



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101312843 B

(45) 授权公告日 2010. 10. 20

(21) 申请号 200680043671. X

B60G 17/016 (2006. 01)

(22) 申请日 2006. 09. 13

B60G 17/019 (2006. 01)

(30) 优先权数据

0509716 2005. 09. 22 FR

(56) 对比文件

US 5488562 A, 1996. 01. 30, 全文.

CN 1126152 A, 1996. 07. 10, 全文.

CN 1579823 A, 2005. 02. 16, 全文.

JP 特开平 6-278443 A, 1994. 10. 04, 全文.

US 5324069 A, 1994. 06. 28, 全文.

US 5563789 A, 1996. 10. 08, 全文.

(85) PCT申请进入国家阶段日

2008. 05. 22

(86) PCT申请的申请数据

PCT/FR2006/050890 2006. 09. 13

(87) PCT申请的公布数据

W02007/034106 FR 2007. 03. 29

审查员 曾德锋

(73) 专利权人 标致·雪铁龙汽车公司

地址 法国韦利济-维拉库布莱

(72) 发明人 F·普瓦布特

(74) 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

72002

代理人 刘炳胜

(51) Int. Cl.

B60G 17/018 (2006. 01)

B60G 17/0165 (2006. 01)

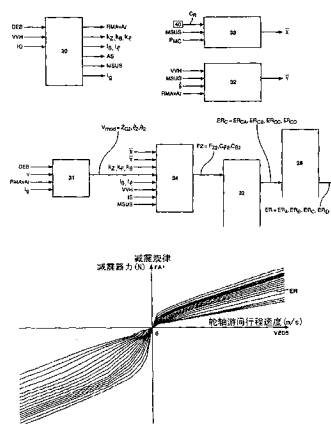
权利要求书 7 页 说明书 31 页 附图 14 页

(54) 发明名称

悬挂系统控制装置, 配备该装置的车辆和制造方法

(57) 摘要

本发明涉及机动车辆的车厢的悬挂系统控制装置, 根据本发明, 包括: - 计算装置 (31), 用于计算车厢相对于车轮平均平面的至少一种相对模态速度 (V_{mod2}); - 第二计算装置 (34, 22), 根据所述车厢相对于车轮平均平面的相对模态速度 (V_{mod2}) 计算减震器的承受模态力 (C_{φ2}, C_{θ2}, F_{z,2}), 所述控制量 (ER) 是从许多根据轮轴游间行程速度 (VDEB) 来施加减震器力 (FA) 的不同减震规律 (ER) 中确定的一个减震规律。



1. 机动车辆车轮上的车厢 (2) 的悬挂系统控制装置, 包括计算机 CSS, 用于至少根据车厢的承受模态力计算到悬挂系统 S 的至少一个可变减震器 AM 的致动器 M 的控制量 ER, 该计算机 CSS 包括:

- 第一计算装置 (31), 用于计算车厢相对于车轮平均平面的至少一种相对模态速度 $V_{\text{mod}2}$;

- 第二计算装置 (34, 22), 根据所述车厢相对于车轮平均平面的相对模态速度 $V_{\text{mod}2}$ 计算减震器的承受模态力 $C_{\varphi 2}, C_{\theta 2}, F_{z2}$,

其特征在于,

所述控制量 ER 是从许多根据轮轴游间行程速度 VDEB 来施加减震器力 FA 的不同减震规律 ER 中确定的一个减震规律。

2. 如权利要求 1 所述悬挂系统控制装置, 其特征在于包括至少一个车轮 (A, B, C, D) 相对于车厢的轮轴游间行程传感器 CAP-DEB, 所述第一计算装置 (31) 至少根据由所述轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 提供的轮轴游间行程计算车厢相对于车轮平均平面的相对模态速度 $V_{\text{mod}2}$ 。

3. 如权利要求 2 所述悬挂系统控制装置, 其特征在于所述第一计算装置 (31) 包括对所述轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 提供的轮轴游间行程进行低通滤波的低通滤波器以及微分器, 以便获得车厢相对于车轮平均平面的相对模态速度 $V_{\text{mod}2}$ 。

4. 如权利要求 3 所述悬挂系统控制装置, 其特征在于模态是垂直颠簸 z 、横滚 θ 以及俯仰 φ 中的至少之一。

5. 如权利要求 4 所述悬挂系统控制装置, 其特征在于所述轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 针对每一个车轮 (A, B, C, D) 设置, 并且所述第一计算装置 (31) 按如下公式计算多个相对模态速度 $V_{\text{mod}2}$ 中的至少之一:

- 相对于车轮平均平面的车厢颠簸相对模态速度 \dot{z}_{G2} :

$$\dot{z}_{G2} = \frac{(e - lg) \dot{d}_A + \dot{d}_B}{e} + \frac{lg \dot{d}_C + \dot{d}_D}{e}$$

- 相对于车轮平均平面的车厢俯仰相对模态速度 $\dot{\phi}_2$:

$$\dot{\phi}_2 = \frac{\dot{d}_A + \dot{d}_B - \dot{d}_C - \dot{d}_D}{2e}$$

- 相对于车轮平均平面的车厢横滚相对模态速度 $\dot{\theta}_2$:

$$\dot{\theta}_2 = \frac{\dot{d}_A - \dot{d}_B - \dot{d}_C + \dot{d}_D}{2v}$$

其中,

\dot{d}_A =左前轮 A 的轮轴游间行程速度,

\dot{d}_B =右前轮 B 的轮轴游间行程速度,

\dot{d}_C =右后轮 C 的轮轴游间行程速度,

\dot{d}_D =左后轮 D 的轮轴游间行程速度,

e 是车辆的预定轴距,

v 是车厢的预定宽度,

1g 是重心 G 与前车轮 (A, B) 轴之间的预定长度。

6. 如权利要求 5 所述悬挂系统控制装置,其特征在于所述计算机 CSS 包括通过如下公式计算从前车轮 (A、B) 轴到重心 G 的长度 1g 的计算装置 (20) :

$$1g = (1-RMAvAr) \cdot e$$

其中 RMAvAr 是前后部分之间的质量分配值。

7. 如权利要求 6 所述的悬挂系统控制装置,其特征在于包括车辆速度 VVH 的测量装置,所述长度 1g 的计算装置 (20) 根据由轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 提供的轮轴游间行程以及车辆速度计算所述车辆前后部分之间的质量分配值 RMAvAr。

8. 如权利要求 1 所述的悬挂系统控制装置,其特征在于所述第二计算装置 (34, 22) 包括:

第一预期模态力项计算装置 (34),根据在所述车辆上确定的车厢摇摆计算第一预期模态力项;

第二修正模态力项计算装置 (34),根据所述车厢相对于所述车轮的平均平面的相对模态速度 V_{mod2} 计算第二修正模态力项;

第三计算装置 (34),根据所述第一预期模态力项和第二修正模态力项计算承受模态力 $C_{\phi 2}, C_{\theta 2}, F_{z2}$ 。

9. 如权利要求 8 所述的悬挂系统控制装置,其特征在于所述第三计算装置通过如下选择来计算承受模态力 $C_{\phi 2}, C_{\theta 2}, F_{z2}$:

- 当第一预期模态力项的绝对值小于或等于非零的第一预定值时,选择第二修正模态力项,

- 当第一预期模态力项的绝对值大于所述第一预定值且第二修正模态力项的绝对值小于或等于非零的第二预定值时,选择第一预期模态力项,

- 当第一预期模态力项的绝对值大于所述第一预定值且第二修正模态力项的绝对值大于所述第二预定值时,

— 在所述第一预期模态力项与第二修正模态力项具有相同正负号时,选择所述第一预期模态力项与第二修正模态力项中具有最大绝对值的那一个,

— 在所述第一预期模态力项与第二修正模态力项具有相反正负号时,选择所述第二修正模态力项。

10. 如权利要求 8 或 9 所述的悬挂系统控制装置,其特征在于针对每个车轮 (A, B, C, D) 设置轮轴游间行程传感器 CAP-DEB,

所述第二修正模态力项计算装置根据轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 提供的对车轮的轮轴游间行程的至少一些测量,计算可变减震器的第二可变减震修正模态增益 b_{mod2} ,以便按照下列公式计算第二修正模态力项 F_{2COR} :

$$F_{2COR} = -b_{mod2} \cdot V_{mod2}$$

11. 如权利要求 10 所述的悬挂系统控制装置,其特征在于

所述第二修正模态力项计算装置用于计算第二可变减震修正模态增益 b_{mod2} ,使得该第二可变减震修正模态增益 b_{mod2} 至少包括驾驶类型相乘系数 $b_{zTYP}, b_{\theta TYP}, b_{\phi TYP}$,其中该驾驶类型相乘系数在车辆仪表盘上的运动驾驶控制开关处于运动型驾驶位置时等于预先存储的运动增益,而在运动驾驶控制开关处于非运动型驾驶位置时等于 1。

12. 如权利要求 10 所述的悬挂系统控制装置,其特征在于包括车辆速度 VVH 测量装置,并且所述第二修正模态力项计算装置用于计算所述第二可变减震修正模态增益 $b_{\text{mod}2}$,以便所述第二可变减震修正模态增益 $b_{\text{mod}2}$ 至少包括根据车辆速度 VVH 计算得的参考相乘系数 $b_{z\text{REF}}$, $b_{\theta\text{REF}}$, $b_{\phi\text{REF}}$ 。

13. 如权利要求 10 所述的悬挂系统控制装置,其特征在于,所述第二修正模态力项计算装置用于计算所述第二可变减震修正模态增益 $b_{\text{mod}2}$,以便所述第二可变减震修正模态增益 $b_{\text{mod}2}$ 至少包括调节相乘系数 $b_{z\text{REC}}$ 、 $b_{\theta\text{REC}}$ 、 $b_{\phi\text{REC}}$,其中

颠簸调节相乘系数 $b_{z\text{REC}}$ 等于

$$b_{z\text{REC}} = \sqrt{\frac{k_z \cdot \text{MSUS}}{k_{z\text{REF}} \cdot \text{MREF}}}$$

横滚调节相乘系数 $b_{\theta\text{REC}}$ 等于

$$b_{\theta\text{REC}} = \sqrt{\frac{k_{\theta} \cdot I_{\theta}}{k_{\theta\text{REF}} \cdot I_{\theta\text{REF}}}}$$

俯仰调节相乘系数 $b_{\phi\text{REC}}$ 等于

$$b_{\phi\text{REC}} = \sqrt{\frac{k_{\phi} \cdot I_{\phi}}{k_{\phi\text{REF}} \cdot I_{\phi\text{REF}}}}$$

其中,

$k_{z\text{REF}}$ 是颠簸参考硬度,为常量,

$k_{\theta\text{REF}}$ 是横滚参考硬度,为常量,

$k_{\phi\text{REF}}$ 是俯仰参考硬度,为常量,

$I_{\theta\text{REF}}$ 是横滚参考惯性矩,为常量,

$I_{\phi\text{REF}}$ 是俯仰参考惯性矩,为常量,

MREF 是参考质量,为常量,

I_{θ} 是横滚惯性矩,其至少根据轮轴游间行程计算得到,

I_{ϕ} 是俯仰惯性矩,其至少根据轮轴游间行程计算得到,

MSUS 是车辆悬挂质量,其至少根据轮轴游间行程计算得到,

k_z 是颠簸模态硬度,其至少根据轮轴游间行程计算得到,

k_{ϕ} 是俯仰模态硬度,其至少根据轮轴游间行程计算得到,

k_{θ} 是横滚模态硬度,其至少根据轮轴游间行程计算得到。

14. 如权利要求 13 所述的悬挂系统控制装置,其特征在于包括:

- 车辆速度 VVH 的测量装置,
- 前后静止状态计算装置 (20),用于根据由轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 提供的轮轴游间行程的测量计算车辆的前静止状态 ASav 和后静止状态 ASar,
- 前后表现动态质量计算装置 (20),用于根据由轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 提供的轮轴游间行程的测量计算前表现动态质量 MDAAV 和后表现动态质量 MDAAR,
- 前后空气动力偏置计算装置 (20),用于根据车辆速度 VVH 计算前空气动力偏置 BAAV 和后空气动力偏置 BAAR,
- 悬挂质量与质量分配计算装置 (20),用于根据前表现动态质量 MDAAV,后表现动态质

量 MDAAR, 前空气动力偏置 BAAV 和后空气动力偏置 BAAR 计算车辆悬挂质量 MSUS 和车辆前后部分之间的质量分配值 RMAvAr。

15. 如权利要求 14 所述的悬挂系统控制装置, 其特征在于

计算车辆的前静止状态 ASav 和后静止状态 ASar 的计算装置 (20) 通过将前车轮 (A、B) 或后车轮 (C、D) 的轮轴游间行程的平均轮轴游间行程 DEBAVMOY 或 DEBARMOY 被低通滤波器滤波、然后在滤波后的平均轮轴游间行程上加上前或后状态偏移常量来计算前静止状态 ASav 或后静止状态 ASar。

16. 如权利要求 14 所述的悬挂系统控制装置, 其特征在于

所述前后表现动态质量计算装置 (20) 包括执行下列功能的装置:

- 通过在前车轮 (A、B) 或后车轮 (C、D) 的轮轴游间行程的平均轮轴游间行程上分别加上一个前或后偏移常量来计算前相对轮轴游间行程或后相对轮轴游间行程,

- 从给出前弹簧挠度动态力 EDFAV 与前相对轮轴游间行程的关系的已存储表格或曲线中提取前弹簧挠度动态力 EDFAV, 对后弹簧挠度动态力 EDFAR 也是如此,

- 分别按照下列公式计算前表现动态质量 MDAAV 和后表现动态质量 MDAAR:

$$MDAAV = (EDFAV \cdot 2/g) + \text{前常量},$$

$$MDAAR = (EDFAR \cdot 2/g) + \text{后常量},$$

其中 g 是重力加速度常量, 等于 9.81ms^{-2} 。

17. 如权利要求 16 所述的悬挂系统控制装置, 其特征在于

计算所述悬挂质量 MSUS 与车辆的前后部分之间的质量分配值 RMAvAr 的计算装置 (20) 至少包括分别对前表现动态质量 MDAAV 或后表现动态质量 MDAAR 与前空气动力偏置 BAAV 或后空气动力偏置 BAAR 之和进行低通滤波以获得前悬挂质量 MSUSAV 或后悬挂质量 MSUSAR 的低通滤波器 PB1、PB2,

悬挂质量 MSUS 等于前悬挂质量 MSUSAV 与后悬挂质量 MSUSAR 之和,

车辆前后部分质量分配值 RMAvAr 等于前悬挂质量 MSUSAV 除以车辆悬挂质量 MSUS。

18. 如权利要求 17 所述的悬挂系统控制装置, 其特征在于它包括运行信息 I0 输入装置,

车辆悬挂质量 MSUS 和前后部分之间的质量分配值 RMAvAr 计算装置存储前悬挂质量 MSUSAV 和后悬挂质量 MSUSAR 的连续值, 并且当至少出现下列情况中的一个情况时, 再次分别取先前存储的前悬挂质量 MSUSAV 和后悬挂质量 MSUSAR, 而不取它们的后继值:

- 车辆速度 VVH 不位于预定的低阈值 VVH1 与预定的高阈值 VVH2 之间,

- 运行信息 I0 表明车辆运行处于开启状态而且车辆速度 VVH 不超过预定的阈值 VVH3,

- 上述存储的前悬挂质量 MSUSAV 的前一次存储值 MSUSEAVF(n-1) 与随后值 MSUSEAVF(n) 之间的差值的绝对值小于或等于预定差值 Δ , 对后悬挂质量 MSUSAR 也是如此。

19. 如权利要求 14 所述的悬挂系统控制装置, 其特征在于包括:

- 惯性矩计算装置, 根据所述悬挂质量 MSUS 与车辆的前后部分之间的质量分配值 RMAvAr 计算横滚惯性矩 I_{ϕ} 以及俯仰惯性矩 I_{θ} ,

- 长度计算装置 (20), 计算从前车轮 (A、B) 轴到重心 G 的长度 l_g ,

- 模态硬度计算装置, 用于根据静止状态 AS 和前后部分之间的质量分配值 RMAvAr 计算

颠簸模态硬度 k_z ，俯仰模态硬度 k_ϕ 和横滚模态硬度 k_θ 。

20. 如权利要求 19 所述的悬挂系统控制装置，其特征在于所述惯性矩计算装置 (20) 用于：

- 根据公式 $I_\theta = A_y \cdot MSUSAR + B_y$ 计算横滚惯性矩 I_θ ，

其中， A_y 和 B_y 是预定参数，

MSUS 是车辆的悬挂质量，

RMAvAr 是前后部分之间的质量分配值，

MSUSAR 是车辆的后悬挂质量，等于

$MSUSAR = (1 - RMAvAr) \cdot MSUS$

- 根据公式 $I_\phi = A_x \cdot MSUS + B_x$ 计算俯仰惯性矩 I_ϕ ，

其中 A_x 和 B_x 是预定参数。

21. 如权利要求 19 所述的悬挂系统控制装置，其特征在于所述长度计算装置 (20) 通过如下公式计算从前车轮 (A、B) 轴到重心 G 的长度 lg ：

$lg = (1 - RMAvAr) \cdot e$

其中

RMAvAr 是前后部分之间的质量分配值，

e 是车辆的预定轴距。

22. 如权利要求 19 所述的悬挂系统控制装置，其特征在于所述模态硬度计算装置 (20) 用于计算：

- 颠簸模态硬度 k_z ，按前悬挂系统硬度 kAV 与后悬挂系统硬度 kAR 之和计算，

- 俯仰模态硬度 k_ϕ ，按下式计算：

$$k_\phi = kAV \cdot (lg)^2 + kAR \cdot (e - lg)^2$$

- 横滚模态硬度 k_θ ，按下式计算：

$k_\theta = Kbadav + Kbadar + v^2 \cdot (kAV + kAR) / 4$

其中前悬挂系统硬度 kAV 以及后悬挂系统硬度 kAR 从能根据前静止状态以及后静止状态给出前悬挂系统硬度以及后悬挂系统硬度的预先存储的表格或曲线提取对应于前静止状态以及后静止状态的前硬度值或后硬度值得到，

其中，其中 $Kbadav$ 是对应于车辆的前防倾斜杆硬度的预定参数， $Kbadar$ 是对应于后防倾斜杆的硬度的预定参数。

23. 如权利要求 8 所述的悬挂系统控制装置，其特征在于包括预期横向摇摆 \ddot{y} 的计算装置 (32) 以及预期纵向摇摆 \ddot{x} 的计算装置 (33)，

所述第一预期模态力项计算装置 (34) 根据预期纵向摇摆 \ddot{x} 计算预期俯仰模态力矩 $C_{\phi 2ant}$ ，以及根据预期横向摇摆 \ddot{y} 计算预期横滚模态力矩 $C_{\theta 2ant}$ 。

24. 如权利要求 23 所述的悬挂系统控制装置，其特征在于所述第一预期模态力项计算装置 (34) 包括：

- 预期纵向摇摆 \ddot{x} 以及预期横向摇摆 \ddot{y} 的弱振幅归零滤波器 (341)，

- 保持经过滤波的预期纵向摇摆 \ddot{x} 以及预期横向摇摆 \ddot{y} 的极大值的极大值保持模块 (342)；

- 限制极大值保持模块 (342) 输送的各个摇摆的斜率的模块 (343), 以便获得经处理的预期纵向摇摆 \ddot{X}_T 以及预期横向摇摆 \ddot{Y}_T , 然后分别乘以纵向激励增益 G_{SX} 以获得预期俯仰模态力矩 $C_{\phi 2ant}$ 以及横向激励增益 G_{SY} 以得到预期横滚模态力矩 $C_{\theta 2ant}$ 。

25. 如权利要求 23 所述的悬挂系统控制装置, 其特征在于包括主制动汽缸压力的测量装置,

所述预期纵向摇摆 \ddot{X} 计算装置 (33) 根据主制动汽缸压力、车轮预期驱动扭矩和车辆悬挂质量 $MSUR$ 来计算预期纵向摇摆 \ddot{X} 。

26. 根据权利要求 25 的悬挂系统控制装置, 其特征在于, 预期纵向摇摆 \ddot{X} 计算装置 (33) 从给出主汽缸制动力与主汽缸压力的关系的预定存储表格或曲线中提取对应于主汽缸压力 P_{MC} 的制动力值 EFR ,

预期纵向摇摆 \ddot{X} 计算装置在 (33) 包括制动力 EFR 低通滤波器和经滤波的制动力 EFR 的微分器, 用于获得滤波制动力 EFR 的导数 \dot{E}_{FRF} ;

预期纵向摇摆 \ddot{X} 计算装置 (33) 计算车轮预期驱动力 EMR , 该驱动力等于车轮预期驱动扭矩 C_R 除以预先存储的车轮平均半径 R_{moy} , 预期纵向摇摆 \ddot{X} 计算装置 (33) 包括车轮预期驱动力 EMR 的低通滤波器和对经上述滤波后的预期驱动力 EMR 进行求导以获得滤波驱动力 EMR 的导数 \dot{E}_{MRF} 的微分器;

预期纵向摇摆 \ddot{X} 等于,

$$\ddot{X} = \frac{\dot{E}_{FRF} + \dot{E}_{MRF}}{MTOT}$$

其中 $MTOT$ 是预先确定的车辆总质量 $MTOT$ 。

27. 根据权利要求 26 的悬挂系统控制装置, 其特征在于, 包括车辆速度 VVH 测量装置, 车辆速度 VVH 驱动转速 ω_{MOT} 的计算装置和按照下式计算车轮预期驱动扭矩 C_R 的计算装置 (40):

$$C_R = C_M \cdot R_{EMBR}(i),$$

$$\text{其中 } R_{EMBR}(i) = \omega_{MOT} / \omega_{ROUE}$$

其中 $R_{EMBR}(i)$ 是离合器档次为 i 时的变速比, ω_{ROUE} 是车轮的转速, C_M 是预定的驱动扭矩。

28. 根据权利要求 23 的悬挂系统控制装置, 其特征在于, 预期横向摇摆 \ddot{Y} 计算装置 (32) 根据悬挂质量 $MSUS$, 前后部分之间的质量分配值 $RMAvAr$, 车辆速度 VVH 和方向盘转速 δ 按下列公式计算预期横向摇摆 \ddot{Y} :

$$\ddot{Y} = \frac{D \cdot \dot{\delta} \cdot VVH^2}{e(1 + K \cdot VVH^2)}$$

其中 D 是车辆方向盘的预定变速比, e 是车辆的预定轮轴轴距, K 是转向增益常量, 该常量根据前后部分之间的质量分配值 $RMAvAr$ 和悬挂质量 $MSUS$ 计算。

29. 如权利要求 1 所述的悬挂系统控制装置, 其特征在于对于车轮至少包括:

车轮相对于车厢的轮轴游间行程传感器 $CAP-DEB$, 根据相应车轮的轮轴游间行程计算减震器的轮轴游间行程速度 $VDEB$ 的计算装置 (10)、根据上述承受模态力计算减震器 AM 的承受力 $FA1$ 的计算装置 (22)、以及根据上述承受力 $FA1$ 和车轮轮轴游间行程速度 $VDEB$ 计算

