



(12) **Offenlegungsschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2019 209 857.6**
 (22) Anmeldetag: **04.07.2019**
 (43) Offenlegungstag: **07.01.2021**

(51) Int Cl.: **B60L 15/20 (2006.01)**
G05D 17/02 (2006.01)
B60W 30/20 (2006.01)

(71) Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

(56) Ermittelter Stand der Technik:
DE 199 43 067 A1

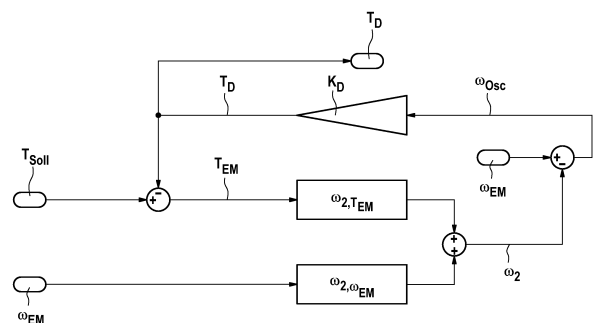
(72) Erfinder:
Kreidel, Tim, 89174 Altheim, DE; Kretschmer, Markus, 71636 Ludwigsburg, DE

Prüfungsantrag gemäß § 44 PatG ist gestellt.

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.

(54) Bezeichnung: **Verfahren und Vorrichtung zum Betreiben einer Antriebsanordnung eines Kraftfahrzeugs, Antriebsanordnung**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer elektrischen Maschine (3) aufweisenden Antriebsanordnung (2) eines Kraftfahrzeugs (1), wobei der elektrischen Maschine (3) in Abhängigkeit von einer Drehmomentanforderung ein Soll-Drehmoment vorgegeben wird, und wobei eine Ist-Drehzahl (ω_{EM}) der elektrischen Maschine (3) überwacht und in Abhängigkeit von der erfassten Ist-Drehzahl eine Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) der elektrischen Maschine (3) bestimmt und das Soll-Drehmoment mit einem in Abhängigkeit von der Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) ermittelten Kompensationsdrehmoment (T_D) überlagert wird. Es ist vorgesehen, dass die Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) der Ist-Drehzahl (ω_{EM}) bestimmt wird unter Verwendung eines mehrdimensionalen Reglers (11) mit einem Zweimassenschwingmodell, einem Ist-Drehmoment (T_{EM}) der elektrischen Maschine (3) und der Ist-Drehzahl (ω_{EM}) der elektrischen Maschine (3).



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer elektrischen Maschine aufweisen der Antriebsanordnung eines Kraftfahrzeugs, wobei der elektrischen Maschine in Abhängigkeit von einer Drehmomentanforderung ein Soll-Drehmoment vorgegeben wird, und wobei eine Ist-Drehzahl der elektrischen Maschine überwacht und in Abhängigkeit von der erfassten Ist-Drehzahl eine Drehzahl-schwingung der elektrischen Maschine bestimmt und das Soll-Drehmoment mit einem in Abhängigkeit von der Drehzahlschwingung ermittelten Kompensationsdrehmoment überlagert wird.

[0002] Weiterhin betrifft die Erfindung eine Vorrichtung zur Durchführung des obenstehenden Verfahrens sowie eine Antriebsanordnung mit der vorstehend beschriebenen Vorrichtung.

Stand der Technik

[0003] Verfahren der eingangs genannten Art sind aus dem Stand der Technik bereits bekannt. Zunehmend werden elektrische Maschinen als Antriebsmotoren in Antriebsanordnungen von Kraftfahrzeugen eingesetzt. Dabei sind Antriebsanordnungen bekannt, die nur eine oder mehrere elektrische Maschinen aufweisen, sowie Antriebsanordnungen, die neben einer elektrischen Maschine auch noch einen herkömmlichen Verbrennungsmotor nutzen. Eine grundlegende Eigenschaft von Antriebsanordnungen und Kraftfahrzeugen ist deren Schwingungsfähigkeit. Selbst bei einem konstanten Antriebsdrehmoment, das von der elektrischen Maschine bereitgestellt wird, kann die Drehzahl der Maschine schwingen. Dies ist unabhängig davon, ob es sich bei der Antriebsanordnung um eine sogenannte elektrische Achse, das heißt eine elektrische Maschine, die durch ein Differentialgetriebe direkt mit Antriebsrädern des Kraftfahrzeugs verbunden ist, um einen konventionellen Antriebsstrang oder um einen Radnabenantrieb handelt. Die entstehenden Schwingungen führen zu Komforteinbußen sowie zu einer mechanischen Belastung des Kraftfahrzeugs, insbesondere der Antriebsanordnung.

[0004] Um diese Komforteinbußen sowie mechanischen Belastungen zu vermeiden, ist es bekannt, dem der elektrischen Maschine vorgegebenen Soll-Drehmoment ein Kompensationsdrehmoment zu überlagern, das dämpfend auf die Schwingungen wirkt. Um das Kompensationsdrehmoment effizient zu gestalten, ist es unerlässlich, aus dem Drehzahlverlauf der elektrischen Maschine den für die Schwingungen verantwortlichen Schwingungsanteil zu extrahieren. Hierzu ist es beispielsweise bekannt, einen Hochpassfilter zu verwenden, um die relevanten Schwingungsanteile herauszufiltern. Derartige filterbasierte Algorithmen kommen jedoch

schnell an ihre Grenzen, wenn sich der Fahrzustand des Kraftfahrzeugs schlagartig ändert. Dies ist beispielsweise dann der Fall, wenn ein automatisierter Bremseneingriff, beispielsweise durch ein ABS- oder ESP-System (ABS = Antiblockiersystem, ESP = Elektronisches Stabilitätsprogramm), auf die Räder, insbesondere die Antriebsräder des Kraftfahrzeugs wirkt.

Offenbarung der Erfindung

[0005] Das erfindungsgemäße Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 1 hat den Vorteil, dass kostengünstig und mit verhältnismäßig geringem Rechenaufwand die relevante Drehzahlschwingung bzw. Schwingung bzw. Schwingungsdrehzahl der elektrischen Maschine ermittelt bzw. bestimmt bzw. berechnet wird. Durch das erfindungsgemäße Verfahren wird eine robuste Berechnungsvorschrift für die Ermittlung der Drehzahlschwingung bzw. Schwingungsdrehzahl bzw. für den Schwingungsanteil der elektrischen Maschine bereitgestellt. Im Vergleich zu bekannten Verfahren wird dabei vorteilhaft der Applikationsaufwand für die Anwendung des Verfahrens reduziert, indem nur wenige Applikationsparameter (z.B. Faktoren, Konstanten, etc.) mittels aufwändiger Fahrzeugtests bestimmt werden müssen. Gegenüber einfachen Filterfunktionen (z.B. Hochpassfiltern), die ebenfalls mit nur wenigen Parametern auskommen, wird vorteilhaft bewirkt, dass z.B. bei schlagartigen Drehzahländerungen, wie sie z.B. durch einen ABS-Eingriff oder einen schlechten Fahrbahnuntergrund bewirkt werden können, die mechanische Belastung der Antriebsanordnung bzw. des Antriebsstranges erheblich reduziert werden kann. Denn eine einfache Filterfunktion kann bei derartigen Unstetigkeiten zu starken Überschwingern führen.

[0006] Erfindungsgemäß ist dazu vorgesehen, dass die Drehzahlschwingung ω_{osc} der Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine bestimmt wird unter Verwendung eines mehrdimensionalen Reglers mit einem Zweimassenschwingmodell, einem Ist-Drehmoment T_{EM} der elektrischen Maschine und der Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine.

[0007] Dabei kann die Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine lediglich beispielhaft durch einen Sensor erfasst bzw. gemessen werden. Dies kann z.B. auch ein Winkelsensor sein, der den Drehwinkel der elektrischen Maschine erfasst und dann über die zeitliche Ableitung die Drehzahl bestimmt wird.

[0008] Dabei kann das Ist-Drehmoment T_{EM} der elektrischen Maschine lediglich beispielhaft durch eine Messung bzw. Erfassung des elektrischen Stroms, mit dem die elektrische Maschine angetrieben wird, erfasst bzw. gemessen bzw. bestimmt werden. Das Ist-Drehmoment T_{EM} ergibt sich z.B. aus der

Differenz des Soll-Drehmoments T_{Soll} und des Kompensationsdrehmoments T_{D} , also: $T_{\text{EM}} = T_{\text{Soll}} - T_{\text{D}}$.

