(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016 年 9 月 9 日(09.09.2016)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2016/139853 A1

(51) 国際特許分類:
B60W 10/08 (2006.01) *B60W 20/00* (2016.01)
B60L 11/14 (2006.01) *E02F 9/20* (2006.01)
B60L 11/18 (2006.01) *F02D 29/00* (2006.01)
B60W 10/00 (2006.01) *F02D 29/04* (2006.01)
B60W 10/30 (2006.01) *F02D 29/06* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2015/083131

(22) 国際出願日: 2015 年 11 月 25 日(25.11.2015)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2015-040731 2015 年 3 月 2 日(02.03.2015) JP

(71) 出願人: 日立建機株式会社(HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒 1128563 東京都文京区後楽二丁目５番１号 Tokyo (JP).

(72) 発明者: 吉田 肇(YOSHIDA Hajime); 〒3000013 茨城県土浦市神立町６５０番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP). 野口 修平(NOGUCHI Shuuhei); 〒3000013 茨城県土浦市神立町６５０番地 日立建機株式会社 土浦工場内 Ibaraki (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人開知国際特許事務所(KAICHI IP); 〒1030022 東京都中央区日本橋室町四丁目３番１６号 Tokyo (JP).

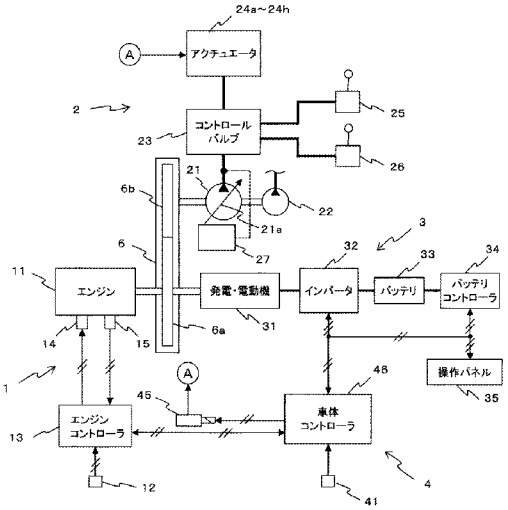
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー

[続葉有]

(54) **Title**: HYBRID WORK MACHINE

(54) 発明の名称 : ハイブリッド式作業機械



11 Engine
13 Engine controller
23 Control valve
24a-24h Actuator
31 Generator motor
32 Inverter
33 Battery
34 Battery controller
35 Operation panel
46 Vehicle body controller

(57) **Abstract**: In a small construction machine such as a mini-shovel, by adopting a hybrid system and reducing the size of the engine, better fuel efficiency, improved exhaust characteristics and reduced noise are achieved, and installation space for a power storage device is secured; even when the power storage device is small, early reduction of the charge remaining in the power storage device is suppressed; and the operating rate of the machine is improved by decreasing the frequency of interrupting operations for charging the power storage device. If the engine speed detected by an engine speed detection device (15) falls to or below a rated speed at which the output horse power of the engine (11) is maximal, a vehicle body controller (46) operates a generator motor (31) as a motor and performs assist control, and if the engine speed is higher than the rated speed, the vehicle body controller (46) performs charging control of the battery (33).

(57) 要約: ミニショベルのような小型の建設機械において、ハイブリッド方式を採用してエンジンを小型化することにより燃費の向上、排ガス特性の改善及び騒音の低減を図るとともに、蓄電装置の設置スペースを確保し、かつ蓄電装置が小型であっても蓄電装置の充電残量の早期の減少が抑えられ、蓄電装置の充電のために作業を中断する頻度を低減することにより機体の稼動率を向上できるようにする。車体コントローラ（４６）は、エンジン回転数検出装置（１５）で検出されたエンジン回転数がエンジン（１１）の出力馬力が最大となる定格回転数以下に低下したときに、発電・電動機（３１）を電動機として作動させてアシスト制御を行い、エンジン回転数が定格回転数より大きいときはバッテリ（３３）の充電制御を行う。

WO 2016/139853 A1

ラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： ハイブリッド式作業機械

技術分野

[0001] 本発明は、ハイブリッド式作業機械に係わり、特に小型の油圧ショベル等のハイブリッド式作業機械に関する。

背景技術

[0002] 近年、油圧ショベル等の作業機械においては、燃費の向上、排ガス特性の改善及び騒音の低減等の観点から、エンジン(ディーゼルエンジン）と電動機を併用するハイブリッド式作業機械が開発され、一部実用化されている。このようなハイブリッド式作業機械として例えば特許文献１～５に記載のものがある。

[0003] 特許文献１～５に記載のハイブリッド式作業機械では、主として建設機械の代表例である油圧ショベルにおいて、エンジンによって駆動される油圧ポンプの補助動力源として発電・電動機を設け、バッテリの電力で発電・電動機を電動機として駆動し、エンジンが最適トルクに対応した回転数で運転されるように出力アシストとバッテリ（蓄電装置）充電制御を行っている。

[0004] より具体的には、特許文献１及び２においては、最小燃費となる最適トルク点の燃料噴射量或いはエンジン回転数を目標燃料噴射量（特許文献１）或いは目標回転数（特許文献２）として設定し、エンジンガバナの燃料噴射量が目標燃料噴射量より大きくなる（特許文献１）、或いはエンジン回転数が目標回転数より小さくなる（特許文献２）と発電・電動機を電動機として駆動し、出力アシストを行い、エンジンガバナの燃料噴射量が目標燃料噴射量より小さくなる（特許文献１）、或いはエンジン回転数が目標回転数より大きくなる（特許文献２）と発電・電動機を発電機として駆動し、バッテリの充電制御を行っている。

[0005] 特許文献３及び４においては、エンジンの平均出力時のエンジン回転数（特許文献３）或いは予め設定される回転数（特許文献４）を基準として設定

し、エンジン回転数が当該回転数より小さくなると発電・電動機を電動機として駆動し、出力アシストを行い、エンジン回転数が当該回転数より大きくなると発電・電動機を発電機として駆動し、バッテリの充電制御を行っている。

[0006] 特許文献５においては、エンジンの定格トルクを基準として設定し、エンジンが駆動する油圧ポンプの吸収トルクが定格トルクよりも大きくなると発電・電動機を電動機として駆動し、出力アシストを行い、油圧ポンプの吸収トルクが定格トルクよりも小さくなると発電・電動機を発電機として駆動し、バッテリの充電制御行っている。

[0007] また、特許文献３及び５には、ブーム下げ時又は旋回制動時の回生エネルギーによって電動機を発電機として駆動して発電し、発電した電力をバッテリに蓄電することにより、バッテリの充電状態を回復する方法が記載されている。特許文献５においては、これによりエンジンの平均必要馬力を下げ、エンジンの小型化が可能であるとしている。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献1：特開２００３－２７９８５

特許文献2：特開２００３－２８０７１

特許文献3：特開２００５－２０７３８４号公報

特許文献4：特開２００１－１７３０２４号公報

特許文献5：特開２００２－２７５９４５号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] 特許文献１及び２に記載のハイブリッド式建設機械では、エンジン回転数が常に最小燃費が得られるトルクに対応した回転数と一致するように電動機で出力アシストを行うため、出力アシストの頻度が高くバッテリの消費電力が大きい。また、特許文献３に記載のハイブリッド建設機械では、エンジン

回転数が常に平均出力時の回転数と一致するように電動機で出力アシストを行うため、こちらも出力アシストの頻度が高くバッテリの消費電力が大きい。特許文献４に記載のハイブリッド式建設機械においても、エンジン回転数が常予め設定される回転数よりも低下すると電動機で出力アシストを行うため、出力アシストの頻度が高くバッテリの消費電力が大きい。このためエンジンとバッテリの両方を小型化することは難しく、これらの技術を小型油圧ショベルに適用することはできなかった。

[0010] 特許文献５に記載のハイブリッド式建設機械においては、ブーム下げ時又は旋回制動時の回生エネルギーによって電動機を発電機として駆動して発電し、発電した電力をバッテリに蓄電しながら、エンジンが駆動する油圧ポンプの吸収トルクと定格トルクとを比較して油圧ポンプの吸収トルクが定格トルクよりも大きくなったときに電動機で出力アシストを行っている。しかし、ブーム下げ時或いは旋回動作時の慣性エネルギーが非常に小さいミニショベルのような小型の建設機械においては、ブーム下げ時或いは旋回制動時の回生エネルギーによってバッテリの消費電力を回収することは困難である。また、出力アシストを行う状態にあるかどうかを判断する指標として油圧ポンプの吸収トルクを用いているが、油圧ポンプの吸収トルクの正確な取得は難しいばかりでなく、比較対象である実際の定格トルクは標高（気圧）などの環境により変化するため、出力アシストが必要な状態にあるかどうかを正確に判断することはできない。

[0011] ここで、ミニショベルのような小型の建設機械では、中型及び大型な建設機械に比べて、旋回フレーム上のスペースが狭いため、中型及び大型な建設機械でみられるようなハイブリット方式を採用することが、レイアイト面で非常に困難である。このためエンジンばかりでなくバッテリ（蓄電装置）も極力小型化することが望まれる。このためこのような小型の油圧ショベルに特許文献５の技術を適用した場合は、バッテリの充電残量が早期に限界値まで減少し、バッテリの充電のために作業を中断する頻度が高くなり、機体の稼働率が低減してしまう。

[0012] 本発明は、上記の問題に鑑みてなされたものであり、その目的は、ミニショベルのような小型の建設機械において、ハイブリッド方式を採用してエンジンを小型化することにより燃費の向上、排ガス特性の改善及び騒音の低減を図るとともに、蓄電装置の設置スペースを確保し、かつ蓄電装置が小型であっても蓄電装置の充電残量の早期の減少が抑えられ、蓄電装置の充電のために作業を中断する頻度を低減することにより機体の稼動率を向上できるハイブリッド式作業機械を提供することである。

課題を解決するための手段

[0013] 上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンによって駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動される複数の油圧アクチュエータと、前記エンジンの目標回転数を指示するエンジン回転数指示装置と、前記エンジンの実回転数を検出するエンジン回転数検出装置と、前記目標回転数と前記実回転数との偏差が増大するにしたがって増大するよう前記エンジンの燃料噴射量を調整するガバナ装置とを備え、前記ガバナ装置は、前記目標回転数と前記実回転数との偏差が増大するにしたがって前記燃料噴射量を増大させることで、前記エンジンの負荷トルクが増加するにしたがって前記エンジンの出力トルクが増加するよう制御するハイブリッド式作業機械において、前記エンジンに連結された発電・電動機と、前記発電・電動機との間で電力を授受する蓄電装置と、前記エンジン回転数指示装置が指示する目標回転数が最大であるときに前記エンジンの出力馬力が最大となるエンジン回転数を定格回転数として予め設定しておき、前記エンジン回転数検出装置によって検出されたエンジン回転数が前記定格回転数以下に低下したときに、前記エンジン回転数が前記定格回転数に維持されるよう前記発電・電動機を電動機として作動させ、前記油圧ポンプをアシスト駆動するよう制御する第１出力アシスト制御を行い、前記エンジン回転数が前記定格回転数以下に低下していないときは、前記エンジンの余剰トルクによって前記発電・電動機を発電機として作動させ、前記蓄電装置を充電する第１充電制御を行う制御装置とを備えたものとする。

[0014] このように構成した本発明においては、ハイブリッド方式を採用してエンジンをダウンサイジング（小型化）することにより（特に、エンジンの最大トルクが油圧ポンプの最大吸収トルクよりも小さく、エンジンの出力トルクだけでは油圧ポンプの最大吸収トルクを賄えない大きさにエンジンをダウンサイジングすることにより）、燃費の向上、排ガス特性の改善及び騒音の低減を図ることができる。また、ミニショベルのような小型の作業機械であっても蓄電装置の設置スペースを確保することができる。

[0015] また、ミニショベルのような小型の油圧ショベルにおいては、通常作業時の油圧ポンプ２１の出力が走行高速時よりも小さいため、ダウンサイジングしたエンジンであっても通常作業時の油圧ポンプの出力をエンジンの定格トルク以下の出力で賄える場合が多い。このような小型の油圧ショベルにおいて、エンジン回転数が定格回転数以下に低下したときに出力アシスト制御を行い、エンジン回転数が定格回転数より大きい（エンジンに余剰トルクがある）ときに充電制御を行うことにより、出力アシスト制御の頻度が少なくなり、バッテリの消費電力が抑えられる。また、作業効率を低下させることなくバッテリの充電制御の頻度を増加させ、バッテリの充電量を増加させることができる。これによりブーム下げ時或いは旋回制動時の回生エネルギーによってバッテリの消費電力を回収することができないミニショベルのような小型の建設機械において、旋回フレーム上の狭いスペースに搭載可能なサイズにバッテリが小型化されていても、バッテリの充電残量の早期の減少が抑えられ、蓄電装置の充電のために作業を中断する頻度を低減することにより機体の稼動率を向上できる。

[0016] また、定格回転数を基準として出力アシスト制御と充電制御の切り換えを行うため、定格トルクを基準として出力アシスト制御と充電制御を切り換える場合のようなトルク情報取得の困難性や環境変化の影響の問題は無く、出力アシストが必要な状態にあるかどうかを正確に判断することができる。このため出力アシスト制御と充電制御の切り換えを的確に精度良く行うことができ、出力アシスト制御と充電制御の切り換えの不正確さに伴うバッテリ消

費量の増加を低減することができ、機体の稼動効率を向上することができる。

発明の効果

[0017] 本発明によれば、ミニショベルのような小型の建設機械であっても、ハイブリッド方式を採用してエンジンをダウンサイジング（小型化）することにより、燃費の向上、排ガス特性の改善及び騒音の低減を図るとともに、ハイブリッド方式の採用に必須である蓄電装置の設置スペースを確保することができる。また、出力アシスト制御の頻度を少なくし、充電制御の頻度を増加させ、蓄電装置の消費電力を抑えることにより、小型の建設機械の狭いスペースに搭載可能なサイズに蓄電装置を小型化しても充電残量の早期の減少が抑えられ、蓄電装置の充電のために作業を中断する頻度を低減することにより機体の稼動率を向上できる。

図面の簡単な説明

[0018] [図1]本発明の第１の実施の形態に係る油圧ショベルの外観を示す図である。

[図2]本発明の第１の実施の形態に係る油圧ショベルのハイブリッド駆動システムを示す図である。

[図3]エンジンコントローラが燃料噴射量を演算するときに用いる燃料噴射量特性を示す図である。

[図4]図３に示すように燃料噴射量が制御されたときのエンジンの出力トルク特性を示す図である。

[図5]ポンプレギュレータの構成の詳細を示す図である。

[図6]ポンプレギュレータのトルク制御部の機能を示すポンプトルク特性図である。

[図7]油圧系のコントロールバルブと複数の油圧アクチュエータのうち、左右の走行用油圧モータに係わる油圧回路部分を示す図である。

[図8A]従来の一般的なミニショベルの油圧ポンプのＰＱ特性（馬力特性）と代表的な出力使用範囲との関係を示す図である。

[図8B]同ミニショベルのエンジン出力馬力特性と代表的な出力使用範囲との

関係を示す図である。

[図8C]従来の一般的なミニショベルのエンジンの出力トルク特性を示す図である。

[図9A]第１の実施の形態のミニショベルの油圧ポンプのＰＱ特性（馬力特性）と代表的な出力使用範囲との関係を示す図である。

[図9B]エンジンと発電・電動機とを組み合わせたハイブリッド駆動システムの出力馬力特性と代表的な出力使用範囲との関係を示す図である。

[図9C]本実施の形態におけるエンジンと発電・電動機とを組み合わせたハイブリッド駆動システムの出力トルク特性を示す図である。

[図10]第１の実施の形態に係る車体コントローラのアシスト制御及び充電制御に係わる処理手順を示すフロー図である。

[図11]目標回転数とエンジン出力馬力及び最大馬力回転数との関係を示す図である。

[図12A]アシスト制御によるシステム出力トルクの変化を示す図である。

[図12B]バッテリ充電制御によるシステム出力トルクの変化を示す図である。

[図13A]アシスト制御によるシステム出力馬力の変化を示す図である。

[図13B]バッテリ充電制御によるシステム出力トルクの変化を示す図である。

[図14A]アイソクロナス制御を採用した場合のエンジン回転数とエンジン出力トルクとの関係を示す図である。

[図14B]アイソクロナス制御を採用した場合のエンジン回転数とエンジン出力馬力との関係を示す図である。

[図15]第２の実施の形態に係る車体コントローラのアシスト制御及び充電制御に係わる処理手順を示すフロー図である。

[図16A]本実施の形態における急負荷投入時のエンジン回転数とシステム出力トルクの変化を示す図である。

[図16B]本実施の形態における急負荷投入時のエンジン回転数とシステム出力馬力の変化を示す図である。

[図17]本発明の第３の実施の形態における油圧ショベルのハイブリッド駆動

システムを示す図である。

[図18]ポンプレギュレータの構成の詳細を示す図である。

[図19]ポンプレギュレータのトルク制御によるポンプトルク特性図である。

[図20]本実施の形態における車体コントローラの制御機能を示すフロー図である。

[図21A]比較例として、ポンプ減トルク制御だけで急速充電制御を行った場合の油圧ポンプの最大吸収トルクの変化（減トルク量）を示す図である。

[図21B]ポンプ減トルク制御だけで急速充電制御を行う場合の減トルク量と、そのときのバッテリ３３の急速充電の発電トルクとして使用されるエンジン１１の余剰トルクと作業に使用可能な最大トルクの配分を示す図である。