减震器的致动器 M 的控制量 ER 的计算装置 (22)。

30. 机动车辆 (1), 包含车厢 (2), 车轮 (A、B、C、D), 位于车轮 (A、B、C、D) 上的车厢 (2) 的悬挂系统 S 和根据上述权利要求中任一项的悬挂系统 S 控制装置。

31. 制造机动车辆的方法,

上述机动车辆配备有车轮、车厢, 含有对位于车轮上的车厢进行可变减震的至少一个减震器的悬挂系统、以及悬挂系统控制装置, 该控制装置至少含有一个计算对悬挂系统的上述至少一个减震器 AM 的致动器 M 的控制量 ER 的计算机 CSS,

上述制造方法包括将所述计算机安装在车辆上的步骤,

其特征在于, 上述制造方法包括:

根据至少一个程序对所述计算机进行编程以实现根据权利要求 1 至 29 中任一项的悬挂系统控制装置的各个计算装置的至少一个步骤。

悬挂系统控制装置, 配备该装置的车辆和制造方法

[0001] 本发明涉及一种机动车辆悬挂系统的控制装置。

[0002] 本发明的应用领域涉及带有弹簧式的、液压气动式的、或其他形式的悬挂系统的机动车辆。

[0003] 这些悬挂系统在每个车轮处都有减震规律可变的减震器, 它可以受车载计算机所控制的致动器所调节。

[0004] 计算机在其输入端接收来自一些传感器的测量量, 并由此计算出致动器对减震器的控制量大小。

[0005] 计算机特别考虑到车辆在行车期间其车厢所受到的加速度, 例如垂直方向上的颠簸模态加速度、环绕纵向轴的横滚模态加速度、和环绕横向轴的俯仰模态加速度。

[0006] 通过积分, 计算机计算出车厢的各个相应模态速度。

[0007] 在已知的这类装置中, 计算机采用的策略是设法使垂直的颠簸模态速度、横滚模态角速度、和俯仰模态角速度都趋于零, 这种策略一般称为“Skyhook”空间基准, 意图是改善车厢内人员的舒适性。

[0008] 这些装置的问题之一是, 不能保证车辆总是紧贴在路面上。

[0009] 实际上, 在某些情况下, 当受到强激励时, 由 Skyhook 类型策略所控制的悬挂系统将对车辆轮胎施加有损伤性的垂直应力。例如, 在遇到地面隆起时, Skyhook 策略将在舒适性与有害的垂直力之间优先考虑舒适性而首先使减震器柔化。

[0010] 同样地, 车辆驾驶员所施加的激励却不能或几乎不能加大地面给车厢的力, 这会使他感到不安或感到他的动作不能控制车辆。

[0011] 此外, 在驾驶员的强烈激励下, 也就是当借助加速度计进行估计时, 车厢的速度会大大地降低。

[0012] 实际上, 垂直加速度计只能粗略地感受由于重力作用而产生的俯仰或横滚倾斜, 况且只能测量大约纵向或横向惯量激励的十分之一。在驾驶员强烈激励下对车厢速度的估计已经表现为效果不好。由于车厢速度作用不好, 因此 SkuHook 策略也就不能很好地使用。

[0013] 本发明致力于一种悬挂系统控制装置, 其可以解决现有技术中的不利, 并且具有除 SkuHook 策略外的另一种策略, 并能使车厢遵循路面轮廓, 从而优化车厢的稳定性。

[0014] 特别地, 根据本发明的控制装置所采用的策略至少需要处理颠簸、横滚和俯仰三种车厢模态中的一种模态。

[0015] 为此, 本发明的第一个目的是提供一种机动车辆车轮上的车厢的悬挂系统控制装置, 包括计算机, 用于至少根据车厢的承受模态力计算出悬挂系统的至少一个可变减震器的致动器的控制量,

[0016] 其特征在于该计算机包括:

[0017] - 第一计算装置, 用于计算车厢相对于车轮平均平面的至少一种相对模态速度;

[0018] - 第二计算装置, 根据所述车厢相对于车轮平均平面的相对模态速度计算减震器的承受模态力。

[0019] 根据本发明, 该控制装置使用 Roadhook 类型策略, 也就是遵循路面轮廓, 这种策

略也称作车厢稳定性策略或舒适性策略。

[0020] 这种车厢稳定性策略的原则是使车厢相对于车轮平面的模态加速度中的一个或多个变为倾向于零或最小化,这些模态加速度包括:颠簸模态加速度,横滚模态加速度以及俯仰模态加速度。

[0021] 本发明的第二个目的是一种含有车厢、车轮、车轮上的车厢悬挂系统以及前面描述的悬挂系统控制装置的机动车辆。

[0022] 本发明的第三个目的是一种机动车辆的制造方法。

[0023] 所述机动车辆配备有车轮、车厢、带有至少一个衰减性可变的减震器的车轮上的车厢悬挂系统、以及悬挂系统控制装置,该控制装置含有至少一个计算上述悬挂系统的至少一个减震器的致动器的控制量的计算机,

[0024] 所述制造方法包括把计算机安装到车辆上的安装步骤。

[0025] 其特征在于,该制造方法包括:

[0026] 根据至少一个程序的计算机编程步骤,该至少一个程序包含实施前述悬挂系统控制装置的计算机编程步骤,该至少一个程序包含实施前述悬挂系统控制装置的计算机编程步骤。

[0027] 本发明的第四个目的是一种应用于上述悬挂系统控制装置的计算机导航计算机程序,包含程序指令可用于:计算车厢相对于车轮平均平面的至少一种相对模态速度;根据所述车厢相对于车轮平均平面的相对模态速度计算减震器的承受模态力,以及至少根据所述承受力计算悬挂系统上至少一个减震器的致动器的控制量。

[0028] 通过参考附图阅读下面仅以非限制性实施例给出的说明内容,将可更好地理解本发明,在附图中:

[0029] 图 1 是车辆前车轴对地连接装置的透视示意图,

[0030] 图 2 是说明悬挂系统控制装置功能的图,

[0031] 图 3 是车辆车轮上的悬挂系统所承载的车厢的透视示意图,

[0032] 图 4 是根据本发明的控制装置的模态速度计算单元的模块框图,

[0033] 图 5 是根据图 4 的控制装置中的预设估算器的模块框图,

[0034] 图 6 是 Skyhook 型模态力计算单元的模块框图,

[0035] 图 7 是前、后悬挂质量计算单元的模块框图,

[0036] 图 8 是根据图 7 的计算装置的悬挂质量计算流程图,

[0037] 图 9 是车厢运动和震动大小计算单元的模块框图,

[0038] 图 10 是 Roadhook 型模态力计算装置的模块框图,

[0039] 图 11 是各个预期模态力计算装置的模块框图,

[0040] 图 12 是车轮承受力计算单元的模块框图,包括 Skyhook 型模态力计算单元和 Roadhook 型模态力计算单元,

[0041] 图 13 示出激励探测信号和据此插入在根据图 12 计算单元中计算的中间权系数的时序图,

[0042] 图 14 示出车辆作简单转向期间的方向盘角度和插入在根据图 12 的计算单元中的 Skyhook 力与 Roadhook 力之间的权系数的时序图,

[0043] 图 15 示出悬挂系统可变减震器的减震规律,

[0044] 图 16 是用于计算探测到冲击时的承受减震规律的计算单元的模块框图,

[0045] 图 17 是用于计算探测到车厢的大幅度运动时的承受减震规律的计算单元的模块框图,

[0046] 图 18 是说明轮轴游间行程传感器与车厢和前轮或后轮的连接的横剖面示意图,

[0047] 在图 1 至 3 中,车辆 1 包括安装在 4 个车轮上的车厢 2,这 4 个车轮分别是左前轮 A、右前轮 B、右后轮 C 和左后轮 D。

[0048] 4 个车轮 A、B、C、D 中每个车轮都通过其相应的悬挂系统 S 连接在车厢 2 上,悬挂系统可以是位于两限位块之间的弹簧 R,也可以是液力气动悬挂系统。

[0049] 每个悬挂系统 S 都含有带有受车载计算机 CSS 控制的致动器 M 的减震器 AM。

[0050] 该致动器 M 例如可以是电机,它能改变减震器 AM 中油路的截面。减震器油路的每个截面都对应着互不相同的减震规律。这些减震规律,或者说这些减震状态,是以曲线、数值表、数学公式等形式被存储的。图 15 示出了这些减震规律 ER,其中每个减震规律都是一条描述减震器施加在车厢上的作用力与相应减震器 AM 的轮轴游间行程速度 VDEB 之间关系的预定曲线,当轮轴游间行程速度一定时,随着减震器的变硬,作用力就变大。减震状态 ER 例如是按其状态硬度增大的次序来编号的,也就是说,当轮轴游间行程速度 VDEB 一定时,编号愈大则对应的减震器力愈大。这样,最小减震状态对应着最小硬度状态,也即在每个轮轴游间行程速度 VDEB 下都对应着大于或等于最小值的减震力。

[0051] 计算机 CSS 连接在车辆网络 CAN 上,以接收大部分的有用信号(车辆速度、ABS 调节)调节,由制动系统提供的纵向和横向加速度、以及由驾驶员通过用户界面(智能服务操纵箱)指定的运动信息。计算机还利用适当的传感器(计算机通过导线直接连接在传感器上)来获得每个瞬间的车辆运动情况。计算机最终连接在一些确保驾驶的致动器上。

[0052] 所述电机可以是步进电机,这时减震器 AM 具有确定数目 N 的分立减震规律,电机也可以是连续电流电机,这时减震器 AM 具有无穷多个减震规律。

[0053] 例如,步进电机形式的致动器可以取 9 个分点的稳定位置,得到从软到硬的 9 个减震规律。事实上,油路截面愈小,减震力将愈大,减震器愈硬。

[0054] 既可以有稳定的规律,也可以有不稳定的规律。对于稳定的规律,只要引导步进电机找到它的转角即可。在一次引导结束后,处于稳定规律的致动器在不再供电的情形下将停留在同样的位置上。反之,对于不稳定规律,为了使电机停留在这个规律上,就需要保持供电。例如,在一个实施例中,同时存在稳定规律和不稳定规律,例如不稳定规律处在一些相继的稳定规律之间。例如在图 15 中,有 9 个稳定规律和 8 个不稳定规律。在另一个实施例中,所有规律都是稳定的,例如有 16 个稳定规律。

[0055] 每个致动器 M 都有连接到计算机 CSS 的控制输入端 COM,用于从计算机接收控制量 ER,使致动器 M 从其许多位置中选出一个位置,以便施加对应于该位置的预定减震规律。

[0056] 根据本发明,需要在 4 个车轮 A、B、C、D 中至少一个车轮上预设轮轴游间行程传感器 CAP-DEB,最好在每个车轮 A、B、C、D 上都设置传感器。这样每个传感器 CAP-DEB 都将测量其相应车轮相对于车厢 2 的轮轴游间行程 DEB。

[0057] 车轮的轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 例如是角度传感器,它们能给出车轮转轴与车厢 2 之间的瞬间角度值。例如,在图 1 和 18 中,每个轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 都有固定在车厢 2 上的箱状固定部分 CAPF 和与固定在车轮上的元件相连接的活动部分 CAPM。当车轮相对于车厢 2 上升或下降时,把活动部分 CAPM 连接到固定部分 CAPF 上的连接杠杆

BIEL 将使含在固定部分 CAPF 内的角度测量器 MES 转动。活动部分 CAPM 例如固定在车轮转轴 AX 的支撑元件 SUP 上。该支撑元件 SUP 可环绕纵向轴 SUPL 相对于车厢 2 作可探测到的运动。活动部分 CAPM 固定在支撑元件 SUP 上,与它的转轴 SUPL 离开一定距离。

[0058] 车轮 A、B、C、D 的轮轴游间行程测量结果 DEB 被传感器 CAP-DEB 传送给计算机 CSS,后者带有相应的各个输入端 E-DEB。

[0059] 模态加速度

[0060] 计算机 CSS 根据车轮的轮轴游间行程测量结果 DEB 按照下述公式计算车厢颠簸模态加速度 \ddot{z}_G 、横滚角度模态加速度 $\ddot{\theta}$ 和俯仰角度模态加速度 $\ddot{\phi}$ 。

[0061]

$$\begin{cases} \ddot{z}_G = \frac{FA + FB + FC + FD}{M} \\ \ddot{\theta} = \frac{\frac{v}{2}(FB + FC - FA - FD) + C_{BAD} + C_{\theta}}{I_{\theta}} \\ \ddot{\phi} = \frac{(e - lg)(FC + FD) - lg(FA + FB) + C_{\phi}}{I_{\phi}} \end{cases}$$

[0062] 其中 G 是车厢 2 的重心, z_G 是 G 沿垂直向上方向 Z 的高度, θ 是车厢 2 环绕通过 G 并自后向前的纵向轴 Z 的横滚角, ϕ 是车厢 2 环绕通过 G 并自右向左的横向轴 Y 的俯仰角, 轴 X、Y 和 Z 构成正交坐标系。

[0063] FA、FB、FC、FD 分别是车轮 A、B、C、D 通过各自的悬挂系统 S 给车厢 2 施加的力。

[0064] v 是车厢 2 的宽度,也即右车轮与左车轮在横向方向上的距离。

[0065] e 是车辆的轴距。

[0066] lg 是重心 G 与前车轮 A、B 横向轴之间的纵向距离。

[0067] M 是车辆空载时车厢 2 的预定质量。

[0068] I_{θ} 是横滚的横量矩, I_{ϕ} 是俯仰的惯性矩。

[0069] C_{BAD} 是防倾斜杆 BAD 给车厢 2 施加的力矩。

[0070] C_{θ} 是横滚力矩, C_{ϕ} 是俯仰力矩。

[0071] 下面是关于采用根据本发明的控制方法的不同计算装置的说明。

[0072] 计算机 CSS 中的模态加速度计算模式例如由图 4 和 5 所示的模块 10 执行。

[0073] 图中所示的模块方框在计算机 CSS 中可由各种适当的自动装置,特别是软件来实现。

[0074] 模块 10 含有第一计算装置 CAL,用于根据从输入端接收到的车轮轮轴游间行程信号 DEB 计算模态加速度 \ddot{z}_G 、 $\ddot{\theta}$ 和 $\ddot{\phi}$ 。

[0075] 计算装置 CAL 包含:

[0076] 估算器 11,用于估算由防倾斜杆 BAD 产生的力矩 C_{BAD} ,

[0077] 估算器 12,用于估算分别由车轮 A、B、C、D 施加到车厢 2 上的力 FA、FB、FC、FD。

[0078] 滤波器 13,用于对计算装置 CAL 的输入端所提供的轮轴游间行程信号 DEB 进行滤波。

[0079] 滤波器 13 滤除传感器 CAP-DEB 所提供的 DEB 信号中的低频成分。

[0080] 该滤波器 13 例如含有高通滤波器,其低端截止频率大于或等于 0.2Hz。滤波器 13 例如可以由带通滤波器实现。该滤波器还有例如大于或等于 8Hz 的高端截止频率,这可以在通带范围内保持足够的相位恒定性。

[0081] 在滤波器 13 的输出端上产生的经滤波的车轮轮轴游间行程信号 DEB 被输送给估算器 11 的输入端,同时也输送给估算器 12 的另一个输入端。根据由分别位于车轮 A、B、C、D 上的 4 个传感器 CAP-DEB 所提供的 4 个轮轴游间行程信号 DEB(A)、DEB(B)、DEB(C)、DEB(D),滤波器 13 提供了 4 个经过滤波的轮轴游间行程信号 DEBF(A)、DEBF(B)、DEBF(C)、DEBF(D)。

[0082] 防倾斜杆

[0083] 估算器 11 根据滤波器 13 所提供的滤波轮轴游间行程值 DEBF 按照下述方法计算防倾斜杆的力矩 C_{BAD} :

[0084] 对于左前轮 :

$$[0085] \quad C_{BAD}(A) = (DEBF(A) - DEBF(B)) \cdot (K_{badav}) / v^2,$$

[0086] 对于右前轮 :

$$[0087] \quad C_{BAD}(B) = -C_{BAD}(A),$$

[0088] 对于左后轮 :

$$[0089] \quad C_{BAD}(D) = (DEBF(D) - DEBF(C)) \cdot (K_{badar}) / v^2,$$

[0090] 对于右后轮 :

$$[0091] \quad C_{BAD}(C) = -C_{BAD}(D),$$

[0092] 其中 K_{badav} 是对应于前防倾斜杆 BAD 的硬度的预定参数, K_{badar} 是对应于后防倾斜杆 (未示出) 的硬度的预定参数。

[0093] 悬挂力

[0094] 悬挂力估算器 12 包括如下输入端 :滤波轮轴游间行程信号 DEBF 输入端、未滤波轮轴游间行程信号 DEB 输入端、致动器实际状态 ER、也即实际采用的减震规律 ER 输入端,这个实际状态及其变化例如是被存储的、作用在两个前轮上的静态力 DEAV 输入端、以及作用在两后轮上的静态力 DEAR 输入端。

[0095] 下面以示例的方式说明图 5 所示估算器 12 如何计算施加在左前轮 A 上的悬挂力 FA。容易理解,只要用对应于车轮 B、C、D 的值取代关于车轮 A 的相应值,其他力 FB、FC 或 FD 的计算都是类似的。

[0096] 在估算器 12 中,由车轮 A 上的传感器 CAP-DEB 所测得的轮轴游间行程 DEB(A) 被输送给用于限制 DEB(A) 的通带的低道滤波器 PB,接着由微分模块 DER 获得车轮 A 的轮轴游间行程速度 VDEB。各个车轮的轮轴游间行程速度 VDEB 都被提供在估算器 12 和模块 10 的输出端上。

[0097] 用于计算减震器 AM 施加在车厢 2 上的减震力 FAM 的模块 MFAM 在其输入端接收相应车轮的实际状态 ER 和轮轴游间行程速度 VDEB。减震器 AM 的减震规律例如预先已被存储,或者也可以对规定的状态 ER 再计算。每个减震规律 ER 都可以用来根据减震器 AM 所施加的减震力 FAM 来计算或确定轮轴游间行程速度 VDEB,或者反过来由 VDEB 计算 FAM。模块 MFAM 根据状态 ER 确定车轮 A 的减震器 AM 实际应遵循的减震规律,并根据车轮 A 的轮轴间游速度 VDEB(A) 例如通过查读所选定的规律曲线来确定车轮 A 的减震力 FAM。

[0098] 另一个用于计算车轮 A 的减震器 AM 的干摩擦力 FSEC 的计算模块 MFSEC 也在其输

入端处接收上述的轮轴游间行程速度 VDEB,并按如下公式计算干摩擦力 FSEC。

$$[0099] \quad F_{sec} = (F_{sAv}) \cdot \tanh(VDEB/10^{-2})$$

[0100] 其中 VDEB 的单位是 cm/s, F_{sAv} 是前轮的干摩擦系数,该系数是预先在试验台上计算得到的,例如约等于 200N。

[0101] 对于后车轮来说,上述摩擦系数应代之以另一个系数 F_{sAr} 。

[0102] 静态特性估算器

[0103] 用于计算静止状态 AS 的计算模块 MAS 在其输入端接收 4 个车轮 A、B、C、D 的轮轴游间行程 DEB,并由此计算静止状态 AS,该状态代表当车辆静止停留在水平地面上时悬挂系统 S 的平衡静止位置。模块 MAS 计算前静止状态 AS_{Av} 和后静止状态 AS_{Ar} 。前静止状态 AS_{Av} 例如可以是:先计算前轮 A、B 的轮轴游间行程 DEB 的平均值即平均轮轴游间行程 $DEBAVMOY$ (等于两个 DEB 之和的一半),然后被例如是二阶 Butterworth 型的低通滤波器滤波,最后再给滤波平均轮轴游间行程加上前状态偏置常数。后静止状态 AS_{Ar} 例如是这样得到的:先计算后轮 C、D 的 DEB 的平均轮轴游间行程 $DEBARMOY$ (两 DEB 之和的一半),然后被例如是二阶 Butterworth 型的低通滤波器滤波,最后再给滤波平均轮轴游间行程加上后状态偏置常数。这里假定轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 是按照测量相对于这个静止状态 AS 的轮轴游间行程来标定的。为了获得车轮 A 的弹簧 R 的真实长度 LR,加法器 AD1 给为车轮 A 算得的静止状态 AS 加上车轮 A 的滤波轮轴游间行程 $DEBF-A$ 。

[0104] 作为图 6 所示的静态特性估算器 20 的组成部分,静止状态 AS 计算模块 MAS 在其输入端接收 4 个车轮 A、B、C、D 的轮轴游间行程 DEB、液气动式悬挂系统情形下的前静态压力和后静态压力、车辆速度 VVH、和运行信息 IO。车辆速度 VVH 例如由速度传感器或由所有其它计算装置提供。

[0105] 静态特性估算器 20 包括:

[0106] - 质量计算装置,用于根据各个轮轴游间行程 DEB 计算前表观动态质量 $NDAAV$ 和后表观动态质量 $MDAAR$,

[0107] - 偏置计算装置,用于根据车辆速度 VVH 计算前空气动力偏置 $BAAV$ 和后空气动力偏置 $BAAR$,

[0108] - 质量计算装置,用于根据前表观动态质量 $MDAAV$ 、后表观动态质量 $MDAAR$,前空气动力偏置 $BAAV$ 和后空气动力偏置 $BAAR$ 计算车辆悬挂质量 $MSUS$ 和车辆前后部分之间的质量分配值 $RMAvAr$,

[0109] - 惯性矩计算装置,用于根据悬挂质量 $MSUS$ 和后悬挂质量 $MSUSAR$ 计算横滚惯性矩 I_{ϕ} 和俯仰惯性矩 I_{ψ} ,

[0110] - 长度计算装置,用于计算质心 G 与前轮 A、B 的轮轴之间相距的长度 lg ,

[0111] - 模态硬度计算装置,用于根据静止状态 AS 和前后部分之间的质量分配值 $RMAvAr$ 计算颠簸模态硬度 k_z ,俯仰模态硬度 k_{ψ} 和横滚模态硬度 k_{ϕ} ,前表观动态质量 $MDAAV$ 的计算过程如下:

[0112] - 计算前相对轮轴游间行程,它等于在前车轮 A、B 的轮轴游间行程 DEB 的平均(和值之半)轮轴游间行程上加以前偏移常量。

[0113] - 借助能根据前相对轮轴游间行程给出前弹簧挠曲动态力 $EDFAV$ 的已存储表格或曲线,提取该力 $EDFAV$ 。

[0114] - 按下述公式计算前表观动态质量 MDAAV :

[0115] $MDAAV = (EDFAV \cdot 2/g) + \text{前常量}$

[0116] 其中 g 是重力加速度常量, 等于 $9.81\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。

[0117] 后表观动态质量 MDAAR 的计算过程如下 :