[0009] Das Zweimassenschwingmodell kann als vereinfachendes Modell verstanden werden. In ihm werden sämtliche Komponenten der Antriebsanordnung sowie die Fahrzeugmasse bezüglich ihrer Massen, Dämpfungskonstanten und Federkonstanten durch ein System aus zwei Massen ersetzt, zwischen denen ein Feder-Dämpfungssystem angeordnet ist. Dies vereinfacht erheblich die Anzahl der zu berücksichtigenden Parameter. Dabei kann die eine Masse z.B. die Masse des Rotors der elektrischen Maschine sein. Dabei kann die andere Masse z.B. die Masse des Fahrzeugs sein. Diese kann z.B. von einer translatorischen Masse in eine äquivalente rotatorische Masse umgerechnet werden, die dem angetriebenen Rad zugerechnet wird. Die anderen Komponenten, z.B. ein Getriebe oder eine Antriebswelle werden dann durch das Feder-Dämpfungssystem substituiert bzw. modelliert. Die Parameter des Feder-Dämpfungssystems können z.B. vorab durch Messungen am Fahrzeug bestimmt werden und dann z.B. als konstant betrachtet werden.

[0010] Der mehrdimensionale Regler ist hier ein Regler, in den mehrere Eingangswerte eingespeist werden, wobei jeder Eingangswert einer Dimension des Reglers entspricht. Aus diesen Eingangsgrößen, die z.B. kontinuierlich dem mehrdimensionalen Regler zugeführt werden, wird, z.B. unter Zuhilfenahme des Zweimassenschwingmodells, zumindest eine Ausgangsgröße bestimmt bzw. berechnet bzw. ermittelt. Durch diese Ausgangsgröße soll die Drehzahlschwingung ω_{Osc} verringert bzw. minimiert werden. Dabei kann die Ausgangsgröße dem mehrdimensionalen Regler z.B. mittelbar oder unmittelbar wieder als Teil einer Eingangsgröße zurückübermittelt werden. Hier kann die Ausgangsgröße z.B. das Kompensations-Drehmoment T_{D} bzw. das Dämpfungsdrehmoment T_{D} sein. Der mehrdimensionale Regler kann z.B. in einem Computerprogramm realisiert sein oder hardwarebasiert (z.B. in einem ASIC) realisiert sein.

[0011] Der mehrdimensionale Regler kann besonders vorteilhaft ein lediglich zweidimensionaler Regler sein. In diesen gehen nur zwei Eingangsgrößen (z.B. das Ist-Drehmoment T_{EM} der elektrischen Maschine und die Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine) ein, die z.B. kontinuierlich erfasst werden.

[0012] Unter der Drehzahlschwingung ω_{Osc} kann eine Oszillation bzw. Schwingung bzw. ein Pendeln der Drehzahl der elektrischen Maschine um eine modellhaft zu betrachtende quasi-stationäre Frequenz verstanden werden. Dabei kann die Drehzahlschwingung ω_{Osc} auch auf sehr kurzen Zeitskalen auftreten, z.B. auf einer Zeitskala von weniger als 1ms oder sogar weniger als 0,5ms.

[0013] Die Drehzahlschwingung ω_{Osc} kann z.B. wie folgt entstehen. Die Antriebsanordnung kann z.B. aus der elektrischen Maschine, einem nachgelagerten Getriebe, einer Antriebswelle und einem davon angetriebenen Rad bestehen. Ebenfalls kann die Fahrzeugmasse Bestandteil der Antriebsanordnung sein. Es können auch weniger oder mehr Elemente zu der Antriebsanordnung gehören. Alle diese Komponenten weisen gewisse Massen, gewisse Federmomente, gewisse Dämpfungskonstanten und gewisse Trägheitsmomente auf. Wird nun z.B. bei einem stehenden Fahrzeug mittels der elektrischen Maschine ein Drehmoment auf die Antriebswelle gegeben und von diesem auf das Rad übertragen, so wirkt die Antriebswelle wie eine Torsionsfeder. Mit anderen Worten: das anliegende Drehmoment führt zu einer ansteigenden Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine. Durch die als Feder wirkende Antriebswelle kommt es jedoch zu einer Oszillationsbewegung, da die Antriebswelle nach der ersten „Vorspannung“ relaxiert und somit entgegen der eigentlichen Antriebsrichtung zurückpendelt. Dadurch wird die Ist-Drehzahl ω_{EM} gegenüber einem idealen, vollkommen starren System verringert. Der Unterschied zwischen dem idealen, nicht federnden System und der Ist-Drehzahl ω_{EM} entspricht der Drehzahlschwingung ω_{Osc} . Die Dauer und die Amplitude der Drehzahlschwingung sollen möglichst gering gehalten werden, um z.B. unerwünschte Geräusche, ein Ruckeln im Fahrzeug und vorzeitige Materialermüdung zu minimieren. Ist man in der Lage, die Drehzahlschwingung zu erkennen bzw. vorausszusehen, so kann deren Dauer und Amplitude verringert werden durch das Beaufschlagen eines geeigneten Dämpfungsdrehmoments T_{D} bzw. Kompensationsdrehmoments T_{D} auf die elektrische Maschine. Mit anderen Worten, man kann eine Art Drehmoment-Stoßdämpfer bereitstellen.

[0014] In gleicher Weise kann eine Drehzahlschwingung ω_{Osc} z.B. bei einer plötzlichen Fahrzustandsänderung ausgelöst werden. Gerät das angetriebene Rad z.B. auf Glatteis, so dass das Rad durchdreht, dann verändert sich schlagartig die am Rad hängende bzw. angreifende Masse (nämlich die zu bewegendende Fahrzeugmasse). Dies verursacht durch die sich ändernde rotierende Masse des Rades (die äquivalente Fahrzeugmasse entfällt zumindest teilweise) ein plötzliches Vorschnellen der als Torsionsfeder auffassbaren Antriebswelle, was wiederum zu einer Drehzahlschwingung führt, bis das System wieder in einen stationären Zustand gerät bzw. die Schwingung abklingt. In diesem Beispiel kann zusätzlich in der als Feder-Masse-System auffassbaren Antriebsanordnung bzw. Antriebsstrang eine Änderung der Eigenfrequenz ω_{Eig} auftreten (durch die sich ändernde effektiv am Rad angreifende Masse), was wiederum die Drehzahlschwingung ω_{Osc} beeinflussen kann. Auch in diesem Szenario ist es wünschenswert, die

Amplitude und Dauer der Drehzahlschwingung ω_{Osc} möglichst gering zu halten.

[0015] Durch die Erfindung wird vorteilhaft ein besonders wirksamer Drehmoment-Stoßdämpfer bereitgestellt, der mit lediglich zwei zu messenden bzw. zu erfassenden Eingangsgrößen und den vorab bestimmbaren Parametern eines Zweimassenschwingmodells der Antriebsanordnung auskommt. Dies minimiert den Rechenaufwand bei der Anwendung, außerdem wird die Anzahl der zu erfassenden bzw. zu überwachenden Messgrößen und damit die Anzahl der Sensoren vorteilhaft verringert. Schließlich können die vorab zu ermittelnden Größen, z.B. des Zweimassenschwingmodells, mit nur geringem Aufwand ermittelt werden, so dass die Kosten gering bleiben. Z.B. können die Parameter für das Zweimassenschwingmodell dadurch erfasst werden bzw. bestimmt werden, indem in einem Fahrzeug in einer Testumgebung die elektrische Maschine aus dem Stand auf ein gewisses Drehmoment gebracht wird und die Reaktion des Fahrzeugs bzw. der Antriebsanordnung auf diese plötzliche Drehmomentänderung detailliert vermessen bzw. erfasst wird. Mit derartigen Daten kann dann z.B. das Zweimassenschwingmodell parametrisiert werden.

[0016] Mithilfe eines mehrdimensionalen Reglers und eines Modells eines Zweimassenschwingers kann die Bewegungsdynamik der elektrischen Maschine einfach beschrieben werden bzw. der Bewegungsanteil der elektrischen Maschine unter Berücksichtigung der Massen und Trägheitsmomente der Antriebsanordnung. Mithilfe des mehrdimensionalen Reglers werden insbesondere das Ist-Drehmoment T_{EM} der elektrischen Maschine sowie die erfasste Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine in geeigneter Weise derart miteinander verknüpft, dass die zur Schwingungskompensation notwendige Drehzahlschwingung ω_{Osc} berechnet bzw. ermittelt bzw. bestimmt werden kann.