[図22A]本実施の形態においてエンジン回転数低下制御とポンプ減トルク制御によって急速充電制御を行う場合の油圧ポンプ２１の最大吸収トルクの変化（減トルク量）を示す図である。

[図22B]本実施の形態において必要となる減トルク量と、そのときのエンジン１１の余剰トルクと作業に使用可能な最大トルクの配分を示す図である。

発明を実施するための形態

[0019] 以下、本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。

[0020] ～構成～

図１は、本発明の第１の実施の形態に係るハイブリッド式作業機械である小型の油圧ショベルの外観を示す図である。本明細書において、小型の油圧ショベルとはミニショベルを含む８トンクラス以下の油圧ショベルを意味する。

[0021] 油圧ショベルは、下部走行体１０１と、この下部走行体１０１上に旋回可能に搭載された上部旋回体１０２と、この上部旋回体１０２の先端部分にスイングポスト１０３を介して上下及び左右方向に回動可能に連結されたフロント作業機１０４とを備えている。下部走行体１０１はクローラ方式であり、トラックフレーム１０５の前方側に上下動可能な排土用のブレード１０６が設けられている。上部旋回体１０２は基礎下部構造をなす旋回台１０７と

、旋回台１０７上に設けられたキャビン（運転室）１０８とを備えている。フロント作業機１０４はブーム１１１と、アーム１１２と、バケット１１３とを備え、ブーム１１１の基端はスイングポスト１０３にピン結合され、ブーム１１１の先端はアーム１１２の基端にピン結合され、アーム１１２の先端はバケット１１３にピン結合されている。

[0022] 上部旋回体１０２は下部走行体１０１に対して図示しない旋回モータにより旋回駆動され、スイングポスト１０３及びフロント作業機１０４は旋回台１０７に対してスイングシリンダ２４ｇにより左右に回動駆動され、ブーム１１１、アーム１１２、バケット１１３は、それぞれ、ブームシリンダ２４ｃ、アームシリンダ２４ｄ、バケットシリンダ２４ｅを伸縮することにより上下に回動駆動される。下部走行体１０１は左右の走行モータ２４ａ，２４ｂにより回転駆動され、ブレード１０６はブレードシリンダ２４ｈにより上下に駆動される。

[0023] 図２は、図１に示した油圧ショベルのハイブリッド駆動システムを示す図である。図２において、ハイブリッド駆動システムは、エンジン系１と、油圧系２と、発電電動系３と、制御系４とを備えている。

[0024] エンジン系１は、ディーゼルエンジン１１と、エンジンコントロールダイヤル１２と、エンジンコントローラ１３と、電子ガバナ１４と、エンジン回転数検出装置１５とを備えている。ディーゼルエンジン１１は、後述する如く、従来のものよりもダウンサイジングした（エンジン出力の小さい）エンジンである。

[0025] エンジンコントロールダイヤル１２は、オペレータの操作によりエンジン１１の目標回転数を指示するものである。目標回転数とは、エンジン１１に負荷が投入されていないときのエンジン回転数である。エンジンコントローラ１３は、エンジンコントロールダイヤル１２からの目標回転数信号を入力し、所定の演算処理を行って目標燃料噴射量を求め、電子ガバナ１４を制御することによりエンジンの各気筒に噴射される燃料噴射量を制御し、エンジン出力トルクとエンジン回転数を制御する。なお、本実施の形態では、電子

ガバナ１４の制御に、エンジン負荷の増加に応じてエンジン回転数を低下させつつ燃料噴射量を増加させるドループ制御を採用した場合を例に説明する。エンジン回転数検出装置１５は、エンジン１１の実回転数を検出するものである。エンジン回転数検出装置１５によって検出されたエンジン回転数は、エンジンコントローラ１３を介して車体コントローラ４６（後述）に入力される。

[0026] 図３は、エンジンコントローラ１３が燃料噴射量を演算するときに用いる燃料噴射量特性を示す図である。図中、横軸はエンジンコントロールダイヤル１２が指示する目標回転数とエンジン回転数検出装置１５によって検出されたエンジン１１の実回転数との偏差ΔＮであり、縦軸は燃料噴射量Ｆである。この燃料噴射量特性は、回転数偏差ΔＮがゼロであるとき、燃料噴射量Ｆは最小Ｆｍｉｎであり、回転数偏差ΔＮが増大するにしたがって燃料噴射量Ｆは斜めの直線Ｆ１の特性に沿って直線比例的に増大するよう設定されている。また、回転数偏差ΔＮがある所定の値ΔＮａに達すると、燃料噴射量Ｆは最大Ｆｍａｘとなり、それ以上回転数偏差ΔＮが増大したときは、燃料噴射量Ｆは最大Ｆｍａｘの一定値に保持される。通常のエンジン制御では、目標回転数毎に燃料噴射量特性を記憶しておき、エンジンコントロールダイヤル１２が指示する目標回転数に応じて対応する燃料噴射量特性を選択し、そのとき演算した回転数偏差ΔＮを燃料噴射量特性に参照して対応する燃料噴射量を求め、その燃料噴射量を目標値として電子ガバナ１４に与え、エンジン１１の各気筒に噴射される燃料噴射量を制御する。

[0027] 図４は、そのように燃料噴射量が制御されたときのエンジン１１の出力トルク特性を示す図であり、エンジンコントロールダイヤル１２が指示する目標回転数が最大であるときのものである。図中、横軸はエンジン回転数であり、縦軸はエンジン出力トルクである。エンジン１１の出力トルク特性は、燃料噴射量が最大であるときの全負荷特性Ｔｆと、図３に示した燃料噴射特性に基づいて燃料噴射量が調整されるレギュレーション特性Ｔｇｍａｘとからなっている。全負荷特性Ｔｆはエンジン１１の特性によって定まるもので

あり、エンジン回転数が低下するにしたがってエンジン１１の出力トルクが最大ＴＥｍａｘｅまで増加する左上がりの特性部分Ｔｆ１と、エンジン回転数が更に低下するにしたがってエンジン１１の出力トルクが減少する左下がりの特性部分Ｔｆ２とからなっている。レギュレーション特性Ｔｇｍａｘは、図３に示した燃料噴射特性に対応して、エンジン回転数が低下するにしたがってエンジン１１の出力トルクが増大するドループ制御の特性となっている。

[0028] すなわち、エンジン１１に負荷が投入されていないときは燃料噴射量は最小Ｆｍｉｎであり、このときのエンジン回転数はレギュレーション特性Ｔｇｍａｘの直線と横軸との交点のＮＴｍａｘである。エンジン１１の負荷トルク（油圧ポンプ２１の吸収トルク）が増大し、目標回転数ＮＴｍａｘと実回転数との偏差ΔＮが増大するにしたがって燃料噴射量が増大し、それに伴ってエンジン１１の出力トルクはレギュレーション特性Ｔｇｍａｘの斜めの直線に沿って直線比例的に増大する。エンジン１１の負荷トルクが更に増大し、回転数偏差ΔＮが所定の値ΔＮａに達すると燃料噴射量は最大となる（図３）。レギュレーション特性Ｔｇｍａｘの直線と全負荷特性Ｔｆとの交点は燃料噴射量が最大Ｆｍａｘとなり、エンジン１１の出力馬力が最大となる点（後述）であり、このときの回転数（最大馬力回転数）ＮＲｍａｘが定格回転数であり、エンジン１１の出力トルクＴｏｐｔが定格トルクである。

[0029] エンジンコントロールダイヤル１２が最大目標回転数ＮＴｍａｘよりも低い目標回転数ＮＴｘ１，ＮＴｘ２を指示するとき、エンジンコントローラ１３は目標回転数ＮＴｘ１，ＮＴｘ２のそれぞれに対応した燃料噴射特性を選択して燃料噴射量を制御し、それに対応してレギュレーション特性は破線Ｔｇ１，Ｔｇ２と変化する。その結果、最大馬力回転数はＮＲ１，ＮＲ２と低下する（後述）。

[0030] 本実施の形態では、エンジンコントロールダイヤル１２が指示する目標回転数がエンジン１１に負荷が投入されていないときの回転数ＮＴｍａｘ，ＮＴｘ１，ＮＴｘ２であると定義したが、目標回転数は最大馬力回転数（エン

ジンコントロールダイヤル１２が指示する目標回転数が最大であるときは定格回転数）ＮＲｍａｘ，ＮＲ１，ＮＲ２であると定義してもよい。また、本実施の形態では、レギュレーション特性がドループ制御の特性である場合について説明したが、レギュレーション特性は、エンジン負荷の増加によらずエンジン回転数が一定に保たれるように燃料噴射量を調整するアイソクロナス制御の特性であってもよい（後述）。

[0031] エンジン１１の出力軸は大径ギヤ６ａと小径ギヤ６ｂからなる動力分配機６を介して油圧系２と発電電動系３に接続されている。

[0032] 油圧系２は、油圧ポンプ２１及びパイロットポンプ２２と、コントロールバルブ２３と、複数の油圧アクチュエータ２４ａ～２４ｈと、複数の操作装置２５，２６とを備えている。

[0033] 油圧ポンプ２１はエンジン１１の出力軸に動力分配機６を介して接続され、エンジン１１により駆動される。油圧ポンプ２１から吐出された圧油はコントロールバルブ２３を介して複数の油圧アクチュエータ２４ａ～２４ｈに供給され、それぞれの被駆動体を駆動する。油圧ポンプ２１は可変容量型であり、押しのけ容積可変機構（例えば斜板）２１ａと、押しのけ容積可変機構２１ａの傾転位置を調整し、油圧ポンプの容量を制御するポンプレギュレータ２７を備えている。

[0034] 複数の油圧アクチュエータ２４ａ～２４ｈは、左右の走行用油圧モータと、それ以外の油圧アクチュエータを含み、それ以外の油圧アクチュエータは、例えば、ブーム用油圧シリンダ、アーム用油圧シリンダ、バケット用油圧シリンダ、スイング用油圧シリンダ、ブレード用油圧シリンダを含む。

[0035] コントロールバルブ２３は複数の油圧アクチュエータ２４ａ～２４ｈに対応する複数のメインスプールを内蔵し、これらメインスプールは操作装置２５，２６から出力される油圧信号により切換操作される。操作装置２５は左右の走行用の操作装置を代表したものであり、操作装置２６は走行以外の操作装置を代表したものである。

[0036] 発電電動系３は、発電・電動機３１と、インバータ３２と、バッテリ（蓄

電装置）３３と、バッテリコントローラ３４と、操作パネル３５とを備えている。

[0037] 発電・電動機３１はエンジン１１の出力軸に動力分配機６を介して接続され、エンジン１１に余剰トルクがあるときは、その余剰トルクによって駆動されて発電機として作動する。発電・電動機３１が発生した電気エネルギーはインバータ３２を介してバッテリ３３に蓄電される。また、発電・電動機３１は、バッテリ３３の容量に対する蓄電量の比率（以下、充電率という）がアシスト駆動に必要な最小充電率（例えば３０％）以上でありかつ油圧ポンプ２１をアシスト駆動する必要があるときは、インバータ３２を介してバッテリ３３の電気エネルギーが供給され、電動機として作動する。バッテリコントローラ３４はバッテリ３３の蓄電量を監視し、操作パネル３５はその蓄電量に係わる情報（蓄電情報）を表示する。

[0038] 制御系４は、走行速度切換スイッチ４１と、走行速度切替電磁弁４５と、制御装置としての車体コントローラ４６とを備え、車体コントローラ４６は、走行速度切替電磁弁４５、インバータ３２、バッテリコントローラ３４、操作パネル３５及びエンジンコントローラ１３と電気的に接続されている。車体コントローラ４６は、走行速度切換スイッチ４１の指示信号、エンジンコントローラ１３のエンジン回転数情報（目標回転数及び検出した実回転数）及びバッテリコントローラ３４の蓄電情報（充電率）を入力し、所定の演算処理を行い、インバータ３２及び走行速度切替電磁弁４５に制御信号を出力する。

[0039] 図５は、ポンプレギュレータ２７の構成の詳細を示す図である。

[0040] ポンプレギュレータ２７は、複数の操作装置２５，２６の操作量に基づく要求流量に応じた流量を吐出するよう油圧ポンプ２１の押しのけ容積可変機構２１ａの傾転位置を制御する（したがって油圧ポンプ容量を制御する）ＬＳ制御部等の要求流量応答制御部と、油圧ポンプ２１の最大吸収トルクを予め定められた値を超えないように油圧ポンプ２１の押しのけ容積可変機構２１ａの最大傾転位置を制御する（したがって油圧ポンプの最大容量を制御す

る）トルク制御部とを有している。図５は、図示の簡略化のため、トルク制御部のみ図示している。また、動力分配機６は図示を省略している。

[0041] 図５において、ポンプレギュレータ２７は、油圧ポンプ２１の押しのけ容積可変機構２１ａに作動的に連結された制御スプール２７ａと、この制御スプール２７ａに対して油圧ポンプ２１の容量増加方向に作用する第１及び第の２つのバネ２７ｂ，２７ｃと、制御スプール２７ａに対して油圧ポンプ２１の容量減少方向に作用する受圧部２７ｄとを有している。受圧部２７ｄには油圧ポンプ２１の吐出圧力がパイロットライン２７ｆを介して導入される。第１及び第２バネ２７ｂ，２７ｃは油圧ポンプ２１の最大吸収トルクを設定するものである。第１バネ２７ｂは第２バネ２７ｃよりも長く、制御スプール２７ａが図示の初期位置にあるときは第１バネ２７ｂのみが制御スプール２７ａに接触して、制御スプール２７ａを図示右方向に付勢する。制御スプール２７ａが図示左方向にある程度移動すると第２バネ２７ｃも制御スプール２７ａに接触して、第１及び第２バネ２７ｂ，２７ｃの両方が制御スプール２７ａを図示右方向に付勢する。

[0042] 図６は、ポンプレギュレータ２７のトルク制御部の機能を示すポンプトルク特性図であり、横軸は油圧ポンプ２１の吐出圧力を示し、縦軸は油圧ポンプ２１の容量を示している。

[0043] また、図６において、符号ＴＰ１及びＴＰ２で示される２つの直線（実線）からなる折れ曲がり線は第１及び第２バネ２７ｂ，２７ｃにより設定される最大吸収トルク特性である。直線ＴＰ１，ＴＰ２に接する符号ＴＰＬｃで示される曲線は油圧ポンプ２１の最大吸収トルクであり、これはトルク制御の制限トルクということもできる。油圧ポンプ２１の最大吸収トルク（制限トルク）ＴＰＬｃはエンジン１１の定格トルクＴｏｐｔに発電・電動機３１の最大トルクＴＭｍａｘを加算した定格システムトルクＴｏｐｔｃ（後述）よりも所定の余裕分だけ小さくなるように設定されている。また、油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃはエンジン１１の定格トルクＴｏｐｔより大きく、本実施の形態においては油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃ

は更に最大トルクＴＥｍａｘｅ（後述）よりも大きい。

[0044] このような油圧ポンプ２１の吸収トルクとエンジン１１の出力トルクとの関係から分かるように、エンジン１１は、定格トルクＴｏｐｔが油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃよりも小さく、エンジン１１の出力トルクだけでは油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃを賄えない大きさにダウンサイジング（小型化）されている。また、本実施の形態においては、更にエンジン１１は、定格トルクＴｏｐｔだけでなく最大トルクＴＥｍａｘｅも油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃよりも小さい大きさにダウンサイジングされている。なお、図中、Ａは走行高速時の代表的な出力使用範囲、Ｂは走行低速時の代表的な出力使用範囲、Ｃは通常作業時の代表的な出力使用範囲を示しており、これらについては後述する。

