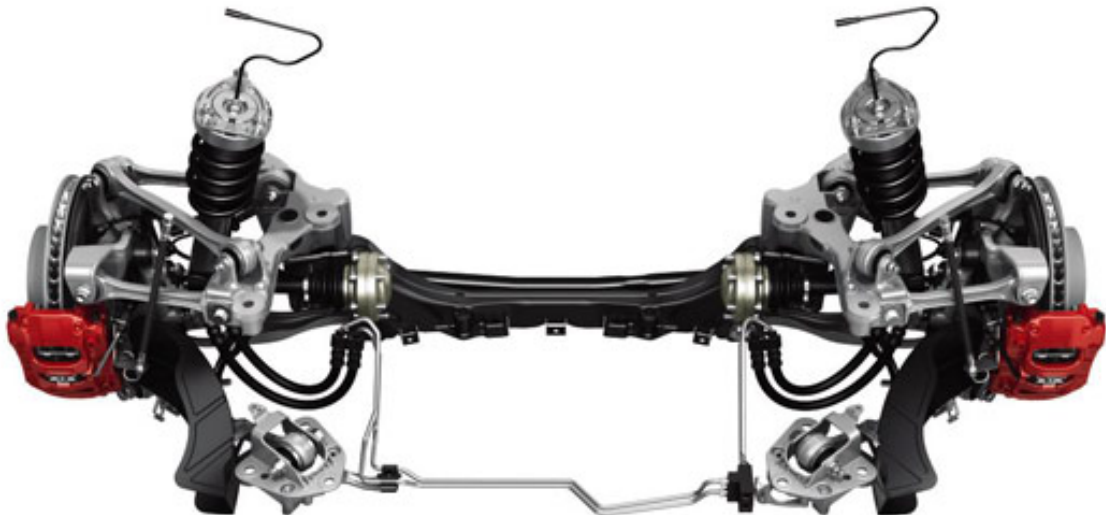
Tekniske data:			
Lengde	4 491mm	Sporvidde _(foran/bak)	- / -mm
Akselavstand	2 450mm	Høyde	1 295mm
Bredde	1 808mm	Egenvekt	1 470kg
Forholdstall:			
Akselavstand: i_{aa}	0,54	Sporvidde: i_{sv}	-

Forakselen på Porsche 911 består av et McPherson hjuloppheng. Det er prioritert bruk av lette komponenter for å ha en lettest mulig uavfjæret masse. Hjulopphengets geometri er utformet for å motvirke nikking. Ser av figur 138 at forakselen har betydelig K.P.I., selv om hjulvinkler ikke er oppgitt fra Porsche. Siden motoren er hekkmontert vil forakselen ha relativt lavere vektbelastning enn biler med motoren montert foran, noe som øker kravene til K.P.I. og caster for å gi god selvoppretting av styringen.



Figur 138 McPherson foraksel Porsche 911 [20]

Bakhjulsopphenget er et multilink oppheng hentet fra Porsches motorsport-avdeling. Geometrien er satt opp for å redusere nikking. Komponentene brukt i bakhjulsopphenget er lette, og plassen tilgjengelig blir også redusert ved at girkassen må ha komponenter plassert mellom hjulene på bakakselen.



Figur 139 Bakaksel Porsche 911 [20]

7.2. PDCC – Porsche Dynamic Chassis Control

7.2.1. PDCC – Aktive stabilisatorstag

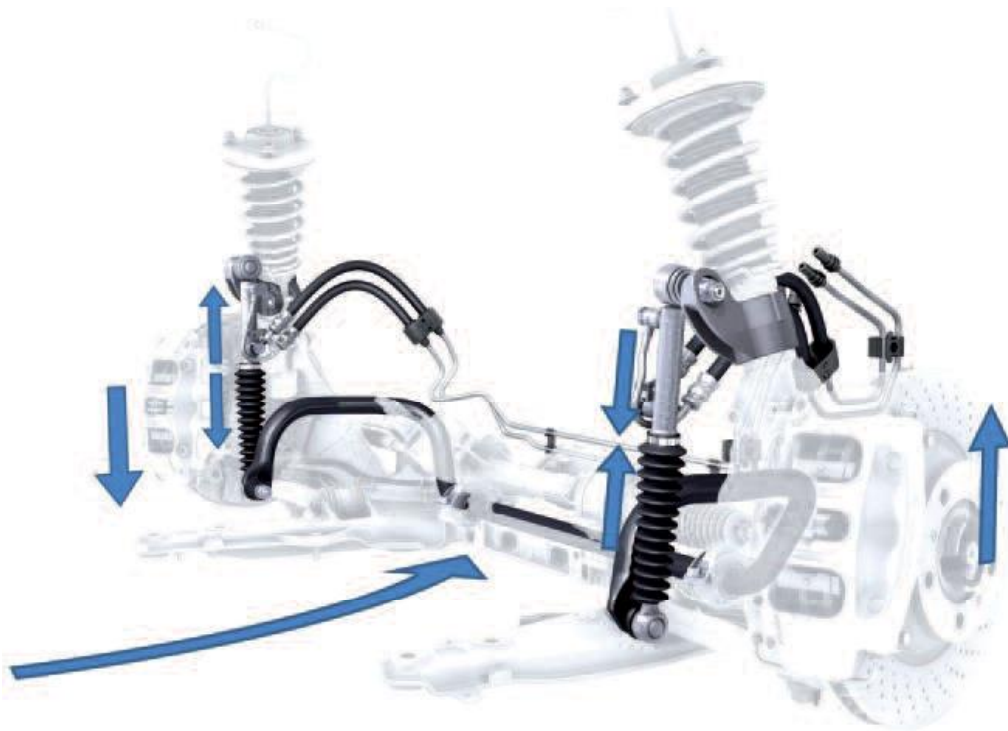
PDCC er et system for aktiv regulering av bilens stabilisatorstag. Systemet nøytraliserer bilens krengetendenser totalt, og kan også nøytralisere stabilisatorstagets påvirkning mellom hjulene i situasjoner hvor en slik reaksjon er ønskelig. Dette gjør at systemet både gir større krengningsstivhet og økt komfort i forhold til tradisjonelle passive stabilisatorstag. Systemet innhenter informasjon fra sensorer om hvordan bilen forventes å krenge, og forspenner stabilisatorstaget slik at bilens krenkning blir totalt nøytralisert. Ved normal kjøring rett frem kan stabilisatorens funksjon nøytraliseres helt, slik at ujevnheter som kun påvirker ett hjul ikke blir overført til det andre hjulet på akselen.



Figur 140 911 med og uten PDCC [20]

Figur 140 viser bilen ved svingkjøring med og uten PDCC. Som nevnt innledningsvis er 911 en sportsbil som ikke har de største krengetendensene. Ser allikevel en liten høydeforskjell mellom inner- og ytterhjul på bilen til venstre. Forskjellen er liten siden bilen allerede har stive stabilisatorstag, og et stivt oppsett av fjærer og demping. Bilen til høyre er utstyrt med PDCC, som aktivt forspenner stabilisatorstaget for å motvirke krenkning. Krenningen er nøytralisert, og dekkene står i en optimal posisjon mot bakken.