[0017] Vorzugsweise werden bei der Bestimmung der Drehzahlschwingung ω_{Osc} eine Eigenfrequenz ω_{Eig} der Antriebsanordnung, insbesondere der elektrischen Maschine, und eine Massenträgheit der elektrischen Maschine berücksichtigt. Die Eigenfrequenz ω_{Eig} und die Massenträgheit J_{EM} werden vorzugsweise vor der Applikation im Kraftfahrzeug ermittelt, insbesondere mittels eines Tests erfasst beziehungsweise gemessen und/oder berechnet. Dadurch wird vorteilhaft bewirkt, dass das Dämpfungsdrehmoment T_D bzw. Kompensationsdrehmoment T_D besonders wirksam bestimmt und bereitgestellt werden kann. Bevorzugt wird das Kompensationsdrehmoment T_D mit einer Frequenz bereitgestellt, die der Eigenfrequenz ω_{Eig} der Antriebsanordnung möglichst nahe kommt bzw. im Wesentlichen entspricht. Die Eigenfrequenz ω_{Eig} kann z.B. üblicherweise im Bereich zwischen 5Hz und 30 Hz liegen. Die Eigenfrequenz

kann z.B. bei voller Haftfähigkeit des angetriebenen Rades auf dem Untergrund bestimmt werden, wodurch die Fahrzeugmasse als äquivalente rotierende Masse dem Rad zugerechnet wird. Sollte das Rad z.B. durchdrehen, so entfällt dieser äquivalente Anteil der Fahrzeugmasse. Die Eigenfrequenz erhöht sich in diesem Fall.

[0018] Die Bereitstellung der Massenträgheit J_{EM} der elektrischen Maschine bewirkt vorteilhaft ebenfalls eine Verbesserung der Dämpfungsgeschwindigkeit, d.h. verringert die Zeit, innerhalb derer die Drehzahlschwingung ω_{Osc} abklingt.

[0019] In einer Weiterbildung ist vorgesehen, dass die Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) mithilfe folgender zwei Gleichungen berechnet bzw. bestimmt wird:

$$\omega_{2,T-EM} = \frac{s \left(s + \frac{K_N}{4} \right)}{(s + K_N)^4} \cdot \frac{4}{J_{EM} \cdot \omega_{Eig}^2} \cdot K_N^3 \cdot T_{EM} \quad (Gl. 1)$$

$$\omega_{2,\omega-EM} = - \frac{\left(s + \frac{K_N}{4} \right) \cdot (s^2 + K_S \cdot \omega_{Eig}^2)}{(s + K_N)^4} \cdot \frac{4 \cdot K_N^3}{\omega_{Eig}^2} \cdot \omega_{EM} \quad (Gl. 2)$$

[0020] Dabei ist $\omega_{2,T-EM}$ der berechnete Anteil der Raddrehzahl ω_2 , der dem Ist-Drehmoment T_{EM} der elektrischen Maschine zuzuordnen ist. Dabei ist ω_2 , ω_{EM} der berechnete Anteil der Raddrehzahl ω_2 ist, der der bestimmten Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine zuzuordnen ist. Dabei sind ω_{Eig} die Eigenfrequenz der Antriebsanordnung, J_{EM} die Massenträgheit der elektrischen Maschine, K_N , K_S vorgebbare Skalierungsfaktoren sowie s der Laplace-Operator. Es sei angemerkt, dass der Ausdruck „ T_{EM} “ in Gleichung 1 dem Ausdruck „ T_{EM} “ entspricht und der Ausdruck „ ω_{EM} “ in Gleichung 2 dem Ausdruck „ ω_{EM} “ - die unterschiedlichen Ausdrücke sind der Darstellbarkeit geschuldet.

[0021] Mögliche Werte für die (z.B. konstanten) Skalierungsfaktoren K_N und K_S sind beispielsweise $K_N = 150$ und $K_S = 1,15$. Beispielsweise kann K_N auch im Bereich von 100 bis 200 liegen und K_S im Bereich von 0,9 bis 1,5. Die Skalierungsfaktoren K_N und K_S können z.B. unter Kenntnis der Eigenfrequenz ω_{Eig} durch Simulation vorab bestimmt werden.

[0022] Durch die Berücksichtigung lediglich dieser zwei, z.B. durch Tests am Fahrzeug zu ermittelnder, Werte (Massenträgheit der elektrischen Maschine J_{EM} und Eigenfrequenz der Antriebsanordnung ω_{Eig}) im Zweimassenschwinger-Modell kann die Parametrierung des Modells besonders einfach und mit wenig Zeitaufwand und damit besonders kostengüns-

tig erfolgen. Bei herkömmlichen Zweimassenschwinger-Modellen werden nämlich üblicherweise außerdem noch eine Federsteifigkeit c , eine Dämpfungskonstante k sowie eine rotierende Massenträgheit J_2 berücksichtigt, was die Parametrierung erheblich aufwändiger macht. Es hat sich gezeigt, dass diese Parameter für die Bestimmung der Schwingung beziehungsweise Drehzahlschwingung der elektrischen Maschine vernachlässigbar sind. Optional werden sie berücksichtigt, gemäß der vorstehend beschriebenen Ausführungsform jedoch nicht.

[0023] Weiterhin können zur Berechnung der Raddrehzahl ω_2 die berechneten Anteile ω_{2,T_EM} und ω_{2,ω_EM} addiert werden. Mit anderen Worten: zur Berechnung der Raddrehzahl ω_2 können die beiden obigen Gleichungen (Gl. 1) und (Gl. 2) addiert werden. Mit anderen Worten: $\omega_2 = \omega_{2,T_EM} + \omega_{2,\omega_EM}$. Dadurch kann vorteilhaft eine besonders einfache und schnelle Bestimmung der Raddrehzahl ω_2 erreicht werden, die wenig Prozessorleistung erfordert. Weitere Korrekturterme können unberücksichtigt bleiben, ohne dass das Ergebnis der berechneten Raddrehzahl ω_2 zu stark verfälscht wird.

[0024] Weiterhin ist bevorzugt vorgesehen, dass die Drehzahlschwingung ω_{Osc} der Ist-Drehzahl ω_{EM} aus der Differenz von Ist-Drehzahl ω_{EM} und Raddrehzahl ω_2 berechnet wird. Mit anderen Worten: $\omega_{Osc} = \omega_{EM} - \omega_2$. Dadurch kann vorteilhaft aus einer schwingenden Drehzahl der elektrischen Maschine (z.B. mit einer Frequenz, die zwischen 900Hz und 1100 Hz um den Mittelwert 1000Hz pendelt, wobei ω_{Osc} in diesem Beispiel die Drehzahlschwingung um die mittlere Frequenz 1000Hz darstellt) die Drehzahlschwingung ω_{Osc} so extrahiert werden, dass sie im Wesentlichen um die Nulllinie schwingt bzw. oszilliert bzw. pendelt. Dann lässt sich vorteilhaft das Dämpfungsdrehmoment T_D z.B. durch eine einfache Multiplikation mit einem Faktor unmittelbar aus der Drehzahlschwingung bestimmen.

[0025] Die erfindungsgemäße Vorrichtung mit den Merkmalen des Anspruchs 6 zeichnet sich dadurch aus, dass sie als Steuergerät dazu eingerichtet ist, das erfindungsgemäße Verfahren durchzuführen, insbesondere bei bestimmungsgemäßem Gebrauch. Es ergeben sich dabei die zuvor bereits genannten Vorteile.

[0026] Die erfindungsgemäße Antriebsanordnung mit den Merkmalen des Anspruchs 7 zeichnet sich durch die erfindungsgemäße Vorrichtung aus.

[0027] Weitere Vorteile und bevorzugte Merkmale und Merkmalskombinationen ergeben sich insbesondere aus dem zuvor Beschriebenen sowie aus den Ansprüchen. Im Folgenden soll die Erfindung anhand der Zeichnungen näher erläutert werden. Dazu zeigen

Fig. 1 ein Kraftfahrzeug mit einer vorteilhaften Antriebsanordnung in einer vereinfachten Darstellung,

Fig. 2 einen mehrdimensionalen Regler für die Antriebsanordnung,

Fig. 3 eine Berechnungsvorschrift zum Bestimmen einer Raddrehzahl der Antriebsanordnung,

Fig. 4 einen Vergleich des erfindungsgemäßen Verfahrens mit einer herkömmlichen Lösung und dem Idealfall,

Fig. 5 eine Detailansicht des Vergleichs und

Fig. 6 eine zweite Detailansicht des Vergleichs.