[0045] ポンプレギュレータ２７のトルク制御部は、油圧ポンプ２１の吐出圧力に応じて油圧ポンプ２１の押しのけ容積可変機構２１ａの最大傾転位置（したがって油圧ポンプ２１の最大容量）を制限することで油圧ポンプ２１の最大吸収トルクを制限するものである。油圧ポンプ２１の吐出圧力の上昇時に吐出圧力が第１の値Ｐ１を超える前は、油圧ポンプ２１の吐出圧力が導かれる受圧部２７ｄの油圧力は第１バネ２７ｂの付勢力より小さく、油圧ポンプ２１の最大容量はｑｍａｘに維持される。すなわち、油圧ポンプ２１の容量は要求流量応答制御部の制御によりｑｍａｘまで上昇させることができる。油圧ポンプ２１の吐出圧力が更に上昇して第１の値Ｐ１を超えると、受圧部２７ｄの油圧力は第１バネ２７ｂの付勢力より大きくなり、制御スプール２７ａは図示左方向に移動して、油圧ポンプ２１の最大容量は折れ曲げ線の直線ＴＰ１に沿って減少する。これにより要求流量応答制御部により制御される油圧ポンプ２１の容量は直線ＴＰ１が規定する最大容量以下に制限され、油圧ポンプ２１の吸収トルク（ポンプ吐出圧力と容量の積）は制限トルクＴＰＬｃを超えないように制御される。

[0046] 油圧ポンプ２１の吐出圧力が更に上昇して第２の値Ｐ２を超えると、制御スプール２７ａは第２バネ２７ｃに接触して、油圧ポンプ２１の吐出圧力の

上昇量に対する制御スプール２７ａの移動量の割合（油圧ポンプ２１の容量の減少割合）は減少し、油圧ポンプ２１の最大容量は直線ＴＰ１よりも傾きの小さい直線ＴＰ２に沿って減少する。この場合も、油圧ポンプ２１の吸収トルクは制限トルクＴＰＬｃを超えないように制御される。油圧ポンプ２１の吐出圧力がメインリリーフ弁２９の設定圧力に達すると、それ以上油圧ポンプ２１の吐出圧力の上昇は阻止される。

[0047] 図７は、油圧系のコントロールバルブと複数の油圧アクチュエータのうち、左右の油圧走行モータ（以下走行モータという）に係わる油圧回路部分を示す図である。図中、左右の走行用のメインスプールを符号２３ａ，２３ｂで示し、左右の走行モータを符号２４ａ，２４ｂで示している。左右の走行モータ２４ａ，２４ｂはメインスプール２３ａ，２３ｂを介して油圧ポンプ２１に接続されている。

[0048] 左右の走行モータ２４ａ，２４ｂはそれぞれ可変容量型であり、押しのけ容積可変機構（斜板）２４ａ１，２４ｂ１と、押しのけ容積可変機構２４ａ１，２４ｂ１をそれぞれ駆動する制御ピストン２４ａ２，２４ｂ２とを備えている。制御ピストン２４ａ２，２４ｂ２の一側には受圧部２４ａ３，２４ｂ３が形成され、その反対側にはバネ２４ａ４，２４ｂ４が配置されている。

[0049] 走行速度切替電磁弁４５が図示のＯＦＦ位置にあるとき、制御ピストン２４ａ２，２４ｂ２の受圧部２４ａ３，２４ｂ３はタンクに連通しており、制御ピストン２４ａ２，２４ｂ２はバネ２４ａ４，２４ｂ４の力で押されて図示の位置にあって、押しのけ容積可変機構２４ａ１，２４ｂ１は大傾転位置（大容量位置）に保持されている。走行速度切替電磁弁４５がＯＮ位置に切り換えられると、制御ピストン２４ａ２，２４ｂ２の受圧部２４ａ３，２４ｂ３に制御圧力としてパイロットポンプ２２の吐出圧力が導かれ、これにより制御ピストン２４ａ２，２４ｂ２が作動して、押しのけ容積可変機構２４ａ１，２４ｂ１は大傾転位置（大容量位置）から小傾転位置（小容量位置）へと切り換えられる。大傾転位置では走行モータ２４ａ，２４ｂは低速回転

が可能であり、走行低速に適した状態となり（低速大容量モード）、小傾転位置では走行モータ２４ａ，２４ｂは高速回転が可能であり、走行高速に適した状態となる（高速小容量モード）。車体コントローラ４６は走行速度切換スイッチ４１の指示信号を入力し、走行速度切換スイッチ４１が走行低速を指示しているときは何もせず、走行速度切替電磁弁４５をＯＦＦ位置に保持し、走行速度切換スイッチ４１が走行高速を指示しているときは走行速度切替電磁弁４５に制御信号を出力し、走行速度切替電磁弁４５をＯＮ位置に切り換える。

[0050] 次に、本発明の動作原理について説明する。

[0051] 図８Ａは、従来の一般的なミニショベルの油圧ポンプのＰＱ特性（馬力特性）と代表的な出力使用範囲との関係を示す図であり、横軸は油圧ポンプの吐出圧力を示し、縦軸は油圧ポンプの吐出流量を示している。図８Ｂは、同ミニショベルのエンジン出力馬力特性と代表的な出力使用範囲との関係を示す図であり、横軸はエンジン回転数を示し、縦軸はエンジンの出力馬力を示している。図８Ｃは、同ミニショベルのエンジンの出力トルク特性を示す図であり、横軸はエンジン回転数を示し、縦軸はエンジンの出力トルクを示している。図８Ａ、図８Ｂ及び図８Ｃは、図４と同様、エンジンコントロールダイヤルが指示する目標回転数が最大ＮＴｍａｘであるときのものである。

[0052] まず、油圧ポンプのＰＱ特性について説明する。油圧ポンプのＰＱ特性とは、ある最大吸収トルク特性を持つ油圧ポンプをエンジンで駆動して回転させ、作業を行ったときに得られる油圧ポンプの出力馬力特性である。図８Ａの油圧ポンプのＰＱ特性は、一例として、図６に示した最大吸収トルク特性を持つ油圧ポンプ２１の場合のものであり、かつエンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘｄにある場合のものである。定格回転数ＮＲｍａｘｄとは、図８Ｃのレギュレーション特性Ｔｇｍａｘｄと全負荷特性Ｔｆｄの交点におけるエンジン回転数であり、図８Ｂに示すように、最大目標回転数ＮＴｍａｘに基づいて制御されているエンジンの出力馬力が最大となるときのエンジン回転数である。

[0053] 一般的なミニショベルの作業状態として、走行高速時と走行低速時と通常作業時とを考える。図８Ａ及び図８Ｂ中、Ａは走行高速時の代表的な出力使用範囲、Ｂは走行低速時の代表的な出力使用範囲、Ｃは通常作業時の代表的な出力使用範囲を示している。走行高速とは、走行モータ２４ａ，２４ｂが高速小容量モードにありかつ走行用の操作装置２５が操作されて走行している状態をいい、走行低速とは、走行モータ２４ａ，２４ｂが低速大容量モードにありかつ走行用の操作装置２５が操作されて走行している状態をいう。通常作業とは、走行以外の操作装置２６（特にフロント作業機１０４に係わる油圧アクチュエータ２４ｃ，２４ｄ，２４ｅ及び旋回モータのいずれかに係わる操作装置）が操作されて作業を行っている状態をいう。

[0054] 一般的なミニショベル（小型ショベル）においては、走行高速時Ａはスピード（大流量）が必要であり、図８Ａ及び図８Ｂに示すように走行高速時Ａにおける油圧ポンプ２１の出力は最も大きくなる。走行低速時Ｂ及び通常作業時Ｃにおいて油圧ポンプ２１の出力は走行高速時Ａよりも小さい。このことは、通常作業時に油圧ポンプの出力が最も大きくなる中型、大型の油圧ショベルの場合と大きな相違である。

[0055] 従来のミニショベルでは、図６に示した油圧ポンプ２１の最大吸収トルク（トルク制御の制限トルク）ＴＰＬｃは、図８Ｃに示すように、エンジンの定格トルクＴｏｐｔｄよりも所定の余裕分だけ小さく設定されている。図８Ａの符号ＨＰＬｃは図６及び図８Ｃに示した油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃに対応する油圧ポンプ２１の最大吸収馬力を示しており、この油圧ポンプ２１の最大吸収馬力ＨＰＬｃもエンジンの最大馬力（定格馬力）ＨＥｏｐｔｄよりも所定の余裕分だけ小さくなるように設定されている。また、走行高速時は油圧ポンプ２１の出力は最も大きくなるため、油圧ポンプ２１の最大吸収馬力ＨＰＬｃは、走行高速時Ａの運転状態で油圧ポンプ２１に要求される油圧馬力を賄うことができる大きさに設定されている。

[0056] 一方、ポンプレギュレータ２７の最大吸収トルク特性（図６）は、第１及び第２の２つのバネ２７ｂ，２７ｃによって実線の直線ＴＰ１，ＴＰ２から

なる折れ曲げ線のように設定されるため、油圧ポンプ２１のＰＱ特性も同様に符号ＨＰで示すように折れ曲げ線形状となり、通常作業時ではエンジンの最大馬力（定格馬力）ＨＥｏｐｔｄに対して油圧ポンプ２１の出力使用範囲ＣがＰＱ特性の折れ曲げ線の交点における凹み分Ｘａ分だけＸと大きく離れて、余裕がありすぎる状態となる。これは、エンジン出力馬力を有効に使用していないことを意味する。

[0057] 図９Ａは、本実施の形態によるミニショベルの油圧ポンプのＰＱ特性（馬力特性）と代表的な出力使用範囲との関係を示す図であり、図９Ｂは、同ミニショベルのエンジン出力馬力特性と代表的な出力使用範囲との関係を示す図である。図９Ｃは、エンジン１１と発電・電動機３１とを組み合わせたハイブリッド駆動システムの出力トルク特性を示す図である。図９Ａ、図９Ｂ及び図９Ｃは、図４と同様、エンジンコントロールダイヤルが指示する目標回転数が最大でＮＴｍａｘあるときのものである。

[0058] 本実施の形態では、エンジン１１の最大馬力（定格馬力）ＨＥｏｐｔを図８Ｂに示した従来の最大馬力（定格馬力）ＨＥｏｐｔｄよりも小さくし、油圧ポンプ２１の馬力特性ＨＰにおける最大吸収馬力ＨＰＬｃを下回る設定とする。更に言えば、本実施の形態では、エンジン１１の最大馬力（定格馬力）ＨＥｏｐｔを、走行高速時Ａ以外（走行低速時Ｂ及び通常作業時Ｃ）の運転状態で油圧ポンプ２１に要求される油圧馬力の大部分を賄うことができ、走行高速時Ａの運転状態で油圧ポンプ２１に要求される油圧馬力を賄うことができない大きさに設定する。このことをエンジン１１の出力トルクで言い換えると、エンジン１１の定格トルクＴｏｐｔは、図６に示すように、走行高速時Ａ以外（走行低速時Ｂ及び通常作業時Ｃ）の運転状態で油圧ポンプ２１に要求される油圧トルクの大部分を賄うことができ、走行高速時Ａの運転状態で油圧ポンプ２１に要求される油圧トルクを賄うことができない大きさに設定されている。

[0059] 本実施の形態では、このようにダウンサイジングしたエンジン１１を用い、エンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘ以下に低下したときにエンジン回

転数が定格回転数ＮＲｘに維持されるよう発電・電動機３１を電動機として作動させ出力アシスト制御を行い、エンジン回転数が定格回転数ＮＲｘより大きい（エンジン１１に余剰トルクがある）ときに発電・電動機３１を発電機として作動させる充電制御（第１充電制御）を行うものである。

[0060] 例えば、走行高速時Ａにおいて、油圧ポンプ２１の吸収トルクが最大吸収トルクＴＰＬｃまで増加し、エンジン１１の回転数が定格回転数ＮＲｍａｘを下回る場合には、バッテリ３３により発電・電動機３１を電動機として作動させ出力アシストを行う。図９ＣのＴｏｐｔｃは図８Ｃに示す従来技術の定格トルクＴｏｐｔｄに対応するものであり（例えばＴｏｐｔｃ＝Ｔｏｐｔｄ）、発電・電動機３１の最大アシスト時の定格システムトルクＴｏｐｔｃ（エンジン定格トルクＴｏｐｔと電動機の最大トルクＴＭｍａｘの合計トルク）である。図９ＡのＨＥｍａｘｃは、発電・電動機３１の最大アシスト時のシステム出力馬力、すなわち定格システム馬力（エンジン定格馬力ＨＥｏｐｔと電動機の最大馬力ＨＭｍａｘの合計出力）である。

[0061] 通常作業時Ｃにおいては、油圧ポンプ２１の出力をエンジン１１の定格トルクＴｏｐｔの出力で賄えない場合のみ、バッテリ３３により発電・電動機３１を電動機として作動させ出力アシストを行い、それ以外の場合はエンジン１１の出力のみで油圧ポンプ２１を駆動する。また、バッテリ３３の充電残量が少ないときは充電制御（第１充電制御）によりバッテリ３３に電力を充電する。

[0062] このようにエンジン１１の出力トルクを従来よりも小さくし、定格トルクＴｏｐｔ或いは最大トルクＴＥｍａｘｅが油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃを下回る大きさにエンジン１１をダウンサイジングしたため、低燃費化、エンジン１１から排出される有害なガスの量の低減、及び騒音の低減が可能となる。また、排出ガス後処理装置の小型化或いは簡略化が可能となり、エンジン１１のダウンサイジング化によるコスト低減と相まってエンジンの製作コストを低減することができ、機械全体の価格を下げることができる。また、エンジン１１の最大トルクＴＥｍａｘｅが油圧ポンプ２１の最大

吸収トルクＴＰＬｃよりも小さい大きさにまでエンジン１１をダウンサイジングしたため、ミニショベルのような小型の作業機械にハイブリッド方式を採用する場合のレイアウト面の困難性を回避し、バッテリ３３の設置スペースを確保することができ、ハイブリッド方式の採用が容易となる。

[0063] また、本実施の形態では、作業機械が通常作業時Ｃの油圧ポンプ２１の出力が走行高速時Ａよりも小さいミニショベルのような小型の油圧ショベルであるため、エンジン１１がダウンサイジングされていても、通常作業時Ｃの油圧ポンプ２１の出力をエンジン１１の定格トルクＴｏｐｔ以下の出力で賄える場合が多い。このような小型の作業機械において、エンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘ以下に低下したときに出力アシスト制御を行い、エンジン回転数が定格回転数ＮＲｘより大きいときに充電制御（第１充電制御）を行うことにより、出力アシスト制御の頻度が少なくなり、バッテリ３３の消費電力が抑えられる。また、バッテリ３３の充電制御の頻度を増加させ、バッテリ３３の充電量を増加させることができる。その結果、ブーム下げ時或いは旋回制動時の回生エネルギーによってバッテリの消費電力を回収することができないミニショベルのような小型の建設機械において、旋回フレーム上の狭いスペースに搭載可能なサイズにバッテリ３３が小型化されていても、バッテリ３３の充電残量の早期の減少が抑えられ、バッテリ３３の充電のために作業を中断する頻度を低減することができ、機体の稼動率を向上できる。

[0064] ～制御～

次に、上述した本発明の動作原理を実現する車体コントローラ４６の制御機能について図１０を用いて説明する。図１０は、車体コントローラ４６のアシスト制御及び充電制御に係わる処理手順を示すフロー図である。以下、各ステップについて順に説明する。

[0065] まず、バッテリコントローラ３４からの蓄電情報から取得したバッテリ３３の充電率が最小充電率（ＳＯＣ）よりも大きいか否かを判定する（ステップＳ９０）。最小充電率とは発電・電動機３１のアシスト駆動による作業の

継続が不能となる充電率（例えば３０％）である。ステップ９０でＹＥＳ（バッテリ充電率＞３０％）と判定された場合は、バッテリ充電率が第１閾値より小さいか否かを判定する（ステップＳ１００）。第１閾値とは、バッテリの充電量が発電・電動機３１の駆動は可能であるが、バッテリ充電制御により充電を行うことが必要な状態であるか否かを判定するための閾値であり、作業の継続が不能となる最小充電率（例えば３０％）よりも高い値（例えば５０％）に設定されている。ステップＳ１００でＹＥＳ（バッテリ充電率＜５０％）と判定された場合は、エンジンコントローラ１３からのエンジン回転数情報から取得した現在のエンジン回転数（実回転数）が最大馬力回転数ＮＲｘより小さいか否かを判定する（ステップＳ１１０）。前述したように、エンジンコントロールダイヤル１２が指示する目標回転数が最大ＮＴｍａｘであるとき、最大馬力回転数は定格回転数ＮＲｍａｘある。