PDCC består av to hydrauliske sylindere som er montert mellom stabilisatorstagene og nedre del av fjærbeinene, og erstatter de stive lenkene brukt i vanlige stabilisatorstag. Sylindrene varierer sin lengde for å endre forspenningen i stabilisatorstagene, eller beveges fritt for å ikke overføre fjæringsutslag fra det ene hjulet på akslingen til det andre, dersom et av hjulene treffer en ujevnheter.



Figur 141 PDCC på 911

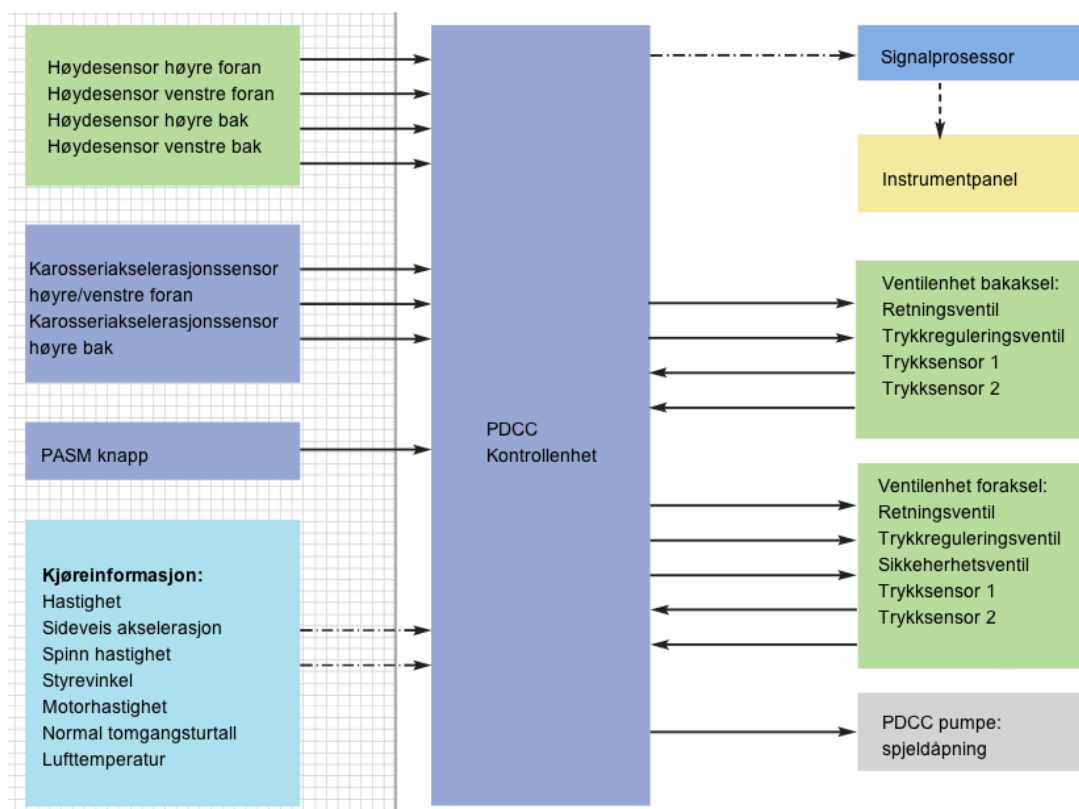
PDCC løser konflikten mellom ønsket om minimal krenkning ved svingkjøring, og krav til komfort ved kjøring på ujevn vei. PDCC bedrer kjøreegenskapene ved å sikre at dekkene har en optimal cambervinkel mot underlaget, ved å nøytralisere krenkningen. Dette gjelder i situasjoner hvor man styrer inn i en sving, kjører i sving eller skifter fil i høy hastighet. Optimal cambervinkel mot underlaget øker dekkets sideføringskraft. Systemet kan også frikoble stabilisatorstaket, slik at økt komfort oppnås ved kjøring på ujevn vei.

Systemet skiller mellom for- og bakaksel, slik at krenkningsmotstanden blir optimal for begge aksler.

7.2.2. Systemdiagram

Systemdiagrammet viser at kontrollenheten for PDCC henter informasjon fra høydesensorer ved hvert hjul, to akselerasjonssensorer foran og en bak, i tillegg til generell kjøreinformasjon som hastighet og styreutslag.

På bakgrunn av denne informasjonen sender kontrollenheten signaler til styringsventilene i PDCC systemet. PDCC kontrollenheten får også et input signal fra en PASM bryter i kupeen, slik at føreren kan velge mellom normal og sportinnstilling. Valg av styringsprogram for PASM påvirker styringsprogrammet til PDCC kontrollenheten. Sportslig PASM innstilling gir stivere PDCC styring. PASM er Porsche Active Suspension Management, elektronisk dempekraftkontroll forklart i avsnitt 7.2.

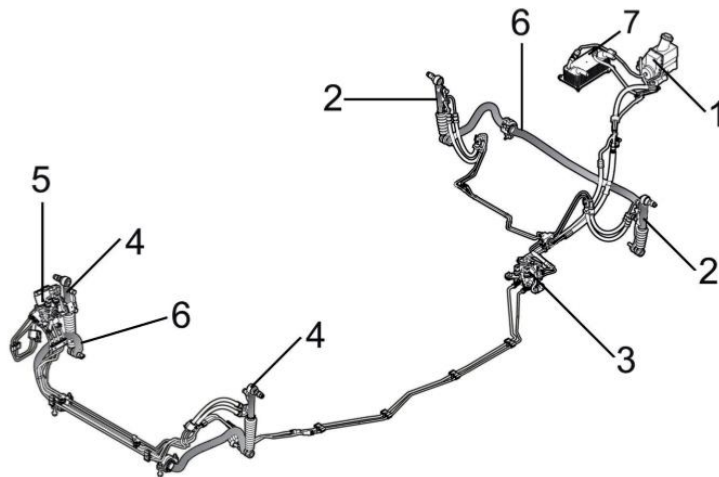


Figur 142 Systemdiagram styringssystem

PDCC er alltid aktivt med mindre det oppstår en feil i systemet. Skulle systemet registrere en feil vil stabilisatorkontrollsyndrene låse seg i fast stilling, slik at stabilisatorstaget vil fungere som et ordinært, passivt stabilisatorstag.

PDCC gir også økt komfort enn et ordinært passivt stabilisatorstag, siden det kan tillate stabilisatorstaget å bevege seg uten at det påvirker det andre hjulet på akselen. Stabilisatorkontrollsynderen kan bevege seg fritt dersom kontrollenheten gjenkjenner en situasjon basert på signaler fra sensorer som en ujevnhet i veibanen.