[0028] **Fig. 1** zeigt in einer vereinfachten Darstellung ein Kraftfahrzeug **1** mit einer vorteilhaften Antriebsanordnung **2**. Die Antriebsanordnung **2** weist vorliegend als Antriebseinrichtung eine elektrische Maschine **3** auf, welcher eine Leistungselektronik **4** zum Ansteuern der elektrischen Maschine **3** sowie ein elektrischer Energiespeicher **5** zugeordnet sind. Die elektrische Maschine **3** (auch als elektrische Antriebsmaschine bezeichnenbar) ist gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel mit zwei Antriebsrädern **6** durch ein Differentialgetriebe **7** verbunden. Außerdem kann zwischen dem Differentialgetriebe und den Antriebsrädern **6** noch eine Antriebswelle **20** angeordnet sein, die ebenfalls zur Antriebsanordnung **2** gerechnet werden kann.

[0029] Weiterhin weist die Antriebsanordnung **2** ein Steuergerät **8** auf, welches die Leistungselektronik **4** betreibt, um ein Soll-Drehmoment T_{Soll} der elektrischen Maschine **3** einzustellen. Das Steuergerät **8** ist außerdem mit einer Sensoreinrichtung **9** verbunden, welche eine Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine **3** erfasst, sowie mit einer Sensoreinrichtung **10**, welche ein Ist-Drehmoment T_{EM} der elektrischen Maschine **3** überwacht beziehungsweise erfasst. Die Sensoreinrichtungen **9**, **10** sind in **Fig. 1** vereinfacht dargestellt. Sie können z.B. als Drehwinkelsensor bzw. Drehzahlsensor ausgebildet sein (erster Sensor **9**) bzw. als Strommessvorrichtung (zweiter Sensor **10**). Grundsätzlich können sie auch in die elektrische Maschine **3** integriert ausgebildet sein. Ebenso kann die Leistungselektronik **4** Bestandteil der elektrischen Maschine **3** sein.

[0030] Um Komforteinbußen und mechanische Überlastungen der Antriebsanordnung **2** zu vermeiden, ist das Steuergerät **8** dazu eingerichtet, eine Drehzahlschwingung ω_{Osc} der Ist-Drehzahl ω_{EM} zu bestimmen und in Abhängigkeit von der Drehzahlschwingung ω_{Osc} das Soll-Drehmoment T_{Soll} mit einem Kompensationsdrehmoment T_D bzw. Dämpfungsdrehmoment T_D zu überlagern, um die auftretende Drehzahlschwingung ω_{Osc} in der Antriebsanordnung **2** zu vermeiden bzw. zu dämpfen bzw. schnell abklingen zu lassen. Dazu wird die Be-

wegungsdynamik der Antriebsanordnung **2** auf einen klassischen Zweimassenschwinger zurückgeführt, der in dem folgenden (Differential)Gleichungssystem beschrieben ist:

$$\begin{aligned} T_{EM} &= J_{EM} \cdot \dot{\omega}_{EM} + k \cdot (\omega_{EM} - \omega_2) + c \cdot (\varphi_{EM} - \varphi_2) \\ -T_2 &= J_2 \cdot \dot{\omega}_2 - k \cdot (\omega_{EM} - \omega_2) - c \cdot (\varphi_{EM} - \varphi_2) \end{aligned} \quad (\text{Gl. 3})$$

[0031] Die Parameter φ_2 , T_2 und ω_2 beziehen sich dabei auf eine zweite schwingende Masse, beispielsweise auf ein durch die elektrische Maschine **3** angetriebenes Rad. Dabei ist φ_2 der Verdrehwinkel des Rades **6**, T_2 ist das auf das Rad **6** wirkende Lastmoment, z.B. ein Fahrwiderstandsdrehmoment und ω_2 ist die Drehzahl des Rades **6**. Die Konstanten c und k bezeichnen die Federkonstante (c) bzw. die Dämpfungskonstante (k) des Feder-Dämpfer-Pakets zwischen den beiden schwingenden Massen. J_2 entspricht dabei dem Trägheitsmoment des Rades **6** und der in eine rotierende Masse umgerechneten Fahrzeugmasse.

[0032] Die tatsächliche Drehzahl des Rades **6** soll durch das Verfahren möglichst gut modellhaft berechnet bzw. ermittelt bzw. bestimmt werden, um so ein optimales Kompensationsdrehmoment T_D bereitstellen zu können. Die berechnete Drehzahl ω_2 des Rades ist im Idealfall identisch mit der realen Drehzahl des Rades **6**. Durch den Einsatz des mehrdimensionalen Reglers **11** wird es durch das im Folgenden beschriebene Verfahren ermöglicht, eine robuste Berechnungsvorschrift für die Ermittlung der Drehzahlschwingung ω_{Osc} beziehungsweise des Schwingungsanteils ω_{Osc} der Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine **3** zu ermitteln. Dabei werden der Applikationsaufwand für klassische beobachterbasierte Funktionen reduziert und Nachteile herkömmlicher Filterfunktionen, wie beispielsweise Hochpassfilter, die bei stark nicht-linearen Fahrbetrieb auftreten können, beispielsweise aufgrund eines ABS-Eingriffs und/oder eines schlechten Fahrbahnuntergrunds, kompensiert.

[0033] Fig. 2 zeigt dazu in einer vereinfachten Darstellung einen mehrdimensionalen Regler **11**. Der Regler **11** erhält als Eingangswerte das erfasste Ist-Drehmoment T_{EM} sowie die erfasste Ist-Drehzahl ω_{EM} . Auf Basis des Zweimassenschwingers, wie in Gleichung Gl. 3 beschrieben, verknüpft der Regler **11** mittels einer Berechnungsvorschrift **12** die Eingangsgrößen des erfassten Ist-Drehmoments T_{EM} sowie der erfassten Ist-Drehzahl ω_{EM} zur Berechnung der zur Schwingungskompensation notwendigen Drehzahlschwingung ω_{Osc} . Dabei kann die Drehzahlschwingung ω_{Osc} letztlich wieder auf eine der beiden Eingangsgrößen mittelbar oder unmittelbar zurückgekoppelt werden. Dies ist aus Gründen der Übersichtlichkeit hier jedoch nicht dargestellt.

[0034] In die Berechnungsvorschrift **12** können z.B. die aus dem in Gleichung (Gl. 3) gezeigten Gleichungssystem des Zweimassenschwing-Modells extrahierbaren zwei separaten Gleichungen (Gl. 1) und (Gl. 2) eingehen.

[0035] Die erste Gleichung (Gl. 1) erlaubt die Berechnung der Größe $\omega_{2,T-EM}$. Diese entspricht dem berechneten Anteil der zu berechnenden Raddrehzahl ω_2 , der dem Ist-Drehmoment T_{EM} der elektrischen Maschine **3** zuzuordnen ist. Die Raddrehzahl ω_2 kann z.B. die Einheit in Radiant/Sekunde aufweisen.

[0036] Die zweite Gleichung (Gl. 2) erlaubt die Berechnung von ω_2, ω_{EM} . ω_2, ω_{EM} entspricht dem berechneten Anteil der Raddrehzahl ω_2 , der der bestimmten Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine **3** zuzuordnen ist.

[0037] Um die Aufgabe zur Berechnung des korrekten Schwingungsverhaltens durchzuführen, kann z.B. vor der Applikation ein Fahrzeugtest durchgeführt werden. Dadurch kann z.B. die Eigenfrequenz ω_{Eig} der Antriebsanordnung **2** ermittelt werden. Mithilfe der ebenfalls vorab bestimmbareren Massenträgheit J_{EM} der elektrischen Maschine **3** können die oben beschriebenen physikalischen Zusammenhänge des Gleichungssystems (Gl. 3) in die folgenden zwei Gleichungen (Gl. 1 und Gl. 2) überführt werden:

$$\omega_{2,T-EM} = \frac{s \left(s + \frac{K_N}{4} \right)}{(s + K_N)^4} \cdot \frac{4}{J_{EM} \cdot \omega_{Eig}^2} \cdot K_N^3 \cdot T_{EM} \quad (\text{Gl. 1})$$

$$\omega_{2,T-EM} = \frac{\left(s + \frac{K_N}{4} \right) \cdot (s^2 + K_S \cdot \omega_{Eig}^2)}{(s + K_N)^4} \cdot \frac{4 \cdot K_N^3}{\omega_{Eig}^2} \cdot \omega_{EM} \quad (\text{Gl. 2}).$$

[0038] Dabei ist $\omega_{2,T-EM}$ der berechnete Anteil der Raddrehzahl ω_2 , der dem Ist-Drehmoment T_{EM} der elektrischen Maschine zuzuordnen ist und ω_2, ω_{EM} der berechnete Anteil der Raddrehzahl ω_2 , der der bestimmten bzw. erfassten Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine zuzuordnen ist. Dabei sind weiterhin ω_{Eig} die Eigenfrequenz der Antriebsanordnung, J_{EM} die Massenträgheit der elektrischen Maschine, K_N , K_S vorgebbare Skalierungsfaktoren und s der Laplace-Operator sind.