[0066] ここで、最大馬力回転数について、図１１を用いて詳しく説明する。図１１は、目標回転数とエンジン出力馬力及び最大馬力回転数の関係を示す図である。図中の実線Ｅｍａｘ，Ｅ１，Ｅ２及び破線Ｓｍａｘ，Ｓ１，Ｓ２は、それぞれ目標回転数をＮＴｍａｘ，ＮＴ１，ＮＴ２に設定した場合のエンジン馬力特性及びシステム馬力特性を示している。目標回転数ＮＴｍａｘ，ＮＴ１，ＮＴ２（以下、ＮＴｘという）に基づいて制御されているエンジン１１の出力馬力は、それぞれ、エンジン回転数が最大馬力回転数ＮＲｍａｘ，ＮＲ１，ＮＲ１（以下、ＮＲｘという）のときに最大となる。なお、最大目標回転数ＮＴｍａｘに対応する最大馬力回転数ＮＲｍａｘは、エンジン１１の定格回転数と一致する。図１１に示した目標回転数ＮＴｘと最大馬力回転数ＮＲｘとの対応関係を車体コントローラ４６の記憶装置に予め記憶させておくことにより、エンジンコントロールダイヤル１２による目標回転数の設定に応じて最大馬力回転数を変更することが可能となる。

[0067] 図１０に戻り、ステップＳ１１０でＹＥＳ（エンジン回転数＜最大馬力回転数ＮＲｘ）と判定された場合は、発電・電動機３１を電動機として作動させ（ステップＳ１４０）、処理を終了する。ステップＳ１４０で行われる出

力アシスト制御によって、エンジン回転数は上昇して最大馬力回転数ＮＲｘに戻され、最大馬力回転数ＮＲｘに維持される。また、ハイブリッド駆動システムの出力トルクは従来と同じＴＰＬｃまで増加し（図９Ｃ参照）、システム出力馬力は従来と同じＨＰＬｃまで増加する。発電・電動機３１を電動機として作動させる制御方法としては、例えば最大馬力回転数からエンジン回転数（実回転数）を差し引いた回転数偏差ΔＮｄを求め、この回転数偏差ΔＮｄが大きくなるにしたがって駆動トルクが増加するよう発電・電動機３１を制御すればよい。

[0068] ステップＳ１１０でＮＯ（エンジン回転数≧最大馬力回転数ＮＲｘ）と判定された場合は、エンジン１１の負荷トルク（油圧ポンプ２１の吸収トルク）がエンジン１１の定格トルクＴｏｐｔよりも小さく、エンジン１１に余裕がある場合であり、この場合はエンジン１１の余剰トルクによって発電・電動機３１を駆動して発電・電動機３１を発電機として作動させ（ステップＳ１２０）、バッテリ充電制御を行う（ステップＳ１３０）。これによりエンジン１１の出力トルクは定格トルクＴｏｐｔまで増加し、エンジン回転数は最大馬力回転数ＮＲｘまで低下し、エンジン出力馬力は最大馬力まで増加する。さらに、エンジン１１の余剰トルクによって発電機３１が駆動され、発電機３１で発電した電力がインバータ３２を介してバッテリ３３に蓄電される。発電・電動機３１を発電機として作動させる制御方法としては、例えばエンジン回転数（実回転数）から最大馬力回転数を差し引いた回転数偏差ΔＮｃを求め、この回転数偏差ΔＮｃが大きくなるにしたがって発電トルクが増加するよう発電・電動機３１を制御すればよい。

[0069] ステップＳ１３０に続いて、バッテリ充電率が第２閾値より大きいか否かを判定する（ステップＳ１５０）。第２閾値とは、バッテリの充電が不要か否かを判定するための閾値であり、第１閾値よりも高い値（例えば７０％）に設定されている。ステップＳ１５０でＹＥＳ（バッテリ充電率＞７０％）と判定された場合は、処理を終了する。一方、ステップＳ１５０でＮＯ（バッテリ充電率≦７０％）と判定された場合は、ステップＳ１１０に戻り、ス

テップＳ１１０以降の処理を繰り返し実行する。

[0070] ステップＳ１００でＮＯ（バッテリ充電率≦５０％）と判定された場合は、バッテリ３３の充電が不要であるとみなせる場合であり、この場合は、ステップＳ１１０と同様にエンジン回転数が最大馬力回転数ＮＲｘより低いか否かを判定する（ステップＳ１６０）。ステップＳ１６０でＹＥＳ（エンジン回転数＜最大馬力回転数ＮＲｘ）と判定された場合は、発電・電動機３１を電動機として作動させ（ステップＳ１４０）、処理を終了する。これにより、エンジン回転数は最大馬力回転数ＮＲｘに維持されるとともに、システム出力トルクは従来と同じＴＰＬｃまで増加し（図９Ｃ参照）、システム出力馬力は従来と同じＨＰＬｃまで増加する。一方、ステップＳ１６０でＮＯ（エンジン回転数≧最大馬力回転数ＮＲｘ）と判定された場合は、処理を終了する。

[0071] また、ステップＳ９０においてＮＯ（バッテリ充電率≦３０％）と判定された場合は、発電・電動機３１のアシスト駆動による作業の継続が不能な場合であり、アシスト制御を停止し、オペレータに注意を促すための警報を操作パネル３５に表示する。

[0072] ～動作～

本実施の形態に係る駆動システムの動作を、図１２Ａ、図１２Ｂ、図１３Ａ及び図１３Ｂを用いて説明する。図１２Ａは、アシスト制御によるシステム出力トルクの変化を示す図であり、横軸はエンジン回転数を示し、縦軸は出力トルクを示している。図１３Ａは、アシスト制御によるシステム出力馬力の変化を示す図であり、横軸はエンジン回転数を示し、縦軸は出力馬力を示している。図１２Ｂは、バッテリ充電制御によるシステム出力トルクの変化を示す図であり、横軸はエンジン回転数を示し、縦軸はシステム出力トルクを示している。図１３Ｂは、バッテリ充電制御によるエンジン出力馬力の変化を示す図であり、横軸はエンジン回転数を示し、縦軸はエンジン出力馬力を示している。

[0073] 図１２Ａにおいて、符号Ｘ１は、バッテリ充電率が５０％以上（ステップ

Ｓ１００の判定がＮＯ）で充電制御を行っておらずかつエンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘ（ＮＲｘ）以上で油圧ポンプ２１の吸収トルク（負荷トルク）をエンジン１１の出力トルクだけで賄っている（ステップＳ１６０の判定がＮＯ）場合のエンジン１１の動作点を示している。この状態から油圧ポンプ２１の吸収トルクが最大吸収トルクＴＰＬｃまで増加するとき、エンジン１１と発電・電動機３１を組み合わせたハイブリッド駆動システムの動作点はＸ１→Ｘ２→Ｘ３→Ｘ４と変化する。

[0074] まず、エンジン１１の負荷トルクが増加してエンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘまで低下すると、燃料噴射量は最大Ｆｍａｘ（図３）となり、エンジン１１の出力トルクは定格トルクＴｏｐｔまで増加する（動作点Ｘ２）。更にエンジン１１の回転数が低下すると発電・電動機３１が電動機として作動し（ステップＳ１６０の判定がＹＥＳ→ステップＳ１４０）、エンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘに維持されるよう制御される。また、システム出力トルクはエンジン１１の定格トルクＴｏｐｔと発電・電動機３１の出力トルクＴＭとの合計となる。このとき、アシスト制御の遅れのため、エンジン１１の回転数は定格回転数ＮＲｍａｘよりも一旦低下し（動作点Ｘ３）、発電・電動機３１が作動し始めると、エンジン１１の回転数は上昇し、定格回転数ＮＲｍａｘへと戻される（動作点Ｘ４）。

[0075] 図１３Ａにおいて、上述した出力トルクの変化に対応してエンジン出力馬力とシステム出力馬力の動作点もＸ１→Ｘ２→Ｘ３→Ｘ４と変化する。符号ＨＥ１，ＨＳ１は、動作点Ｘ１におけるエンジン出力馬力及びシステム出力馬力を示しており、両者は一致している。一方、符号ＨＥ２，ＨＳ２は、それぞれ動作点Ｘ２，Ｘ４におけるエンジン出力馬力及びシステム出力馬力を示している。動作点Ｘ４では、エンジン出力馬力ＨＥ２は最大馬力となり、システム出力馬力ＨＳ２は、エンジン出力馬力ＨＥ２（最大馬力）と電動機３１の出力馬力ＨＭとの合計出力となる。

[0076] 図１２Ｂにおいて、符号Ｙ１は、図１２Ａの動作点Ｘ１と同様、バッテリ充電率が５０％以上（ステップＳ１００の判定がＮＯ）で充電制御を行って

おらずかつエンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘ（ＮＲｘ）以上で油圧ポンプ２１の吸収トルク（負荷トルク）をエンジン１１の出力トルクだけで賄っている（ステップＳ１６０の判定がＮＯ）場合のエンジン１１の動作点を示している。この状態からバッテリ充電率が５０％よりも小さくなると（ステップＳ１００の判定がＹＥＳ）、エンジン１１の動作点はＹ１→Ｙ２と変化する。すなわち、このときはエンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘ（ＮＲｘ）以上で余剰トルクＴＧｎがあるため、このエンジン１１の余剰トルクＴＧｎによって発電・電動機３１を発電機として作動させ、バッテリ３３を充電する充電制御を行う（動作点Ｙ２）。

[0077] 図１３Ｂにおいて、符号ＨＥ３は、動作点Ｙ１でのエンジン出力馬力を示している。一方、符号ＨＥ４は、動作点Ｙ２でバッテリ充電制御を行った場合のエンジン出力馬力を示している。このとき、エンジン出力馬力ＨＥ４は最大馬力となり、ＨＥ３とＨＥ４との差分の馬力ＨＧｎが充電馬力となる。

[0078] ～効果～

以上のように本実施の形態においては、エンジン１１を油圧ポンプ２１の最大吸収トルクを賄えない大きさ（より具体的には、エンジン１１の定格トルクＴｏｐｔ或いは最大トルクＴＥｍａｘｗが油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃよりも小さくなる大きさ）にまでダウンサイジング（小型化）したため、燃費の向上、排ガス特性の改善及び騒音の低減を図ることができる。また、ミニショベルのような小型の建設機械であってもバッテリ３３の設置スペースを確保することができ、ハイブリッド方式の採用が容易となる。

[0079] また、上述したように、ミニショベルのような小型の油圧ショベルにおいては、通常作業時Ｃの油圧ポンプ２１の出力が走行高速時Ａよりも小さいため、定格トルクＴｏｐｔ或いは最大トルクＴＥｍａｘｅが油圧ポンプ２１の最大吸収トルクＴＰＬｃを下回る大きさにダウンサイジングしたエンジン１１であっても、通常作業時Ｃの油圧ポンプ２１の出力をエンジン１１の定格トルクＴｏｐｔ以下の出力で賄える場合が多い。このような小型の油圧ショ

ベルにおいて、エンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘ以下に低下したときに出力アシスト制御を行い、エンジン回転数が定格回転数ＮＲｘより大きい（エンジン１１に余剰トルクがある）ときに充電制御を行うことにより、出力アシスト制御の頻度が少なくなり、バッテリ３３の消費電力が抑えられる。また、作業効率を低下させることなくバッテリ３３の充電制御の頻度を増加させ、バッテリ３３の充電量を増加させることができる。これによりブーム下げ時或いは旋回制動時の回生エネルギーによってバッテリの消費電力を回収することができないミニショベルのような小型の建設機械において、旋回フレーム上の狭いスペースに搭載可能なサイズにバッテリ３３が小型化されていても、バッテリ３３の充電残量の早期の減少が抑えられ、バッテリ３３の充電率が最小充電率以下に低下する頻度、すなわち急速充電を行う頻度を低減できる。これによりバッテリ３３の充電のために作業を中断する頻度を低減し作業効率の低下を抑え、機体の稼動率を向上させることができる。

[0080] また、定格回転数ＮＲｍａｘ（最大馬力回転数ＮＲｘ）を基準として出力アシスト制御と充電制御の切り換えを行うため、定格トルクを基準として出力アシスト制御と充電制御を切り換える場合のようなトルク情報取得の困難性や環境変化の影響の問題は無く、出力アシストが必要な状態にあるかどうかを正確に判断することができる。このため出力アシスト制御と充電制御の切り換えを的確に精度良く行うことができ、出力アシスト制御と充電制御の切り換えの不正確さに伴うバッテリ消費量の増加を低減することができ、機体の稼動効率を向上することができる。

[0081] ～変形例～

本実施の形態では、エンジン回転数と最大馬力回転数ＮＲｘ（目標回転数が最大ＮＴｍａｘの場合は定格回転数ＮＲｍａｘ）との大小判定結果に基づいてアシスト制御とバッテリ充電制御とを切り替えることとしたが、判定に用いる最大馬力回転数ＮＲｘにはマージンを持たせても良い。すなわち、エンジン回転数のハンチング等を考慮した所定のマージンΔＮを設定し、エンジン回転数が最大馬力回転数ＮＲｘ＋ΔＮより大きくなったときにバッテリ

充電制御を行い、エンジン回転数が最大馬力回転数ＮＲｘ－ΔＮより小さくなったときにアシスト制御を行っても良い。これにより、エンジン回転数が最大馬力回転数ＮＲｘ付近にあるときの発電・電動機３１の制御を安定化させることができる。

[0082] また、本実施の形態では、電子ガバナ１４の制御にエンジン負荷の増加に応じてエンジン回転数を低下させつつ燃料噴射量を増加させるドループ制御を採用した場合を例に説明したが、本発明はこれに限られず、エンジン負荷の増加によらずエンジン回転数が一定に保たれるように燃料噴射量を調整するアイソクロナス制御を採用することも可能である。

[0083] 図１４Ａは、アイソクロナス制御を採用した場合のエンジン回転数とエンジン出力トルクとの関係を示す図であり、図１４Ｂは、アイソクロナス制御を採用した場合のエンジン回転数とエンジン出力馬力との関係を示す図である。

[0084] 図１４Ａにおいて、エンジン１１の出力トルクが定格トルクＴｏｐｔより小さい（エンジン１１に余剰トルクがある）ときは、符号ＴＥａで示すようにエンジン回転数は目標回転数ＮＴｘ（＝最大馬力回転数ＮＲｘ）に保たれるように制御される。エンジン１１の出力トルクが定格トルクＴｏｐｔより大きくなると、符号ＴＥｂで示すように出力エンジン回転数は最大馬力回転数ＮＲｘより小さくなる。一方、図１４Ｂにおいては、出力トルクが定格トルクＴｏｐｔより小さい（エンジン１１に余剰トルクがある）ときは、符号ＨＥａで示すようにエンジン回転数は最大馬力回転数ＮＲｘに保たれ、エンジン１１の出力トルクが定格トルクＴｏｐｔより大きくなると、符号ＨＥｂに示すようにエンジン回転数は最大馬力回転数ＮＲｘより小さくなり、出力馬力は最大馬力より小さくなる。エンジン回転数を目標回転数ＮＴｘ（＝最大馬力回転数ＮＲｘ）に保つ制御（アイソクロナス制御）は、例えば実回転数＞ＮＲｘであれば燃料噴射を停止し、実回転数＜ＮＲｘであれば燃料噴射を行うというように、最大馬力回転数ＮＲｘを基準として燃料噴射をＯＮ，ＯＦＦ制御することにより実現することができる。

[0085] このように、アイソクロナス制御では、エンジン１１に余剰トルクがあるときのエンジン回転数の変化がドループ制御と相違するものの、エンジン回転数が最大馬力回転数ＮＲｘより小さいか否かによって出力アシストの要否が判定可能である。従って、アイソクロナス制御を採用した場合も本発明は適用可能である。

[0086] ＜第２の実施の形態＞

本発明の第２の実施の形態を説明する。本発明の第２の実施の形態に係るハイブリッド式作業機械（小型の油圧ショベル）の本体及びシステム構成は、図１及び図２に示したものと同様である。