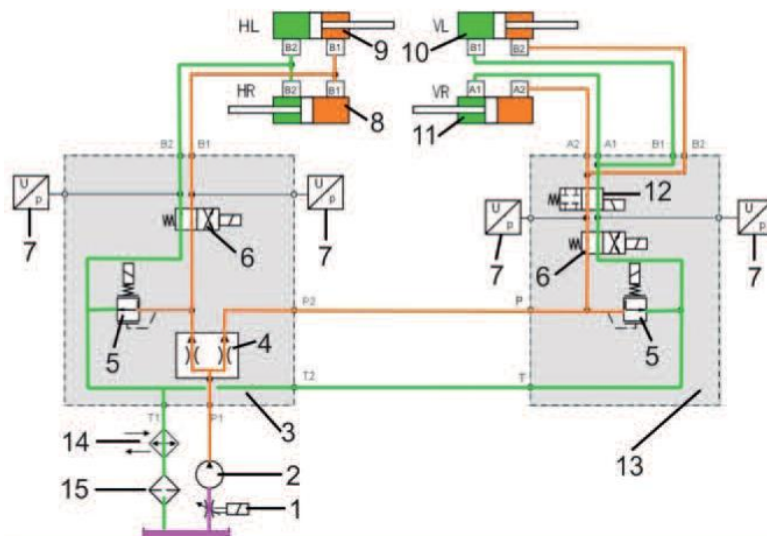
Figur 143 viser hovedkomponentenes plassering i bilen. Hydraulikkpumpa er montert bak og drives av bilens motor gjennom en reimoverføring. Pumpa leverer hydraulisk trykk til de hydrauliske koblingene, som styringsventilene for for- og bakaksel sender i forskjellige retninger til stabilisatorkontrollsyndrene. Oljekjøleren er koblet til motorens kjøling.



Figur 143 Hovedkomponentenes plassering PDCC

- | | |
|--------------------------------|-------------------------|
| 1) Hydraulikkpumpe | 5) Ventilenhet foraksel |
| 2) Hydraulikksylindre bakaksel | 6) Stabilisatorstag |
| 3) Ventilenhet bakaksel | 7) Oljekjøler |
| 4) Hydraulikksylindre foraksel | |

Hydraulikkskjemaet for PDCC viser hvordan systemet er koblet. Grønn og oransje koblinger viser hydraulikkvæskens rute i systemet ved ventilstillingen vist i eksempelet.

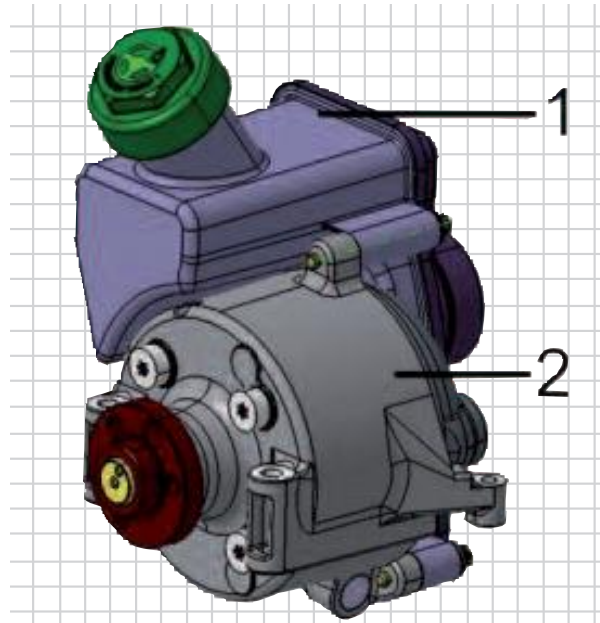


Figur 144 Hydraulikkskjema PDCC

- | | |
|----------------------------------|---------------------------------------|
| 1) Intaksbegrenser | 9) Hydraulikksylinder, venstre bak |
| 2) Hydraulikkpumpe | 10) Hydraulikksylinder, høyre foran |
| 3) Ventilenhet bakaksel | 11) Hydraulikksylinder, venstre foran |
| 4) Trykkfordeler | 12) Feilsikringsventil |
| 5) Trykkguleringsventil | 13) Ventilenhet foraksel |
| 6) Retningsventil | 14) Varmeveksler |
| 7) Trykksensorer | 15) Oljefilter |
| 8) Hydraulikksylinder, høyre bak | |

7.2.3. Hovedkomponenter

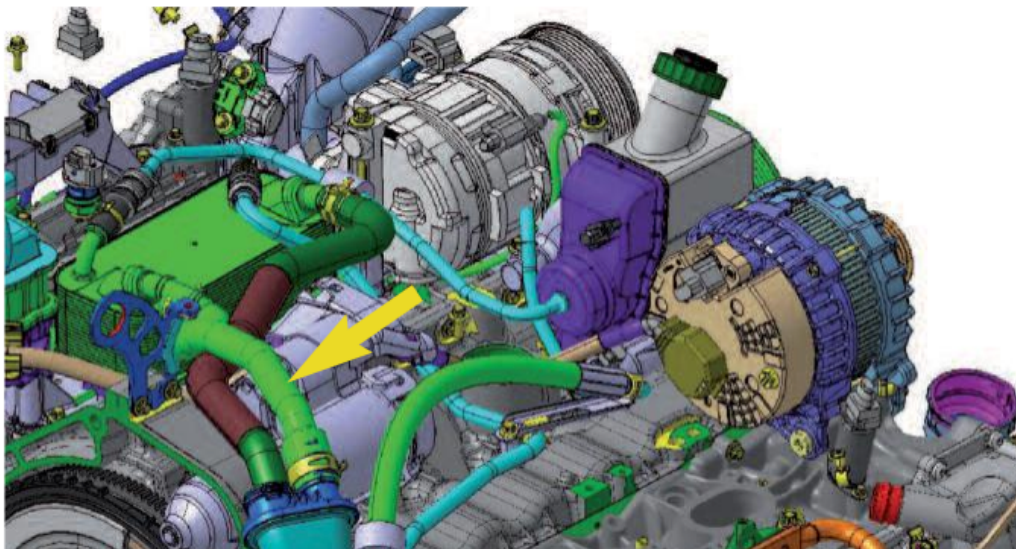
Hydraulikkpumpe og oljetank:



Figur 145 Hydraulikkpumpe og oljetank

Hydraulikkpumpe (1) leverer hydraulikktrykk, og blir drevet av en reim koblet til bilens motor. Hydraulikkpumpas hastighet er avhengig av motorhastigheten, men inntaksbegrenseren sørger for at pumpe leverer et konstant trykk. Oljetanken (2) er montert på selve pumpe, og har et filter som filtrerer returoiljen på vei inn i tanken.

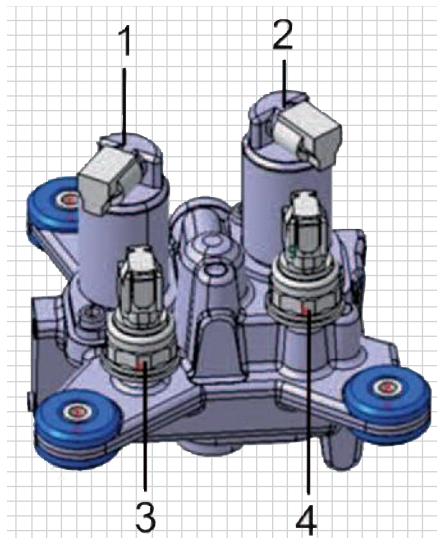
Varmeveksler:



Figur 146 Varmeveksler PDCC

Varveveksleren sørger for kjøling av hydraulikkoljen, og koblet til motorens kjølesystem og kjølevæske.