[0039] Die in den Gleichungen (Gl. 1 und Gl. 2) enthaltenen Skalierungsfaktoren K_N und K_S sind Parameter, die z.B. durch Simulation voreinstellbar sind und im Zuge einer Fahrzeugapplikation getestet werden können. Mögliche Werte für K_N und K_S sind beispielsweise: $K_N = 150$ und $K_S = 1,15$. Beispielsweise

kann K_N auch im Bereich von 100 bis 200 liegen und K_S im Bereich von 0,9 bis 1,5.

[0040] Die zu berechnende Raddrehzahl ω_2 kann z.B. durch die Addition der beiden Gleichungen (Gl. 1) und (Gl. 2) erzielt werden. Dann ergibt sich die zu berechnende Raddrehzahl ω_2 wie folgt: $\omega_2 = \omega_{2,T_EM} + \omega_{2,\omega_EM}$.

[0041] Die Drehzahlschwingung ω_{Osc} kann z.B. durch die Differenz der Ist-Drehzahl ω_{EM} und der berechneten Raddrehzahl ω_2 bestimmt werden. Die Drehzahlschwingung ergibt sich dann wie folgt: $\omega_{Osc} = \omega_{EM} - \omega_2$. Aus den Gleichungen (Gl. 1) und (Gl. 2) ist außerdem ersichtlich, dass im Vergleich zu dem in Gleichung (Gl. 3) beschriebenen Gleichungssystem die Parameter c , k und J_2 nicht enthalten sind. Die Federsteifigkeit bzw. Federkonstante c ist implizit in der Massenträgheit J_{EM} der elektrischen Maschine **3** sowie in der Eigenfrequenz ω_{Eig} enthalten. Die Dämpfungskonstante k und die rotierende Massenträgheit J_2 können für das Verfahren vernachlässigt werden.

[0042] Fig. 3 zeigt die Berechnung von ω_{Osc} und eines Kompensationsdrehmoments T_D in einer vereinfachten Darstellung der Berechnungsvorschrift. Dabei beschreiben:

- der Parameter T_{Soll} ein gewünschtes Soll-Drehmoment, z.B. in Newtonmeter;
- der Parameter ω_{EM} die Ist-Drehzahl der elektrischen Maschine **3**, z.B. in Radiant/Sekunde;
- der Parameter ω_2 die in Abhängigkeit von den Gleichungen (Gl. 1) und (Gl. 2) berechnete Raddrehzahl, z.B. in Radiant/Sekunde, und
- der Parameter T_D das Kompensationsdrehmoment bzw. das Dämpfungsdrehmoment, z.B. in Newtonmeter;
- der Parameter K_D eine Umrechnungsgröße bzw. einen Korrekturfaktor bzw. einen Umrechnungsfaktor, durch die bzw. durch den die ermittelte Drehzahlschwingung ω_{Osc} in das Kompensationsdrehmoment T_D umgerechnet wird.

[0043] Aus Fig. 3 geht hervor, dass der Zusammenhang $T_{EM} = T_{Soll} - T_D$ gilt bzw. $T_{Soll} = T_{EM} + T_D$. Das Soll-Drehmoment T_{Soll} ist somit gegeben durch eine Addition des Kompensationsdrehmoments T_D zu dem Ist-Drehmoment T_{EM} .

[0044] Außerdem gilt $\omega_{Osc} = \omega_{EM} - \omega_2$, die Drehzahlschwingung ω_{Osc} ergibt sich also durch die Differenz aus der Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine **3** und der (berechneten) Raddrehzahl ω_2 . Es sei angemerkt, dass die Ist-Drehzahl ω_{EM} der elektrischen Maschine **3** an zwei Stellen in das in Fig. 3 dargestellte Berechnungsverfahren eingespeist wird.

[0045] Durch den hier lediglich zweidimensionalen Regler **11** ergibt sich ein geringer softwaretechnischer Aufwand für die Programmierung und gleichzeitig ergibt sich ein nur geringes Fehlerpotential. Insbesondere ergibt sich eine applikationsfreundliche Ausführung, bei welcher lediglich wenige Größen für die Parametrierung des Modells bzw. des mehrdimensionalen Reglers **11** vorab in Fahrzeugtests ermittelt werden müssen. Dies sind hier z.B. die Eigenfrequenz ω_{Eig} der Antriebsanordnung **2** und das Trägheitsmoment J_{EM} der verwendeten elektrischen Maschine **3**.

[0046] Anhand von Fig. 4, Fig. 5 und Fig. 6 sollen im Folgenden die Vorteile des vorteilhaften Verfahrens dargelegt werden. Dazu wird in den Fig. 4, Fig. 5 und Fig. 6 jeweils ein ideales System (Index **1**), welches jedoch technisch nicht realisierbar ist, verglichen mit einer Ermittlung der Schwingungsdrehzahl mittels eines herkömmlichen (Index **2**) sowie mittels des hier vorgestellten Verfahrens (Index **3**).

[0047] Fig. 4 zeigt über die Zeit t im Abschnitt A das Drehmoment, im Abschnitt B die Drehzahl und im Abschnitt C die zu ermittelnde Drehzahlschwingung ω_{Osc} , die jeweils durch eine der Varianten (s.o., Index **1**, **2** oder **3**) ermittelt werden. Dabei

- zeigt die mit T_{Soll} beschriftete Linie das gewünschte Soll-Drehmoment;
- zeigen die mit T_{EM} beschrifteten Linien jeweils das z.B. durch den zweiten Sensor **10** ermittelte Drehmoment der elektrischen Maschine **3** für die drei unterschiedlichen Varianten (s.o. Index **1** bis **3**);
- zeigen die mit T_D beschrifteten Linien jeweils das Kompensationsdrehmoment;
- zeigen die mit ω_{EM} beschrifteten Linien jeweils die Ist-Drehzahl einer Rotorwelle der elektrischen Maschine **3**;
- zeigen die mit ω_{Osc} beschrifteten Kurven jeweils die Drehzahlschwingung.

[0048] Die mit Index **1** gekennzeichneten Linien zeigen dabei jeweils das ideale Modell, die mit Index **2** gekennzeichneten Linien jeweils das herkömmliche Modell mit Hochpassfilter und die mit Index **3** gekennzeichneten Linien das Ergebnis des hier vorgestellten Verfahrens.

[0049] Fig. 4 zeigt dabei einen Anfahrvorgang, bei welchem zu dem Zeitpunkt x_0 der die Antriebsanordnung **2** zunächst aus dem Ruhezustand mit einem Antriebsdrehmoment von $T_{EM} = 50$ Nm beschleunigt wird. Zu einem Zeitpunkt x_1 , vorliegend nach 4 Sekunden, wird das Antriebsdrehmoment T_{EM} auf 100 Nm erhöht. Zu einem Zeitpunkt x_2 , vorliegend bei Sekunde **8**, greift eine kurzzeitige, externe Störung in den Antriebsstrang bzw. in die Antriebsanordnung **2**

ein. Dies kann grundsätzlich z.B. durch einen ABS-Einsatz oder einen ESP-Einsatz oder durch ein blockiertes oder durchdrehendes Rad **6** gegeben sein. In den **Fig. 4** bis **Fig. 6** wird - lediglich beispielhaft - ab Sekunde **8** ein blockiertes Rad **6** simuliert.