[0087] 本実施の形態において、エンジンコントローラ１３はエンジン負荷率を演算し、エンジン負荷率情報を生成する機能を有している。エンジン負荷率は、例えば、最大燃料噴射量に対する目標燃料噴射量の割合を演算することにより求められる。車体コントローラ４６は、走行速度切換スイッチ４１の指示信号、操作パイロット圧センサ４２，４３の検出信号、エンジンコントローラ１３のエンジン回転数情報（目標回転数及び検出した実回転数）及びバッテリコントローラ３４の蓄電情報（充電率）に加えて、エンジンコントローラ１３で生成したエンジン負荷率情報を入力し、所定の演算処理を行い、インバータ３２及び走行速度切替電磁弁４５に制御信号を出力する。

[0088] 図１５は、本実施の形態における車体コントローラ４６の出力アシスト制御及び充電制御に係わる処理手順を示すフロー図である。図中、図１０に示したフローを構成する処理と同様の処理には同じ符号を付している。以下、図１０に示したフローと相違する部分を中心に説明する。

[0089] ステップＳ１１０でＮＯ（エンジン回転数≧最大馬力回転数ＮＲｘ）と判定された場合は、エンジンコントローラ１３からのエンジン負荷率情報から取得したエンジン負荷率を微分することでエンジン負荷率の変化率であるエンジン負荷変化率を算出し、このエンジン負荷変化率が所定の閾値より大きいか否かを判定する（ステップＳ１１１）。所定の閾値とは、エンジン１１に急負荷が投入されたか否かを判定するための閾値である。ステップＳ１１

１でＮＯ（エンジン負荷変化率≦閾値）と判定された場合は、ステップＳ１２０以降の充電制御の処理を実行する。一方、ステップＳ１１１でＹＥＳ（エンジン負荷変化率＞閾値）と判定された場合は、エンジン１１に急負荷が投入された場合であり、発電・電動機３１を電動機として作動させて早めの出力アシスト制御（第２出力アシスト制御）を行い（ステップＳ１４０）、処理を終了する。

[0090] ステップＳ１６０でＮＯ（エンジン回転数≧最大馬力回転数ＮＲｘ）と判定された場合は、ステップＳ１１１と同様にエンジン負荷変化率が所定の閾値より大きいか否かを判定する（ステップＳ１６１）。ステップＳ１６１でＹＥＳ（エンジン負荷率偏差＞閾値）と判定された場合は、エンジン１１に急負荷が投入された場合であり、発電・電動機３１を電動機として作動させて早めの出力アシスト制御（第２出力アシスト制御）を行い（ステップＳ１４０）、処理を終了する。一方、ステップＳ１６１でＮＯ（エンジン負荷変化率≦閾値）と判定された場合は、処理を終了する。

[0091] 本実施の形態における急負荷投入時のシステム出力トルク及び出力馬力の変化を、第１の実施の形態の場合と比較して説明する。図１６Ａは、本実施の形態における急負荷投入時のエンジン回転数とシステム出力トルクの変化を示す図であり、図１６Ｂは、本実施の形態における急負荷投入時のエンジン回転数とシステム出力馬力の変化を示す図である。

[0092] 図１６Ａにおいて、第１の実施の形態における図１２Ａの場合と同様、動作点がＸ１からＸ４へと変化する場合を考える。この場合、動作点Ｘ１においてエンジン１１に急負荷が投入されると、第１の実施の形態では、エンジン１１と発電・電動機３１を組み合わせたハイブリッド駆動システムの動作点はＸ１→Ｘ２→Ｘ３Ａ→Ｘ４と変化する。すなわち、動作点Ｘ１でエンジン１１に急負荷が投入されると、出力アシスト制御の遅れのため、エンジン回転数は大きく低下し（動作点Ｘ３Ａ）、その後発電・電動機３１が作動し始め、エンジン回転数は上昇し定格回転数ＮＲｍａｘへ戻るよう制御される（動作点Ｘ４）。

[0093] これに対して、本実施の形態では、動作点Ｘ１においてエンジン１１に急負荷が投入された場合、エンジン１１と発電・電動機３１を組み合わせたハイブリッド駆動システムの動作点はＸ１→Ｘ２→Ｘ３Ｂ→Ｘ４と変化する。すなわち、動作点Ｘ１でエンジン１１に急負荷が投入された場合、急負荷投入直後に第２出力アシスト制御が開始されるため（ステップＳ１６０の判定がＮＯ→ステップ１６１の判定がＹＥＳ→ステップＳ１４０）、第１の実施の形態における動作と比較して、発電・電動機３１が作動し始めるまでのエンジン回転数の低下が小さく押さえられ（動作点Ｘ３Ｂ）、その後エンジン回転数は上昇して定格回転数ＮＲｍａｘへ戻されるよう制御される（動作点Ｘ４）。

[0094] 上記のように構成した本実施の形態においては、第１の実施例と同様の効果が得られる。また、急負荷投入直後に発電・電動機３１を電動機として作動させて第２出力アシスト制御を開始することにより、エンジン回転数が定格回転数ＮＲｍａｘを下回るときの回転数低下量が少なくなり、アクチュエータ速度（作業速度）が低下することによる作業効率の低下を防ぐことができる。

[0095] ＜第３の実施の形態＞

本発明の第３の実施の形態を説明する。

[0096] 第１の実施の形態においては、第１出力アシスト制御と第１充電制御の切り換えを行うため、作業機械がミニショベルのような小型の作業機械でありかつバッテリ３３が小型化されていてもバッテリ３３の充電残量の早期の減少が抑えられる。しかし、小型の油圧ショベルでは、旋回電動モータを用いた場合の旋回制動時の回生エネルギーによってバッテリ３３の消費電力を回収することが困難であるため、上記のように効率的にバッテリ３３の充電制御を行ったとしても、バッテリの充電量が最小充電率以下に低下する事態が発生することは避けられず、その場合の対策を考慮する必要がある。

[0097] 本実施の形態はそのような場合の対策として、第１の実施の形態に急速充電制御（第２充電制御）の機能を付加したものである。

[0098] 図１７は本実施の形態における油圧ショベルのハイブリッド駆動システムを示す図である。図１７において、本実施の形態におけるハイブリッド駆動システムの制御系４Ａはトルク制御電磁弁４４を更に備え、車体コントローラ４６Ａはトルク制御電磁弁４４とも電気的に接続され、トルク制御電磁弁４４に制御信号を出力する。トルク制御電磁弁４４は制御信号に基づいてポンプレギュレータ２７Ａに制御圧力を出力し、油圧ポンプ２１の最大吸収トルクを調整する。

[0099] 図１８は、ポンプレギュレータ２７Ａの構成の詳細を示す図である。

[0100] ポンプレギュレータ２７Ａは、制御スプール２７ａに対して油圧ポンプ２１の容量減少方向に作用する第１及び第２の２つの受圧部２７ｄ，２７ｅを有している。第１受圧部２７ｄには油圧ポンプ２１の吐出圧力がパイロットライン２７ｆを介して導入され、第２受圧部２７ｅにはトルク制御電磁弁４４からの制御圧力が制御油路２７ｇを介して導入される。

[0101] トルク制御電磁弁４４は、車体コントローラ４６Ａから制御信号が出力されていないときは図示のＯＦＦ位置にあり、ポンプレギュレータ２７Ａの第２受圧部２７ｅをタンクに連通させる。車体コントローラ４６Ａから制御信号が出力されると、トルク制御電磁弁４４はＯＮ位置に切り換えられ、第２受圧部２７ｅに制御圧力としてパイロットポンプ２２の吐出圧力が導かれる。パイロットポンプ２２の吐出圧力はパイロットリリーフ弁２８により一定の値（例えば４ＭＰａ）に保たれている。

[0102] 図１９はポンプレギュレータ２７Ａのトルク制御によるポンプトルク特性図であり、横軸は油圧ポンプ２１の吐出圧力を示し、縦軸は油圧ポンプ２１の容量を示している。

[0103] トルク制御電磁弁４４が図１８に示すＯＦＦ位置にあるとき、ポンプレギュレータ２７Ａの第２受圧部２７ｅはタンクに連通し、最大吸収トルク特性は第１及び第２の２つのバネ２７ｂ，２７ｃによって実線の直線ＴＰ１，ＴＰ２からなる折れ曲げ線のように設定される。このときのトルク制御は図５に示したポンプレギュレータ２７と同じである。

[0104] トルク制御電磁弁４４がＯＮ位置に切り換わると、第２受圧部２７ｅに制御圧力が導かれ、制御スプール２７ａには第２受圧部２７ｅの油圧力が第１及び第２バネ２７ｂ，２７ｃの付勢力に対向して作用する。これにより第１及び第２バネ２７ｂ，２７ｃによる最大吸収トルクの設定は、第２受圧部２７ｅの油圧力の分だけ減少するよう調整され、最大吸収トルク特性は、矢印で示すように、実線の直線ＴＰ１，ＴＰ２からなる折れ曲げ線から一点鎖線の直線ＴＰ３，ＴＰ４からなる折れ曲げ線へとシフトする（減トルク量ΔＴＰｄ１）。その結果、油圧ポンプ２１の吐出圧力の上昇時、油圧ポンプ２１の最大容量は折れ曲げ線の一点鎖線の直線ＴＰ３，ＴＰ４に沿って減少する。このときの油圧ポンプ２１の最大吸収トルク（ポンプ吐出圧力と最大容量の積）は直線ＴＰ１，ＴＰ２の最大吸収トルクＴＰＬｃから直線ＴＰ３，ＴＰ４に接する曲線のＴＰＬｄ１へと小さくなり、エンジン１１に余剰トルクＴＧ（後述）が強制的に作り出される。本願明細書では、この制御を減トルク制御という。

[0105] 図２０は、本実施の形態における車体コントローラ４６Ａの制御機能を示すフロー図である。図１０に示すフローのステップと同じ手順には同じ符号を付している。

[0106] 図２０において、ステップＳ９０～ステップＳ１６０は図１０に示したステップＳ９０～ステップＳ１６０と実質的に同じである。ただし、本実施の形態では、図１０のステップＳ１４０はステップＳ１４０Ａとステップ１４０Ｂの２つの手順に分かれ、ステップＳ１４０Ａはステップ９０に戻り、ステップＳ１４０Ｂはステップ１００に戻るよう変更されている。

[0107] まず、バッテリコントローラ３４からの蓄電情報から取得したバッテリ３３の充電率が最小充電率（ＳＯＣ）よりも大きいか否かを判定する（ステップＳ９０）。前述したように、最小充電率とは発電・電動機３１のアシスト駆動による作業の継続が不能となる充電率（例えば３０％）である。ステップ９０でＹＥＳ（バッテリ充電率＞３０％）と判定された場合は、バッテリ充電率が第１閾値（例えば５０％）より小さいかどうかを判定し、バッテリ

充電率が第１閾値より小さい場合は、現在のエンジン回転数（実回転数）が最大馬力回転数ＮＲｘより小さいか否かに応じてバッテリ３３の充電制御（第１充電制御）か出力アシスト制御（第１出力アシスト制御）のいずれかを行う（ステップＳ１１０→Ｓ１４０Ａ）。充電制御によってバッテリ充電率が第２閾値（例えば７０％）より大きくなると充電制御を終了し、ステップＳ１００に戻る。また、ステップＳ１４０Ａにおいて出力アシスト制御を行った場合は、ステップＳ９０に戻り、バッテリ充電率が最小充電率（例えば３０％）を下回らなければ上述した第１出力アシスト制御（ステップＳ１４０Ａ）或いは第１充電制御（ステップＳ１２０，Ｓ１３０　）を繰り返す。一方、ステップＳ１００において、バッテリ充電率が第１閾値（例えば５０％）以上である場合は、現在のエンジン回転数（実回転数）が最大馬力回転数ＮＲｘより小さければ第１出力アシスト制御を行い（ステップＳ１６０→Ｓ１４０Ｂ）、その後ステップＳ１００に戻り、上述した第１出力アシスト制御（ステップＳ１４０Ａ，Ｓ１３０Ｂ）或いは第１充電制御（ステップＳ１２０，Ｓ１３０　）を繰り返す。ステップＳ９０において、バッテリ３３の充電率が最小充電率（例えば３０％）以下になると、ステップＳ２１０に移行する。

[0108] ステップＳ２１０以下は急速充電制御の処理手順であり、エンジン回転数低下制御（ステップＳ２１０）とポンプ減トルク制御（ステップＳ２２０）を行った後、バッテリ３３の充電制御（第２充電制御）（ステップＳ２３０，Ｓ２４０）を行う。

[0109] ステップＳ２１０のエンジン回転数低下制御では、エンジン１１の最大目標回転数をＮＴｍａｘからＮｔｃに低下させる制御を行う。この制御のため車体コントローラ４６Ａはエンジン回転数低下制御用の目標回転数ＮＴｃを予め記憶しておき、この目標回転数ＮＴｃをエンジンコントローラ１３に出力する。エンジンコントローラ１３は、エンジンコントロールダイヤル１２が指示する目標回転数ＮＴｘとその目標回転数ＮＴｃの小さい方を選択して燃料噴射制御の目標回転数として設定し、この目標回転数に基づいて燃料噴

射量を算出し、電子ガバナ１４を制御する。これによりエンジン１１の最大目標回転数はＮＴｍａｘからＮｔｃに低下し、エンジン１１の最大馬力回転数における出力トルクはＴｏｐｔからＴｏｐｔ１に増加する（図２２）。なお、エンジンコントロールダイヤル１２が指示する目標回転数ＮＴｘを車体コントローラ４６Ａ側で入力し、最大目標回転数の変更を車体コントローラ４６Ａで行ってもよい。

[0110] ステップＳ２２０のポンプ減トルク制御では、車体コントローラ４６Ａはトルク制御電磁弁４４に制御信号を出力して油圧ポンプ２１の最大吸収トルクをＴＰＬｃからＴＰＬｄ１に減少させる制御を行う（図１９）。

[0111] ステップＳ２３０，Ｓ２４０の充電制御では、以上のエンジン回転数低下制御とポンプ減トルク制御により強制的に作り出したエンジン１１の余剰トルクを用いて発電・電動機３１を発電機として作動させ、バッテリ３３の急速充電を行う。

[0112] このようにステップＳ２１０～Ｓ２４０において、バッテリ３３（蓄電装置）の充電率が発電・電動機３１のアシスト駆動による作業の継続が不能となる最小充電率以下に低下した場合は、エンジン１１の目標回転数を低下させるエンジン回転数低下制御と油圧ポンプ２１の最大吸収トルクを低下させる減トルク制御とを行うことによりエンジン１１に強制的に余剰トルクを生成し、この余剰トルクを用いて発電・電動機３１を発電機として作動させてバッテリ３３を充電する第２充電制御を行う。

[0113] ステップＳ２４０に続き、バッテリ３３の充電率が予め設定した第３閾値より大きいか否かを判定する（ステップＳ２５０）。ここで第３閾値とは、バッテリ３３の充電量が極めて不十分な状態を脱したことを示す充電率であり、最小充電率（例えば３０％）より高い値（例えば４０％）に設定されている。ステップＳ２５０でＮＯ（バッテリ充電率≦第３閾値（４０％））と判定された場合は、バッテリ充電率が第３閾値以上になるまでステップＳ２１０～Ｓ２４０の処理を繰り返し実行する。ステップＳ２１０～Ｓ２５０は、バッテリ３３の充電量が極めて不十分な場合に実行される強制的なバッテ

リ充電制御（急速充電制御）である。

[0114] ステップＳ２５０でＹＥＳ（バッテリ充電率＞第３閾値（４０％））と判定された場合ステップＳ１００に移行し、上述した上述した出力アシスト制御（ステップＳ１４０Ａ，Ｓ１３０Ｂ）或いは充電制御（ステップＳ１２０，Ｓ１３０　）を行う。

[0115] ～動作～

本実施の形態に係る駆動システムの動作を説明する。

[0116] バッテリ３３の充電率が最小充電率（ＳＯＣ）よりも大きい場合の第１出力アシスト制御時と第１充電制御時の動作は、図１２Ａ～図１３Ｂを用いて説明した第１の実施の形態の動作と同じであり、説明を省略する。

[0117] バッテリ３３の充電率が最小充電率（ＳＯＣ）以下に低下した場合の第２充電制御時の動作を、図１９と図２１Ａ～図２２Ｂを用いて説明する。

[0118] 図２１Ａは、比較例として、ポンプ減トルク制御だけで急速充電制御を行った場合の油圧ポンプ２１の最大吸収トルクの変化（減トルク量）を示す図であり、図２１Ｂはポンプ減トルク制御だけで急速充電制御を行う場合の減トルク量と、そのときのバッテリ３３の急速充電の発電トルクとして使用されるエンジン１１の余剰トルクと作業に使用可能な最大トルクの配分を示す図である。