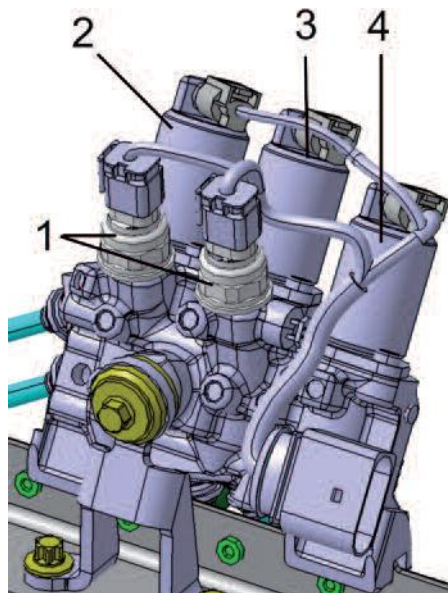
Ventilenhet bakaksel:



Figur 147 Ventilenhet bakaksel

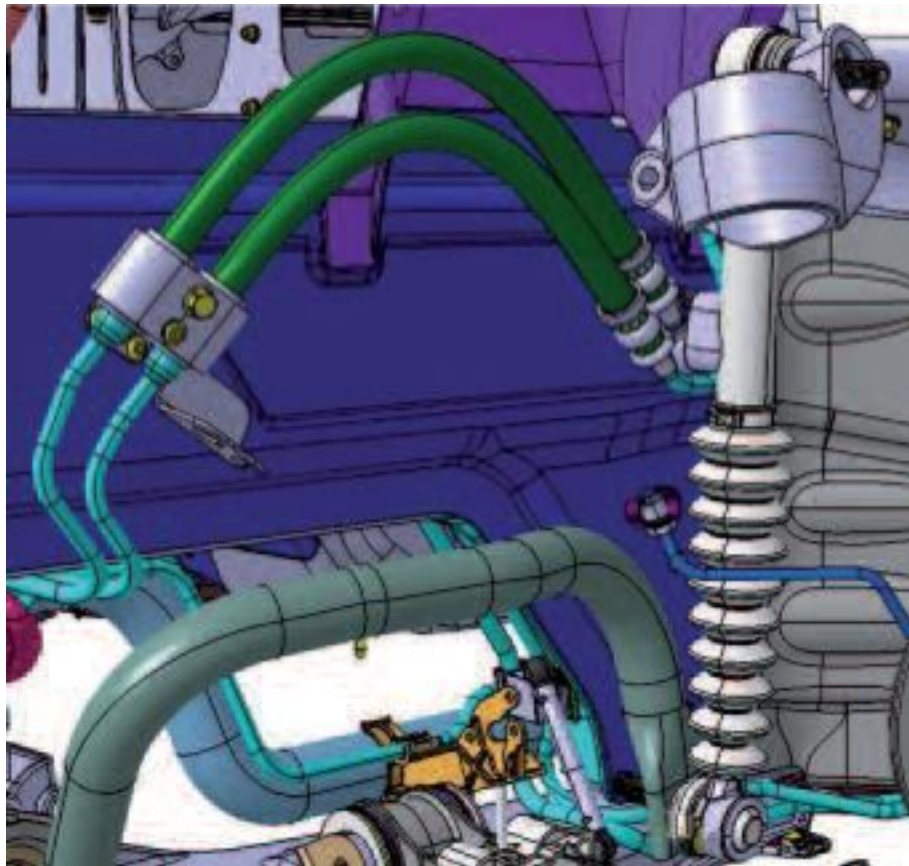
Oljeforsyningen går fra hydraulikkpumpa gjennom en ventilenhet for hver aksel frem til sylindrene. Ventilenheten for bakakselen består av en trykkreguleringsventil (1) , en retningsventil (2) og to trykksensorer (3 og 4). Trykkfordeleren som sender hydraulikktrykk videre til ventilenheten for forakselen sitter også i bakakselens ventilenhet.

Ventilenhet foraksel:



Figur 148 ventilenhet for bakaksel

Ventilenheten for forakselen består av to trykksensorer (1), en feilsikringsventil (2), en retningsventil (3) og en trykkreguleringsventil (4). Feilsikringsventilen låser hydraulikksylinderen foran dersom det skulle oppstå et trykkfall i systemet.

Hydraulikksylinder:

Figur 149 Hydraulikksylinder

Hydraulikksylinderen er festet mellom hjulopphenget og stabilisatorstaget, og erstatter den stive forbindelsen i passive stabilisatorstagsystemer. Maksimal justeringslengde for sylinderen er 70 mm.

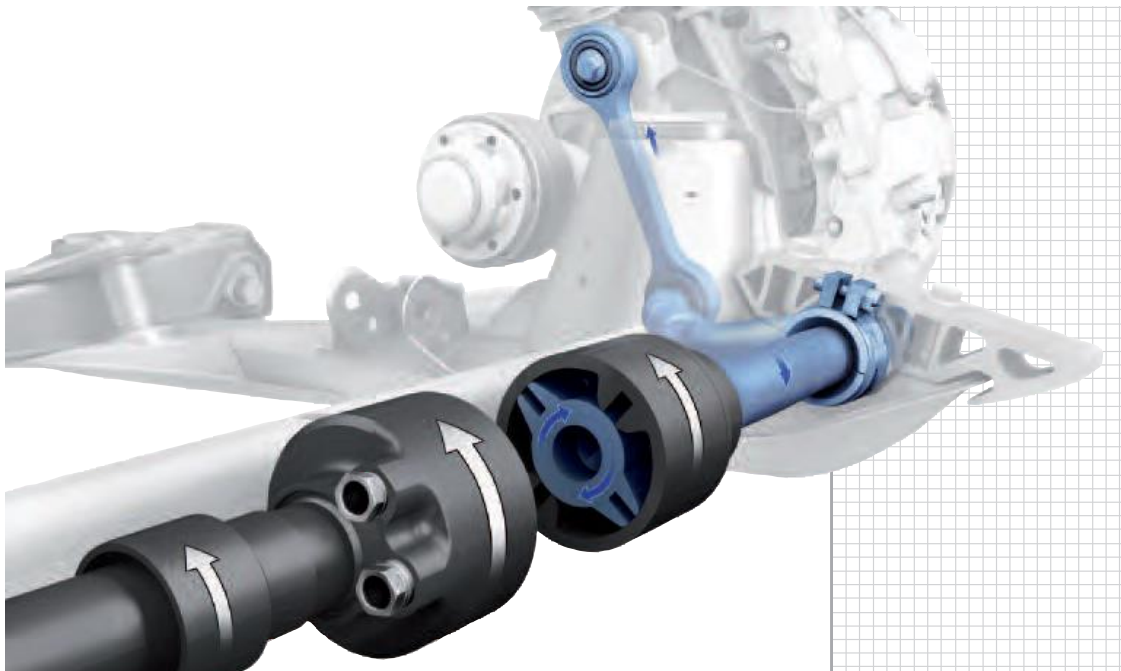
7.2.4. PDCC i Cayenne

Porsche leverer også PDCC i firehjulstrekkeren Cayenne. Formålet med systemet er det samme som i 911, men utførelsen er ulik. Dette systemet består av et stabilisatorstag som ikke er fast sammenkoblet på midten, men koblet via en hydraulisk rotasjonsmotor som kan endre forspenning eller tillate en viss fri rotasjon. Systemet har en annen utførelse fordi Cayenne er en større bil med mer plass tilgjengelig for et slikt system, og det er en bil som stiller høyere krav til maksimal fjæringsvei. Større krav til en lang fjæringsvei er for å sikre at alle fire hjulene har kontakt med bakken ved kjøring på underlag med store ujevnheter.