[0050] Fig. 5 zeigt in einer höheren Auflösung den Anfahrtsvorgang innerhalb der ersten Sekunde. Der Vergleich des Systemverhaltens in den Abschnitten A, B und C zeigt deutlich, dass das Ist-Drehmoment T_{EM} des hier vorgestellten Verfahrens (Index **3**) deutlich näher am Referenzverhalten des Idealmodells (Index **1**) liegen. Im Modell des herkömmlichen Hochpassfilters (Index **2**) kommt es zu einem deutlichen Überschwingen im Ist-Drehmoment T_{EM} , welches mit einer stärkeren Drehzahlreaktion, d.h. z.B. einer größeren Amplitude der Drehzahlschwingung ω_{Osc} einhergeht. Außerdem dauert es länger, bis die Drehzahlschwingung ω_{Osc} abgeklungen ist.

[0051] Fig. 6 zeigt in einer erhöhten Auflösung das Auftreten der Störung zum Zeitpunkt x_2 ab Sekunde **8**. Auch hier zeigen sich Unterschiede zwischen einem System mit Hochpassfilter (Index **2**) und dem vorliegenden Verfahren (Index **3**), verglichen mit dem Idealsystem (Index **1**). Dabei treten hier die Unterschiede zwischen dem Hochpassfiltersystem (Index **2**) und dem vorgeschlagenen Verfahren (Index **3**) ungleich stärker auf. Der Testfall erzeugt eine massive Verzögerung der Antriebsräder **6**, aus der über die relativ starre Kopplung der Räder an die elektrische Maschine **3** eine starke Verzögerung der elektrischen Maschine **3** resultiert. **Fig. 6** zeigt, dass das Verhalten des vorgeschlagenen Verfahrens (Index **3**) nahezu dem des idealen Systems (Index **1**) entspricht. Der herkömmliche Hochpassfilter (Index **2**) sorgt auch für die Bereitstellung eines Dämpfungsdrehmoments T_D bzw. Kompensationsdrehmoments T_D , welches die auftretende Drehzahlschwingung eigentlich dämpfen soll. Allerdings führt die Reaktion des Hochpassfilters anfangs zu einer kurzfristig auftretenden deutlichen Erhöhung des Ist-Drehmoments T_{EM} der elektrischen Maschine **3** und damit zu einer unerwünschten Beschleunigung der elektrischen Maschine **3** - erst im späteren Verlauf wird die Drehzahlschwingung ω_{Osc} wirksam gedämpft. Daraus resultiert im Vergleich zum vorgeschlagenen Verfahren zum einen eine deutlich höhere Amplitude der Drehzahlschwingung ω_{Osc} sowie eine längere Dauer, bis diese abgeklungen ist.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betreiben einer elektrischen Maschine (3) aufweisenden Antriebsanordnung (2) eines Kraftfahrzeugs (1), wobei der elektrischen Maschine (3) in Abhängigkeit von einer Drehmomentanforderung ein Soll-Drehmoment (T_{Soll}) vorgegeben wird,

und wobei eine Ist-Drehzahl (ω_{EM}) der elektrischen Maschine (3) überwacht und in Abhängigkeit von der erfassten Ist-Drehzahl (ω_{EM}) eine Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) der elektrischen Maschine (3) bestimmt und das Soll-Drehmoment (T_{Soll}) mit einem in Abhängigkeit von der Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) ermittelten Kompensationsdrehmoment (T_D) überlagert wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) der Ist-Drehzahl (ω_{EM}) bestimmt wird unter Verwendung eines mehrdimensionalen Reglers (11) mit einem Zweimasenschwingmodell, einem Ist-Drehmoment (T_{EM}) der elektrischen Maschine (3) und der Ist-Drehzahl (ω_{EM}) der elektrischen Maschine (3).

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass bei der Bestimmung der Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) eine Eigenfrequenz (ω_{Eig}) der Antriebsanordnung (2) und eine Massenträgheit (J_{EM}) der elektrischen Maschine (3) berücksichtigt werden.

3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) mithilfe folgender Gleichungen berechnet wird:

$$\omega_{2,T-EM} = \frac{s \left(s + \frac{K_N}{4} \right)}{(s + K_N)^4} \cdot \frac{4}{J_{EM} \cdot \omega_{Eig}^2} \cdot K_N^3 \cdot T_{EM} \quad (Gl. 1)$$

$$\omega_{2,\omega-EM} = \frac{\left(s + \frac{K_N}{4} \right) \cdot (s^2 + K_S \cdot \omega_{Eig}^2)}{(s + K_N)^4} \cdot \frac{4 \cdot K_N^3}{\omega_{Eig}^2} \cdot \omega_{EM} \quad (Gl. 2),$$

wobei $\omega_{2,T-EM}$ der berechnete Anteil der Raddrehzahl (ω_2) ist, der dem Ist-Drehmoment (T_{EM}) der elektrischen Maschine (3) zuzuordnen ist, und wobei $\omega_{2,\omega-EM}$ der berechnete Anteil der Raddrehzahl (ω_2) ist, der der bestimmten Ist-Drehzahl (ω_{EM}) der elektrischen Maschine (3) zuzuordnen ist, und wobei ω_{Eig} die Eigenfrequenz der Antriebsanordnung (2), J_{EM} die Massenträgheit der elektrischen Maschine (3), K_N , K_S vorgebbare Skalierungsfaktoren sowie s der Laplace-Operator sind.

4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass zur Berechnung der Raddrehzahl (ω_2) die berechneten Anteile $\omega_{2,T-EM}$ und $\omega_{2,\omega-EM}$ addiert werden.

5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehzahlschwingung (ω_{Osc}) der Ist-Drehzahl (ω_{EM}) aus der Differenz von Ist-Drehzahl (ω_{EM}) und Raddrehzahl (ω_2) berechnet wird.

6. Vorrichtung zum Betreiben einer Antriebsanordnung (2), die zumindest eine elektrische Maschine (3) aufweist, **gekennzeichnet durch** die Ausbildung als Steuergerät (8), das dazu eingerichtet ist, das Verfahren gemäß einem der Ansprüche 1 bis 5 durchzuführen, insbesondere bei bestimmungsgemäßem Gebrauch.

7. Antriebsanordnung (2) für ein Kraftfahrzeug, mit zumindest einer elektrischen Maschine (3) und mit einer Vorrichtung (8) nach Anspruch 6.