[0119] 図２１Ａにおいて、トルク制御電磁弁４４に制御信号を出力することで油圧ポンプ２１の最大吸収トルクがＴＰＬｃからＴＰＬｄ２に減少し、このときの減トルク量は太線矢印のΔＴＰｄ２である。

[0120] 図２１Ｂにおいて、ＴＧはバッテリ３３の急速充電の発電トルクとして使用されるエンジン１１の余剰トルクを示し、ＴＰａはエンジン回転数低下制御を行わなかった場合の作業に使用可能な最大トルク量を示している。

[0121] 比較例では、エンジン回転数低下制御を行わないため最大目標回転数はＮＲｍａｘのままである。この場合、エンジン１１の最大馬力回転数（定格回転数）はＮＲｍａｘであり、そのときのエンジン１１の出力トルクはＴｏｐｔとなる。減トルク制御後の最大吸収トルクＴＰＬｄ２はエンジン１１の出

力トルクＴｏｐｔから発電トルクとして使用される余剰トルクＴＧを差し引いたトルク量に合わせる必要があり、その最大吸収トルクＴＰＬｄ２（ＴｏｐｔからＴＧを差し引いたＴＰａ）が作業に使用可能な最大トルク量となる。

[0122] 図２２Ａは、本実施の形態においてエンジン回転数低下制御とポンプ減トルク制御によって急速充電制御を行う場合の油圧ポンプ２１の最大吸収トルクの変化（減トルク量）を示す図であり、図１９にエンジン１１のエンジン回転数低下制御後の最大馬力回転数における出力トルクＴｏｐｔ１を追記した図である。図２２Ｂは、本実施の形態において必要となる減トルク量と、そのときのエンジン１１の余剰トルクと作業に使用可能な最大トルクの配分を示す図である。

[0123] 本実施の形態では、エンジン回転数低下制御を行うため、最大目標回転数はＮＴｃへと低下し、エンジン１１の最大馬力回転数における出力トルクはＴｏｐｔからＴｏｐｔ１に増加する。このとき、減トルク制御後の最大吸収トルクＴＰＬｄ１はエンジン１１の増加した出力トルクＴｏｐｔ１から発電トルクとして使用される余剰トルクＴＧを差し引いたトルク量に合わせればよく、その最大吸収トルクＴＰＬｄ１（Ｔｏｐｔ１からＴＧを差し引いたＴＰｂ）が作業に使用可能な最大トルク量となる。この最大作業トルク量ＴＰｂ（減トルク制御後の最大吸収トルクＴＰＬｄ１）はエンジン１１の最大馬力回転数における出力トルクがＴｏｐｔからＴｏｐｔ１に増加した分だけ多くなる。

[0124] このようにポンプ減トルク制御だけで急速充電制御を行う比較例では、最大吸収トルクの低下量である減トルク量ΔＴＰｄ２が大きくなるため、急速充電中は、油圧ポンプの出力が大きく低下し、例えば掘削作業などの高負荷トルクを要する作業に支障を来たす恐れがある。これに対し、本実施の形態では、エンジン回転数低下制御によってエンジン出力トルクがＴｏｐｔからＴｏｐｔ１に増加し、その分減トルク量ΔＴＰｄ１が少なくなるため、油圧ポンプ２１の最大吸収トルクの低下量が比較例よりも少なくなり、作業トル

ク量ＴＰｂが比較例よりも大きくなり、急速充電中に作業を行う場合の作業量の低下を抑えることができる。

[0125] このように本実施の形態では、バッテリ３３の充電率が最小充電率以下に低下した場合に、エンジン回転数を低下させるエンジン回転数低下制御を行うことにより、エンジン１１の全負荷特性部分Ｔｆ１上の最大馬力回転数ＮＲｃにおけるエンジン出力トルクＴｏｐｔ１が増加する。これにより減トルク制御のみを行って余剰トルクを発生させる場合と比較して減トルク制御による油圧ポンプ２１の最大吸収トルクの低下量が抑えられ、油圧ポンプ２１の出力低下（油圧ショベルの作業量の低下）を抑えつつバッテリ３３の急速充電を行うことが可能となる。これによりバッテリ３３の充電中にもある程度の作業を行うことを可能とし、機体の稼動効率の低下を抑えることができる。

[0126] １　エンジン系

２　油圧系

３　発電電動系

４，４Ａ　制御系

６　動力分配機

１１　エンジン

１２　エンジンコントロールダイヤル

１３　エンジンコントローラ

１４　電子ガバナ（ガバナ装置）

１５　エンジン回転数検出装置

２１　油圧ポンプ

２１ａ　押しのけ容積可変機構

２２　パイロットポンプ

２３　コントロールバルブ

２３ａ，２３ｂ　走行用のメインスプール

２４ａ，２４ｂ　走行用の油圧モータ

２４ｃ～２４ｈ　その他の油圧アクチュエータ

２４ａ１，２４ｂ１　押しのけ容積可変機構（斜板）

２４ａ２，２４ｂ２　制御ピストン

２４ａ３，２４ｂ３　受圧部

２４ａ４，２４ｂ４　バネ

２５　走行用の操作装置

２６　走行以外の操作装置

２７，２７Ａ　ポンプレギュレータ

２７ａ　制御スプール

２７ｂ，２７ｃ　第１バネ及び第２バネ

２７ｄ　受圧部

２７ｄ，２７ｅ　第１受圧部及び第２受圧部

２７ｆ　パイロットライン

２７ｇ　制御油路

２９　メインリリーフ弁

３１　発電・電動機

３２　インバータ

３３　バッテリ（蓄電装置）

３４　バッテリコントローラ

３５　操作パネル

４１　走行速度切換スイッチ

４４　トルク制御電磁弁

４５　走行速度切替電磁弁

４６，４６Ａ　車体コントローラ

１０１　下部走行体

１０２　上部旋回体

１０３　スイングポスト

１０４　フロント作業機

１０５　トラックフレーム

１０６　排土用のブレード

１０７　旋回台

１０８　キャビン（運転室）

１１１　ブーム

１１２　アーム

１１３　バケット

請求の範囲

[請求項1] エンジンと、

このエンジンによって駆動される油圧ポンプと、

この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動される複数の油圧アクチュエータと、

前記エンジンの目標回転数を指示するエンジン回転数指示装置と、

前記エンジンの実回転数を検出するエンジン回転数検出装置と、

前記目標回転数と前記実回転数との偏差が増大するにしたがって増大するよう前記エンジンの燃料噴射量を調整するガバナ装置とを備え、

前記ガバナ装置は、前記目標回転数と前記実回転数との偏差が増大するにしたがって前記燃料噴射量を増大させることで、前記エンジンの負荷トルクが増加するにしたがって前記エンジンの出力トルクが増加するよう制御するハイブリッド式作業機械において、

前記エンジンに連結された発電・電動機と、

前記発電・電動機との間で電力を授受する蓄電装置と、

前記エンジン回転数指示装置が指示する目標回転数が最大であるときに前記エンジンの出力馬力が最大となるエンジン回転数を定格回転数として予め設定しておき、前記エンジン回転数検出装置によって検出されたエンジン回転数が前記定格回転数以下に低下したときに、前記エンジン回転数が前記定格回転数に維持されるよう前記発電・電動機を電動機として作動させ、前記油圧ポンプをアシスト駆動するよう制御する第１出力アシスト制御を行い、前記エンジン回転数が前記定格回転数以下に低下していないときは、前記エンジンの余剰トルクによって前記発電・電動機を発電機として作動させ、前記蓄電装置を充電する第１充電制御を行う制御装置とを備えることを特徴とするハイブリッド式作業機械。

[請求項2] 請求項１に記載のハイブリッド式作業機械において、

前記エンジンは、前記エンジン回転数が定格回転数にあるときのエンジン出力トルクである前記エンジンの定格トルクが前記油圧ポンプの最大吸収トルクよりも小さく、前記エンジンの出力トルクだけでは前記油圧ポンプの最大吸収トルクを賄えない大きさにダウンサイジングされていることを特徴とするハイブリッド式作業機械。

[請求項3] 請求項１に記載のハイブリッド式作業機械において、

前記エンジンは、前記エンジンの最大トルクが前記油圧ポンプの最大吸収トルクよりも小さく、前記エンジンの出力トルクだけでは前記油圧ポンプの最大吸収トルクを賄えない大きさにダウンサイジングされていることを特徴とするハイブリッド式作業機械。

[請求項4] 請求項１に記載のハイブリッド式作業機械において、

前記制御装置は、前記第１充電制御において、前記蓄電装置の充電率が前記発電・電動機のアシスト駆動による作業の継続が不能となる最小充電率よりも大きい閾値を予め設定しておき、前記エンジン回転数が前記定格回転数以下に低下していない場合は、前記蓄電装置の充電率が前記閾値より小さくなったときに、前記エンジンの余剰トルクによって前記発電・電動機を発電機として作動させ、前記蓄電装置を充電することを特徴とするハイブリッド式作業機械。

[請求項5] 請求項１に記載のハイブリッド式作業機械において、

前記エンジンの負荷を検出する負荷検出装置を更に備え、

前記制御装置は、前記エンジン回転数検出装置によって検出された前記エンジン回転数が前記定格回転数以下でない場合であっても、前記負荷検出装置によって検出されたエンジン負荷の変化率が閾値より大きくなると、前記エンジンに急激な負荷が投入されたと判断し、前記発電・電動機を電動機として作動させる第２出力アシスト制御を行うことを特徴とするハイブリッド式作業機械。

[請求項6] 請求項１に記載のハイブリッド式作業機械において、

前記制御装置は、複数の目標回転数のそれぞれに対して前記エンジ

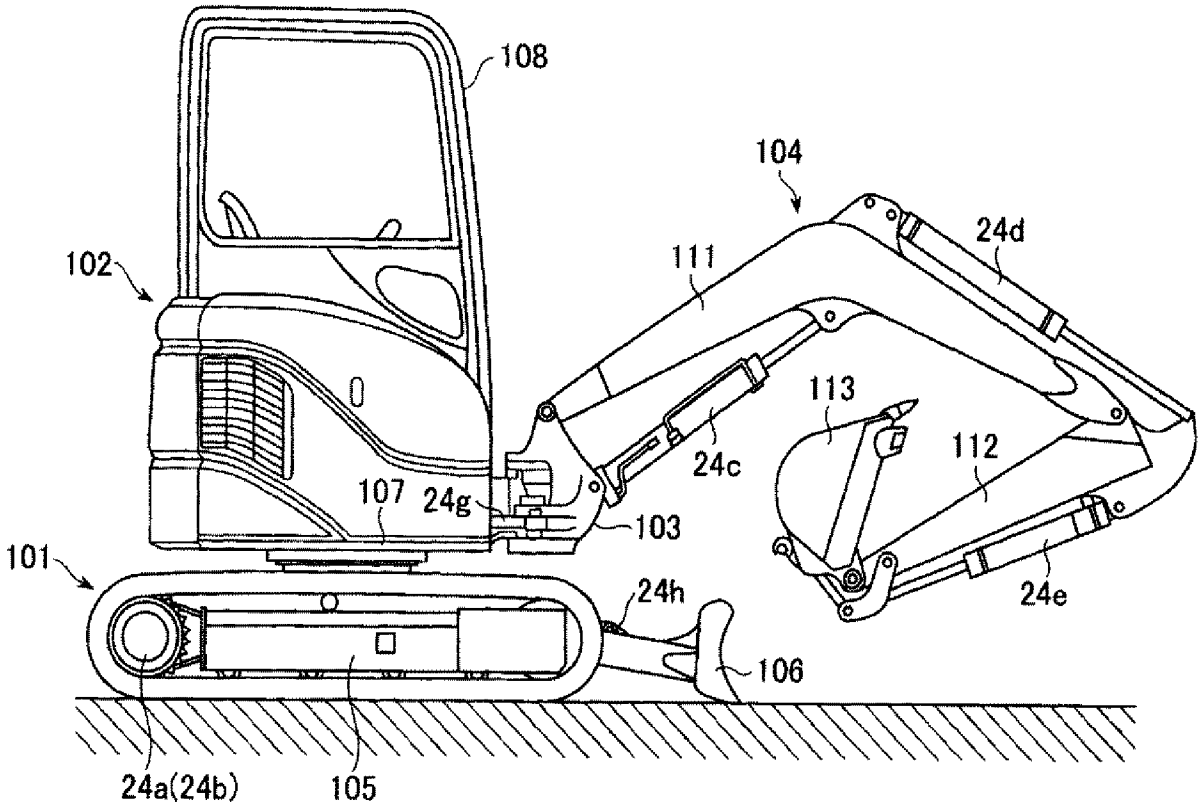
ンの出力馬力が最大となるエンジン回転数を最大馬力回転数として予め設定しておき、前記エンジン回転数指示装置が指示する目標回転数が最大でないときは、前記エンジン回転数検出装置によって検出されたエンジン回転数がそのときの目標回転数に対応する前記最大馬力回転数以下に低下したときに前記第１出力アシスト制御を行い、前記エンジン回転数が前記最大馬力回転数以下に低下していないときは前記第１充電制御を行うことを特徴とするハイブリッド式作業機械。

[請求項7] 請求項１に記載のハイブリッド式作業機械において、

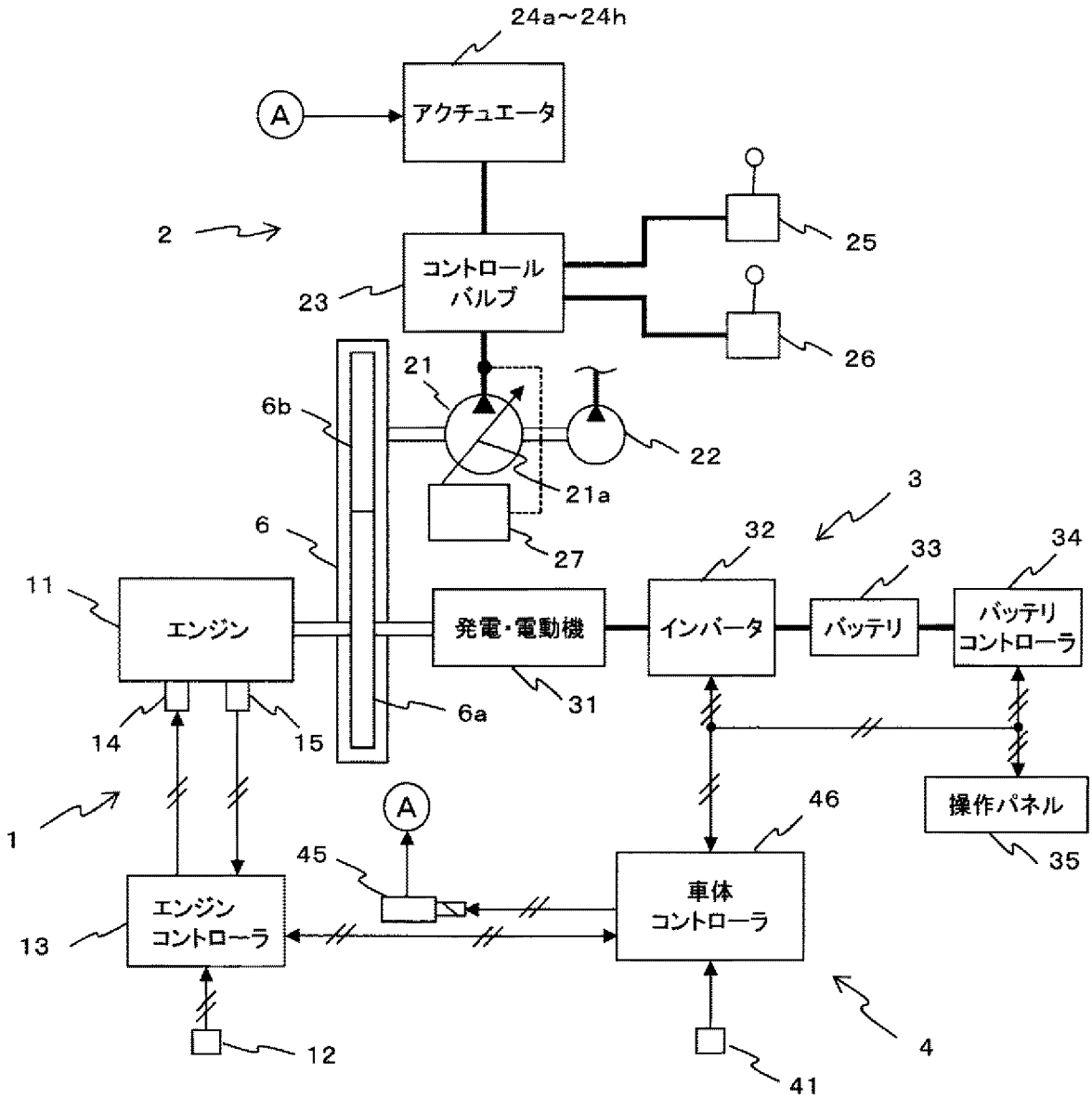
前記エンジンは、前記ガバナ装置の燃料噴射量が最大であるときの全負荷特性と、前記ガバナ装置の燃料噴射量が最大に増加するまでのレギュレーション特性とを含む出力トルク特性を有し、前記全負荷特性は、前記エンジン回転数が定格回転数から所定回転数に低下するにしたがって前記エンジンの出力トルクが増加し、前記所定回転数で前記エンジンの出力トルクが最大となる第１特性部分と、前記エンジン回転数が前記所定回転数から低回するにしたがって前記エンジンの出力トルクが減少する第２特性部分とを有し、