Et aktivt PDCC system gir Cayenne mindre krengetendenser ved svingkjøring, og tillater større motsatte fjæringsutslag ved kjøring på ujevnt underlag, enn hva tilfelle hadde vært med et ordinært passivt stabilisatorstag.

Den hydrauliske koblingen i midten av stabilisatorstaget består av fire kammer hvor kamrene som påfører staget krefter i samme retning er koblet sammen.

Ventilenhetene for for- og bakaksel fyller kamrene med trykk for å forspenne staget i ulike retninger.

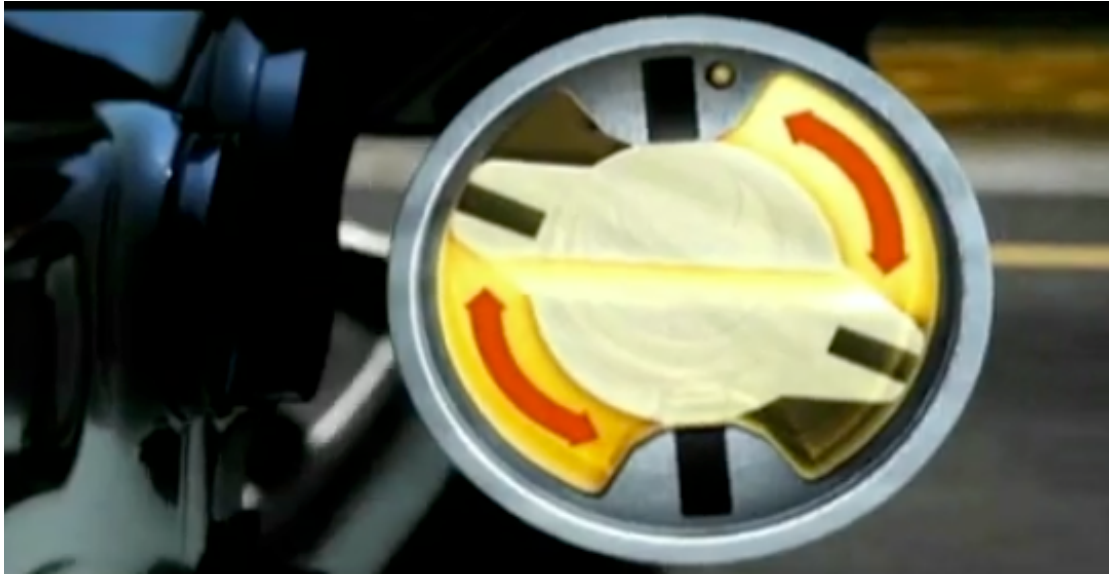


Figur 150 PDCC Cayenne

Siden kamrene som virker i samme retning er internt koblet sammen er det tilstrekkelig med to tilkoblede hydraulikkslanger for å fylle de fire kamrene. Hydraulikkvæsken levert av de to hydraulikkslangene skifter retning etter hvilken vei staget forspenner.



Figur 151 PDCC Cayenne [21]



Figur 152 PDCC Cayenne [21]

Den hydrauliske koblingen i midten av stabilisatorstaget har innvendig overføring mellom kamrene som virker i samme retning, slik at det holder med en hydraulikktilkoble for hver retning. Figur 152 og Figur 153 viser de forskjellige tverrsnittene, med innvendige koblinger i hver sin retning.



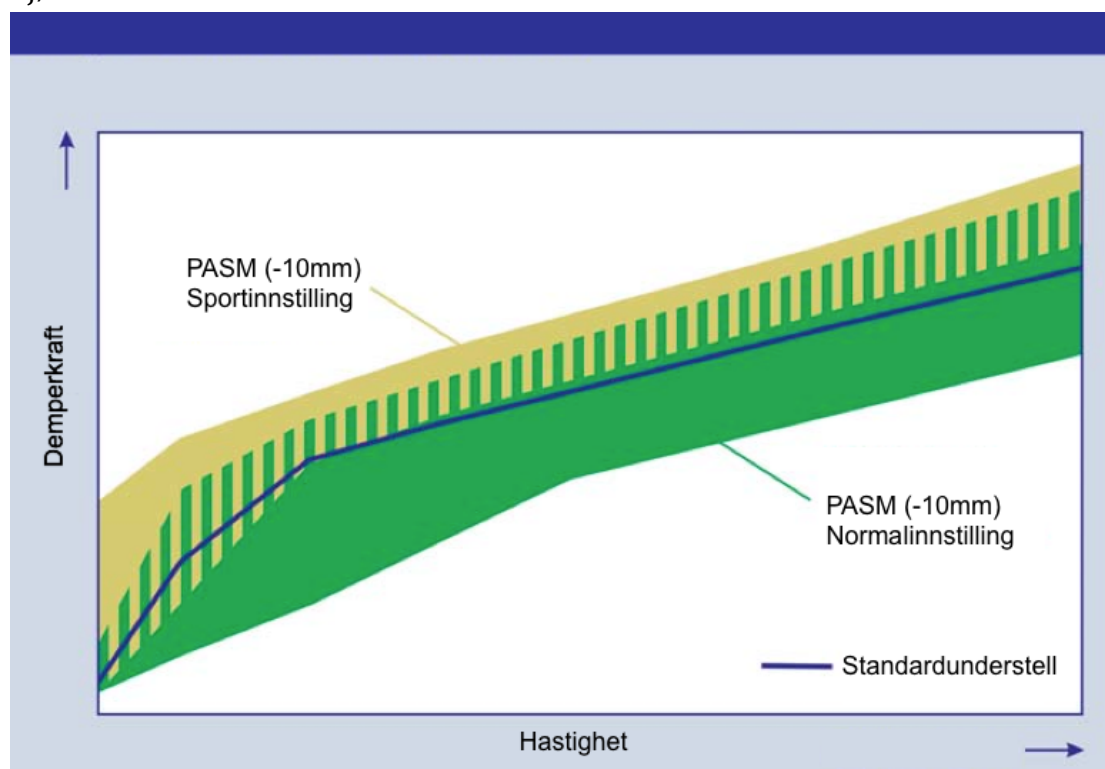
Figur 153 PDCC Cayenne [21]

7.2. PASM – Porsche Active Suspension Management

7.2.1. PASM generellt

PASM er et system for elektronisk kontroll av støtdemperne. Elektrisk justering av ventilene som styrer stempellets bevegelse i demperen gjør at demperkonstanten kan tilpasses forskjellige kjøresituasjoner og belastninger. PASM styrer støtdemperne kontinuerlig og aktivt. Systemet justerer

dempekraften individuelt for hvert hjul basert på registrering av kjørestil og kjøreforhold.