Es folgen 5 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

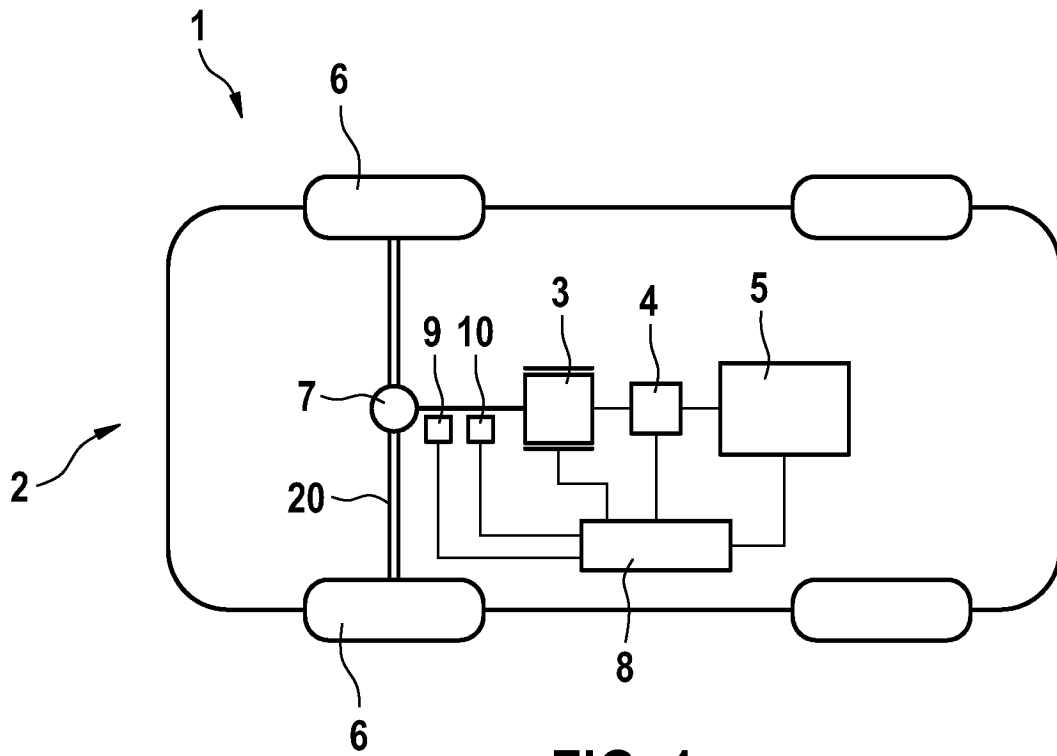


FIG. 1

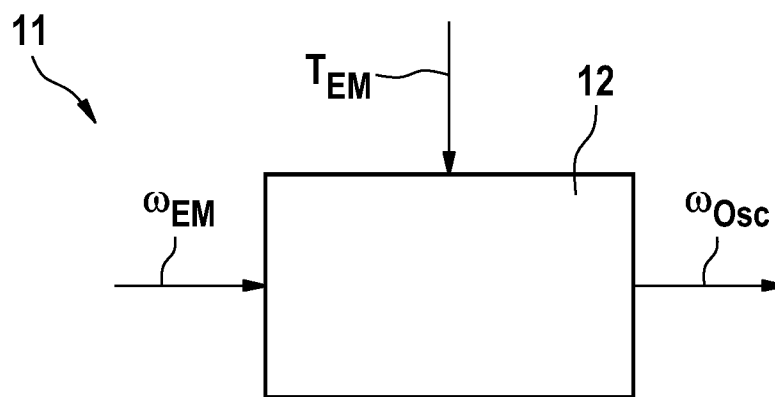


FIG. 2