前記制御装置は、前記蓄電装置の充電率が前記発電・電動機のアシスト駆動による作業の継続が不能となる最小充電率以下に低下した場合は、前記エンジンの目標回転数を低下させるエンジン回転数低下制御と前記油圧ポンプの最大吸収トルクを低下させる減トルク制御とを行い、このエンジン回転数低下制御と減トルク制御によって前記エンジンに生じた余剰トルクを用いて前記発電・電動機を発電機として作動させて前記蓄電装置を充電する第２充電制御を行うことを特徴とするハイブリッド式作業機械。

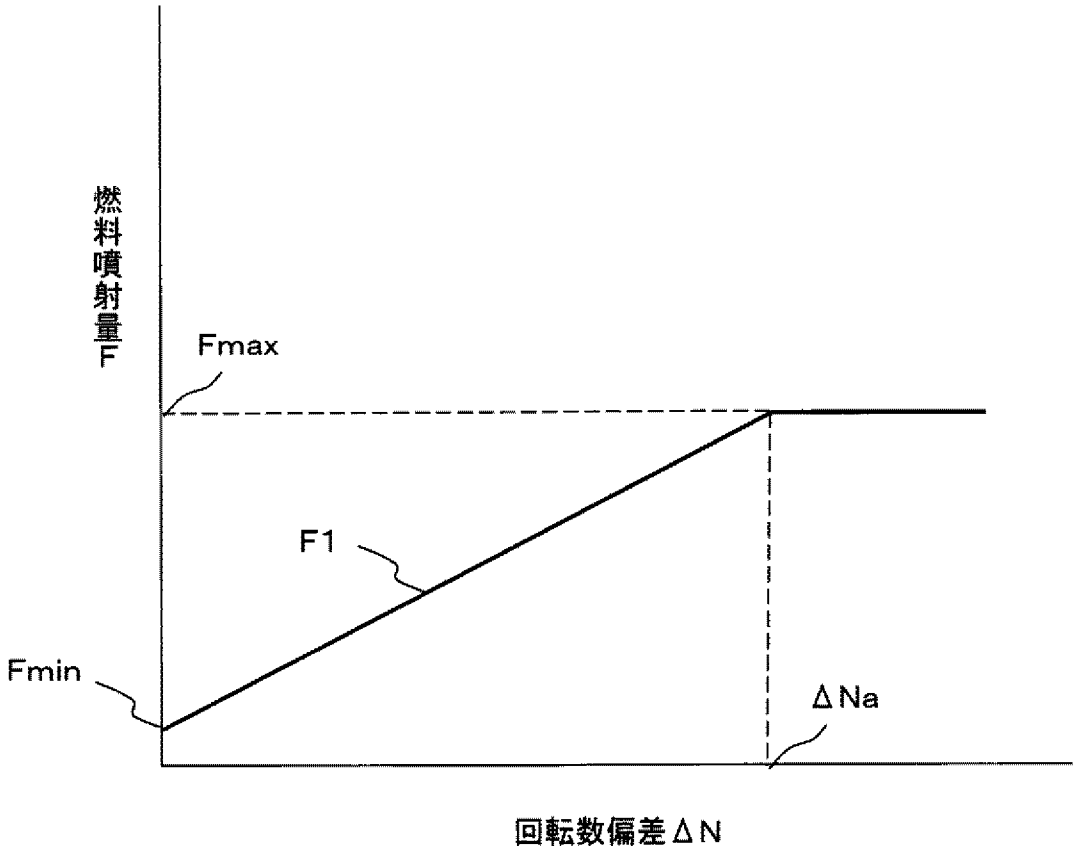
[図1]


108
104
102
111
24d
113
112
24c
107
24g
103
101
24h
106
24e
24a(24b)
105

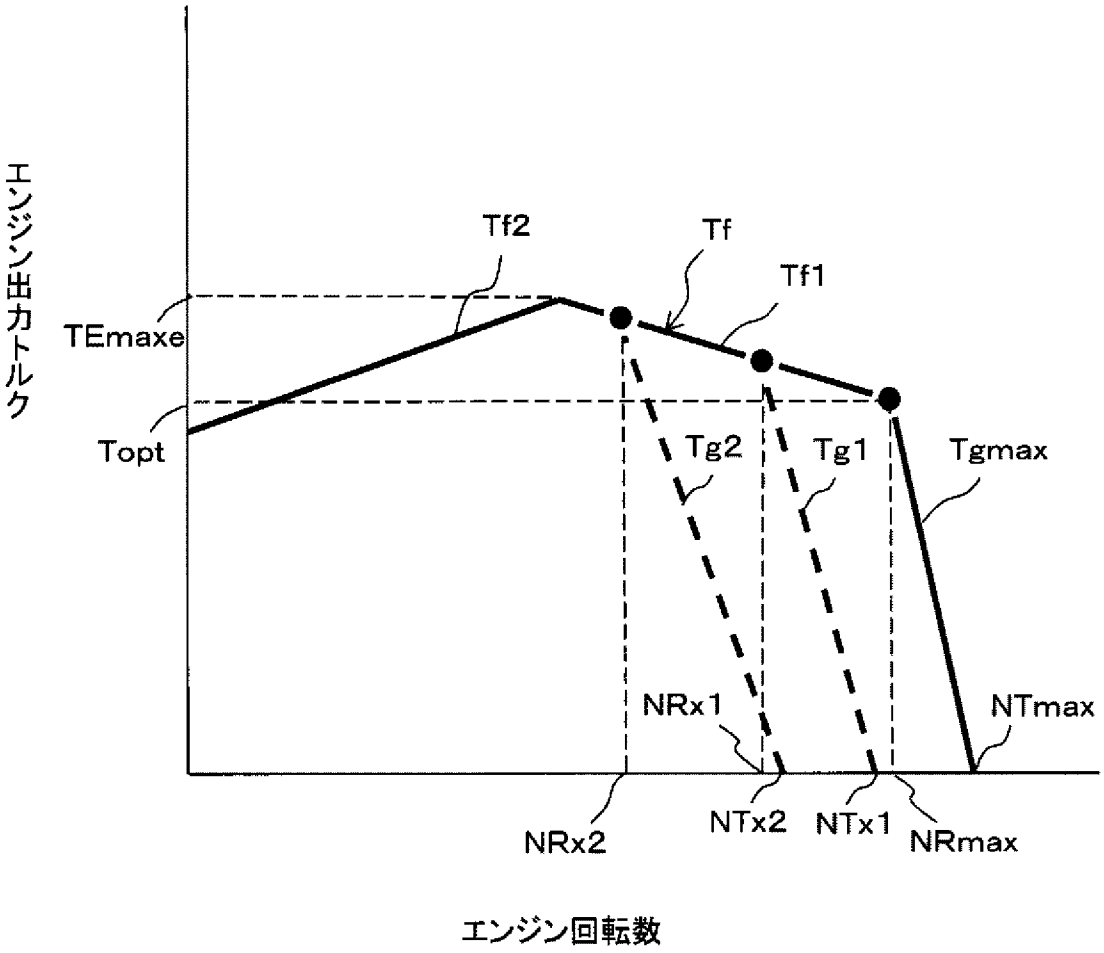
[図2]


24a～24h
A
アクチュエータ
2
コントロール
バルブ
23
25
26
21
6b
22
21a
27
3
6
32
33
34
11
エンジン
発電・電動機
インバータ
バッテリ
バッテリ
コントローラ
31
14
15
6a
1
A
46
操作パネル
35
45
車体
コントローラ
エンジン
コントローラ
13
12
41
4

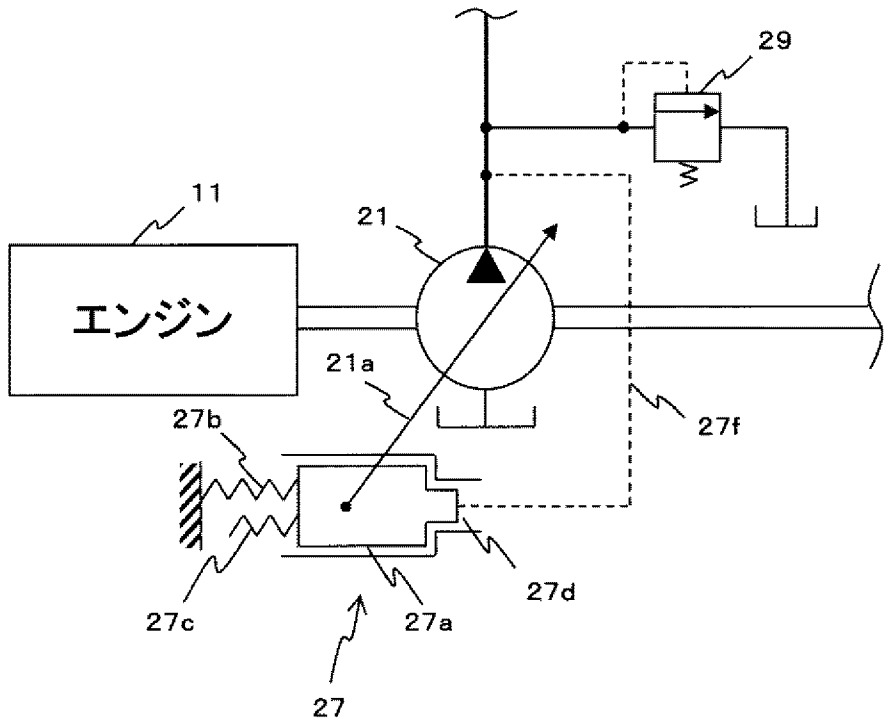
[図3]



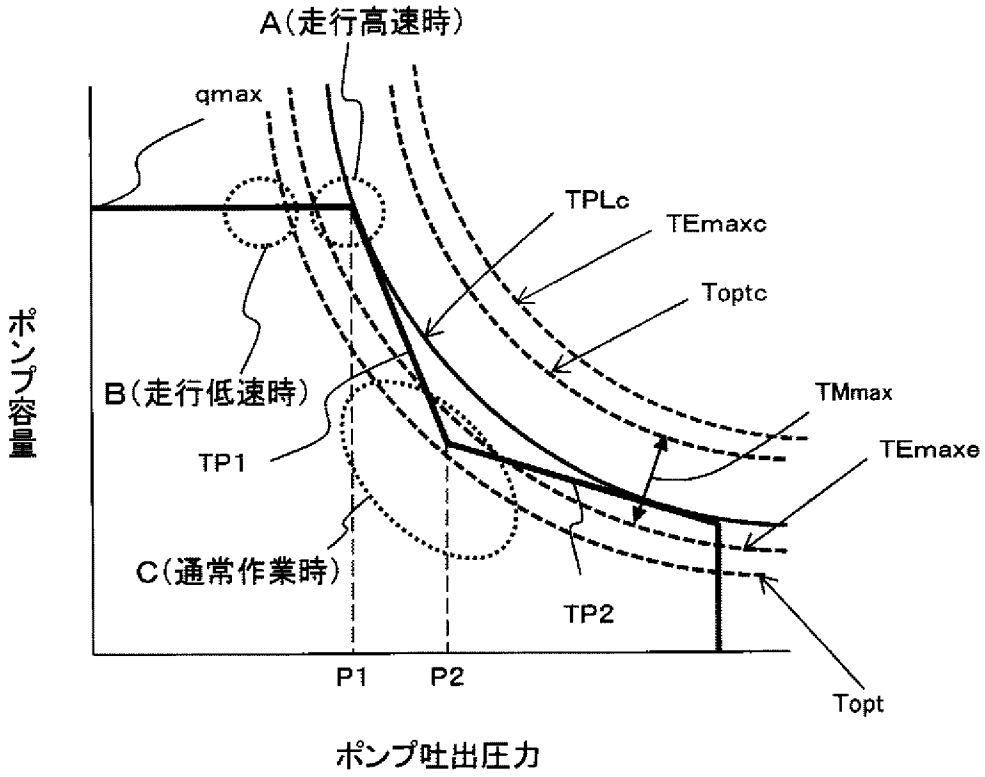
[図4]


エンジン出力トルク
Tf2
Tf
Tf1
TEmaxe
Topt
Tg2
Tg1
Tgmax
NRx1
NTmax
NRx2
NTx2
NTx1
NRmax
エンジン回転数

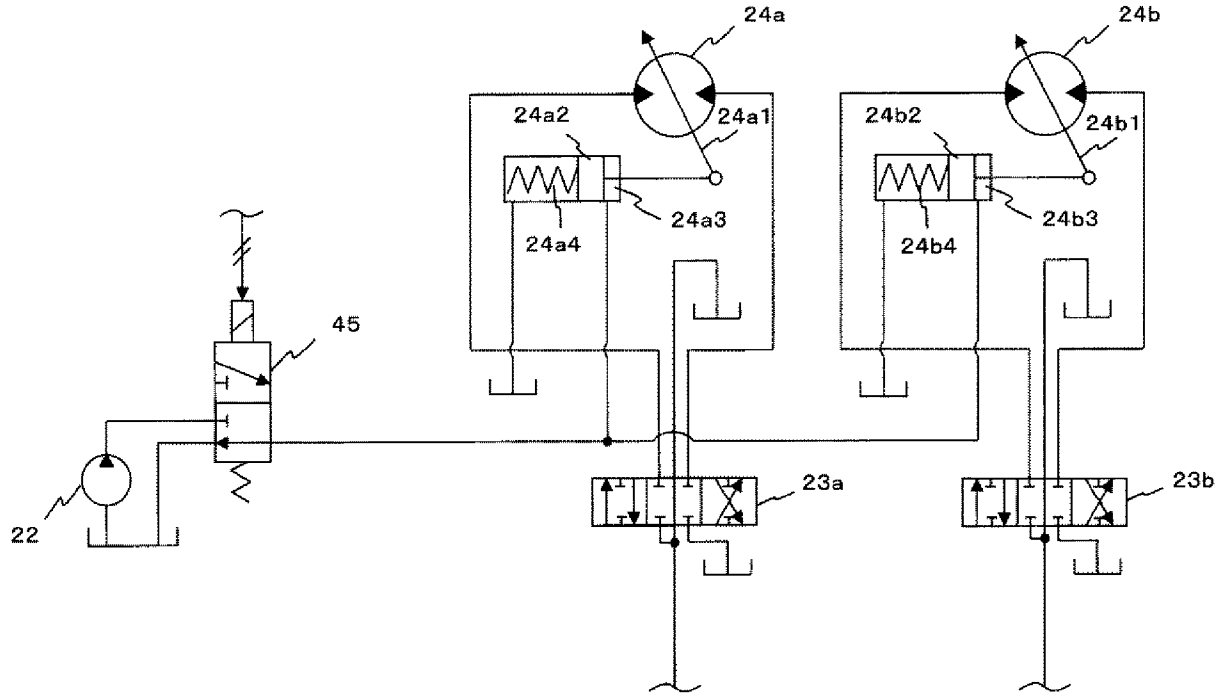
[図5]


29
11
21
エンジン
21a
27b
27f
27d
27c
27a
27

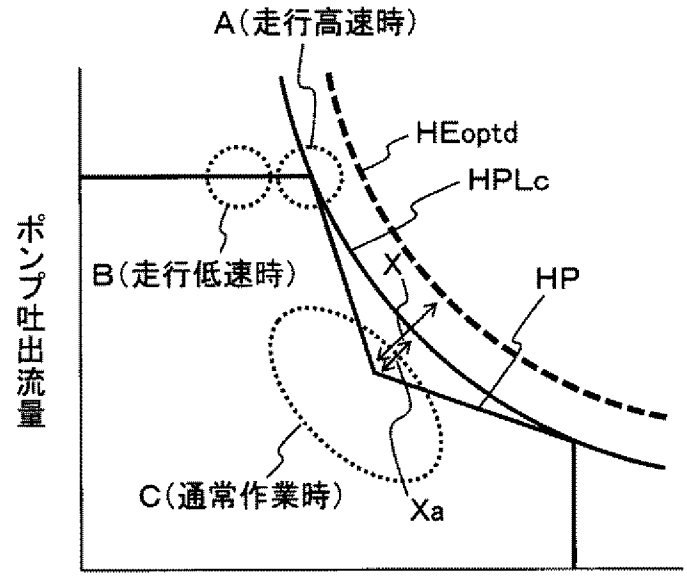
[図6]