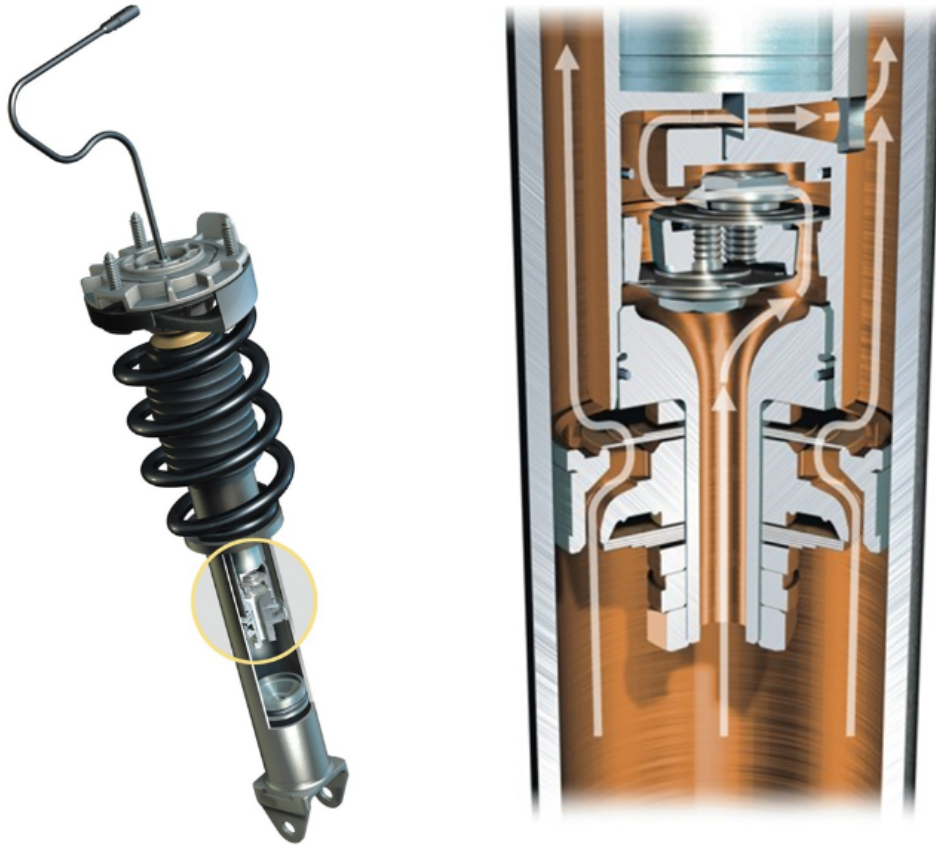
Figur 154 Sammenligning demperkraft PASM og standardunderstell [22]

PASM har to innstillinger, sport og normal. Figur 154 viser hvordan normal innstillingen kan gi både større og lavere demperkraft enn hva standardunderstellet gir. Sport- og normalinnstillingen overlapper hverandre, som betyr at dersom kontrollenheten basert på signaler fra bilens sensorer bestemmer seg for å stramme opp dempingen kan normalinnstillingen gi større demperkraft enn sportinnstillingen i en situasjon som tilsier lav demperkraft.

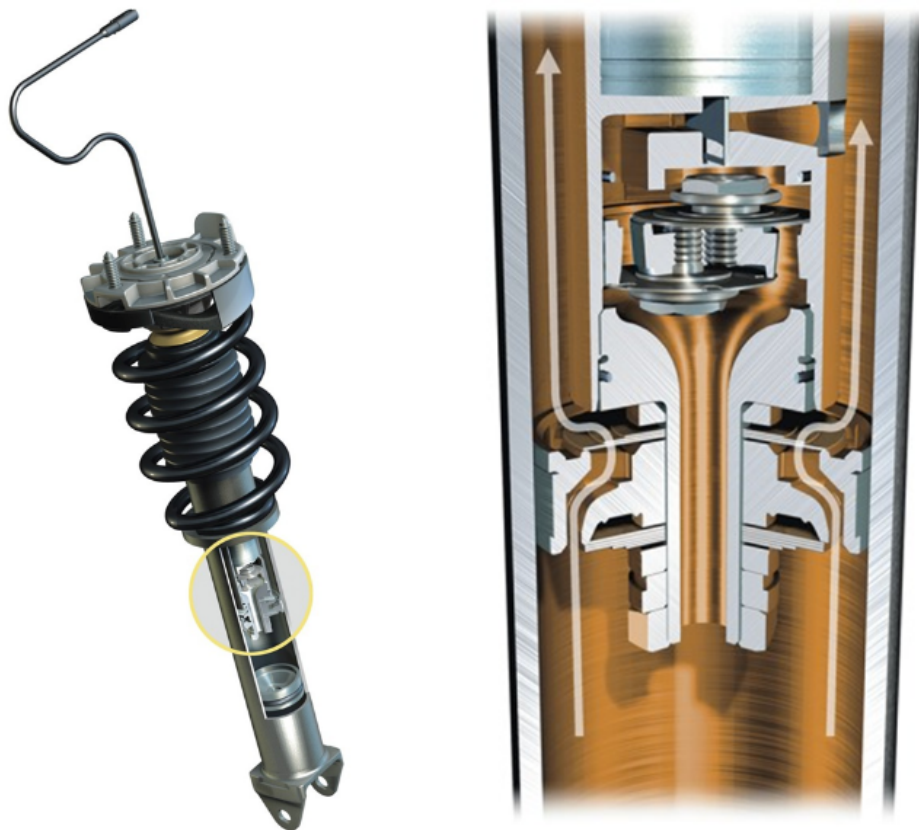
7.2.2. PASM – Elektrisk styring av ventiler i støtdemperen

PASM justerer demperkonstanten gjennom å variere ventilene i støtdemperstempelet. Dette gjøres på en annen måte enn i Audi sitt CDC system. Porsche har ordinære ventiler i stempelet som gir en fast demperkonstant, og har elektrisk styrte tilleggsventiler. PASM systemet gir størst demperkraft når tilleggsventilene ikke åpner. Dette gjelder både for kompresjon og forlengelse av demperen, selv om det er to forskjellige tilleggsventiler for demperen.

Tilleggsventilene har variabel åpning, og justeres kontinuerlig basert på signaler kontrollenheten tar imot fra bilens sensorer. Nærmere detaljer om hvordan styringen og ventilene varierer ventiltverrsnittet er ikke tilgjengelig fra Porsche.