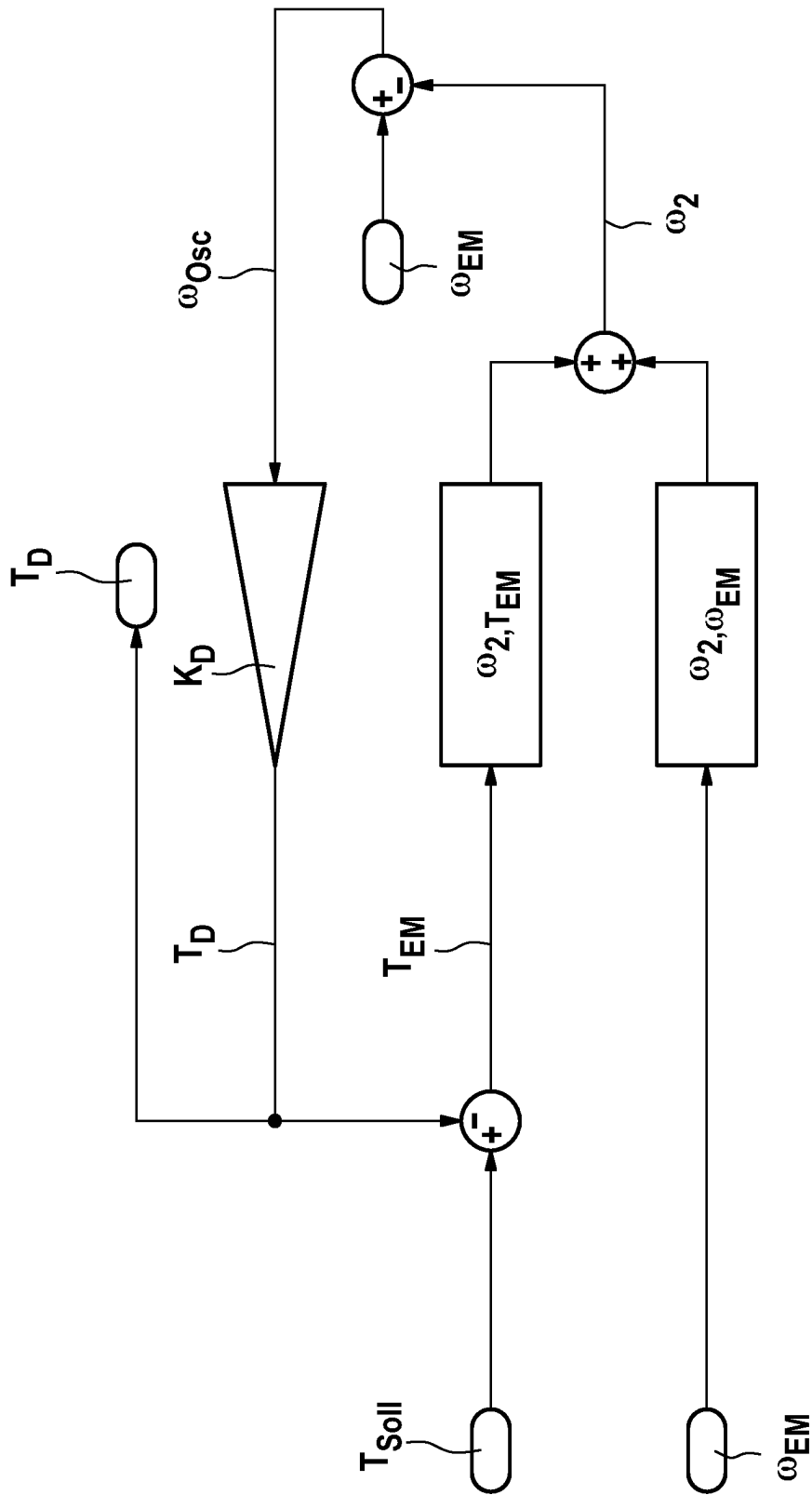


FIG. 3

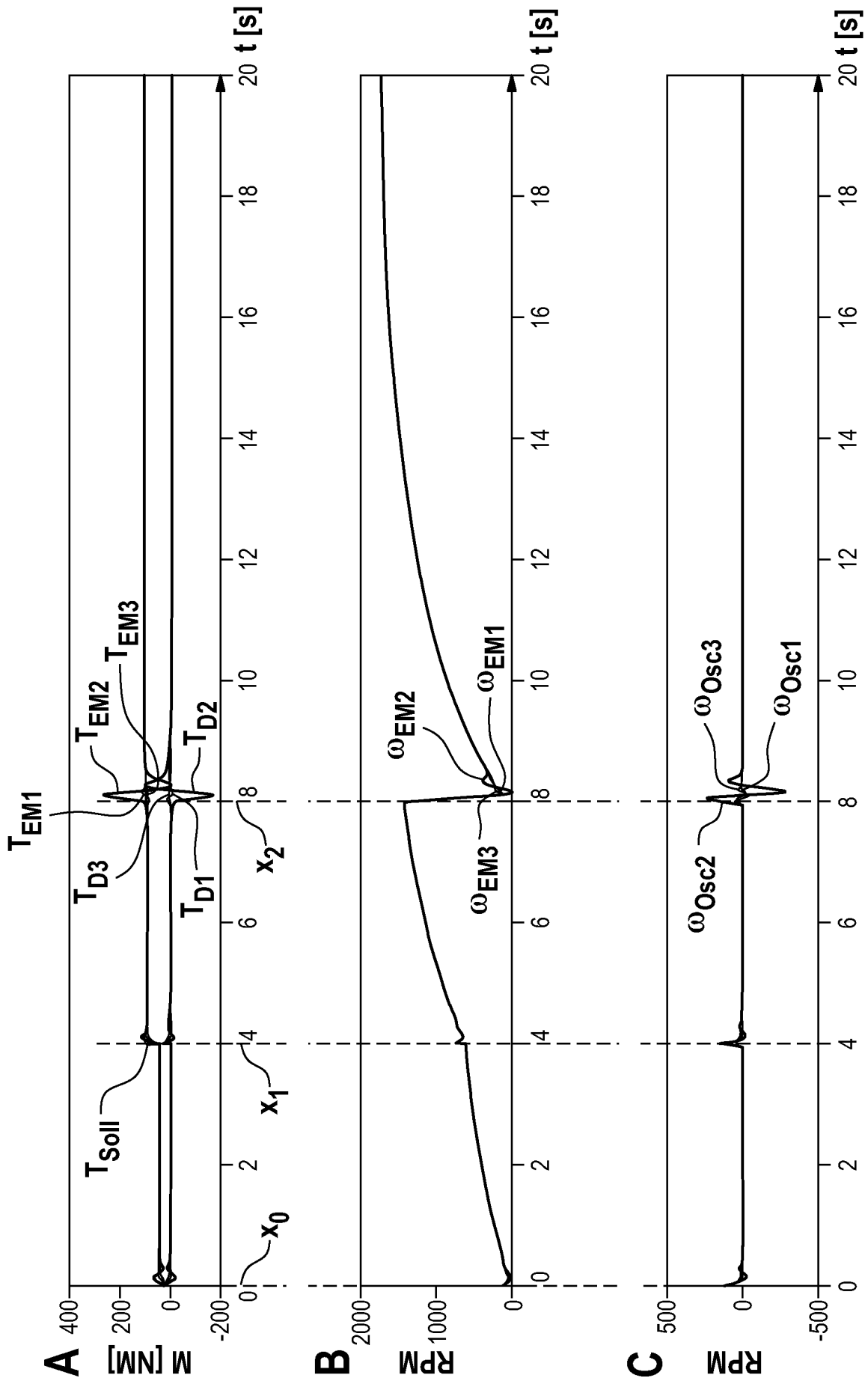


FIG. 4

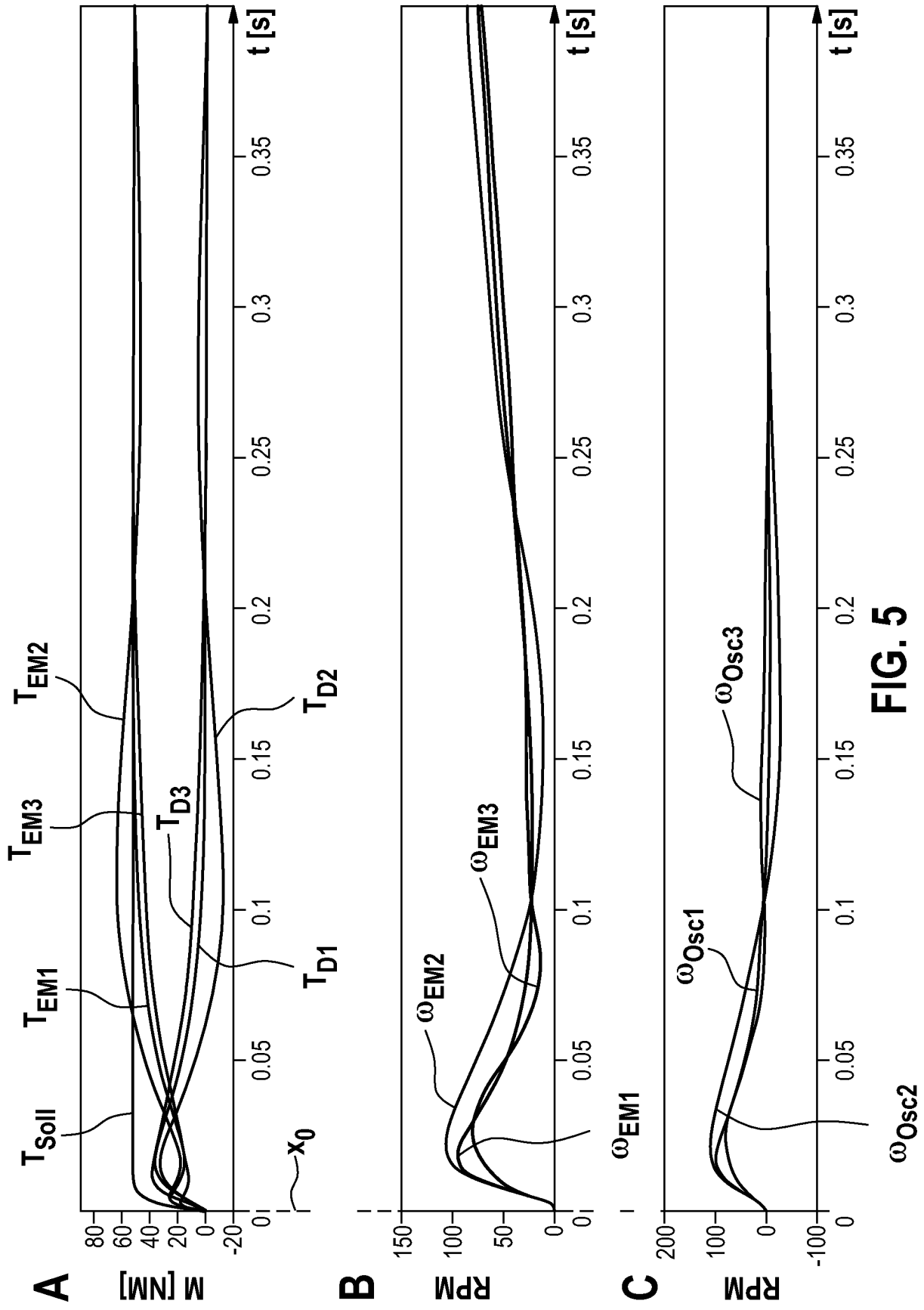


FIG. 5

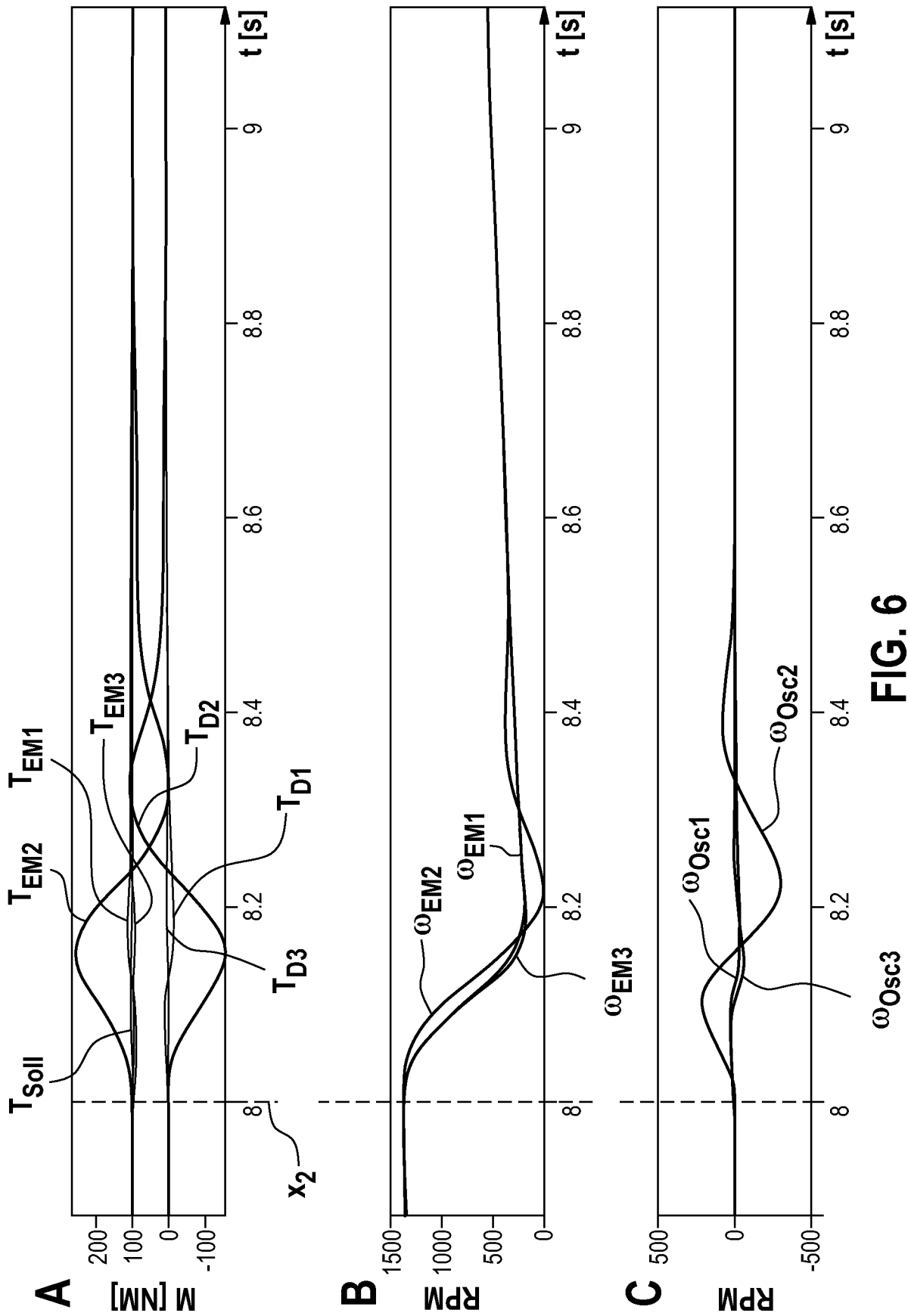


FIG. 6