[0118] - 计算后相对轮轴游间行程, 它等于在后车轮 C、D 的轮轴游间行程 DEB 的平均 (和值之半) 轮轴游间行程上加以后偏移常量,

[0119] - 借助能根据后相对轮轴游间行程给出后弹簧挠曲动态力 EDFAR 的已存储表格或曲线, 提取该力 EDFAR,

[0120] - 按下述公式计算后表观动态质量 MDAAR

[0121] $MDAAR = (EDFAR \cdot 2/g) + \text{后常量}$,

[0122] 当弹簧处于对应于其静止位置的平衡位置时, 上述弹簧挠曲动态力等于零, 上述前相对轮轴游间行程是相对于静态平衡位置的轮轴游间行程, 上述提取例如可以通过对表格插值实现, 也可以根据已存储的 EDFAV、EDFAR 曲线实现。

[0123] 在液气动悬挂系统情况下, 质量 MDAAR 和质量 MDAAV 是利用前静态压力和后静态压力计算的。

[0124] 对于以 kg 为单位的均匀质量, 前空气动力偏置 BAAV 由下式计算 :

[0125] $BAAV = (CAV \cdot VVH^2) / g$,

[0126] 其中 CAV 是预定的前空气动力系数。

[0127] 对于以 kg 为单位的均匀质量, 后空气动力偏置 BAAR 由下式计算 :

[0128] $BAAR = (CAR \cdot VVH^2) / g$,

[0129] 其中 CAR 是预定的后空气动力系数。

[0130] 车辆悬挂质量 MSUS 和质量分配值 RMAvAr 的计算

[0131] 首先计算前轴悬挂质量 MSUSEAV。为此, 如图 7 和 8 所示, 在步骤 S1 中用低通滤波器 PB1 对和值 (前表观动态质量 MDAA+ 前空气动力偏置 BAAV) 进行滤波, 得到滤波后的前轴悬挂质量 MSUSEAV。

[0132] 然后进行判断 :

[0133] - 在步骤 S2 中, 判断车辆速度 VVH 是否处在预定的低阈值 VVH1 与预定的高阈值 VVH2 之间,

[0134] - 在步骤 S3 中, 判断运行信息 I0 是否处于“关闭”状态, 或者车辆速度 VVH 是否超过预定阈值 VVH3,

[0135] - 在步骤 S4 中, 判断滤波的前轴悬挂质量 MSUSEAVF (n) 与其先前存储在存储器中的值 MSUSEAVF (n-1) 之间的差值是否足够大 (差值的绝对值是否大于预定差值 Δ),

[0136] 当这些条件都被满足时, 就取滤波前轴悬挂质量 MSUSEAVF 为前轴悬挂质量 MSUSEAV, 并在步骤 S5 将它存储在存储器 MEM 中并相应地设置图 7 中的逻辑切换器 COMLOG 的位置。

[0137] 当上述条件中有一个、几个或全部不满足时, 则保持前轴悬挂质量 MSUSEAV (n) 不变, 在步骤 S6 中令其等于存储器 MEM 中事先存储的值 MSUSEAV (n-1), 同时把逻辑切换器 COMLOG 转换到另一个位置上。

[0138] 接着, 在步骤 S7 中通过用低通滤波器 PB2 对前轴悬挂质量 MSUSEAV 的滤波计算前

悬挂质量 MSUSAV,最后使由上述滤波得到的各个值饱和到高阈值之上的低阈值之下。

[0139] 低通滤波器 PB1 和 PB2 例如都是一阶的,截止频率都为 0.02Hz。

[0140] 只需用 MDAAR+BAAR 置换 MDAAV+BAAV,用 MSUSEARF 置换 MSUSEAVF,计算后轴悬挂质量 MSUSEAR 和后悬挂质量 MSUSAR 的过程是类似的。

[0141] 然后,对前悬挂质量 MSUSAV 和后悬挂质量 MSUSAR 求和即得到车辆的悬挂质量 MSUS :

[0142] $MSUS = MSUSAV + MSUSAR$ 。

[0143] 于是前、后质量分配值 RMAvAr 可以通过将前悬挂质量 MSUSAV 除以车辆悬挂质量 MSUS 得到 :

[0144] $RMAvAr = MSUSAV / MSUS$

[0145] 惯性矩的计算

[0146] 横滚惯性矩 I_{θ} 根据后悬挂质量 MSUSAR 按下式计算 :

[0147] $I_{\theta} = A_y \cdot MSUSAR + B_y$

[0148] 其中, $MSUSAR = (1 - RMAvAr) \cdot MSUS$

[0149] A_y 和 B_y 是预定参数。

[0150] 俯仰惯性矩 I_{ϕ} 根据悬挂质量 MSUS 按下式计算 :

[0151]

$$I_{\phi} = A_x \cdot MSUS + B_x$$

[0152] 其中 A_x 和 B_x 是预定参数。

[0153] 长度 L_g 和模态硬度的计算

[0154] 需计算前悬挂系统硬度 kAV 和后悬挂系统硬度 kAR 。

[0155] 前悬挂系统硬度 kAV 从能根据前静止状态给出前悬挂系统硬度的预先存储的表格或曲线提取得到,对应于某一前静止状态 $ASav$ 的前硬度值例如可通过线性插值得到。

[0156] 后悬挂系统硬度 kAR 从能根据后静止状态给出后悬挂系统硬度的预先存储的表格或曲线提取得到,对应于某一后静止状态 $ASar$ 的后硬度值例如可通过线性插值得到。

[0157] 长度 lg 按如下公式计算 :

[0158] $lg = (1 - RMAvAr) \cdot e$

[0159] 图 4 中的模块 CGI 执行对长度 lg 的计算,它例如可以是估算器 20 的组成部分。

[0160] 颠簸模态硬度 kz 按前悬挂系统硬度 kAV 与后悬挂系统硬度 kAR 之和计算 :

[0161] $k_z = kAV + kAR$

[0162] 俯仰模态硬度 k_{ϕ} 按下式计算 :

[0163]

$$k_{\phi} = kAV \cdot (lg)^2 + kAR \cdot (e - lg)^2$$

[0164] 横滚模态硬度 k_{θ} 按下式计算 :

[0165] $k_{\theta} = Kbadav + Kbadar + v^2 \cdot (kAV + kAR) / 4$

[0166] 车厢模态加速度的计算

[0167] 在图 5 中,计算模块 MLR 按照能根据弹簧 R 的长度给出挠曲力的已存储表格或曲线,计算对应于输入的真实长度 LR 的绝对挠曲力 FLEX-ABS。该存储的挠曲力曲线还考虑到了悬挂系统的止动块,这些止动块例如是用橡胶制作的,当弹簧压到位于减震器 AM 行程端

部的止动块时止动块将向车厢施加更大的力。

[0168] 此外,模块 MDEA 在其输入端接收静止状态 AS,并据此计算前车轮上的相应挠曲静态力 DEAV 和后车轮上的相应挠曲静态力 DEAR。

[0169] 减法器 SOUS 将计算得到的绝对挠曲力 FLEX-ABS 减去静态力 DEAV 或 DEAR,也即对于前车轮 A 而言减去 DEAV,得到悬挂系统的弹簧和止动块的挠曲力 FLB,这个力对应于弹簧 R 和端部止动块施加在车厢 2 上的力。

[0170] 加法器 AD2 将减震力 FAM,干摩擦力 FSEC 以及悬挂系统的弹簧和止动块的挠曲力 FLB 三者按下式相加,得到力 FA :

$$[0171] \quad FA = FAM + FSEC + FLB$$

[0172] 模块 CAL-ACC 在其输入端接收:由模块 11 算得的力矩 C_{BAD} ,由估算器 12 算得的悬挂系统力 FA、FB、FC、FD,以及预先存储的车厢质量 M、横滚惯性矩 I_{ϕ} 和俯仰惯性矩 I_{ψ} ,并在一个实施例中在略去力矩 C_{ϕ} 和 C_{ψ} 的影响也即取 $C_{\phi} = 0$ 和 $C_{\psi} = 0$ 的情况下,根据上述输入信号计算模态加速度 \ddot{z}_G 、 $\ddot{\theta}$ 和 $\ddot{\phi}$ 。

[0173] 在下面的完整说明中,将在计算模态加速度时考虑到力矩 C_{ϕ} 和 C_{ψ} 。

[0174] 惯量计算模块 CGI 根据 M、 I_{ϕ} 、 I_{ψ} 和输入的车辆前后都分质量分配值 RMAvAr,计算车辆的总质量 MTOT = MREF,其中考虑了车辆的正常载荷,例如座舱内 4 位 67kg 的乘员和后备箱内 28kg 的行李,还计算要输送给模块 CAL-ACC 的从前轮 (A、B) 轴到车厢重心 G 的长度 l_g 。质量分配值 RMAvAr 是要不断估算的,它的估算借助于轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 所提供的各个轮轴游间行程值 DEB 和将每个 DEB 值与它们的平均值相比较来进行的。

[0175] 车辆上预设有横向加速度计 CAP-ACCT,用于向横滚力矩 C_{ϕ} 估算器 14 提供横向加速度 ACCT,估算器 14 还在其输入端接收总质量 MTOT 和横向加速度 ACCT 调节量 RECT。

[0176] 横向加速度计 CAP-ACCT 位在重心 G 上而不是位在横滚中心 CR 上。横向加速度调节量 RECT 由模块 CAL-ACC 按下述方式计算:

$$[0177] \quad \text{RECT}(n) = \text{ACCT}(n) - \ddot{\theta}(n-1) \cdot (\text{HCdG} - h\text{Rou}l\text{is})$$

[0178] 其中 $\ddot{\theta}$ 是未滤波的横滚模态加速度, n 代表当前循环中变量的值, (n-1) 代表前一循环中变量的值。

[0179] 估算器 14 按下式计算横滚力矩 C_{ϕ} :

$$[0180] \quad c_{\phi} = (\text{ACCT} - \text{RECT}) \cdot (\text{MTOT}) \cdot d(G, \text{CR})$$

[0181] 其中 $d(G, \text{CR}) = \text{HCdG} - h\text{Rou}l\text{is}$ 是预先存储的重心 G 与滚动中心 CR 之间的距离。

[0182] 俯仰力矩 C_{ψ} 估算器 15 在其输入端接收长度 l_g 、总质量 MTOT、由设置在车厢内的纵向加速度计 CAPL 所提供的纵向加速度 ACCL、制动信息 IF、以及由模块 CAL-ACC 所计算的纵向加速度调节量 RECL。

[0183] 纵向加速度调节量 RECL 由模块 CAL-ACC 按如下方式计算:

[0184]

$$\text{RECL}(n) = \text{ACCL}(n) - \ddot{\phi}(n-1) \cdot (\text{HCdG})$$

[0185] 其中 $\ddot{\phi}$ 是未滤波的俯仰模态加速度。

[0186] 估算器 15 按下述公式计算俯仰力矩 C_{ψ} 。

[0187]

$$c_{\psi} = (\text{ACCL} - \text{RECL}) \cdot (\text{MTOT}) \cdot h_G + c_{\psi B}$$

[0188] 其中 $h_g = HCdG$ 是预先存储的从重心 G 到俯仰中心 CT 的沿 Z 轴的高度。

[0189] 力矩 C_ϕ 的分量 $C_{\phi B}$ 是 Brouilhet 效应俯仰力矩分量,它是根据制动信息 IF 计算的。确定模块 16 根据由制动主汽缸压力传感器 CAP-P 所提供的主汽缸压力值 P_{MC} 来提供制动信息 IF。

[0190] 计算得到的 C_θ 和 C_ϕ 力矩值被输送给模块 CAL-ACC,后者根据这些值和其他输入值在其输出端给出颠簸模态加速度 $\dot{z}G$ 、横滚模态加速度 $\dot{\theta}$ 、俯仰模态加速度 $\dot{\phi}$ 、以及调节量 RECT 和 RECL。横滚模态加速度 $\dot{\theta}$ 和俯仰模态加速度 $\dot{\phi}$ 被分别传送给两个把每秒度变成每秒弧度的转换器 C1 和 C2,以备以后同 $\dot{z}G$ 一起在输出端 SACC 上提供这三个未滤波的模态加速度,以及在模块 10 的对外输出端 SACC2 上提供这些加速度。

[0191] 此外,提供在模块 10 输出端 SACC 上的上述三个模态加速度都被输送给滤波器 17,以去除低于例如等于 0.1Hz、0.2Hz 或 0.3Hz 的低端截止频率的低频成分。滤波器 17 例如也可以是带通滤波器,对上述高通成分进行低通滤波。对于模态加速度 $\dot{z}G$ 、 $\dot{\theta}$ 和 $\dot{\phi}$,滤波器 17 的低端截止频率可以互不相同。

[0192] 然后滤波器 17 输出端上的滤波模态加速度被传送给积分模块 18,该模块在其输出端带有高通滤波器,结果在模块 10 的输出端给出估算的车厢模态速度,即车厢颠簸模态速度 $\dot{z}G$ 、车厢横滚模态速度 $\dot{\theta}$ 、和车厢俯仰模态速度 $\dot{\phi}$ 。

[0193] 车厢的这些颠簸、横滚、俯仰速度 $\dot{z}G$ 、 $\dot{\theta}$ 、 $\dot{\phi}$ 是相对于伽里略坐标系的绝对速度,称为车厢的第一模态速度,用于注重舒适性的 Skyhook 策略。

[0194] 接着,计算机 CSS 根据这些算得的模态速度 $\dot{z}G$ 、 $\dot{\theta}$ 、 $\dot{\phi}$ 计算对车轮 A 和其他车轮 B、C、D 的减震器 AM 的致动器 M 的控制量 ER,并在各个相应致动器 M 的控制输入端 COM 上提供这样计算得到的控制量。

[0195] 《Skyhook》型控制

[0196] 下面说明舒适型或《Skyhook》型减震器控制中如何计算可变减震模态增益 b_{mod} 和减震器承受的第一模态力 F_{mod} 。

[0197] Skyhook 型策略利用了模块 10 所产生的车厢第一绝对模态速度:颠簸速度 $\dot{z}G$ 、横滚速度 $\dot{\theta}$ 、和俯仰速度 $\dot{\phi}$,以下将这些速度用公共符号 V_{mod} 表示。

[0198] 车厢的运动水平和车厢的震动水平

[0199] 估算器 24 用来根据车轮的轮轴游间行程 DEB 计算车厢运动水平 NMC 和车厢震动水平 NTC。

[0200] 图 9 示出了估算器 24 获得车厢运动水平 NMC 和车厢震动水平 NTC 的过程:

[0201] - 计算前车轮 A、B 的平均轮轴游间行程 DEBAVMOY;

[0202] - 用带通滤波器 PB3 对前平均轮轴游间行程 DEBAVMOY 进行滤波,得到滤波值 DEBAVMOYF;

[0203] - 在整流器模块 RED 中取滤波值 DEBAVMOYF 的绝对值,得到整流值 $|DEBAVMOYF|$;

[0204] - 在保持模块 MMAX 中保持整流值 $|DEBAVMOYF|$ 的最大值,给出车厢运动水平 NMC。

[0205] 为了计算车厢运动水平 NMC,带通滤波器 PB3 被调节得能让相对较低的车厢运动频率通过。车厢运动带通滤波器 PB3 的通带例如被调节为接近于悬挂系统共振频率的 0.5Hz 到 2.5Hz。其斜率可以例如在两斜率中选取,以分别获得衰减运动水平 NMC 和非衰减运动水平 NMC。

[0206] 为了计算车厢震动水平 NTC,带通滤波器 PB3 被调节得能让相对较高的车厢震动频率通过。车厢震动带通滤波器 PB3 例如被调节成其低端截止频率为 3Hz,高端截止频率为 8Hz 或更高。其斜率例如可以在两个斜率中选取,以获得衰减震动水平 NTC 和非衰减震动水平 NTC。

[0207] 保持模块 MMAX 可以有下降的参变斜率和极大值保持的参变时间。获取车厢震动水平 NTC 的极大值保持时间要短于获取车厢运动水平 NMC 时的时间。

[0208] Skyhook 型中的承受模态力和模态增益

[0209] 预设的估算器 21 用于计算可变减震模态增益 b_{mod} ,并按公式 $F_{\text{mod}} = -b_{\text{mod}} \cdot V_{\text{mod}}$ 计算各个第一减震承受模态力 F_{mod} 。

[0210] 这样,模态增益有:

[0211] - 用来计算第一颠簸模态力 $F_{z1} = -b_z \cdot \dot{z}G$ 的颠簸模态增益 b_z ;

[0212] - 用来计算第一横滚模态力 $F_{\theta 1} = -b_{\theta} \cdot \dot{\theta}$ 的横滚模态增益 b_{θ} ;

[0213] - 用来计算第一俯仰模态力 $F_{\phi 1} = -b_{\phi} \cdot \dot{\phi}$ 的俯仰模态增益 b_{ϕ} 。

[0214] 模态增益 b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} 是随车轮 A、B、C、D 的轮轴游间行程 DEB 变化的,并由估算器 21 根据事先按照车轮 A、B、C、D 的轮轴游间行程 DEB 计算得到的量进行计算的。

[0215] 模态增益 b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} 可以包含一个或多个相乘系数,例如下述这些相乘系数:

[0216] - 分别是颠簸、横滚、俯仰的参考相乘系数 $b_{z\text{REF}}$ 、 $b_{\theta\text{REF}}$ 、 $b_{\phi\text{REF}}$ 。

[0217] - 分别是颠簸、横滚、俯仰的衰减相乘系数 $b_{z\text{ATT}}$ 、 $b_{\theta\text{ATT}}$ 、 $b_{\phi\text{ATT}}$ 。

[0218] - 分别是颠簸、横滚、俯仰的调节相乘系数 $b_{z\text{REC}}$ 、 $b_{\theta\text{REC}}$ 、 $b_{\phi\text{REC}}$ 。

[0219] - 分别是颠簸、横滚、俯仰的驾驶类型相乘系数 $b_{z\text{TYP}}$ 、 $b_{\theta\text{TYP}}$ 、 $b_{\phi\text{TYP}}$ 。

[0220] 在图 6 所示的实施例中,估算器 21 在其输入端接收如下的量:

[0221] - 由估算器 24 提供的车厢运动水平 NMC。

[0222] - 由估算器 24 提供的车厢震动水平 NTC。

[0223] - 车辆的速度 VVH。

[0224] - 由估算器 24 提供的模态硬度:颠簸模态硬度 k_z 、俯仰模态硬度 k_{ϕ} 、和横滚模态硬度 k_{θ} 。

[0225] - 由模块 10 提供的模态速度 V_{mod} :车厢颠簸模态速度 $\dot{z}G$ 、车厢横滚模态速度 $\dot{\theta}$ 、车厢俯仰模态速度 $\dot{\phi}$ 。

[0226] - 由估算器 20 提供的模态惯性矩:模滚惯性矩 I_{θ} 和俯仰惯性矩 I_{ϕ} ,

[0227] - 由估算器 20 提供的悬挂质量 MSUS,

[0228] - 运动信息 IS,根据驾驶员将安置在车辆仪表板上的相应开关设置于运动型驾驶或非运动型驾驶的位置处,运动信息 IS 可以是二进制状态 1(运动型)或二进制状态 0(非运动型)。

[0229] 对于每个模态增益 b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} ,颠簸、横滚、俯仰参考相乘系数 $b_{z\text{REF}}$ 、 $b_{\theta\text{REF}}$ 、 $b_{\phi\text{REF}}$ 是例如通过线性插值从预先存储的参考表格或曲线中提取的,该表格或曲线可以根据输入的车辆速度 VVH 给出参考相乘系数 $b_{z\text{REF}}$ 、 $b_{\theta\text{REF}}$ 、 $b_{\phi\text{REF}}$ 。

[0230] 对于每个模态增益 b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} ,颠簸、横滚、俯仰衰减相乘系数 $b_{z\text{ATT}}$ 、 $b_{\theta\text{ATT}}$ 、 $b_{\phi\text{ATT}}$ 按如下方式获得:

[0231] - 根据车厢运动水平 NMC 和车厢震动水平 NTC 按下述公式计算颠簸、横滚、俯仰阻抗 R_z 、 R_θ 、 R_ϕ ：

$$[0232] \quad R_z = NTC - \beta_z \cdot NMC$$

$$[0233] \quad R_\theta = NTC - \beta_\theta \cdot NMC$$

[0234]

$$R_\phi = NTC - \beta_\phi \cdot NMC$$

[0235] 其中 β_z 、 β_θ 、 β_ϕ 是可以调节两个水平 NMC 和 NTC 之间的比例的预先存储参数，它们例如在 0.5 与 1 之间调节；

[0236] - 例如通过线性插值，从预先存储的衰减相乘系数 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ 与颠簸、横滚、俯仰阻抗的关系的表格或曲线提取对应于算得的颠簸、横滚、俯仰阻抗值 R_z 、 R_θ 、 R_ϕ 的衰减相乘系数 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ 值。

[0237] 颠簸、横滚、俯仰衰减相乘系数 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ 例如按下述公式给出：

$$[0238] \quad b_{zATT} = 1 / (1 + a_z R_z)$$

$$[0239] \quad b_{\theta ATT} = 1 / (1 + a_\theta R_\theta)$$

[0240]

$$b_{\phi ATT} = 1 / (1 + a_\phi R_\phi)$$

[0241] 其中 a_z 、 a_θ 、 a_ϕ 是预先存储的参量。

[0242] 所得到的 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ 值仅当相应的阻抗 R_z 、 R_θ 、 R_ϕ 大于某一预定阈值时才保留，当相应的阻抗 R_z 、 R_θ 、 R_ϕ 小于或等于该预定阈值时，衰减相乘系数 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ 将取 1。

[0243] 对于每个模态增益 b_z 、 b_θ 、 b_ϕ ，颠簸、横滚、俯仰调节相乘系数 b_{zREC} 、 $b_{\theta REC}$ 、 $b_{\phi REC}$ 按下述公式获得：

$$[0244] \quad b_{zREC} = \sqrt{\frac{k_z \cdot MSUS}{k_{zREF} \cdot MREF}}$$

$$[0245] \quad b_{\theta REC} = \sqrt{\frac{k_\theta \cdot I_\theta}{k_{\theta REF} \cdot I_{\theta REF}}}$$

[0246]

$$b_{\phi REC} = \sqrt{\frac{k_\phi \cdot I_\phi}{k_{\phi REF} \cdot I_{\phi REF}}}$$

[0247] 其中， k_{zREF} 是颠簸参考硬度，为常量，

[0248] $k_{\theta REF}$ 是横滚参考硬度，为常量，

[0249] $k_{\phi REF}$ 是俯仰参考硬度，为常量，

[0250] $I_{\theta REF}$ 是横滚参考惯性矩，为常量，

[0251] $I_{\phi REF}$ 是俯仰参考惯性矩，为常量，

[0252] k_{zREF} 、 $k_{\theta REF}$ 、 $k_{\phi REF}$ 、 $MREF$ 、 $I_{\theta REF}$ 、 $I_{\phi REF}$ 都是预先存储的参量，它们对应于车辆正常载荷下的值，正常载荷例如是车辆座舱内的 4 位 67kg 的乘员和后备箱中 28kg 的行李。

[0253] 对于每个模态增益 b_z 、 b_θ 、 b_ϕ ，颠簸、横滚、俯仰驾驶类型相乘系数 b_{zTYP} 、 $b_{\theta TYP}$ 、 $b_{\phi TYP}$