Figur 155 PASM myk kompresjon, tilleggsventilen åpner



Figur 156 PASM hard kompresjon, tilleggsventilen er stengt

8. DISKUSJON

8.1. Hovedtyper

8.1.1. Kategorisering

Systemene presentert i kapittel 5-7 har de viktigste justeringsmulighetene oppsummert i tabell 14. Det er naturlig å dele systemene i tre forskjellige kategorier. Audi sitt AAS og Toyota sitt AHC og AVS er fullaktive systemer som kontrollerer både fjæring og demping. Porsche PASM og AUDI CDC er systemer for elektronisk kontroll av demperkonstanten. Toyota sitt KDSS og Porsche PDCC er systemer for å variere stabilisatorstagenes påvirkning. Felles for alle systemene er at de skal gi økt komfort og kjøresikkerhet i forhold til hva situasjonen er med tradisjonelle passive systemer.

Tabell 14 Sammenligning av justeringsmuligheter for de aktive systemene [3], [14], [17], [19]

Bilmodell	Toyota Land Cruiser 200		Audi A7		Porsche 911	
System	AHC og AVS	KDSS	AAS	CDC	PDCC	PASM
Justerbar:						
Fjærkarakteristikk	ja	-	ja	-	-	-
Demperkonstant	ja	-	ja	ja	-	ja
Variabel motstand mot:						
Krengning	ja	ja	ja	ja	ja	ja
Nikking	ja	-	ja	ja	-	ja
Manuell systemstyring:						
Høyderegulering	ja	-	ja	-	-	-
Valg av kjøreprogram	ja	-	ja	ja	ja	ja
Automatisk systemstyring:						
Høyderegulering	ja	-	ja	-	-	-
Demperkonstant	ja	-	ja	ja	-	ja
Fjærkarakteristikk	ja	-	ja	-	-	-

8.1.2. Fullaktive systemer

Det fullaktive systemet i Toyota Land Cruiser gir bilen mulighet for både høyderegulering, endring av fjærstivhet og demperkonstant. Det bygger på et hydropneumatisk prinsipp, hvor lukkede gassvolum er fjærelementene og et hydraulisk system står for demping og høyderegulering.

Systemet er særdeles omfattende, men har også store muligheter til å motvirke uønskede karosseribevegelser. Systemet er laget for å gi Land Cruiser best mulig egenskaper både ved terrengkjøring og kjøring på vanlig vei. Avanserte kjøreprogram og innstillingsmuligheter gjør at biler med AHC og AVC får bedre

kjørekomfort og kjøresikkerhet i alle situasjoner sammenliget med systemet med passiv fjæring og demping.

Audi sitt AAS er et luftbasert system med elektronisk styring av demperkraften. Bilen er beregnet for helt andre bruksområder enn Land Cruiseren, men muligheten til å variere kjørehøyden gir bilen et bruksområde. Ved å øke kjørehøyden 20mm får bilen mulighet til å kjøre på ujevne veier hvor det passive fjæringssystemet ville gjort at bilens underside kom i kontakt med bakken.

Styringen av AAS inkludert i valg av forskjellige kjøreprogram, som styrer gassrespons, tyngde på styring og automatgir-kassen. Dette gir bilen mulighet til å både være sportslig og særs komfortabel. Bilens styreprogram velger ikke et fast oppsett av parametere, men reagerer på signaler fra sensorer og tilpasser reaksjonene systemet gir, påvirket av hvilket kjøreprogram bilens fører velger.

8.1.3. Systemer for demperkraftjustering

Aktiv variasjon av demperkonstanten gjør at bilen får både økt komfort og kjøresikkerhet.

Audi sitt CDC har muligheter for variasjon av demperkonstanten, og er også sikret feilsikret ved at en eventuell feil i strømtilførsel til støtdemperen lar demperen bli på stiveste innstilling. Dette sikrer kjøresikkerheten ved feil på systemet. Systemet er har et vesentlig mindre omfang av komponenter når det kombineres med tradisjonelle fjærer, enn hva tilfelle er ved kombinasjon med luftfjæring.

Porsche PASM har samme formål som Audi sitt CDC, og som Figur 154 viser kan PASM gi større og mindre demperkraft enn den passive støtdemperen. Dette gir muligheter for både økt komfort og økt kjøresikkerhet. Detaljene rundt styringen av demperkraftvariasjonen er ikke dokumentert fra Porsche som fra Audi, men det bygger på et prinsipp om å varierer ventiltverrsnittene i støtdemperstempelet. Variasjonen er kontinuerlig og trinnløs.

8.1.4. Aktive stabilisatorstag

Land Cruiseren kunne enten tillatt like store motsatte hjulbevegelser, eller hatt samme motstand mot krenkning uten KDSS, men ikke begge deler samtidig. KDSS varierer mellom å tilnærmet fjerne stabilisatorstagets påvirkning, eller å holde det konstant og sikre lik krenkningsstivhet som ved fast monterte stabilisatorstag. Siden stabilisatorstaget kan kobles ut tillates også bruk av stivere stabilisatorstag enn hva som hadde vært gunstig av terrengkjørings- og komforthensyn med tradisjonell innfestning. Styringen av systemet gjøres uten elektronisk inngripen, det er bygd på en slik måte at trykket i systemet selv bestemmer hvilken reaksjon som er gunstig i den gitte kjøresituasjonen.

Porsche PDCC påvirker også kun stabilisatorstagene, men gir økte muligheter i forhold til Land Crusierens KDSS. PDCC forspenner stabilisatorstagene for å fullt ut nøytralisere krenningen basert på informasjon om blant annet rattutslag og hastighet.

8.2. Aktive fjæringssystemers påvirkning på understellet

Hvordan understellet i de forskjellige bilene tar hensyn til kinematiske utfordringer er ikke dokumentert i informasjonen om systemene. Vurderingene omkring forskjellige kinematiske faktorer er allikevel viktige i biler med aktive fjæringssystemer.

De fullaktive systemene kan sikre konstant kjørehøyde, noe som gjør at økende negativ camber ved innfjæring ikke vil slite ujevnt på dekkene dersom bilen kjører mye tungt lastet. Høydejusteringsmulighetene krever fonuftige verdier for hjulgeometrien i høydeintervallet bilene kan kjøre i.

Kontroll over demperkraften og aktive stabilisatorstag gir mulighet til å redusere krenkning, slik at bilene ikke krenger i samme grad som biler med tradisjonelle fjæringssystemer. Dette vil redusere viktigheten av økende negativ camber ved innfjæring. Hvordan camberen endres ved avfjæring er ikke dokumentert fra importørene, men teorien viser at den stive bakakselen på Land Cruiseren ikke har camberendring ved fjæringsbevegelser..

For alle bilene presentert i denne rapporten er hjulopphenget likt for både passive og aktive fjæringssystemer. Det er ingen informasjon om krenningsakser eller krenningssentrenes høyde.

Det er ikke oppgitt nikksentrum for noen av de aktuelle bilene. Porsche oppgir at for- og bakaksel redusere nikketendenser, men ikke hvordan. Aktiv styring av stabilisatorstag bidrar ikke til reduserte nikketendenser, men de fullaktive systemene og systemene for dempekraftkontroll kan redusere nikketendenser.

8.3. Erfaringer med systemene

De aktive fjæringssystemene presentert i denne oppgaven er fortsatt for nye og finnes i et for lite omfang i Norge til at det skal finnes noen god norsk statistikk på hvilke feil, og i hvilket omfang de oppstår.

I Norge er det Norges Automobil Forbund ved teknisk konsulent Dag Edvardsen som er den frittstående ekspertten med størst erfaringsgrunnlag om hvilke feil som oppstår i moderne biler. Dag Edvardsen er intervjuet om de aktuelle systemene, men har ingen erfaring med de tre systemene presentert i denne oppgaven.

Luftfjæring og hydropneumatiske fjæringssystemer vært tilgjengelig i forskjellige varianter i forskjellige biler i mange år, og det er mulig å si noe generelt om svakhetene ved slike systemer kontra systemer bestående av tradisjonelle fjærer og støtdempere. Klassiske feil er lekkasjer av luft eller hydraulikkvæske. Når slike feil oppstår er også kostnadene betydelig større enn hva reparasjoner på tradisjonelle systemer medfører. Denne kostnaden tilfaller ifølge Edvardsen ofte eier nummer to eller tre av bilen, da feilene gjerne oppstår når bilens alder passerer fem til seks år.

9. KONKLUSJON

Rapporten presenterer fjæringssystemer for personbiler, og hvordan komfort og kjøresikkerhet er motstridende hensyn. Teorien viser at aktive fjæringssystemer kan øke kjørekomforten og kjøresikkerheten.

Noen vanlige typer hjuloppheng er presentert, og det er belyst noen konstruksjonsmessige utfordringer i bilunderstell. Konflikten mellom ønsket om et høyt krenningscenter og liten sideveis hjulbevegelse ved avfjæring er en slik utfordring. Aktive fjæringssystemer påvirker disse kravene i liten grad.

Viktige kinematiske hensyn er presentert, hvordan fjæringssystemene påvirker kjøringen. Aktive systemer har ikke stor påvirkning på kinematiske forhold, selv om muligheten til begrense krenning og nikking gjennom variasjon i dempekraft kan redusere kravene til nikksentrum og høyt krenningscenter.

Informasjonen om de aktive fjæringssystemene fra importørene er ikke på et grundig nok teknisk nivå til å forklare kinematiske hensyn og valg tatt ved konstruksjonen. Dette gjenspeiler at importørene har behov for å vite hvorfor og hvordan systemene fungerer, men ikke selv blir inkludert i utviklingsprosessen hos bilfabrikantene. Dersom informasjon om systemene på et dypt nok teknisk nivå til å forklare geometri og kinematiske vurderinger er tilgjengelig, må dette være fra utviklingsavdelingene hos bilfabrikantene selv.

Det er ikke foretatt fysisk prøving av bilene og systemene presentert i denne oppgaven, det har heller ikke vært resultater fra noen slike tester tilgjengelig fra importørene eller NAF. Informasjonen om systemene fra importørene forklarer virkemåte, oppbygging og styring av systemene, men har ingen praktiske testresultater som viser i hvilken grad de øker komfort og kjøresikkerhet.

10. LITTERATURREFERANSER

- [1] Happian-Smith, J. (2002). *An Introduction to Modern Vehicle Design*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- [2] Reimpell, J. , Stoll, H. , & Betzler, J. (2001). *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- [3] Toyota Motor Corporation. (2007). *Teknisk beskrivelse Land Cruiser 200*, norsk versjon.
- [4] Strømsnes, G. (1985). *Bilteknikk-2, Undervogna*. Aurskog: Yrkesopplæring i-s.
- [5] Tipler, P. A., Mosca, G. (2008). *Physics for Scientists and Engineers with modern physics*. New York: W. H. Freeman and Company.
- [6] Robert Bosch GMBH (2007). *Automotive Handbook , 7th edition*. Warrendale: SAE Society of Automotive Engineers.
- [7] Bang, J. (1979). *Bilteknikk*. NKI Forlaget.
- [8] Heisler, H. (2002). *Advanced Vehicle Technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- [9] Roy Ekornrud, Toyota Norge AS. *Pro-technician understell*. Oversendt presentasjon, personlig kommunikasjon pr e-post. (7. Mars 2013)
- [10] Ackermann styregeometri, Wikipedia. World Wide Web; http://en.wikipedia.org/wiki/Ackermann_steering_geometry (tilgjengelig fra 11. Mai 2013)
- [11] Krengningsbilde Citroen 2CV, Bring a Trailer. World Wide Web: <http://bringatrailer.com/2012/04/29/2012-snowball-rally-day-2-the-dusty-mega-gallery-2/> (tilgjengelig fra 11. Mai 2013)
- [12] Slippvinkel, Wikipedia. World Wide Web; http://en.wikipedia.org/wiki/Slip_angle (Tilgjengelig fra 11. Mai 2013)

- [13] Toyota Land Cruiser 200 i terrenget, Zercustoms. World Wide Web;
<http://www.zercustoms.com/news/images/Toyota/2008-Toyota-LandCruiser-200-19.jpg> (tilgjengelig fra 18. April 2013)

- [14] Audi AG (2010). *Audi A7 Sportback, Running gear / suspension, Self-study programme 480.*

- [15] Audi A7 hovedbilde, Audi. World Wide Web:
http://www.audi.no/etc/medialib/ngw/product/a7/a7_sportback/my_2011/multimedia.Par.0001.Image.jpg/704x396_aa7_sb_10001.jpg
(tilgjengelig fra 19. April 2013)

- [16] Audi A7, Wikipedia. World Wide Web:
http://en.wikipedia.org/wiki/Audi_a7 (tilgjengelig fra 19. April 2013)

- [17] Audi AG (2002). *Audi A8, adaptive air suspension in the Audi A8, Home study program 292.*

- [18] Porsche 911 hovedbilde, Porsche AG. World Wide Web:
<http://files2.porsche.com/filestore.aspx/normal.jpg?pool=multimedia&type=galleryimage&id=991-c2s-gallery-exterior-13&lang=none&filetype=normal&version=46034169-44bf-4491-a5db-260a93e849a8> (tilgjengelig fra 19. April 2013)

- [19] Øyvind Duvaland, Porsche Norge AS. Informasjon om PDCC og PASM i 911 og Cayenne, personlig kommunikasjon pr e-post. (25. Mars 2013)

- [20] Porsche 911 brosjyre, Porsche AG. World Wide Web:
<http://files2.porsche.com/filestore.aspx/Porsche-Download.pdf?pool=uk&type=download&id=991-c2-catalogue&lang=none&filetype=default&version=22377ad1-4c3b-45d4-8f9e-c65ecdde008f> (tilgjengelig fra 19. April 2013)

- [21] PDCC funksjon Cayenne, . World Wide Web:
<http://www.youtube.com/watch?v=xZdM9Bdh63w> (tilgjengelig fra 23. April 2013)

- [22] PASM variasjonsintervall , planet-9. World Wide Web:
http://www.planet-9.com/gallery/files/3/pasmmmap_349863.jpg
(tilgjengelig fra 24. April 2013)