在运动信息 IS 为运动型的二进制 1 状态时等于预先存储的运动增益 GS_z 、 GS_θ 、 GS_ϕ ，而在运动信息 IS 为非运动型的二进制 0 状态时等于 1。

[0254] 模态增益 b_z 、 b_θ 、 b_ϕ 根据各相乘系数按下式计算：

$$[0255] \quad b_z = b_{zREF} \cdot b_{zATT} \cdot b_{zREC} \cdot b_{zTYP}$$

$$[0256] \quad b_\theta = b_{\theta REF} \cdot b_{\theta ATT} \cdot b_{\theta REC} \cdot b_{\theta TYP}$$

[0257]

$$b_\phi = b_{\phi REF} \cdot b_{\phi ATT} \cdot b_{\phi REC} \cdot b_{\phi TYP}$$

[0258] 计算第一颠簸模态力 F_{z1} 、第一横滚模态力 $F_{\theta 1}$ 、第一俯仰模态力 $F_{\phi 1}$ ，它们也称作舒适性或《Skyhood》模态力。这三个第一模态力在估算器 21 的输出端给出。

[0259] Roadhook 型策略

[0260] 下面说明 Roadhook 型策略，该策略跟随路面面形，也称作车厢管理策略或适应策略。

[0261] 车厢管理策略的原则是，使颠簸模态加速度、横滚模态加速度、俯仰模态加速度这些相对于车轮平面的车厢模态加速度中的一个或几个趋于零或极小化。

[0262] 在图 10 中，本发明装置包含了能根据对车轮 A、B、C、D 测得的各个轮轴游间行程 DEB 估算车厢相对于车轮平均平面的各种模态速度 V_{mod2} 的估算器 31。这些相对于车轮平均平面的模态速度 V_{mod2} 称作相对速度，其中包括车厢颠簸相对模态速度 \dot{z}_{G2} 、车厢俯仰相对模态速度 $\dot{\phi}_2$ 、和车厢横滚相对模态速度 $\dot{\theta}_2$ 。

[0263] 该相对模态速度 V_{mod2} 估算器 31 在其输入端接收：

[0264] - 对车轮 A、B、C、D 测得的轮轴游间行程 DEB，

[0265] - 轮距 v ，

[0266] - 下列参数中的至少两个参数：前后部分之间的质量分配值 $RMAvAr$ 、重心 G 与前车轮 A、B 轮轴之间的距离 lg 、和轴距 e 。

[0267] 首先，各轮轴游间行程 DEB 被例如为二阶 Butterworth 型的低通滤波器滤波，获得在很大程度上消除了高频震动的低频成分的轮轴游间行程。

[0268] 然后，微分器对经上述低通滤波的轮轴游间行程 DEB 进行求导，得到车轮 A、B、C、D 的 Roadhook 轮轴游间行程速度。

[0269] 接着按如下公式计算相对模态速度 V_{mod2} ：

[0270] - 相对于车轮平均平面的车厢颠簸相对模态速度：

$$[0271] \quad \dot{z}_{G2} = \frac{(e-1g) \dot{d}_A + \dot{d}_B}{e} + \frac{1g \dot{d}_C + \dot{d}_D}{e}$$

[0272] - 相对于车轮平均平面的车厢俯仰相对模态速度：

[0273]

$$\dot{\phi}_2 = \frac{\dot{d}_A + \dot{d}_B - \dot{d}_C - \dot{d}_D}{2e}$$

[0274] - 相对于车轮平均平面的车厢横滚相对模态速度：

$$[0275] \quad \dot{\theta}_2 = \frac{\dot{d}_A - \dot{d}_B - \dot{d}_C + \dot{d}_D}{2v}$$

[0276] 其中，

[0277]

\dot{d}_A =左前轮 A 的轮轴游间行程速度 VDEB,

[0278]

\dot{d}_B =右前轮 B 的轮轴游间行程速度 VDEB,

[0279]

\dot{d}_C =右后轮 C 的轮轴游间行程速度 VDEB,

[0280]

\dot{d}_D =左后轮 D 的轮轴游间行程速度 VDEB,

[0281] 预期横向摇摆

[0282] 预设的估算器 32 用于根据测得的车辆速度 VVH 和用任何传感器或适当手段测得的车辆方向盘转动速度 $\dot{\delta}$ (其中 δ 是测得的方向盘转角) 来计算预期横向摇摆 \ddot{Y} (坐标值 Y 对时间的三次导数)。

[0283] 估算器 32 在其输入端接收:

[0284] - 悬挂质量 MSUS,

[0285] - 前后部分之间的质量分配值 RMAvAr,

[0286] - 车辆速度 VVH,

[0287] - 方向盘转动速度 $\dot{\delta}$ 。[0288] 预期横向摇摆 \ddot{Y} 按下式估算:

$$[0289] \quad \ddot{Y} = \frac{D \cdot \dot{\delta} \cdot VVH^2}{e(1 + K \cdot VVH^2)}$$

[0290] 其中 D 是方向盘的变速比, K 是过转向增益常数,它是根据前后部分之间的质量分配值 RMAvAr 和悬挂质量 MSUS 计算的。过转向增益 K 是通过车辆上的测量确定的车辆量。

[0291] 预期车轮驱动扭矩[0292] 预设的估算器 40 用于计算预期车轮驱动扭矩 C_R 。[0293] 为此,估算车辆变速箱啮合比 $R_{EMBR}(i)$ 的档次 i, 例如为 1 到 5。

[0294] 按照下式计算当发动机处于预定转速 ω_{MOT1} 时的车辆速度 VVH1, 它只依赖于相应档次下的啮合比 R_{EMBR} :

$$[0295] \quad VVH1 = VVH \cdot \omega_{MOT1} / \omega_{MOT}$$

[0296] 其中 ω_{MOT} 是车辆速度为 VVH 时的发动机转速。 ω_{MOT1} 的值例如为 $\omega_{MOT1} = 1000$ 转/分。

[0297] 对于每个啮合比档次 i 计算参数:

$$[0298] \quad P_i = 0,5 \cdot (VVH1(i) + VVH1(i+1)).$$

[0299] 通过比较 VVH1 与 P_i , 并取最接近于 VVH1 的 P_i 值, 导出啮合比档次 i。

[0300] 于是可以计算预期车轮驱动扭矩:

$$[0301] \quad C_R = C_M \cdot R_{EMBR}(i),$$

$$[0302] \quad \text{其中 } R_{EMBR}(i) = \omega_{MOT} / \omega_{ROUE},$$

[0303] $R_{EMBR}(i)$ 是档次 i 下的啮合比。[0304] C_M 是用任何适当手段, 例如发动机控制计算机, 确定的驱动扭矩。[0305] ω_{ROUE} 是车轮的转速。

[0306] 预期纵向摇摆

[0307] 预设的估算器 33 用于根据预期驱动扭矩的导数和主汽缸压力 P_{MC} 的导数 \dot{P}_{MC} 计算预期纵向摇摆 \ddot{X} (坐标值 X 对时间的三次导数)。

[0308] 估算器 33 在其输入端接收：

[0309] - 悬挂质量 $MSUS$ ，

[0310] - 主汽缸压力 P_{MC} ，

[0311] - 预期车轮驱动扭矩 C_R 。

[0312] 该计算按如下方式实现。

[0313] 首先例如通过线性插值从能给出主汽缸制动力与主汽缸压力的关系的预先存储表格或曲线中提取对应于主汽缸压力 P_{MC} 的制动力值 EFR 。然后利用例如为一阶 Butterworth 型的低通滤波器对该制动力 EFR 作低通滤波，并用微分器对该滤波制动力 EFR 进行求导，得到滤波制动力 EFR 的导数 \dot{E}_{FRF} 。

[0314] 计算发动机对车轮的预期力 EMR ，它等于车轮的预期驱动扭矩 C_R 除以预先存储的预定车轮平均半径 R_{moy} 。然后用例如为一阶 Butterworth 型的低通滤波器对该发动机施加在车轮上的预期力 EMR 进行低通滤波，并用微分器对该滤波发动机预期力 EMR 进行求导，得到滤波力 EMR 的导数 \dot{E}_{MRF} 。

[0315] 于是，预期纵向摇摆 \ddot{X} 等于导数 \dot{E}_{FRF} 和 \dot{E}_{MRF} 之和除以总质量 $MTOT$ ：

$$[0316] \quad \ddot{X} = \frac{\dot{E}_{FRF} + \dot{E}_{MRF}}{MTOT}$$

[0317] 在该公式中，总质量 $MTOT$ 包含了悬挂质量 $MSUS$ ，还可以包含车轮的质量，并可能被限制在两个阈值之间。

[0318] 摇摆 \ddot{Y} 和 \ddot{X} 是估算的，而不是用太费劲和太慢的微分加速度计得到的。

[0319] 预期模态力项

[0320] 预设的模块 34 用于计算两个预期模态力项，它们是：

[0321] - 预期俯仰模态力矩 $C_{\phi 2ant}$ ，

[0322] - 预期横滚模态力矩 $C_{\theta 2ant}$ ，

[0323] 如下面将说明的，既然关于颠簸只有 Roadhook 校正模态力，所以不再计算预期颠簸模态力。

[0324] 在图 11 所示的实施例中，估算器 34 在其输入端接收：

[0325] - 由估算器 32 提供的预期横向摇摆 \ddot{Y} ，

[0326] - 由估算器 33 提供的预期纵向摇摆 \ddot{X} ，

[0327] - 车辆速度 V_{VH} ，

[0328] - 由估算器 24 提供的各个模态硬度：颠簸模态硬度 k_z 、俯仰模态硬度 k_{ϕ} 、和模滚模态 k_{θ} ，

[0329] - 由模块 31 提供的各个相对于车轮平均平面的相对模态速度 V_{mod2} ：车厢颠簸相对模态速度 \dot{z}_{G2} 、车厢模滚相对模态速度 $\dot{\theta}_2$ 、和车厢俯仰相对模态速度 $\dot{\phi}_2$ ，

[0330] - 由估算器 20 提供的各个惯量模态矩：横滚惯量模态矩 I_{θ} 和俯仰惯量模态矩 I_{ϕ} ，

[0331] - 由估算器 20 提供的悬挂质量 $MSUS$ ，

[0332] - 运动信息 IS。

[0333] 如图 11 所示,关于预期俯仰模态力矩 $C_{\phi 2ant}$ 和预期横滚模态力矩 $C_{\theta 2ant}$ 这两项预期模态力矩,先分别通过对预期纵向摇摆 \ddot{X} 和预期横向摇摆 \ddot{Y} 的处理来计算,得到经处理的预期纵向摇摆 \ddot{X}_T 和预期横向摇摆 \ddot{Y}_T ,然后按照下式通过分别乘以纵向激励增益 G_{SX} 和横向激励增益 G_{SY} 得到预期俯仰模态力矩 $C_{\phi 2ant}$ 和预期横滚模态力矩 $C_{\theta 2ant}$:

[0334]

$$C_{\phi 2ant} = G_{SX} \cdot \ddot{X}_T$$

[0335] $C_{\theta 2ant} = G_{SY} \cdot \ddot{Y}_T$

[0336] 纵向激励增益 G_{SX} 和横向激励增益 G_{SY} 是预定的调节参量,它们由对车辆的试验确定,以在驾驶员的激励下能得到适当的车厢管理状态。

[0337] 如下所述,预期俯仰模态力矩 $C_{\phi 2ant}$ 的计算是从预期纵向摇摆 \ddot{X} 开始的 :

[0338] - 将预期纵向摇摆 \ddot{X} 输送给弱振幅归零滤波器 341,该滤波器有纵向摇摆作用正高阈 SHJL 和纵向摇摆作用负低阈 SBJL,它可以在行车期间将处于高阈 SHJL 与低阈 SBJL 之间的预期纵向摇摆值 \ddot{X} 用零值替代 ;

[0339] - 将滤波器 341 输出的滤波预期纵向摇摆 \ddot{X} 输送给极大值保持模块 342,它有参变的极大值保持时间,可得到滤波和极大值保持摇摆 \ddot{X}_{fmax} ,

[0340] - 将模块 342 输出的滤波和极大值保持摇摆 \ddot{X}_{fmax} 输送给斜率限制模块 343,使滤波和极大值保持摇摆 \ddot{X}_{fmax} 的下降斜率绝对值受到限制,得到处理预期纵向摇摆 \ddot{X}_T ,然后通过分别乘以纵向激励增益 G_{SX} 获得预期俯仰模态力矩 $C_{\phi 2ant}$ 。

[0341] 上述保持时间应该足够地长,使得 Roadhook 校正项(见前文)对简单的驾驶动作(简单转向、制动或加速)有足够的改变时间;保持时间又应该足够地短,以避免对 Roadhook 功能的干扰和作出无用的减震控制。

[0342] 将预期横向摇摆 \ddot{Y} 输送给弱振幅归零滤波器 341,它有横向摇摆作用正高阈 SHJT 和横向摇摆作用负低阈 SBJT,然后在极大值保持模块 342 中产生滤波和极大值保持摇摆 \ddot{Y}_{fmax} ,该值被输送给含有横向激励增益 G_{SY} 的斜率限制模块 343,在其输出端得到预期横滚模态力矩 $C_{\theta 2ant}$ 。高阈 SHJT 和 SHJL 可以相等,并与相等的低值 SBJT 和 SBJL 有相反的正负号。这些阈值都是参变的,它们是对不合时动作的限制与不处理小激励之间的一种折衷。每个阈值 SHJT、SHJL、SBJT、SBJL 的优选值是位在 $1ms^{-3}$ 与 $10ms^{-3}$ 之间。

[0343] 事实上利用这些预期量可以赢得响应时间使得致动器在车厢有时间得到速度之前就被设置到良好的状态上。结果可以明显改善车厢的管理。

[0344] 修正模态力项

[0345] 模块 34 还根据相对于车轮平均平面的相对模态速度 $V_{mod2} = \dot{z}_{G2}、\dot{\phi}_2、\dot{\theta}_2$ 来按照下述一般公式计算至少一个第二修正模态 F_{2COR} :

[0346] $F_{2COR} = -b_{mod2} \cdot V_{mod2}$

[0347] 也即,按照下列公式计算

[0348] - 第二修正颠簸模态力项 F_{z2cor} ,

[0349] - 第二修正俯仰模态力矩项 $C_{\phi 2cor}$,

[0350] - 第二修正横滚模态力矩项 $C_{\theta 2cor}$,

$$[0351] \quad F_{z2cor} = -b_{z2} \cdot \dot{z}_{G2}$$

[0352]

$$C_{\varphi2cor} = -b_{\varphi2} \cdot \dot{\varphi}_2$$

$$[0353] \quad C_{\theta2cor} = -b_{\theta2} \cdot \dot{\theta}_2$$

[0354] 其中 b_{mod2} 是第二修正模态增益,

[0355] b_{z2} 是第二修正颠簸模态增益,用于计算第二修正颠簸模态力项 F_{z2cor} ,

[0356] $b_{\theta2}$ 是第二修正横滚模态增益,用于计算第二修正横滚模态力矩项 $C_{\theta2cor}$,

[0357] $b_{\varphi2}$ 是第二修正俯仰模态增益,用于计算第二修正俯仰模态力矩项 $C_{\varphi2cor}$ 。

[0358] 第二修正模态增益 b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\varphi2}$ 可以包含一个或多个相乘系数,例如:

[0359] - 分别对应于颠簸、横滚和俯仰的第二参考相乘系数 b_{zREF2} 、 $b_{\theta REF2}$ 、 $b_{\varphi REF2}$,

[0360] - 分别对应于颠簸、横滚和俯仰的第二调节相乘系数 b_{zREC2} 、 $b_{\theta REC2}$ 、 $b_{\varphi REC2}$,

[0361] - 分别对应于颠簸、横滚和俯仰的第二驾驶类型相乘系数 b_{zTYP2} 、 $b_{\theta TYP2}$ 、 $b_{\varphi TYP2}$ 。

[0362] 对于每个第二模态增益 b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\varphi2}$,对应于颠簸、横滚、俯仰的第二参考相乘系数 b_{zREF2} 、 $b_{\theta REF2}$ 、 $b_{\varphi REF2}$ 是从预先为 Roadhook 策略存储的第二参考表格或曲线中提取的,该表格或曲线可以根据车辆速度给出第二参考相乘系数,对应于车辆速度 VVH 输入值的第二参考相乘系数例如可以通过线性插值得到。

[0363] 对于每个第二模态增益 b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\varphi2}$,第二调节系数 b_{zREC2} 、 $b_{\theta REC2}$ 、 $b_{\varphi REC2}$ 例如分别等于对应于颠簸、横滚、俯仰的前述第一调节相乘系数 b_{zREC} 、 $b_{\theta REC}$ 、 $b_{\varphi REC}$:

$$[0364] \quad b_{zREC2} = b_{zREC}, b_{\theta REC2} = b_{\theta REC}, b_{\varphi REC2} = b_{\varphi REC}.$$

[0365] 对于每个第二模态增益 b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\varphi2}$,分别对应于颠簸、横滚、俯仰的第二驾驶类型相乘系数 b_{zTYP2} 、 $b_{\theta TYP2}$ 、 $b_{\varphi TYP2}$ 例如分别等于前述第一驾驶类型相乘系数 b_{zTYP} 、 $b_{\theta TYP}$ 、 $b_{\varphi TYP}$:

$$[0366] \quad b_{zTYP2} = b_{zTYP}, b_{\theta TYP2} = b_{\theta TYP}, b_{\varphi TYP2} = b_{\varphi TYP}.$$

[0367] 第二修正模态增益 b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\varphi2}$ 按照下列公式根据各第二相乘系数计算:

$$[0368] \quad b_{z2} = b_{zREF2} \cdot b_{zREC2} \cdot b_{zTYP2}$$

$$[0369] \quad b_{\theta2} = b_{\theta REF2} \cdot b_{\theta REC2} \cdot b_{\theta TYP2}$$

[0370]

$$b_{\varphi2} = b_{\varphi REF2} \cdot b_{\varphi REC2} \cdot b_{\varphi TYP2}$$

[0371] Roadhook 模态力

[0372] 随后估算器 34 执行:

[0373] - 在预期俯仰模态力 $C_{\varphi2ant}$ 与第二修正俯仰模态力矩 $C_{\varphi2cor}$ 之间进行综合,在输出端上得到第二俯仰模态力矩或模态力 $C_{\varphi2}$,

[0374] - 在预期横滚模态力 $C_{\theta2ant}$ 与第二修正横滚模态力矩 $C_{\theta2cor}$ 之间进行综合,在输出端上得到第二横滚模态力矩或模态力 $C_{\theta2}$ 。

[0375] 第二修正颠簸模态力 F_{z2cor} 被作为第二颠簸模态力 F_{z2} 出现在输出端上: $F_{z2} = F_{z2cor}$ 。

[0376] 这些第二力 $C_{\varphi2}$ 、 C_{θ} 和 F_{z2} 称作适应型或路面跟随型或《Roadhook》型模态力。

[0377] 上述综合是这样实现的:按照下列表格,根据各个项的值选取预期项或者修正项:

[0378]

预期项 →	小	大
修正项 ↓		
小	情况 1: 修正项	情况 3: 预期项
大	情况 2: 修正项	情况 4: —如果正负号相同, 则取两者中的较大者 —如果正负号相反, 修正项

[0379] 第二俯仰模态力 $C_{\varphi 2}$ 按如下方式得到:它等于

[0380] - 第二修正俯仰模态力矩 $C_{\varphi 2cor}$,如果预期俯仰力矩 $C_{\varphi 2ant}$ 的绝对值小于或等于第一俯仰预定值 $V1_{\varphi}$ (对应于上表中小预期项的情况 1 和 2),

[0381] - 预期俯仰模态力矩 $C_{\varphi 2ant}$,如果预期俯仰力矩 $C_{\varphi 2ant}$ 大于第一俯仰预定值 $V1_{\varphi}$,并且修正俯仰模态力矩 $C_{\varphi 2cor}$ 的绝对值小于或等于第二俯仰预定值 $V2_{\varphi}$ (对应于上表中小修正项和大预期项的情况 3)。

[0382] 如果预期俯仰力矩 $C_{\varphi 2ant}$ 的绝对值大于第一俯仰预定值 $V1_{\varphi}$ 并且修正俯仰模态力矩 $C_{\varphi 2cor}$ 的绝对值大于第二俯仰预定值 $V2_{\varphi}$ (对应于上表中大修正项和大预期项的情况 4), 则:

[0383] - 如果修正俯仰模态力矩 $C_{\varphi 2cor}$ 与预期俯仰力矩 $C_{\varphi 2ant}$ 有相同的正负号,则第二俯仰模态力 $C_{\varphi 2}$ 等于 $\max(|C_{\varphi 2cor}|, |C_{\varphi 2ant}|) \cdot \text{sgn}(C_{\varphi 2ant})$,其中 sgn 代表符号函数, \max 代表取最大函数, 以及

[0384] - 如果修正俯仰模态力矩 $C_{\varphi 2cor}$ 与预期俯仰力矩 $C_{\varphi 2ant}$ 有不同的正负号,则第二俯仰模态力 $C_{\varphi 2}$ 等于修正俯仰模态力 $C_{\varphi 2cor}$ 。

[0385] 用于上类似的方法可以得到第二横滚模态力 $C_{\theta 2}$, 只要分别 $C_{\theta 2cor}$ 与 $C_{\theta 2ant}$ 代替 $C_{\varphi 2cor}$ 和 $C_{\varphi 2ant}$,同时分别将第一横滚预定值 $V1_{\theta}$ 和第一横滚预定值 $V2_{\theta}$ 代替 $V1_{\varphi}$ 和 $V2_{\varphi}$ 。

[0386] Skyhook 与 Roadhook 之间的综合

[0387] 估算器 21 所提供的的第一颠簸模态力 F_{z1} 、第一横滚模态力 $F_{\theta 1}$ 和第一俯仰模态力 $F_{\varphi 1}$ (这些是 skyhook 策略中的舒适型模态力,一般地用第一承受模态力 $F1$ 表示)、以及估算器 34 所提供的第二颠簸模态力 F_{z2} 、第二横滚模态力 $C_{\theta 2}$ 和第二俯仰模态力 $C_{\varphi 2}$ (这些是 Roadhook 策略中的适应型模态力,一般地用第二承受模态力 $F2$ 表示) 都被传送给承受力估算器 22 (这些承受力是对每个减震器,也即对每个车轮 A、B、C、D 的,这些承受力分别表示为 $FA1$ 、 $FB1$ 、 $FC1$ 、 $FD1$)。

[0388] 对于每种模态,估算器 22 都通过对舒适型的第一力 F_1 和适应型的第二力加权来计算承受模态力 F 。

[0389] 估算器 22 作如下计算:

[0390] - 根据舒适型的第一颠簸力 F_{z1} 、适应型的第二颠簸力 F_{z2} 和权系数 α 按下式:

$$[0391] \quad F_z = \alpha \cdot F_{z2} + (1-\alpha) \cdot F_{z1}$$

[0392] 计算颠簸承受模态力 $F = F_z$,

[0393] - 根据舒适型的第一俯仰模态力 $F_{\phi 1}$ 、适应型的第二俯仰模态力 $C_{\phi 2}$ 和权系数 α 按下式:

[0394]

$$F_{\phi} = \alpha \cdot C_{\phi 2} + (1-\alpha) \cdot F_{\phi 1}$$

[0395] 计算俯仰承受模态力 $F = F_{\phi}$,

[0396] - 根据舒适型的第一横滚模态力 $F_{\theta 1}$ 、适应型的第二横滚模态力 $C_{\theta 2}$ 和权系数 α 按下式:

$$[0397] \quad F_{\theta} = \alpha \cdot C_{\theta 2} + (1-\alpha) \cdot F_{\theta 1}$$

[0398] 计算横滚承受模态力 $F = F_{\theta}$ 。

[0399] 根据探测到的激励确定权系数 α 的方法将在下面说明。

[0400] 为了使 skyhook 策略的舒适型第一力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ 和 $F_{\phi 1}$ 成为承受模态力,通常使权系数为 0。

[0401] 修正纵向加速度

[0402] 修正纵向加速度 \ddot{X}_{COR} 由估算器 25 根据纵向加速度计 CAPL 所测得的纵向加速度 ACCL 计算。

[0403] 估算器 25 在其输入端接收:

[0404] - 测得的车辆速度 VVH ,

[0405] - 由估算器 20 提供的悬挂质量 $MSUS$,

[0406] - 测得的纵向加速度 $ACCL$,

[0407] - 由传感器 CAP-P 提供的制动主汽缸压力 P_{MC} ,

[0408] - 由估算器 40 提供的预期车轮驱动扭矩 C_R 。

[0409] 该计算以如下方式实现:

[0410] 首先例如通过线性插值,从给出主汽缸制动力与主汽缸压力的关系的预先存储表格或曲线提取对应于主汽缸压力 P_{MC} 的该制动力值 EFR 。

[0411] 计算作用于车轮的预期驱动力 EMR ,它等于作用于车轮的预期驱动扭矩 C_R 除以预先存储的预定车轮平均半径 R_{moy} 。

[0412] 根据车辆速度 VVH 按照下式计算纵向牵引力 ETR :

$$[0413] \quad ETR = COEF \cdot (VVH)^2 + DEC$$

[0414] 其中 $COEF$ 是预先存储的预定系数, DEC 是预先存储的预定偏置。

[0415] 于是总纵向力 ELT 等于制动力 EFR 、作用于车轮的预期驱动力 EMR 、纵向牵引力 ETR 之和:

$$[0416] \quad ELT = EFR + EMR + ETR。$$

[0417] 计算包含悬挂质量的总质量 $MTOT$,其中还可以包含车轮质量,它的值可能被限制

在两个阈值之间。

[0418] 通过将总纵向力 ELT 除以总质量 MTOT 可计算得到预期纵向加速度 \ddot{X}_{ANT} :

[0419] $\ddot{X}_{ANT} = ELT / MTOT$ 。

[0420] 接着可能将预期纵向加速度 \ddot{X}_{ANT} 限制在两个阈值之间。

[0421] 然后按如下方式计算修正纵向加速度 \ddot{X}_{COR} :

[0422] - 计算纵向加速度变化 EVAL, 它等于预期纵向加速度 \ddot{X}_{ANT} 减去测得的纵向加速度 ACCL :

[0423] $EVAL = \ddot{X}_{ANT} - ACCL$

[0424] - 通过用例如一阶 Butterworth 型高通滤波器 PH 对该纵向加速度变化 EVAL 滤波, 得到滤波纵向加速度变化, 它等于 $PH(\ddot{X}_{ANT} - ACCL)$,

[0425] - 通过在测得的纵向加速度 ACCL 上加上滤波纵向加速度变化 EVAL, 得到修正纵向加速度 \ddot{X}_{COR} :

[0426] $\ddot{X}_{COR} = ACCL + PH(\ddot{X}_{ANT} - ACCL)$

[0427] 高通滤波器 PH 的截止频率可以调节估算速度与测量速度的差别。

[0428] 修正横向加速度

[0429] 修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} 由估算器 26 根据由横向加速度计 CAP-ACCT 提供的测量横向加速度 ACCT 计算。

[0430] 估算器 26 在其输入端接收 :

[0431] - 悬挂质量 MSUS,

[0432] - 前后部分之间的质量分配值 RMAvAr,

[0433] - 车辆速度 VVH,

[0434] - 方向盘转角 δ ,

[0435] - 测量横向加速度 ACCT。

[0436] 预期横向加速度 \ddot{Y}_{ANT} 按下式估算 :

[0437]
$$\ddot{Y}_{ANT} = \frac{D \cdot \delta \cdot VVH^2}{e(1 + K \cdot VVH^2)}$$

[0438] 其中 D 是方向盘的变速比, K 是过转向增益常数, 后者根据前后部分之间的质量分配值 RMAvAr 和悬挂质量 MSUS 计算得到。过转向增益常数 K 是车辆量, 通过在车辆上的测量确定。

[0439] 接着可能将预期横向加速度 \ddot{Y}_{ANT} 限制在两个阈值之间。

[0440] 然后按如下方式计算修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} :

[0441] - 计算横向加速度变化 EVAT, 它等于预期横向加速度 \ddot{Y}_{ANT} 减去测量横向加速度 ACCT :

[0442] $EVAT = \ddot{Y}_{ANT} - ACCT$

[0443] - 通过用例如一阶 Butterworth 型的高通滤波器 PH2 对该横向加速度变化 EVAT 滤波, 得到滤波横向加速度变化, 它等于 $PH(\ddot{Y}_{ANT} - ACCT)$,

[0444] - 通过在测量横向加速度 ACCT 上加上滤波横向加速度变化 EVAT, 得到修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} :

[0445] $\ddot{Y}_{COR} = ACCT + PH2 (\ddot{Y}_{ANT} - ACCT)$

[0446] 高通滤波器 PH2 的截止频率可以调节估算相对测量的校准速度。

[0447] 激励探测和 Skyhook 力与 Roadhook 力的权系数

[0448] 在图 12 中,估算器 23 计算舒适型第一力和适应型第二力的权系数 α 。

[0449] 估算器 23 在其输入端接收:

[0450] - 由估算器 33 提供的预期纵向摇摆 \ddot{X} ,

[0451] - 由估算器 32 提供的预期横向摇摆 \ddot{Y} ,

[0452] - 由估算器 25 提供的修正纵向加速度 \ddot{X}_{COR} ,

[0453] - 由估算器 26 提供的修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} ,

[0454] - 运动信息 IS。

[0455] 默认的情况是,选择 Skyhook 策略下的舒适型第一力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ 、 $F_{\phi 1}$ 作为承受的模态力,也即权系数 α 为 0。当在上述输入端处捕捉到相应的量时就认为是探测到了激励。一旦探测到激励,权系数 α 就转变为《全适应》或 Roadhook 型,即取值变为 1,以选择适应型的第二力 F_{z2} 、 $C_{\theta 2}$ 、 $C_{\phi 2}$ 作为承受的模态力。如果探测到在激励中间出现稳定状态,典型地如图 14 所示的发生在高速公路大半径拐弯处的情况,则有可能使权系数 α 逐渐重新变回 Skyhook 策略的 0 值,以有利于舒适性。如果在这种稳定状态中间又探测到了加速度量的变化,则上述两类力的分配立即回到“完全适应”型,即 α 等于 1。

[0456] 建立两个关于超过了修正加速度或预期摇摆的参变阈值情况的二进制信号:“横向驾驶员激励”二进制信号 SSOLT 和“纵向驾驶员激励”二进制信号 SSOLL。

[0457] 当探测到下列事件时,将权系数置 1 并重新起动计时:

[0458] - 纵向驾驶员激励的上升前沿,

[0459] - 横向驾驶员激励的上升前沿,

[0460] - 纵向驾驶员激励使得纵向摇摆超过阈值,

[0461] - 纵向驾驶员激励使得纵向加速度变化超过阈值,

[0462] - 横向驾驶员激励使得横向摇摆超过阈值,

[0463] - 横向驾驶员激励使得横向加速度变化超过阈值。

[0464] 估算器 23 根据运动型信息 IS 确定纵向阈值调节量 MODL 和横向阈值的调节量 MODT。

[0465] 如果运动信息 IS 等于 1,则纵向阈值调节量 MODL 等于远小于 1 的纵向预定值,横向阈值调节量 MODT 等于远小于 1 的横向预定值。

[0466] 如果运动信息 IS 等于 0,则纵向阈值调节量 MODL 等于 1,横向阈值调节量 MODT 等于 1。

[0467] 然后按下述方式确定如下激励探测信号:纵向激励逻辑信号 SSOLL、第二纵向逻辑信号 SL2、第三纵向逻辑信号 SL3、横向激励逻辑信号 SSOLT、第四横向逻辑信号 ST4、和第五横向逻辑信号 ST5:

[0468] - 如果 $|\ddot{X}_{COR}| > THAL_1 \cdot MODL$

[0469] 或 $|\ddot{Y}| > THJL_1 \cdot MODL$,

[0470] 则 $SSOLL = 1$,

- [0471] - 否则 $SSOLL = 0$,
- [0472] - 如果 $SSOLL = 1$ 且 $|\ddot{X}| > THJL_2$,
- [0473] 则 $SL2 = 1$
- [0474] - 否则 $SL2 = 0$,
- [0475] - 将纵向加速度 γ_L 初始化为 0。
- [0476] - 如果 $|\ddot{X}_{COR} - \gamma_L| > THAL_2 \cdot |\gamma_L|$
- [0477] 则
- [0478] • 存储 $\gamma_L = \ddot{X}_{COR}$, 供下面计算 SL3 用,
- [0479] • 如果 $SSOLL = 1$, 则 $SL3 = 1$, 否则 $SL3 = 0$,
- [0480] - 如果 $|\ddot{X}_{COR} - \gamma_L| \leq THAL_2 \cdot |\gamma_L|$, 则 $SL3 = 0$,
- [0481] - 如果 $|\ddot{Y}_{COR}| > THAT_1 \cdot MODT$
- [0482] 或 $|\ddot{Y}| > THJT_1 \cdot MODT$
- [0483] 则 $SSOLT = 1$
- [0484] - 否则 $SSOLT = 0$,
- [0485] - 如果 $SSOLT = 1$ 且 $|\ddot{Y}| > THJT_2$
- [0486] 则 $ST4 = 1$,
- [0487] - 否则 $ST4 = 0$ 。
- [0488] - 将横向加速度 γ_T 初始化为 0,
- [0489] - 如果 $|\ddot{Y}_{COR} - \gamma_T| > THAT_2 \cdot |\gamma_T|$
- [0490] 则
- [0491] • 存储 $\gamma_T = \ddot{Y}_{COR}$, 供下面计算 ST5 用,
- [0492] • 如果 $SSOLT = 1$, 则 $ST5 = 1$, 否则 $ST5 = 0$,
- [0493] - 如果 $|\ddot{Y}_{COR} - \gamma_T| \leq THAT_2 \cdot |\gamma_T|$ 否则 $ST5 = 0$ 。
- [0494] 其中, $THAL_1$ 是第一纵向加速度阈值,
- [0495] $THAL_2$ 是第二纵向加速度变化阈值,
- [0496] $THJL_1$ 和 $THJL_2$ 是第一和第二纵向摇摆阈值,
- [0497] $THAT_1$ 是第一横向加速度阈值,
- [0498] $THAT_2$ 是第二横向加速度变化阈值,
- [0499] $THJT_1$ 和 $THJT_2$ 是第一和第二横向摇摆阈值,
- [0500] 以上各个阈值都是预先存储的。
- [0501] 探测信号的状态 1 对应于存在激励的状态, 而状态 0 对应于不存在激励的状态。
- [0502] 驾驶员激励逻辑信号 SSOL 在第一纵向激励逻辑信号 SSOLL 为 1 和 / 或横向激励逻辑信号 SSOLT 为 1 时取值 1 (逻辑“或”算子)。
- [0503] 第一逻辑信号 SL1 被取为等于驾驶员激励逻辑信号 SSOL。
- [0504] 根据运动信息 IS 确定第一 Skyhook 力与第二 Roadhook 力之间的调节时间 TMOD :
- [0505] - 如果 $IS = 1$, 则调节时间 TMOD 等于 :
- [0506] $TMOD = TPER \cdot MODSPORT$,
- [0507] 否则 $TMOD = TPER$ 。

[0508] 其中 TPER 是预先存储的预定持续状态时间,代表从稳定的 Roadhook 策略过渡到稳定的 Skyhook 策略所经过的时间,MODSPORT 是在选择了运动型驾驶情况下调节时间的相乘因子,它远大于 1 并且是预先存储的预定值。

[0509] 在图 13 所示的时序图中,横坐标为 t,然后按如下方式计算中间权系数 α_{INTER} :

[0510] - 初始化为 0 (阶段 S10),

[0511] - 当探测到第一、第二、第三、第四、第五逻辑信号 $SL1 = SSOL, SL2, SL3, ST4, ST5$ 中的一个或多个或全部的上升前沿时,将中间权系数 α_{INTER} 设置为 1 (阶段 S11),

[0512] - 在探测到每个上升前沿之后,会中间权系数 α_{INTER} 在一段死时间 TMORT 内保持为 1,该死时间是预先存储的预定值 (阶段 S12),

[0513] - 在死时间 TMORT 结束后,会中间权系数 α_{INTER} 在调节时间 TMOD 中例如以线性方式下降至 0 (阶段 S13),

[0514] - 如果探测到新的上升前沿,则在阶段 S11 之后重新取中间权系数 α_{INTER} 为 1,并重新开始上述阶段 S11、S12、S13 的处理。

[0515] 通过在具有负斜率的限制器中对驾驶员激励逻辑信号 SSOL 进行滤波,计算驾驶员激励限制逻辑信号 $SSOL_{LIMIT}$,以使它在调节时间 TMOD 内从 1 下降到最小值 0。

[0516] 权系数 α 等于中间权系数 α_{INTER} 乘以驾驶员激励限制逻辑信号 $SSOL_{LIMIT}$:

[0517] $\alpha = \alpha_{INTER} \cdot SSOL_{LIMIT}$ 。

[0518] 图 14 示出了在简单转向过程中方向盘转角 δ 的时序图,这一动作使权系数 α 在转向开始时和转向结束时都变为 1 (Roadhook 型),而在转向之前、转向之后、以及转向中间权系数 α 都为 0 (Skyhook 型)。

[0519] 车轮的承受力

[0520] 例如通过线性插值,从给出前部力分配系数与前后部分之间的质量分配值的关系的预先存储表格或曲线提取对应于前后部分之间的质量分配值 $RMAvAr$ 的前部力分配系数值 CAV 。该前部力分配系数 CAV 大于或等于 0 且小于或等于 1。

[0521] 根据车辆速度 VVH 计算大于或等于 0 且小于或等于 1 的防倾斜比 RAD 。例如,可以例如通过线性插值从给出防倾斜比与车辆速度的关系的预先存储表格或曲线提取对应于车辆速度 VVH 的防倾斜比的值 RAD 。

[0522] 估算器 22 根据承受模态力 F_z, F_θ 和 F_ϕ 按下列公式计算各个减震器 AM 给予车轮 A、B、C、D 的承受力 :

[0523] - 左前轮 A 的承受力 $FA1$:

[0524]

$$FA1 = \frac{F_z \cdot CAV}{2} - \frac{F_\phi}{2 \cdot e} - \frac{F_\theta \cdot RAD}{v}$$

[0525] - 左前轮 B 的承受力 $FB1$:

[0526]

$$FB1 = \frac{F_z \cdot CAV}{2} - \frac{F_\phi}{2 \cdot e} + \frac{F_\theta \cdot RAD}{v}$$

[0527] - 右后轮 C 的承受力 $FC1$:

[0528]

$$FC1 = \frac{F_z(1-CAV)}{2} + \frac{F_\phi}{2 \cdot e} + \frac{F_\theta(1-RAD)}{v}$$

[0529] - 左后轮 D 的承受力 FD1 :

[0530]

$$FD1 = \frac{F_z(1-CAV)}{2} + \frac{F_\phi}{2 \cdot e} - \frac{F_\theta(1-RAD)}{v}$$

[0531] 然后,估算器根据各个减震器 AM 给予车轮 A、B、C、D 的承受力 FA1、FB1、FC1、FD1 和车轮 A、B、C、D 各自的有效轮轴游间行程速度 VDEB,来确定车轮 A、B、C、D 的各个减震器 AM 应采用的承受减震规律 $ER_C = ER_{CA}、ER_{CB}、ER_{CC}、ER_{CD}$,例如,通过在图 15 中确定点的位置 (VDEB(A);FA1) 然后找出最接近的减震规律 ER。

[0532] 最小状态

[0533] 估算器 27 计算最小减震状态。这一计算的意义是可以输入最小状态 ER_M 也即最小减震规律 ER_M 使得悬挂系统不能处于太软的减震状态。该最小减震规律是由输入端处的 4 个不同信号流决定的:

[0534] - 车辆速度,由此得到第一最小状态 ER_{M1} :这一最小状态适用于车辆静止或速度十分缓慢(例如从人行道上下来)、或为了安全和保持车厢情况而十分高速行驶的情况。

[0535] - 修正纵向加速度,由此得到第二最小状态 ER_{M2} :这一最小状态适用于存在很大的纵向激励而 Roadhook 策略不能令人满意时需考虑安全性的情况,以及发生稳定加速或制动这类与纵向过渡阶段相反的情况。

[0536] - 修正横向加速度,由此得到第三最小状态 ER_{M3} :这一最小状态适用于存在很大的横向激励而 Roadhook 策略不能令人满意时需考虑安全性的情况,以及发生稳定转向而使该时期内的综合策略应优先考虑 Skyhook 策略的情况。

[0537] - 预期横向摇摆,由此得到第四最小状态 ER_{M4} :这一最小状态与含有各预期项的 Roadhook 策略并行地工作。它可以在转向时保证导向致动器能预先采用小角度,同样地,在转向时为了车辆操纵的灵活性,对于车轮内滑或外滑也可根据参数来采用这种最小状态。

[0538] 这些最小状态例如是对每个车轮分开计算的。

[0539] 第一最小状态 ER_{M1} 是这样得到的:例如通过线性插值,从给出第二最小状态与车辆速度的关系的预先存储表格或曲线提取对应于测量的车辆速度 V_{VH} 的第一最小状态数据 ER_{M1} 。第一最小状态可以对两个前轮和两个后轮分开计算。

[0540] 第二最小状态 ER_{M2} 是这样得到的:例如通过线性插值,从给出第二最小状态与车辆速度及修正纵向加速度的关系的预先存储表格或曲线提取对应于测量的车辆速度 V_{VH} 和修正纵向加速度 \ddot{X}_{COR} 的第二最小状态数据 ER_{M2} 。

[0541] 第三最小状态 ER_{M3} 是这样得到的:例如通过线性插值,从给出第三最小状态与车辆速度及修正横向加速度的关系的预先存储表格或曲线提取对应于测量的车辆速度 V_{VH} 和修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} 的第三最小状态数据 ER_{M3} 。

[0542] 第四最小状态 ER_{M4} 是这样得到的:例如通过线性插值,从给出第四最小状态与预期横向摇摆的关系的表格或曲线中提取对应于预期横向摇摆 \ddot{Y} 的第四最小状态数据 ER_{M4} 。

[0543] 于是,对于每个车轮,由估算器 27 提供的总减震最小状态 ER_M 等于最小状态 ER_{M1} 、 ER_{M2} 、 ER_{M3} 、 ER_{M4} 的最大值。这样就得到了车轮 A、B、C、D 各自的总减震最小状态 ER_{MA} 、 ER_{MB} 、

ER_{MC} 、 ER_{MD} 。

[0544] Roadhook 和 Skyhook 这两个功能在其输入端接收作为主要数据流的来自 4 个轮轴游间行程传感器的信息。

[0545] 例如,对于车速至少为 20km/h 的无驾驶员激励的车辆,由于绝对模态速度将十分小, Skyhook 功能将使减震处于最软的可能状态。然而,在这样的行车情况下,车辆在登上人行道或从人行道下来时将有受到强制性激励的危险,所以宁可希望车辆处在稍硬的减震状态之下。

[0546] 同样,对于速度十分高的车辆,如果没有驾驶员激励并且路面很好(例如在高速公路上),则 Skyhook 将使减震处于某一软状态。这可能在在大速度下出现问题,因为这会导致减震必须在太短的时间内过渡成太硬的状态的危险,而这是所用的致动器不可能实现的。

[0547] 另一方面, Roadhook 策略可以处于比驾驶员激励稍有滞后的状态:由 Roadhook 策略估算的预期力并没有滞后,但当采用硬规律下的过渡时,要求车轮已经有了轮轴游间行程速度。然而,当车轮有轮轴游间行程速度时,已经太晚了。所以应该在纵向和横向加速时结合作用,最小减震状态,保证减震有足够的与车轮轮轴游间行程速度无关的硬度。出现横向摇摆时(它超前于加速度)也应使用最小状态。

[0548] 为了改善车辆的舒适度,最好在稳定转向过程中或稳定纵向加速情况下回到 Skyhook 策略状态。这可以稳定车厢的绝对速度。然而在这种情况下应当注意不要让车辆处于太软的状态,因为这种情况有潜在的危险性(急转弯,转向过程中轮胎松动等)。所以在稳定加速时应采最小状态以安全地利用 Skyhook 功能。

[0549] 最后,关于摇摆的最小状态给综合策略增加了灵活操作的余地和转向时的驾驶乐趣。

[0550] 减震规律的控制

[0551] 控制模块 28 在其输入端接收由估算器 22 提供的各个车轮 A、B、C、D 的承受减震规律 ER_{CA} 、 ER_{CB} 、 ER_{CC} 、 ER_{CD} 和由估算器 27 提供的各个车轮 A、B、C、D 的总减震最小状态 ER_{MA} 、 ER_{MB} 、 ER_{MC} 、 ER_{MD} , 并据以通过对每个车轮取承受减震规律和总减震最小状态中的最大值计算各车轮 A、B、C、D 的减震器的控制状态 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D :

$$[0552] \quad ER_A = \max(ER_{CA}, ER_{MA})$$

$$[0553] \quad ER_B = \max(ER_{CB}, ER_{MB})$$

$$[0554] \quad ER_C = \max(ER_{CC}, ER_{MC})$$

$$[0555] \quad ER_D = \max(ER_{CD}, ER_{MD})$$

[0556] 这些控制状态 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D 确定了每个车轮 A、B、C、D 的减震器 AM 所采用的减震规律,并作为控制量 ER 被输送给各个车轮 A、B、C、D 的减震器的致动器的控制输入端 COM。

[0557] 此外,这些控制状态 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D 还作为致动器的真实状态 ER 被输送给估算器 12 的输入端。

[0558] 下面是一些补充功能的说明,有助于理解本装置中对车轮 A、B、C、D 的减震器的控制状态 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D 的计算。

[0559] 撞击的考虑

[0560] 撞击的探测在前车轮上实现。障碍物不可能预见。所以当前车轮跨越障碍物时将探测到撞击。通过监测车辆前轮的轮轴游间行程速度来实现撞击的探测。

[0561] 撞击的特点是,在车轮的水平高度上产生了大的轮轴游间行程速度。障碍物的幅度可能不大(例如浅坑),但会造成冲击,因为车轮以大速度跳动。

[0562] 在图 16 中,预设的估算器 50 用于在探测到撞击的情况下计算承受状态或承受减震规律 ERP。该估算器 50 在其输入端接收:

[0563] - 由轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 提供的前车轮 A、B 的轮轴游间行程 DEB(A)、DEB(B),

[0564] - 前车轮 A、B 的轮轴游间行程速度 VDEB(A)、VDEB(B),

[0565] - 测得的车辆速度 VVH,

[0566] - 修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} ,

[0567] - 第一舒适型力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ 、 $F_{\phi 1}$ 与第二适应型力 F_{z2} 、 $F_{\theta 2}$ 、 $F_{\phi 2}$ 的权系数 α 。

[0568] 左车轮和右车轮的撞击探测和处理是独立进行的。如果只在右前轮上探测到撞击,则只对右车轮这一侧进行撞击处理。如果只在左前轮上探测到撞击,则只对左车轮这一侧进行撞击处理。

[0569] 估算器 50 包括:

[0570] - 撞击探测模块 51,它根据轮轴游间行程 DEB 和轮轴游间行程速度 VDEB 进行探测,

[0571] - 计算模块 52,它根据车辆速度 VVH、修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} 和权系数 α 计算作动延时和处理禁止信号,

[0572] - 左侧撞击处理模块 53,

[0573] - 右侧撞击处理模块 54。

[0574] 撞击探测

[0575] 模块 51 中预先定义了撞击探测阈值 SDP。当在车辆的一侧,下面例如假定为左侧,探测到前车轮的轮轴游间行程速度 VDEB(A) 的绝对值超过了撞击探测阈值 SPD 时,可能撞击探测逻辑信号 P (二进制信号) 将被置 1,而当前车轮的轮轴游间行程速度 VDEB(A) 的绝对值小于或等于撞击探测阈值 SDP 时,可能撞击探测逻辑信号 P 将被置 0。

[0576] 为了实现优化调节,撞击探测阈值 P 是随车辆速度 VVH 改变的参变量。例如通过线性择值,从给出撞击探测阈值与车辆速度的关系的表格、曲线或图形提取对应于车辆速度 VVH 的撞击探测阈值量 SDP。例如,当车速十分高时,不论什么障碍物都有产生大轮轴游间行程速度的危险。所以,在高车速下,为了不对并非对应于上述所定义撞击路面激励作出不适当的处理,需要增大撞击探测阈值。

[0577] 在一次冲击之后,轮轴游间行程速度可能在一段时间内振荡,并在单次冲击之后一段时间内可能有(多次探测到)超过阈值 SDP 的危险。于是在第一次超出阈值 SDP 时给出断开时间 TEMP 以避免在跨越同障碍物时探测到多个撞击。

[0578] 例如,探测到的撞击仅仅出现在前一次撞击后的预定时期 DDP (例如 15 毫秒) 之后才是有效的。

[0579] 撞击探测的禁止

[0580] 当前轮轴游间行程 DEB(A)、DEB(B) 中至少有一个变得小于第一限位阈 SDEB1 或

大于第二限位阈 SDEB2 时,将使撞击探测禁止信号 $S = \text{SIDP}$ 置 1 次禁止撞击的探测,否则该信号将被置 0。

[0581] 事实上,当车厢强烈运动时,轮轴游间行程可能使轮轴 (train) 与限位块相接触。对限位块的紧压将产生大的轮轴游间行程速度,导致进行撞击处理。如果在这种情况下进行处理,它将在一段时间内使后部处于软减震状态。问题在于,在轮轴与其限位块相接触的情况下过渡到软减震状态,车厢的运动将不再能完全制止,明显地出现后车轴过度颠簸的现象。所以在这种行车情况下需要禁止撞击探测。为此,监测车轮的轮轴游间行程值。当这些轮轴游间行程值超过参变阈值 SDEB1 或 SDEB2 (它们对应于事先与限位块紧贴或松弛接触的车轮的可能轮轴游间行程范围) 时,撞击探测将被禁止。

[0582] 模块 51 按下述方式根据可能撞击探测信号 P 产生撞击证实信号 W。

[0583] 有效撞击信号 Q 和撞击证实信号 W 都是通过循环迭代产生的,它们在第 n 次计算循环中的值是根据它们在前一次 (n-1) 循环中的值和断开时间 TEMP 的流逝时间信号 T 得到的,其中 T 是根据撞击可能探测信号 P 计算的。

[0584] 有效撞击信号 Q 被初始化为 1。

[0585] 如果撞击可能探测信号 P 在其前一次下降前沿之后在超过断开时间 TEMP 的时期保持为 0,则它的流逝时间信号 T 取值 1,否则它的时间流逝信号 T 取 0。

[0586] 有效撞击信号 Q 的值为:

$$[0587] \quad Q' = \bar{Q} \cdot \bar{W} \cdot T + \bar{Q} \cdot W \cdot T + Q \cdot \bar{W} \cdot \bar{T} + Q \cdot W \cdot T$$

[0588] 其中 Q' 代表下一次循环中的状态,- 代表取补值。

[0589] 如果以下各条件同时成立,则撞击证实信号 W 取 1,表示真正探测到了一次撞击:

[0590] - 在构成了时期 DDP 的指定相继循环次数 (例如 3 次循环) 中,撞击可能探测信号 P 始终为 1,

[0591] - 有效撞击信号 Q 为 1,

[0592] - 撞击探测禁止信号 $S = \text{SIDP}$ 为 0,表明非禁止状态,

[0593] - 修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} 的绝对值小于预定的修正横向的速度禁止阈值 SY: $|\ddot{Y}_{\text{COR}}| < \text{SY}$ 。

[0594] 也即,

$$[0595] \quad W = P \cdot Q \cdot \bar{S} (|\ddot{Y}_{\text{COR}}| < \text{SY})$$

[0596] 跨越延时和小速度禁止

[0597] 为了改善撞击向后车轮的传递,这里硬性规定跨越障碍物时应有软减震状态。为此,撞击处理功能中应该估算后车轮跨越的精确时刻。

[0598] 当前车轮上探测到撞击时,也即当撞击证实信号 W 为 1 时,模块 52 将以如下的一般方式计算后车轮跨越相对于前车轮跨越的延时 DEL:

$$[0599] \quad \text{DEL} = (e/\text{VVH}) - \text{TR}$$

[0600] 其中 TR 是对应于致动器为了过渡到软状态所需时间的预定响应时间。

[0601] 如果车辆速度 VVH 太小 (小于或等于车速阈值 SVVH),或者如果舒适型第一力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ 、 $F_{\phi 1}$ 与适应型第二力 F_{z2} 、 $F_{\theta 2}$ 、 $F_{\phi 2}$ 的权系数 α 太大 (大于或等于权系数阈值 SCOEFF),则小速度禁止信号 SINY 被设置为 1,并且跨越延时 DEL 等于预定的最大值 DELMAX。

[0602] 后车轮的处理

[0603] 一旦对左前轮探测到了撞击,就在左车轮处理模块 53 中开始跨越延时 DEL 期间内计时。计时结束时,车辆的左后轮便在预定的处理时期内被设置为预定的软承受减震状态 ERP,使得该撞击可被左后轮的减震器适当地衰减。所施加的减震状态和处理时期都是调节好的参变数据。

[0604] 前车轮的处理

[0605] 一旦对左前轮探测到了撞击,对左前轮的处理只能是后处理。后处理的目的是限制车厢的震动和制止越过障碍物之后的车轮运动和跳动。

[0606] 前车轮的后处理是在预定的处理时期内赋予预定的硬承受减震状态 ERP,所施加的减震状态和处理时期都是调节好的参变数据。

[0607] 前后车轮的后处理

[0608] 在对后车轮的处理结束时,对前车轮和后车轮都进行撞击的后处理。为了制止由跨越障碍物引起的车轮运动,在预定的后处理时期内使后车轮处于预定的硬承受减震状态 ERP。所施加的减震状态和前后轮的后处理时期都是调节好的参变数据。

[0609] 处理禁止

[0610] 撞击处理模块 53、54 产生准备施加的撞击减震状态 ERP,它们可能优越于 Skyhook 和 Roadhook 功能所要求的减震状态 ER。

[0611] 在某些行车情况中,这种施加的撞击减震状态 ERP 可能或者降低车辆的舒适性,或者危害安全性。这就是撞击处理偶而会被禁止的原因。

[0612] 当车辆在等级很低的道路上行驶时,会受到高频的激励(石子路面),车轮的轮轴游间行程速度达到了高水平,导致激活撞击处理功能。

[0613] 如果该功能被激活,它将设置一些撞击减震承受状态 ERP,在确定的时间内 4 个车轮的这些状态将是硬的。在石子路面上,这种硬减震状态 ERP 将在整个后处理时期内带来不舒适。在这种路面上不产生车厢运动的理想策略实际上应该是保持尽可能软的规律。

[0614] 因此,只有在确定的短时间内探测到了某一确定次数(例如 3 次)的撞击时,才例如对撞击证实信号 W 禁止撞击处理。所造成的禁止有参变的时期。

[0615] 另一种可能的处理禁止情况是车辆速度 VVH 太低。另一方面,当综合策略 AMVAR 处于“适应”模式时,也即当 Roadhook 策略被激活权系数 α 等于 1 或接近于 1 时,同样将禁止撞击处理(见超 SINV)。

[0616] 可以预见到另外一种为了车辆安全性的处理禁止情况。当驾驶员给出强激励时,或者当车辆处于稳定转向状态时,施加软减震状态对于路面跟随可能是有危险的。在这种行车情况中,能使车辆适应性最优化的 Roadhook 策略尤其不应该被其他功能所消激活。这将提高人员的安全性。所以一方面要监测车辆的横向加速度:当该加速度超过某一参变阈值时,如同上述当修正横向加速度 \ddot{Y}_{COR} 的绝对值超过预定修正横向速度禁止阈值 $SY:|\ddot{Y}_{COR}| \geq SY$ 时那样,将禁止撞击处理。

[0617] 当出现下述情况中至少一种情况时,模块 52 将产生等于 1 的撞击处理禁止信号 INHIB 以禁止模块 53 和 54 的撞击处理。

[0618] - 在预定时期内探测到预定次数的由撞击证实信号 W 的上升前沿所代表的撞击,

[0619] - 关于小速度的禁止信号 SINV 被置为 1,表明车辆速度 VVH 太小,或者表明舒适型

的第一力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ 、 $F_{\phi 1}$ 与适应型第二力 F_{z2} 、 $F_{\theta 2}$ 、 $F_{\phi 2}$ 的权系数 α 太大也即正在实施 Roadhook 策略，

$$[0620] \quad -|\ddot{Y}_{COR}| \geq SY。$$

[0621] 跨越延时 DEL 和撞击处理禁止信号 INHIB 被输送给处理模块 53、54 各自的输入端。模块 53、54 还各自有一个时钟输入端 CLK，它们通过逻辑算子 ET 分别与左前轮 A 的撞击证实信号 W 的输入端 W(A) 和右前端 B 的撞击证实信号 W 的输入端 W(B) 结合在一起，以指明模块 53 和 54 的计算频度。各附图所示的每个方框，估算器和模块也都同样预设了时钟输入端。

[0622] 对于预设了估算器 50 的情况，它将在探测到撞击时向控制模块 28 的另一个输入端提供承受状态 ERP，也即每个车轮 A、B、C、D 的承受状态 ERP_A 、 ERP_B 、 ERP_C 、 ERP_D 。

[0623] 控制模块 28 根据这些状态通过对每个车轮取状态 ER_C 、承受减震 ERP 和总减震最小状态 ERM 的最大值，计算每个车轮 A、B、C、D 的减震器的控制状态 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D ：

$$[0624] \quad ER_A = \max(ER_{CA}, ERP_A, ER_{MA})$$

$$[0625] \quad ER_B = \max(ER_{CB}, ERP_B, ER_{MB})$$

$$[0626] \quad ER_C = \max(ER_{CC}, ERP_C, ER_{MC})$$

$$[0627] \quad ER_D = \max(ER_{CD}, ERP_D, ER_{MD})$$

[0628] 大幅度运动的考虑（大轮轴游间行程策略）

[0629] 预设了对前车轮或后车轮的大轮轴游间行程和大轮轴游间行程速度的探测。其目的是尽早探测到车辆在前进和 / 或后退时可能导致车厢大幅度运动的障碍物。为了处理这种会同样激励车辆的右前轮和左前轮或者右后轮和左后轮的障碍物，预设了对这种行车情况的探测。这种障碍物可以在通过人字形凸起时的压缩和通过 V 字形下凹或大坑时的松开探测到。这类障碍物在车辆前行时将对前车轮产生大的轮轴游间行程和轮轴游间行程速度。

[0630] 在图 17 中，预设了估算器 60，用于在探测到车轮的大幅度运动情形下计算承受状态或承受减震规律 ERGD。该估算器 60 在其输入端接收：

[0631] - 前车轮 A、B 的轮轴游间行程 $DEB(A)$ 、 $DEB(B)$ 和后车轮 C、D 的轮轴游间行程 $DEB(C)$ 、 $DEB(D)$ ，这些由轮轴游间行程传感器 CAP-DEB 所提供的各个 DEB 例如被滤波器 13 滤波成滤波轮轴游间行程 $DEBF(A)$ 、 $DEBF(B)$ 、 $DEBF(C)$ 、 $DEBF(D)$ ，

[0632] - 由微分模块 DER 提供的前车轮 A、B 的轮轴游间行程速度 $VDEB(A)$ 、 $VDEB(B)$ 和后车轮 C、D 的轮轴游间行程速度 $VDEB(C)$ 、 $VDEB(D)$ ，

[0633] - 测量的车辆速度 VVH ，

[0634] - 由估算器 24 提供的车厢震动水平 NTC 。

[0635] 估算器 60 执行一种探测策略和大幅度运动处理策略，它包括：

[0636] - 车轮大幅度运动探测模块 61，

[0637] - 车轮大幅度运动证实和探测禁止模块 62，

[0638] - 车轮大幅度运动处理系数 x 计算模块 63，

[0639] - 车轮大幅度运动承受状态或承受减震规律 ERGD 计算模块 64。

[0640] 车轮大幅度运动的探测

[0641] 在模块 61 中预先定义了第一大轮轴游间行程探测阈值 $SDGD$ 和第二大轮轴游间行

程速度探测阈值 SVGD。

[0642] 当同时出现左前轮的轮轴游间行程 DEBF(A) 超过第一大轮轴游间行程探测阈值 SDGD、右前轮的轮轴游间行程 DEBF(B) 超过第一大轮轴游间行程探测阈值 SDGD、左前轮的轮轴游间行程速度 VDEB(A) 超过第二大轮轴游间行程速度探测阈值 SVGD、右前轮的轮轴游间行程速度 VDEB(B) 超过第二大轮轴游间行程速度探测阈值 SVGD 的情况时,第一前大运动探测信号 SDGDAV 将被置 1,以表明探测到了前车轮的车轮大幅度运动。

[0643] 类似地,当两个后车轮的轮轴游间行程 DEB(D)、DEB(C) 和轮轴游间行程速度 VDEB(D)、VDEB(C) 同时分别超过了阈值 SDGD 和 SVGD 时,第二后大运动探测信号 SDGDAR 将被置 1,以表明探测到了后车轮的车轮大幅度运动。

[0644] 第一和第二阈值 SDGD 和 SVGD 对于前后车轮可以不同。所谓超过第一和 / 或第二阈值 SDGD、SVGD 可以是轮轴游间行程和 / 或轮轴游间行程速度低于 SDGD、SVGD 的低阈值,例如当减震器松开时可能出现此情况可以是轮轴游间行程和 / 或轮轴游间行程速度高于 SDGD、SVGD 的另一个高于它们低阈值的高阈值,例如减震器受冲击时可能出现此情况。

[0645] 当探测到第一前大运动探测信号 SDGDAV 和 / 或第二后大运动探测信号 SDGDAR 为 1 时,大运动探测信号 SGD 被置 1,以表明探测到了车轮大幅度运动。大运动探测信号 SGD 被探测模块 61 提供给证实和禁止模块 62。

[0646] 为了有较高的精度和避免不适当的处理,第一大轮轴游间行程探测阈值 SDGD 和第二大轮轴游间行程速度探测阈值 SVGD 都是以车辆速度 VVH 为参数而变化的。例如,对于 SDGD 和 SVGD 这两个阈值中的每一个,都可例如通过线性值从给出探测阈值与车辆速度的关系的预先存储表格、曲线或图形提取对应于车辆速度 VVH 的探测阈值 SDGD、SVGD。

[0647] 车轮大运动探测的禁止

[0648] 模块 62 产生车轮大幅运动探测证实或禁止信号 INSGD,当至少再现下述情况中的一个时,该信号将等于 0,以禁止探测:

[0649] - 舒适型的第一力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ 、 $F_{\phi 1}$ 与适应型第二力 F_{z2} 、 $F_{\theta 2}$ 、 $F_{\phi 2}$ 的权系数 α 太大 (大于权系数阈值 SDEFF2,它例如为 0),表明 Roadhook 策略至少是部分地工作着,

[0650] - 震动水平 NTC 大于预定的震动水平阈值 SNTC。

[0651] 如果上述两种禁止情况都不出现,并且大运动探测信号 SGD 为 1,表明探测到了车轮的大幅度运动,则车轮大幅度运动探测证实信号 INSGD 取 1。

[0652] 在第一种禁止情况 (权系数 α 太大) 中,最安全的做法是驾驶员的操作下让 Roadhook 策略起作用并对路面的激励作出反应,以改善对车厢的控制,特别是让车轮与地面能最大程度地接触,如果 Roadhook 策略使承受情况向软减震状态改变,则不应阻止这一改变。这就是为什么在 Roadhook 策略工作时要禁止大幅度运动的探测和处理。

[0653] 在第二种禁止情况 (震动水平 NTC 大) 中,对大幅度运动的处理会在震动舒适性方面受到惩罚,因为太硬的减震状态会把路面的不规则起伏传送给车厢,从而不会过滤掉路面所导致的震动和颤抖。这就是为什么在路面质量不高时最好要禁止对大幅度运动的处理。可以采用基于对轮轴游间行程 DEB 的带通滤波来识别道路状况的策略。如同前面所述的,为了计算低频运动水平 NMC 和震动水平 NTC 而采用了对模式频率附近的滤波 (约 Hz 量级) 和对震动频带 (在 3Hz 到 8z 之间) 的滤波,来确定道路的状况 (优质道路、路面良好但会产生运动的道路,路面较差但平坦的道路,路面较差且会产生车厢运动的道路)。为了禁

止,利用对 3Hz 到 8Hz 的滤波所计算到的震动水平。预定的震动水平阈值 C 是参变的。这样车厢控制与震动舒适性之间的平衡可得到优化。

[0654] 车轮大运动的处理

[0655] 估算器 63 根据车轮大幅度运动探测证实或禁止信号 INSGD 计算车轮大幅度运动的处理系数 x 。

[0656] 处理系数 x 是大于或等于 0 且小于或等于 1 的变量。处理系数 x 的默认值是 0。当信号 INSGD 从车轮大幅度运动探测禁止变为车轮大幅度运动证实状态时,处理系数 x 以预定的上升斜率从 0 增大到 1,该上升斜率例如是根据模块输入端处的第一时期 TEMP1 而参变的。接着,处理系数 x 在预定的时期内保持其极大值 1,该预定时期例如是根据模块 63 输入端处的第二时期 TEMP2 而参变的。然后处理系数 x 将以预定的下降斜率重新下降到 0,该下降斜率例如是根据模块 63 输入端处的第三时期 ETMP3 而参变的。

[0657] 探测到车轮大运动时的最小状态

[0658] 模块 64 接收车轮大幅度运动处理系数 x 和车辆速度 VVH,并根据它们在探测到车轮大幅度运动时计算承受减震规律 ERGD。

[0659] 车轮大幅度运动情况的处理借助于最小承受减震状态 ERGD 来实现。参与计算处理系数 x 的种不同参数能够准确地控制模块将施加最小减震状态 ERGD 的时刻和时间。

[0660] 这些最小状态 ERGD 是根据车辆速度 VVH 而能变的,使得不论在多大的车辆速度下都能优化车厢控制与震动舒适性之间的折衷平衡:所采用的最小状态在通过人字形凸起时例如对应于车辆速度 30km/h,而在路面激励会产生大轮轴游间行程的较高车速下将需要高的最小状态。最小状态 ERGD 同样也可以对前车轮和后车轮分开计算。

[0661] 承受减震状态 ERGD 例如可用下述方式计算:

[0662] - 例如通过线性择值,从给出车轮大幅度运动中间状态 ERGD-INTER 与车辆速度关系的预先存储表格或曲线摘取对应于车辆速度 VVH 的车轮大幅度运动中间状态的值 ERGD-INTER(中间减震规律的号码)。

[0663] - 于是车轮大幅运动承受减震状态 ERGD 等于减震中间状态 ERGD-INTER 乘以车轮大幅度运动处理系数 x ,然后例如通过四舍五入将其取整到最接近的减震规律号码上。

[0664] 对于预设有估算 60 的情况,该估算器在探测到了车轮大幅度运动时将向控制模块 8 的另一个输入端提供承受减震状态,也即车轮 A、B、C、D 各自的承受状态 ERP_A 、 ERP_B 、 ERP_C 、 ERP_D 。

[0665] 控制模块 28 根据这些状态,通过对每个车轮取状态 ER_C 承受减震状态 ERGD(为了考虑撞击,有时取 ERP) 和总减震最小状态 ERM 三者的最大值来计算车轮 A、B、C、D 的减城控制状态 $ERGD_A$ 、 $ERGD_B$ 、 $ERGD_C$ 、 $ERGD_D$:

$$[0666] \quad ER_A = \max(ER_{CA}, ERGD_A, ER_{MA})。$$

$$[0667] \quad ER_B = \max(ER_{CB}, ERGD_B, ER_{MB})。$$

$$[0668] \quad ER_C = \max(ER_{CC}, ERGD_C, ER_{MC})。$$

$$[0669] \quad ER_D = \max(ER_{CD}, ERGD_D, ER_{MD})。$$

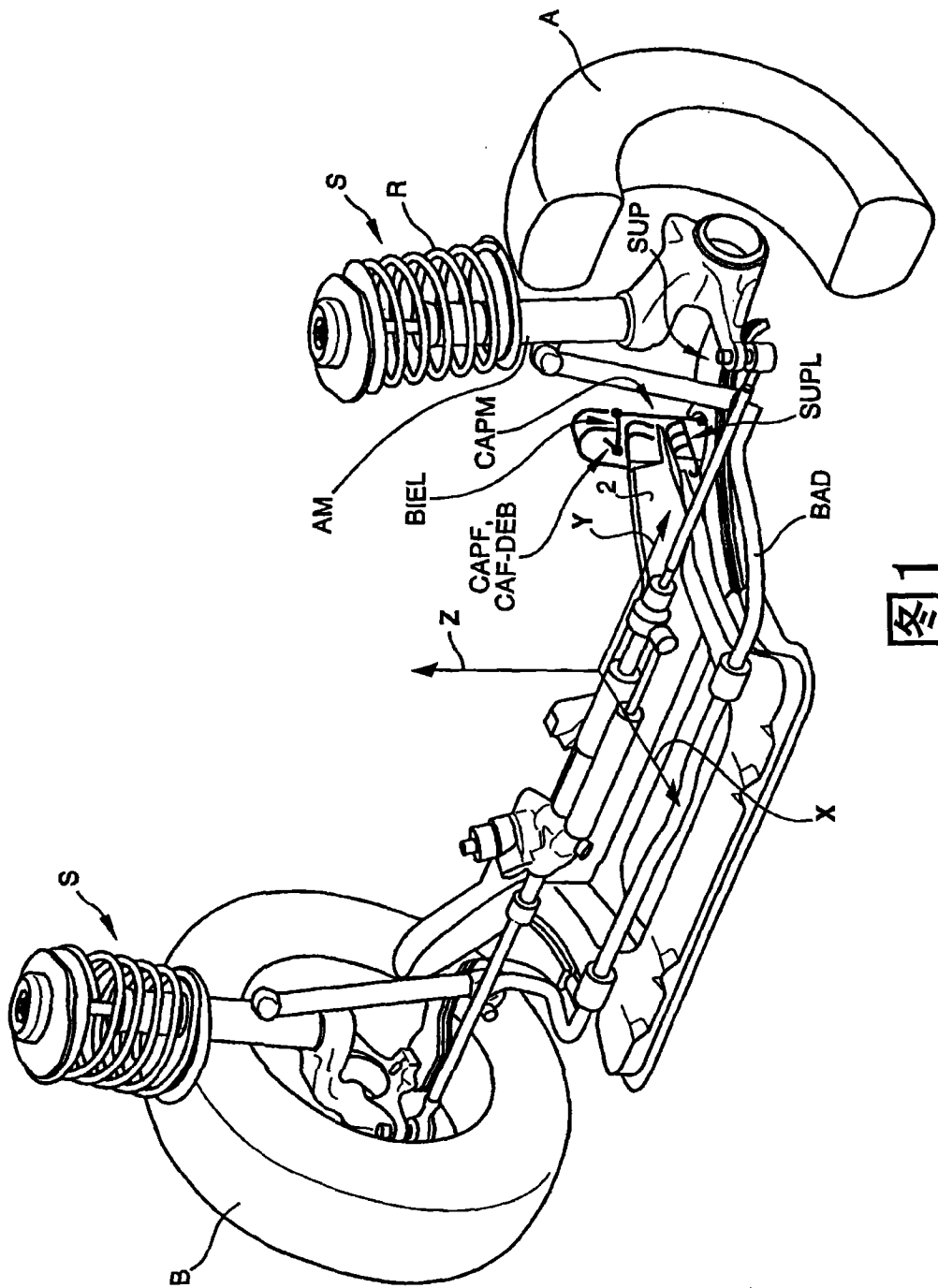
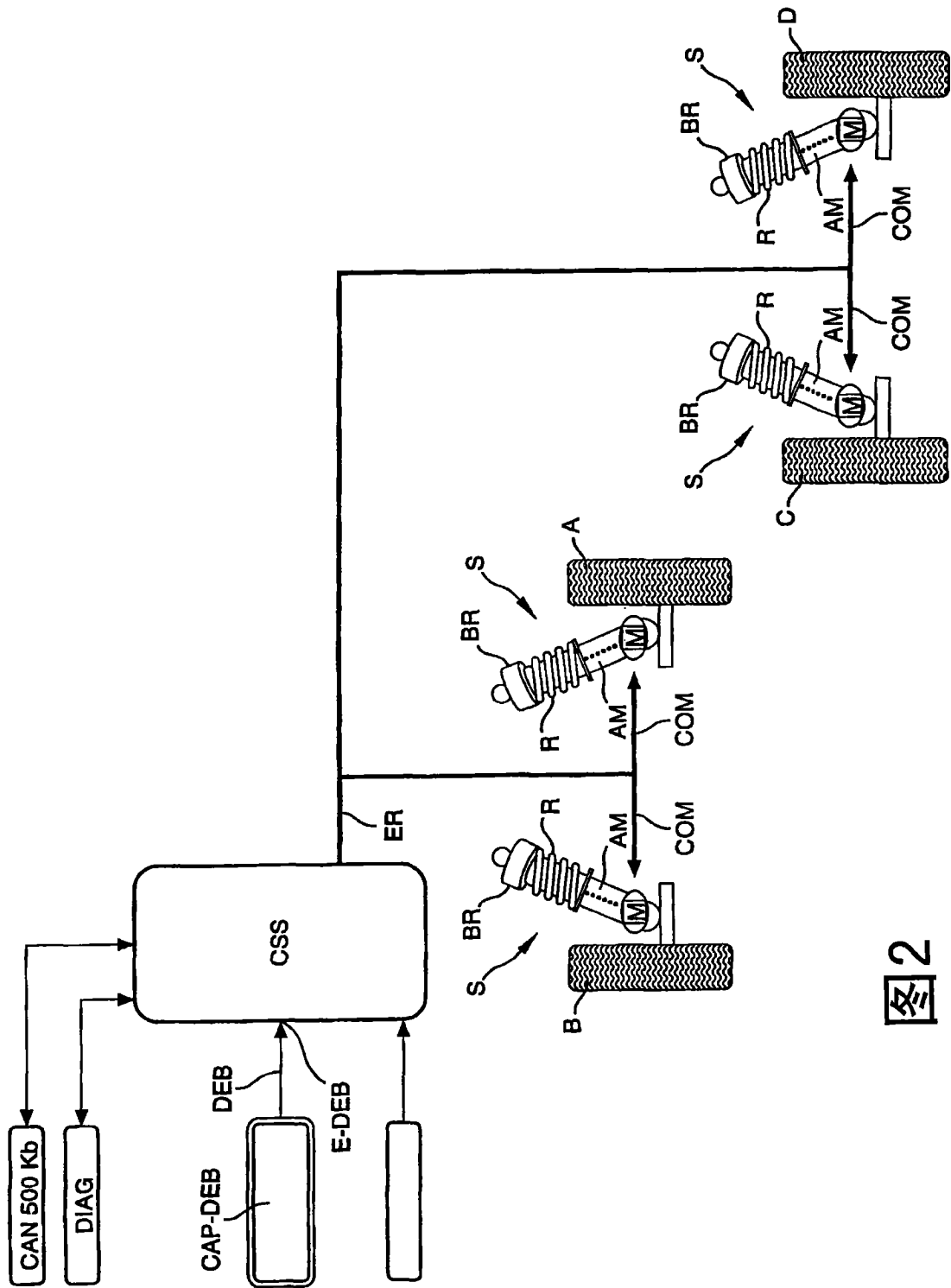


图1



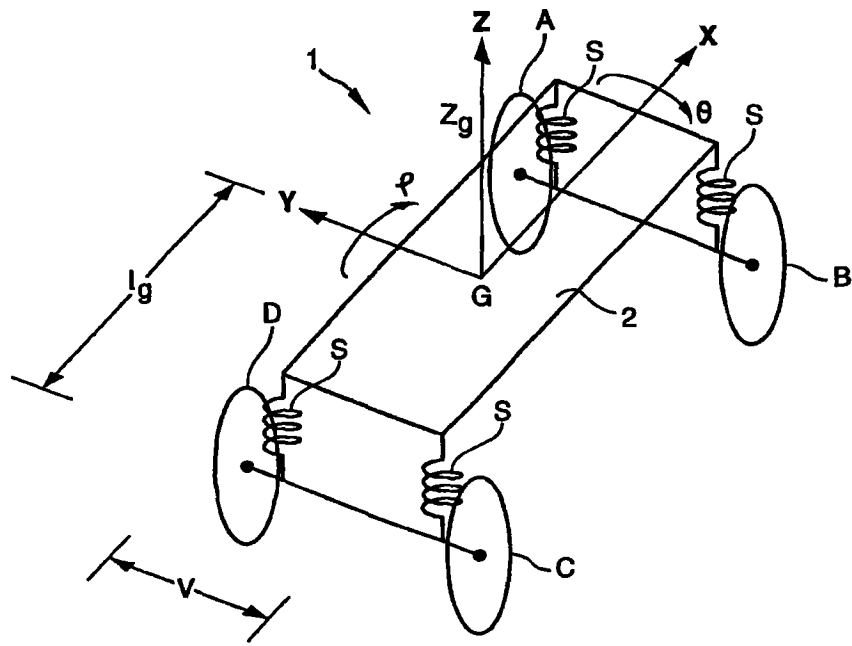


图 3

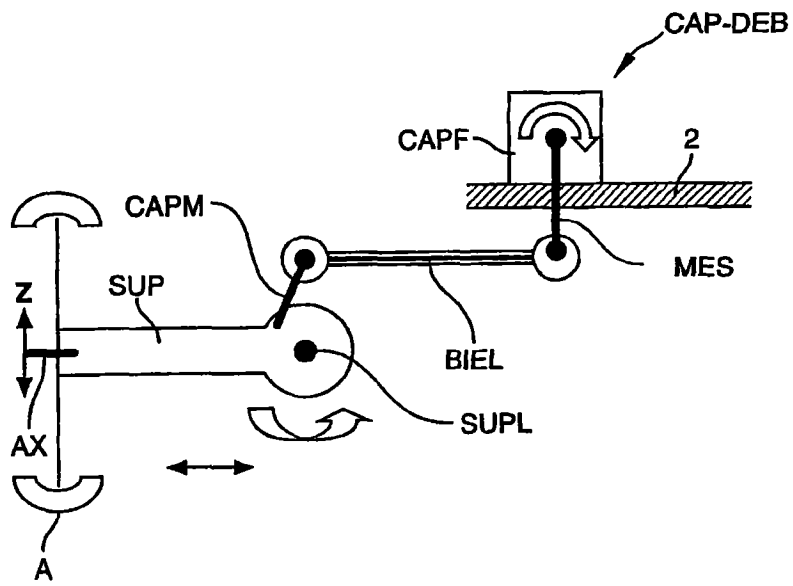


图 18

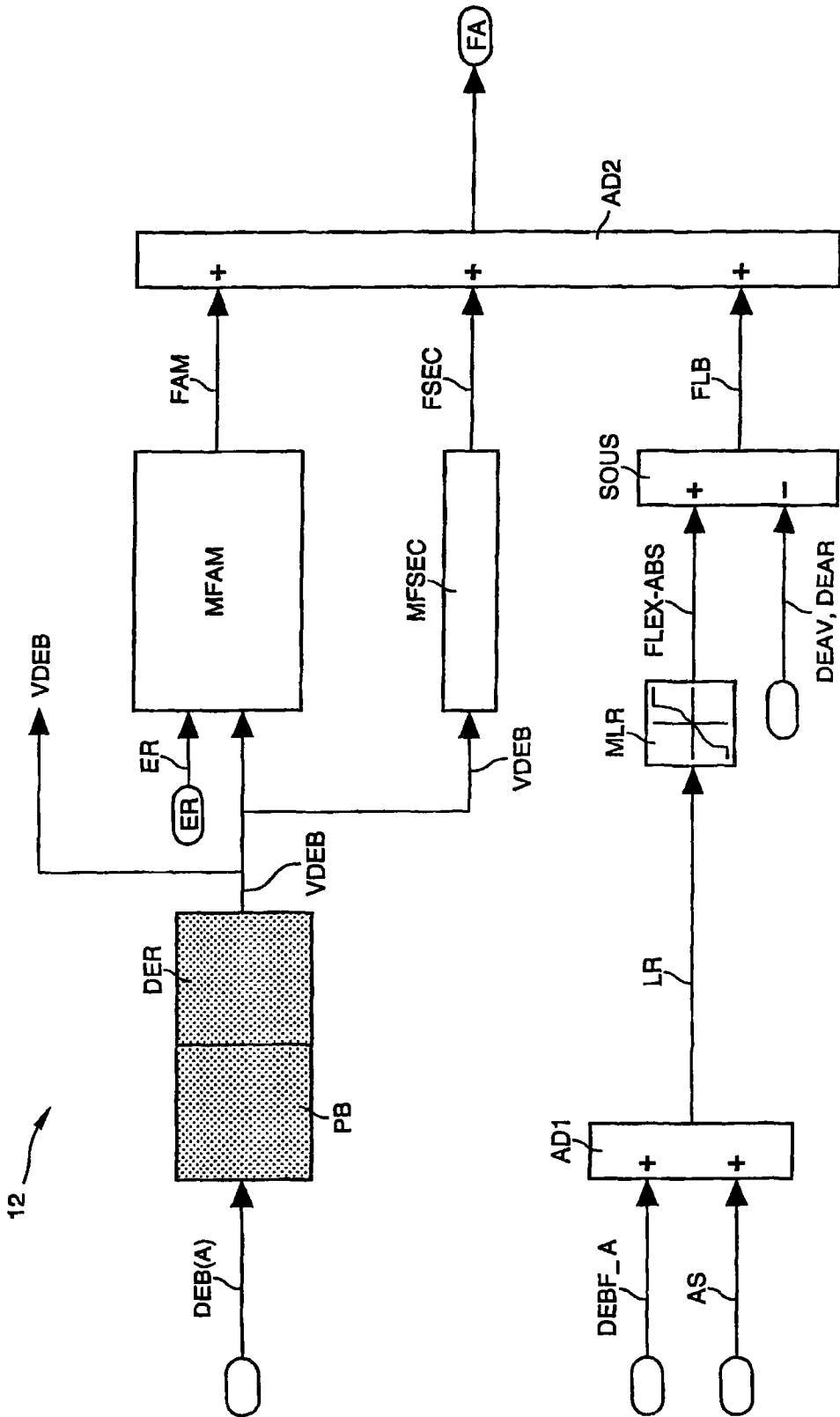


图5

12 ↗

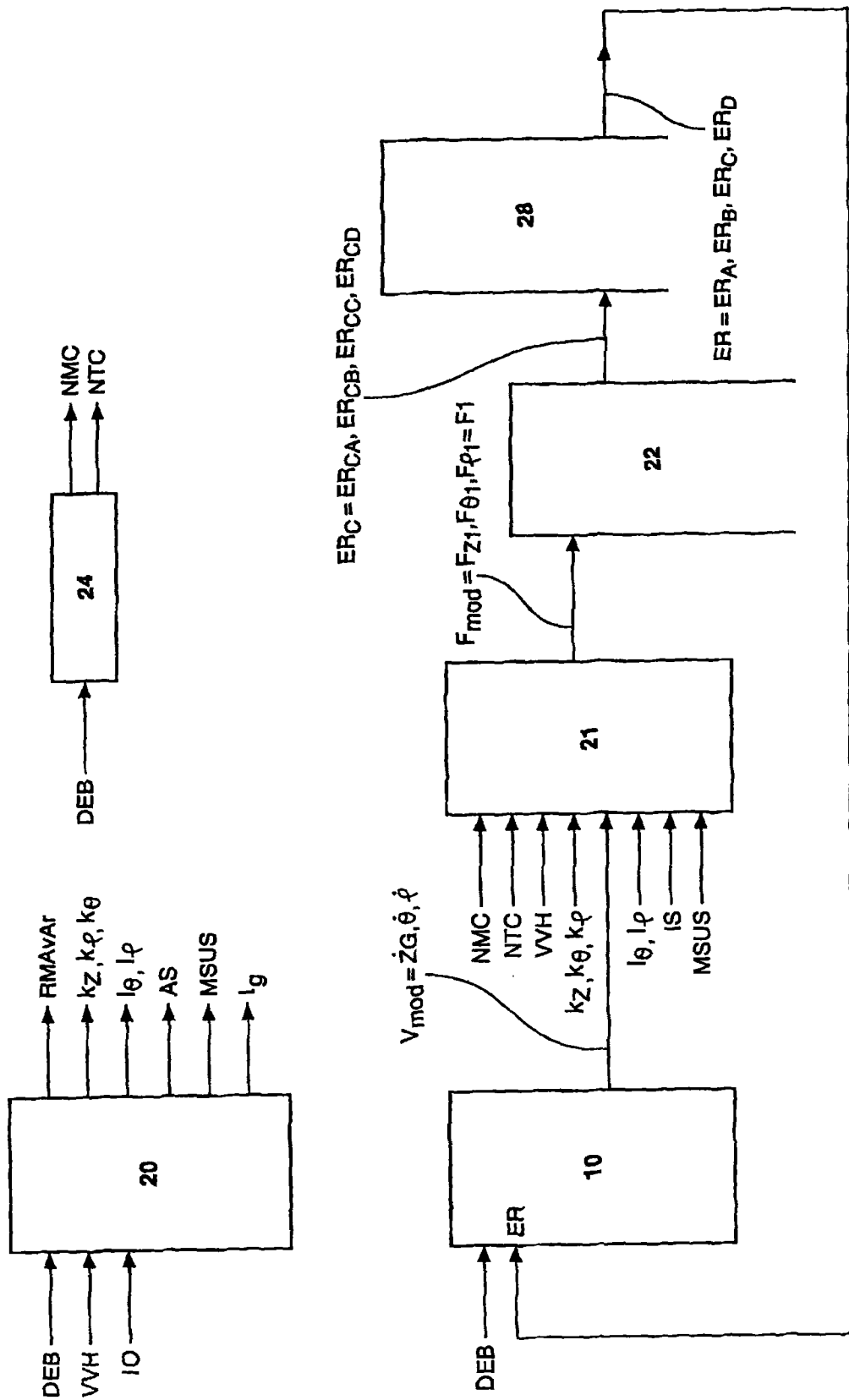


图6

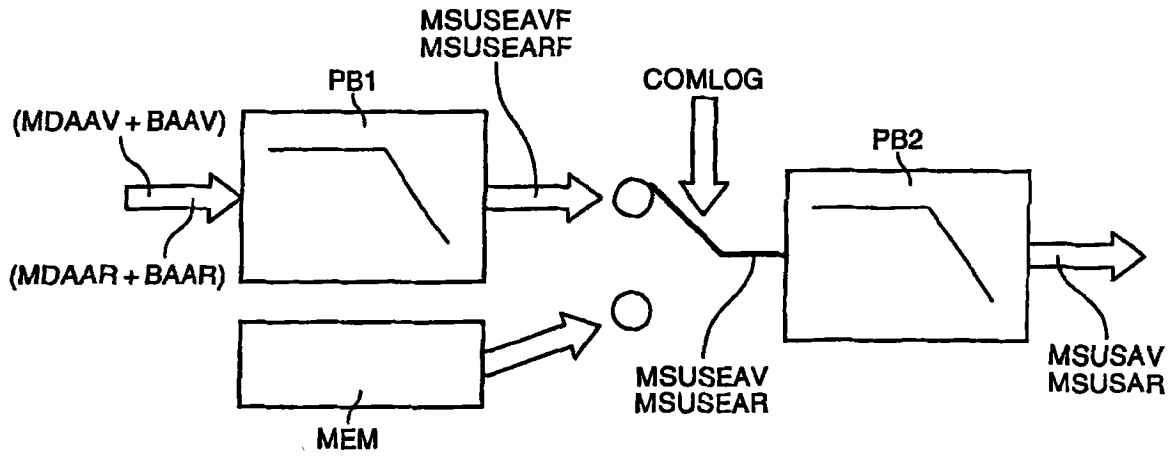


图 7

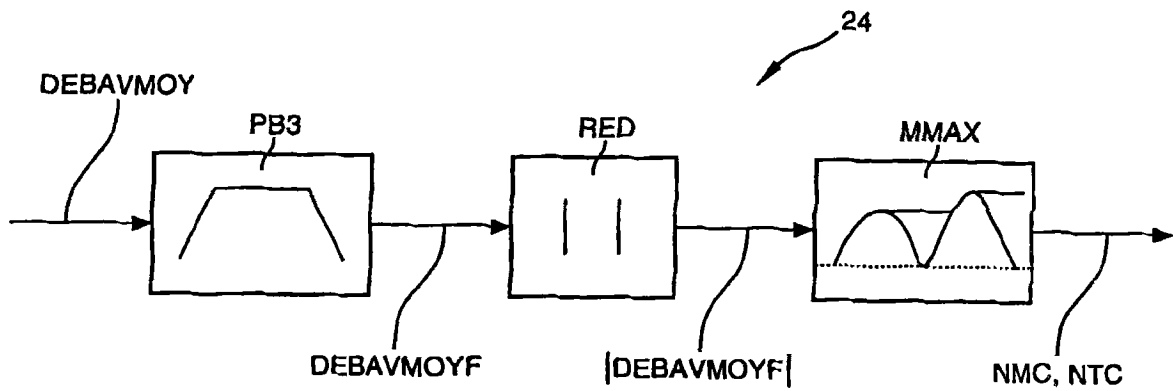


图 9

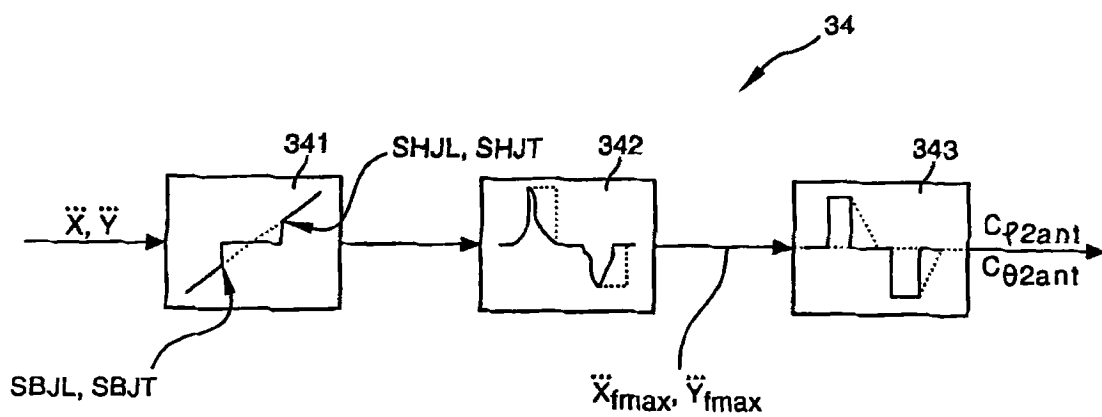


图 11

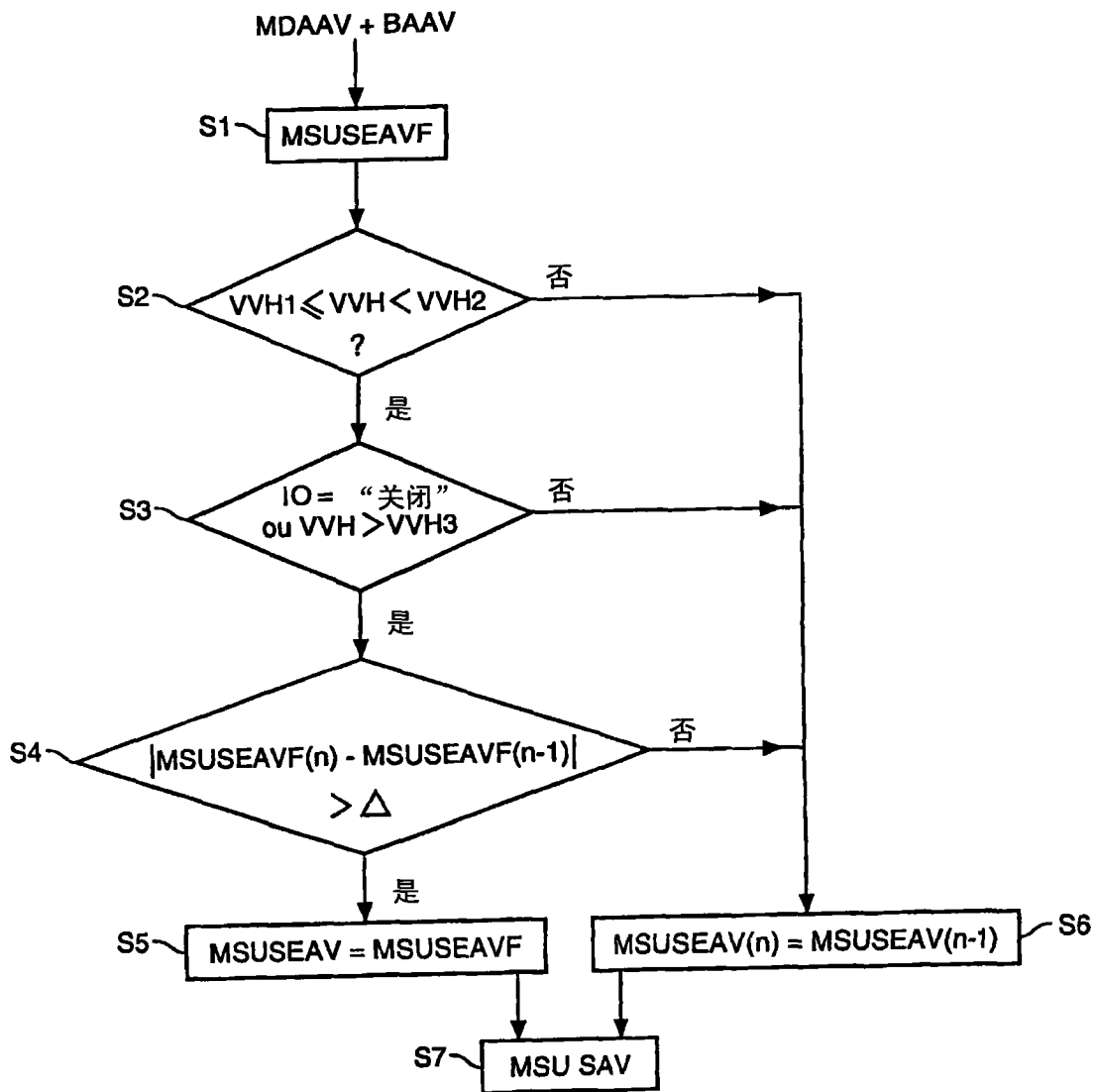


图 8

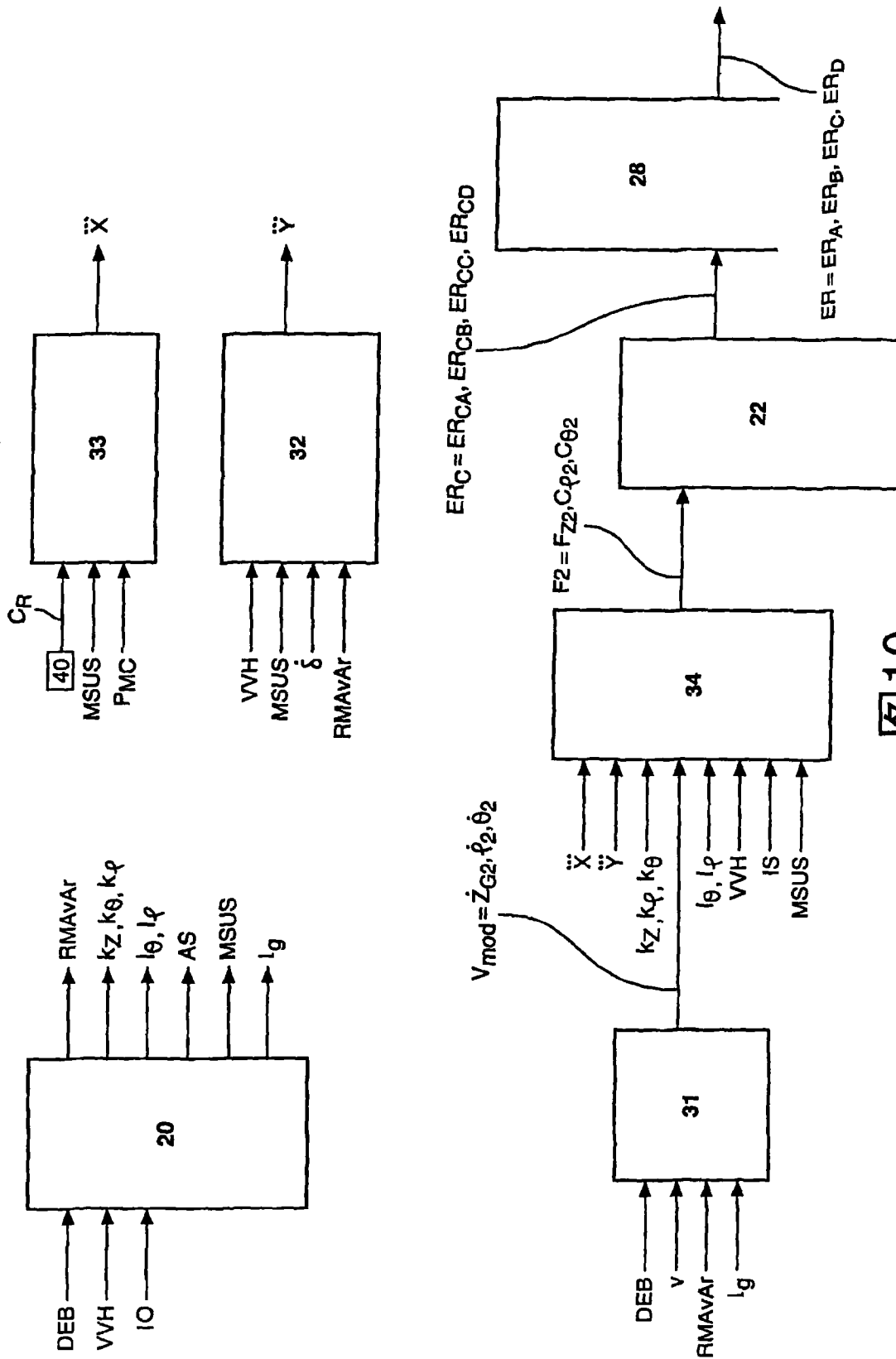


图10

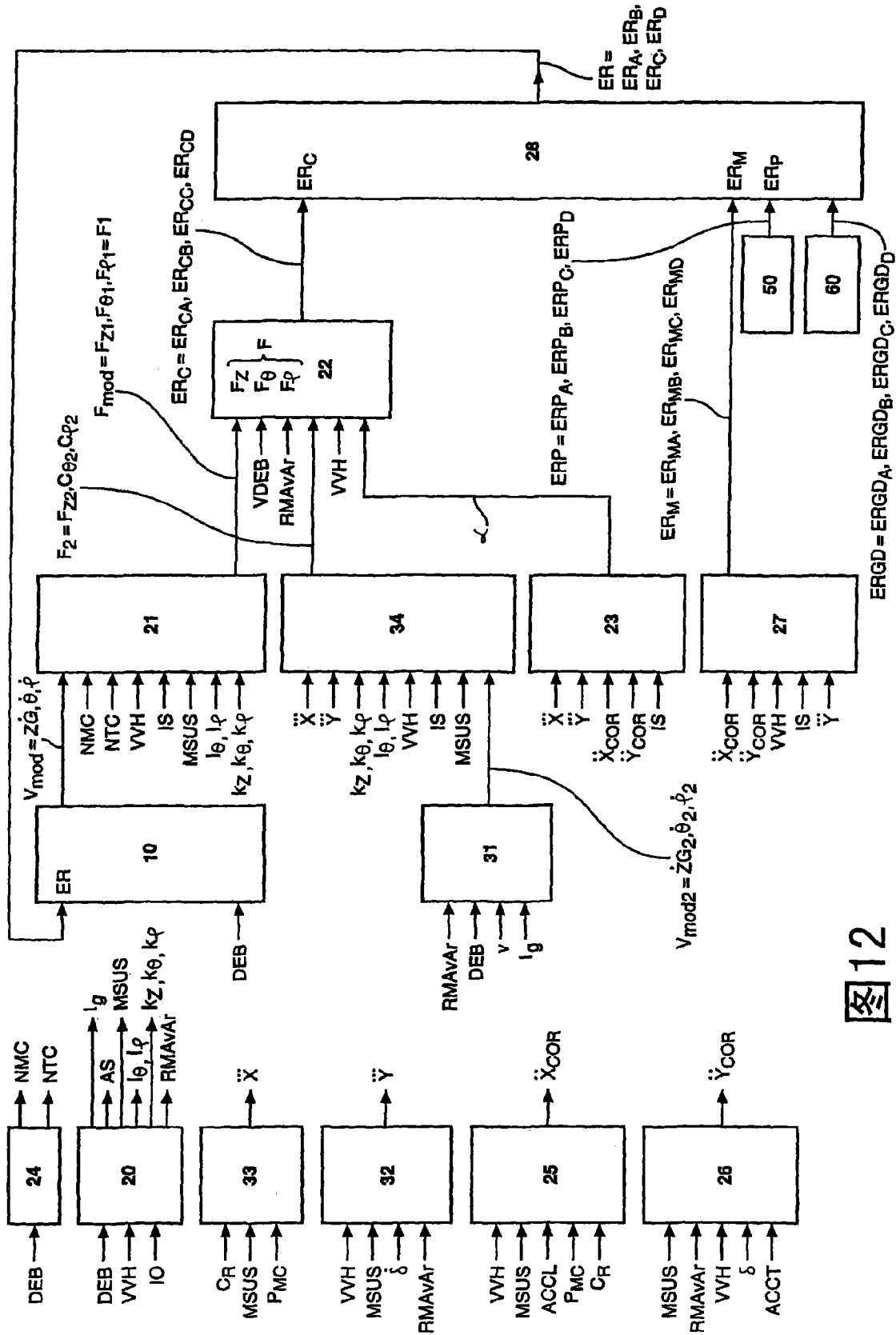


图12

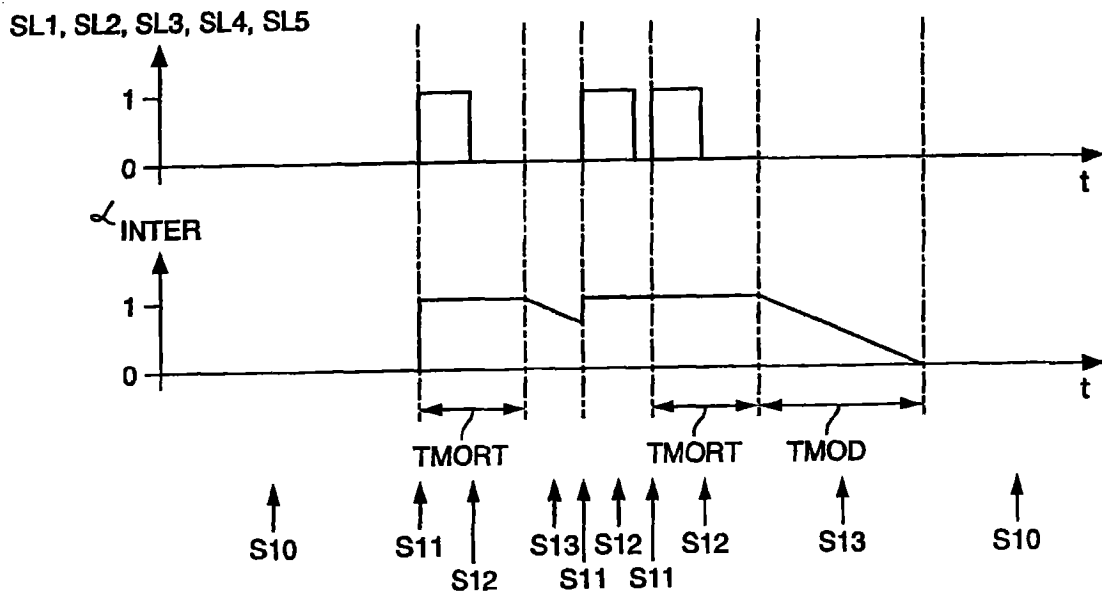


图 13

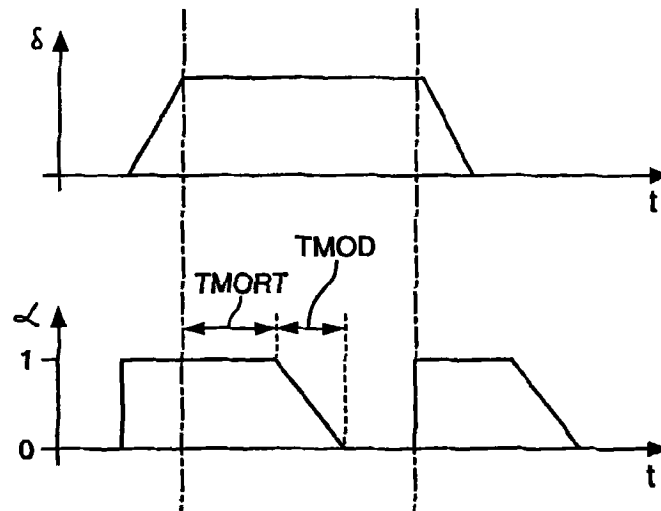


图 14

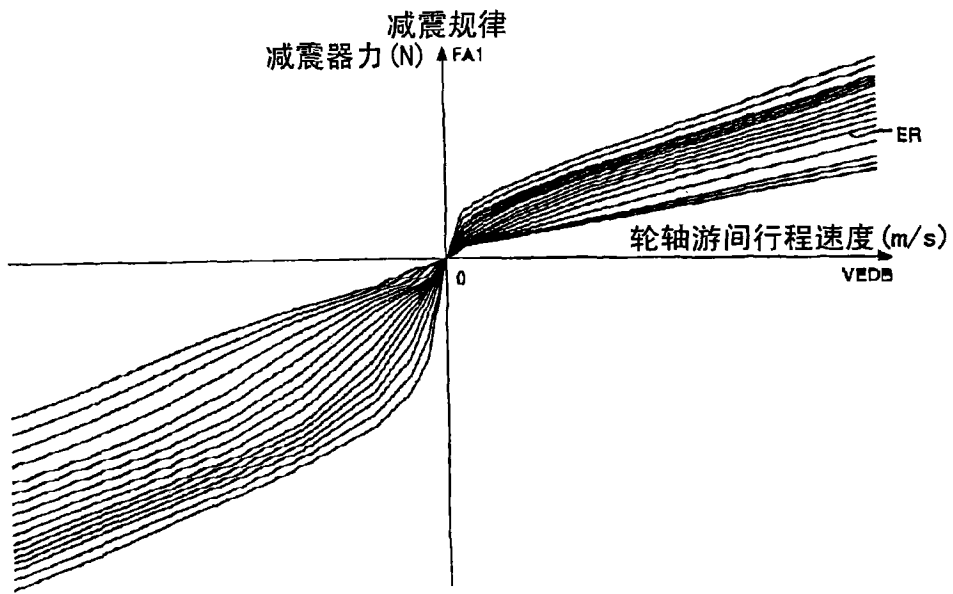


图15

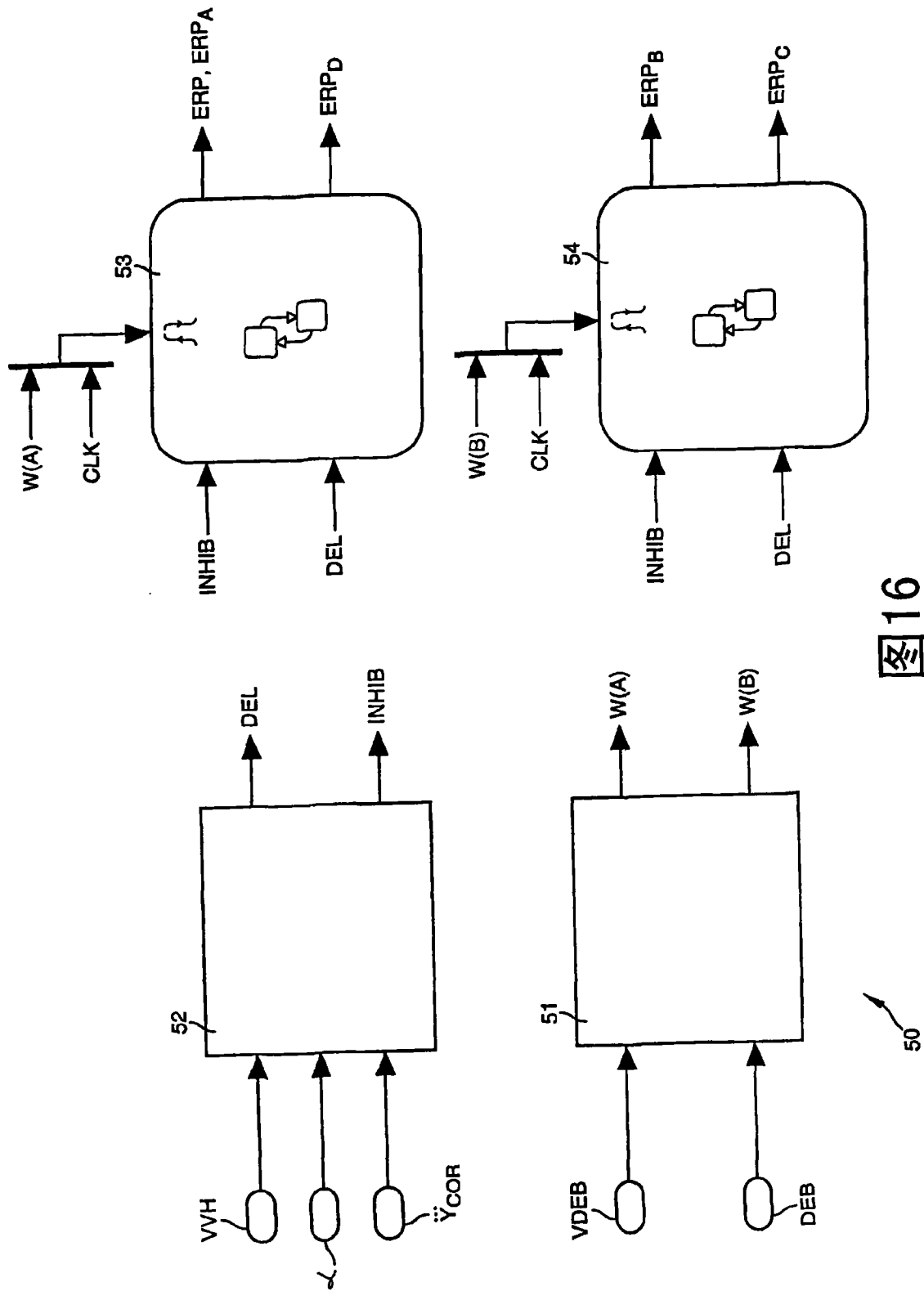


图16

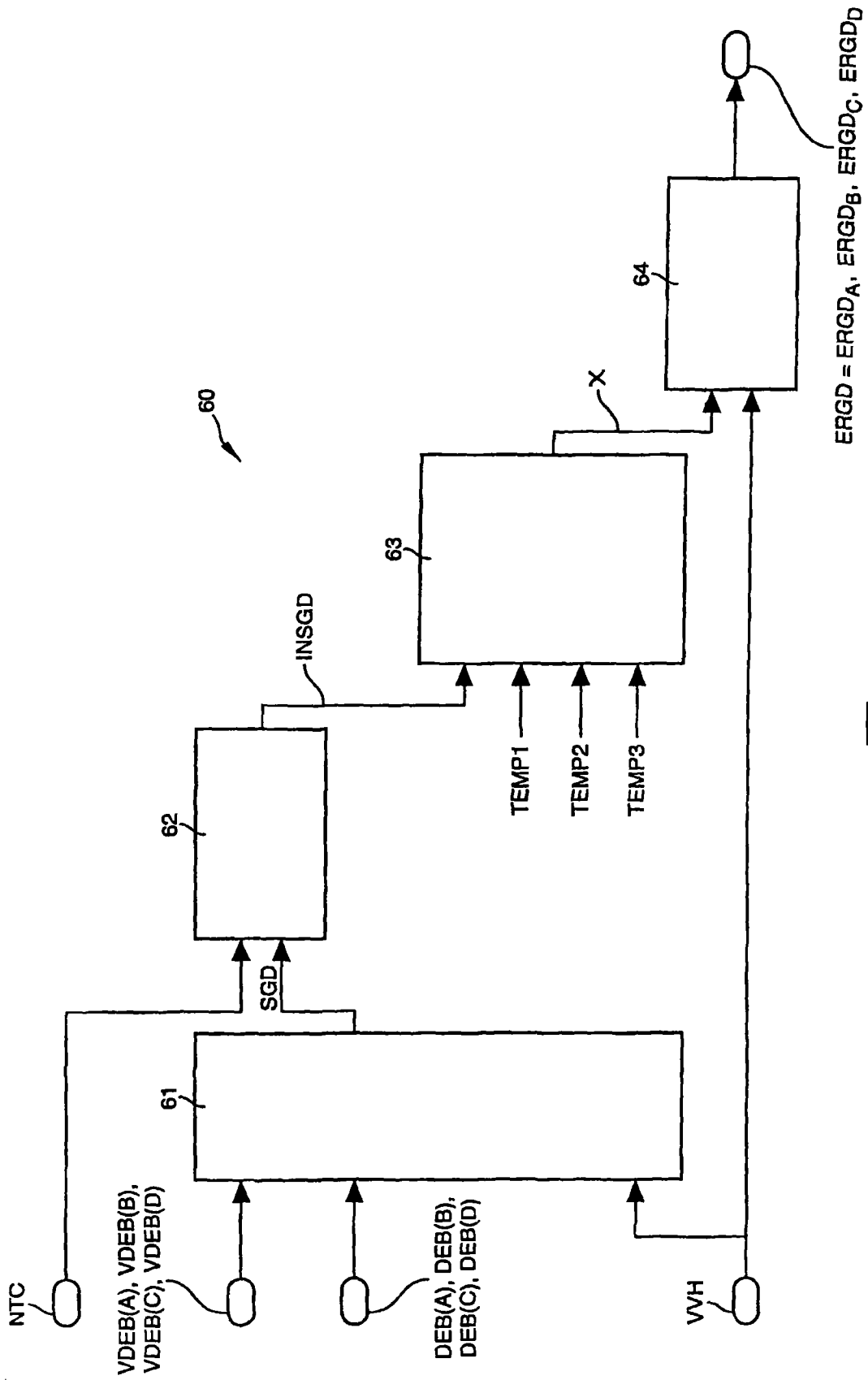


图17