A(走行高速時)
qmax
TPLc
TEmaxc
Toptc
TMmax
TEmaxe
B(走行低速時)
TP1
C(通常作業時)
TP2
P1
P2
Topt
ポンプ容量
ポンプ吐出圧力

[図7]

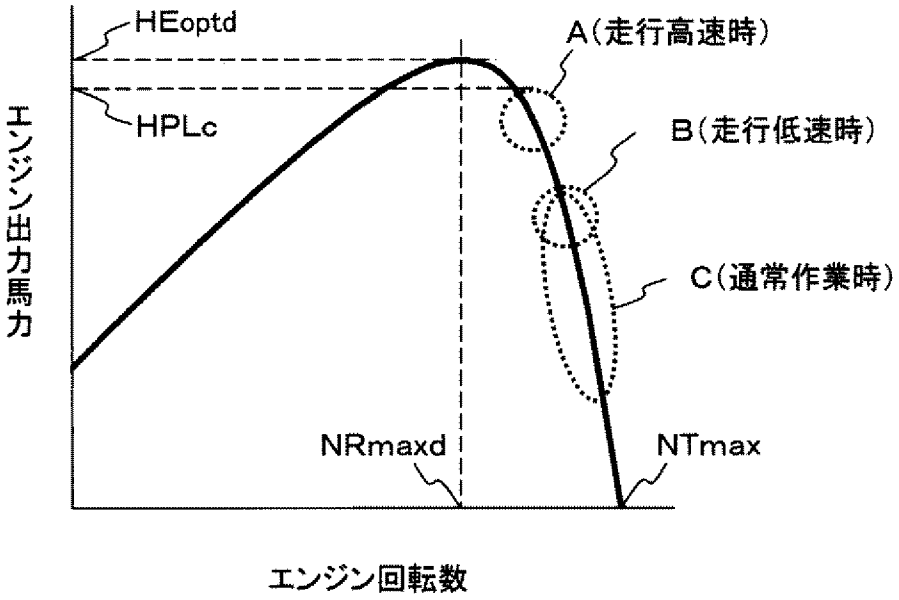

24a
24b
24a2
24a1
24b2
24b1
24a3
24a4
24b3
24b4
45
22
23a
23b

[図8A]


A(走行高速時)
HEoptd
HPLc
B(走行低速時)
X
HP
C(通常作業時)
Xa
ポンプ吐出流量
ポンプ吐出圧力

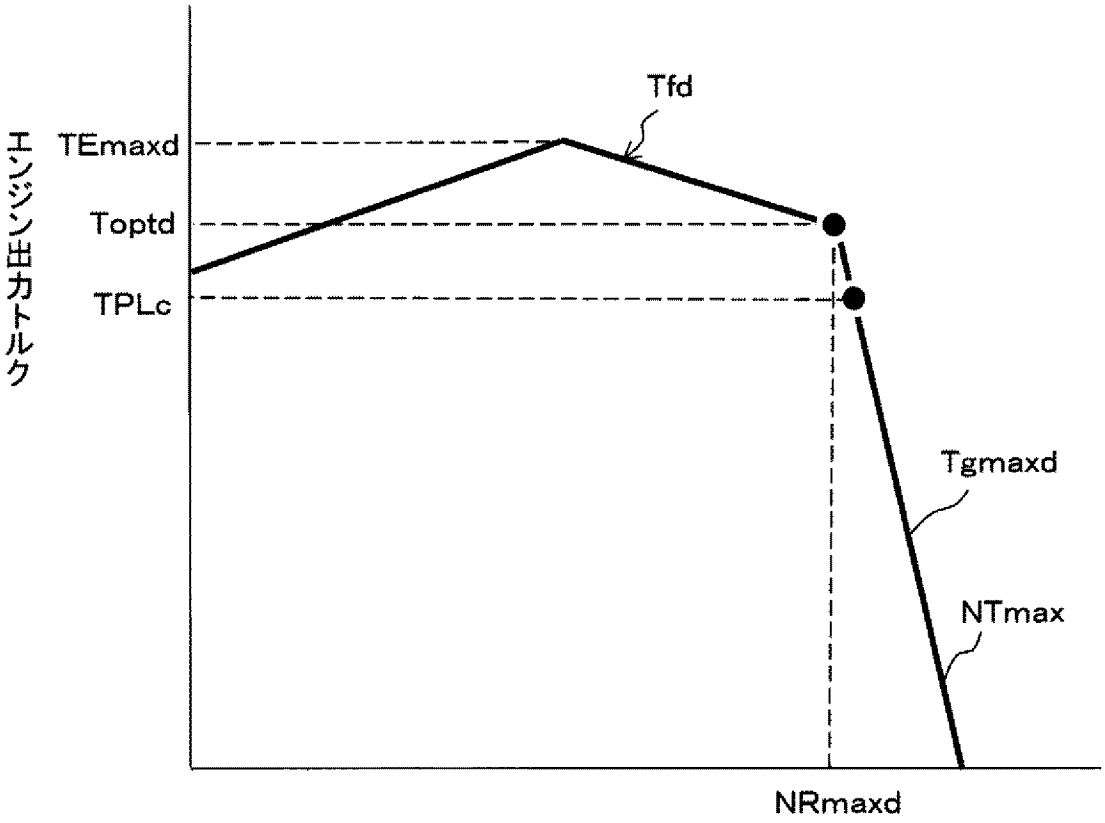
従来

[図8B]


HEoptd
A(走行高速時)
HPLc
B(走行低速時)
C(通常作業時)
NRmaxd
NTmax
エンジン出力馬力
エンジン回転数

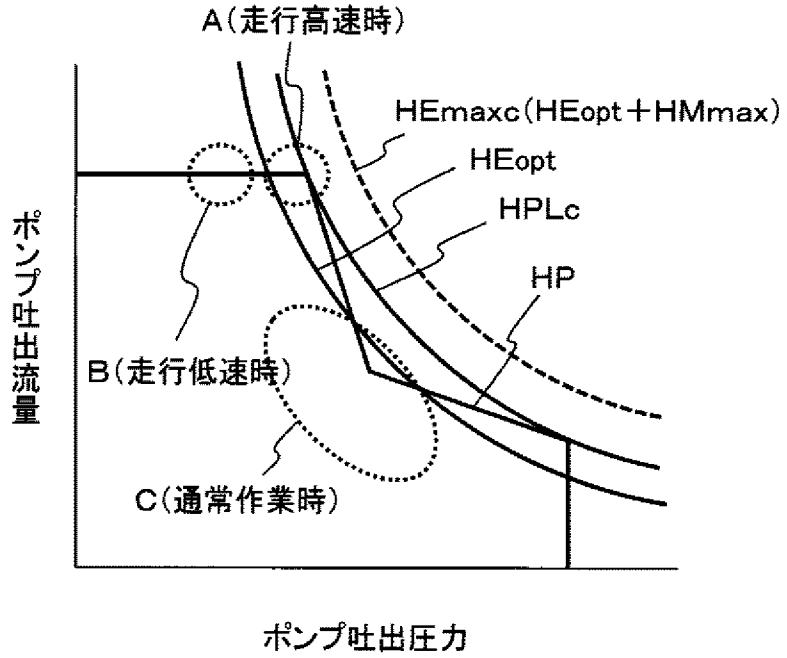
従来

[図8C]


Tfd
TEmaxd
Toptd
TPLc
エンジン出力トルク
Tgmaxd
NTmax
NRmaxd
エンジン回転数

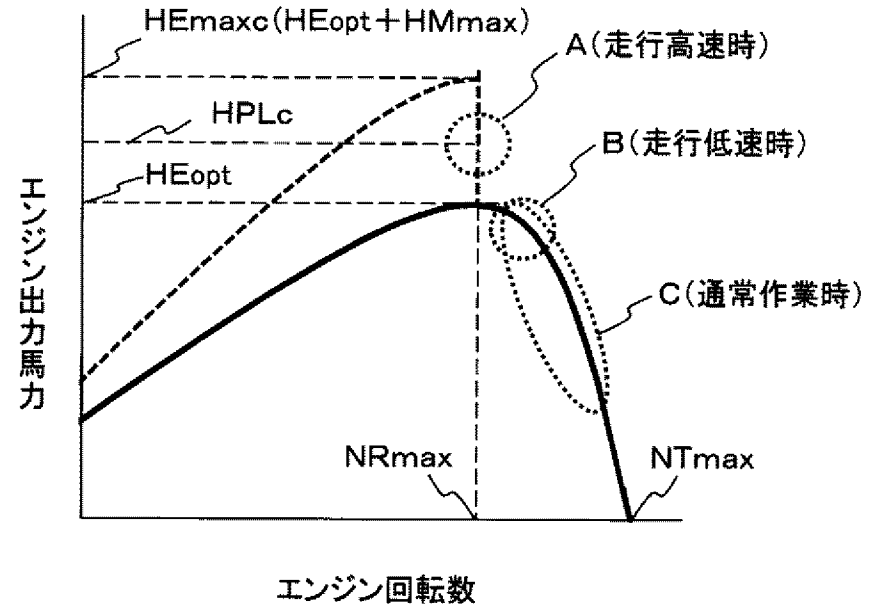
従来

[図9A]



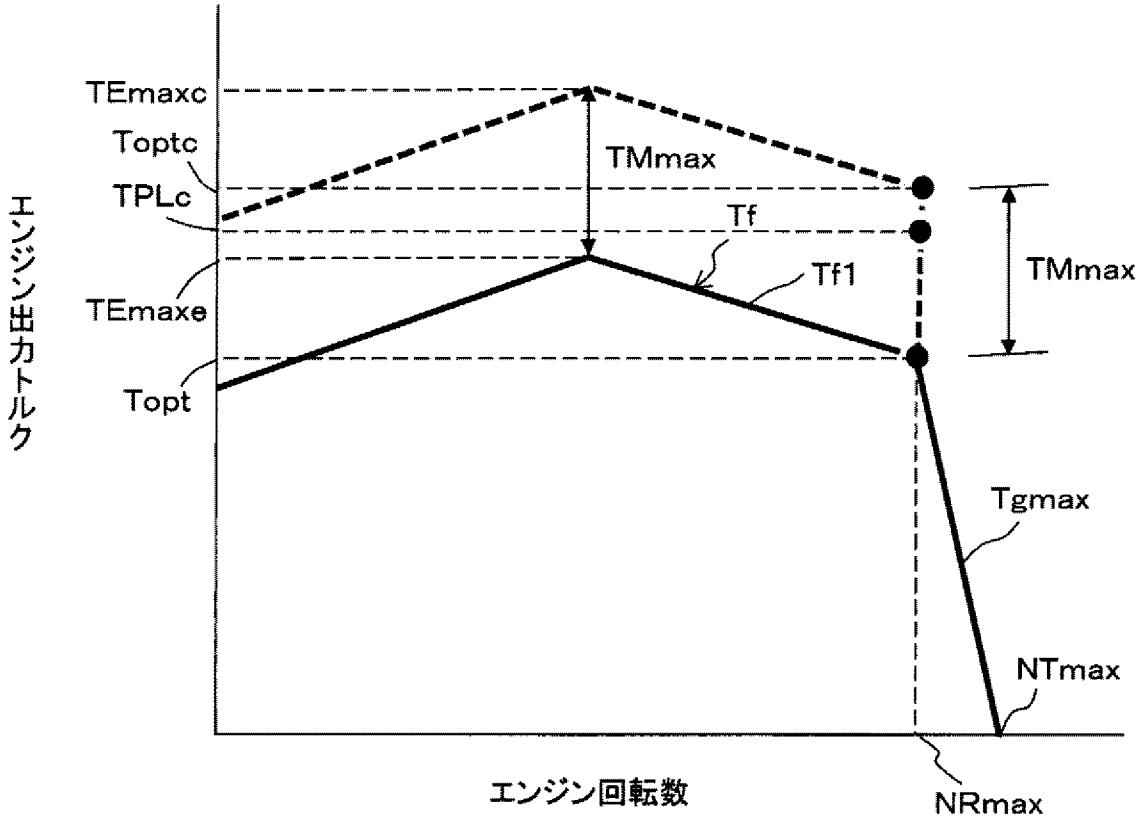
本発明

[図9B]



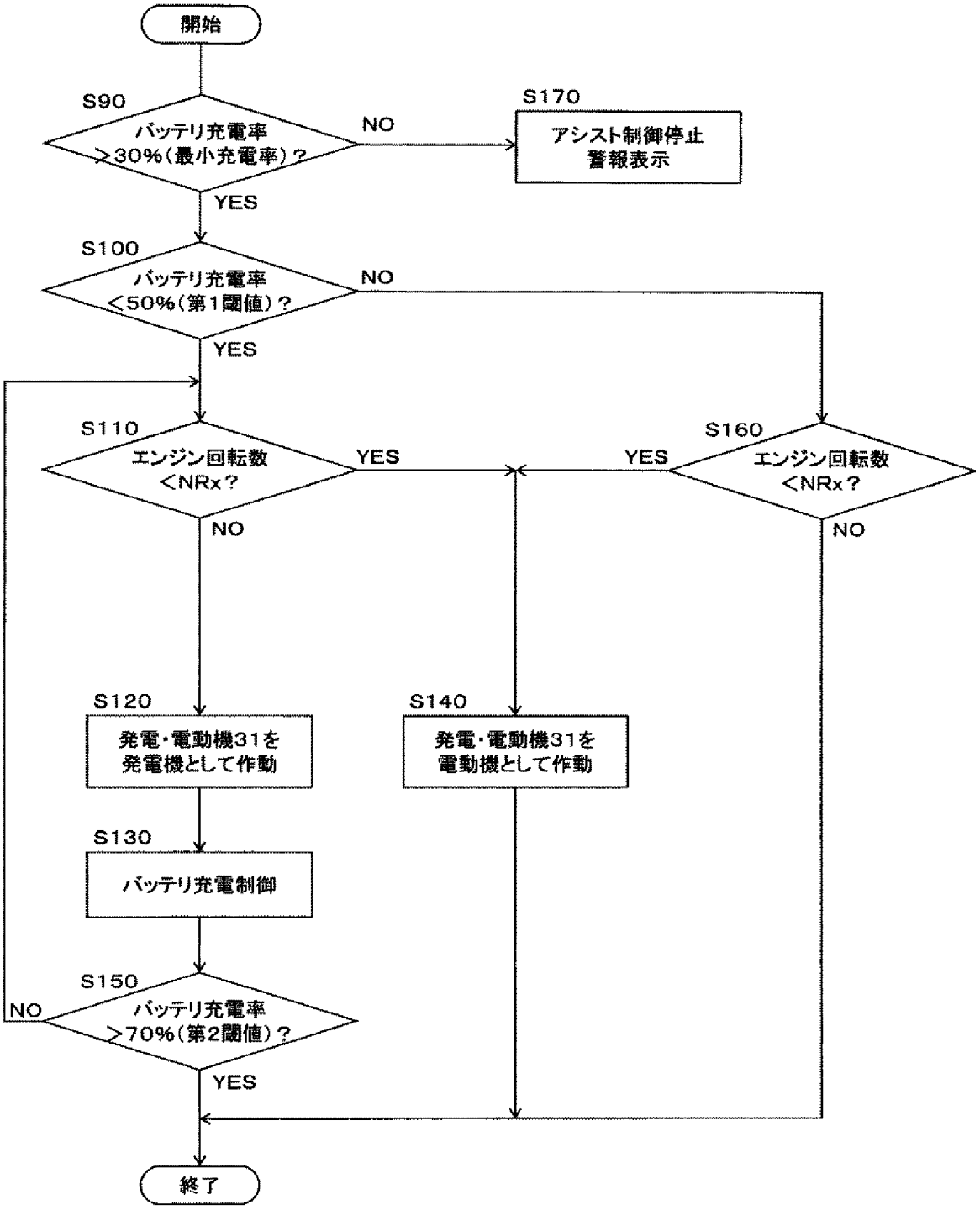
本発明

[図9C]

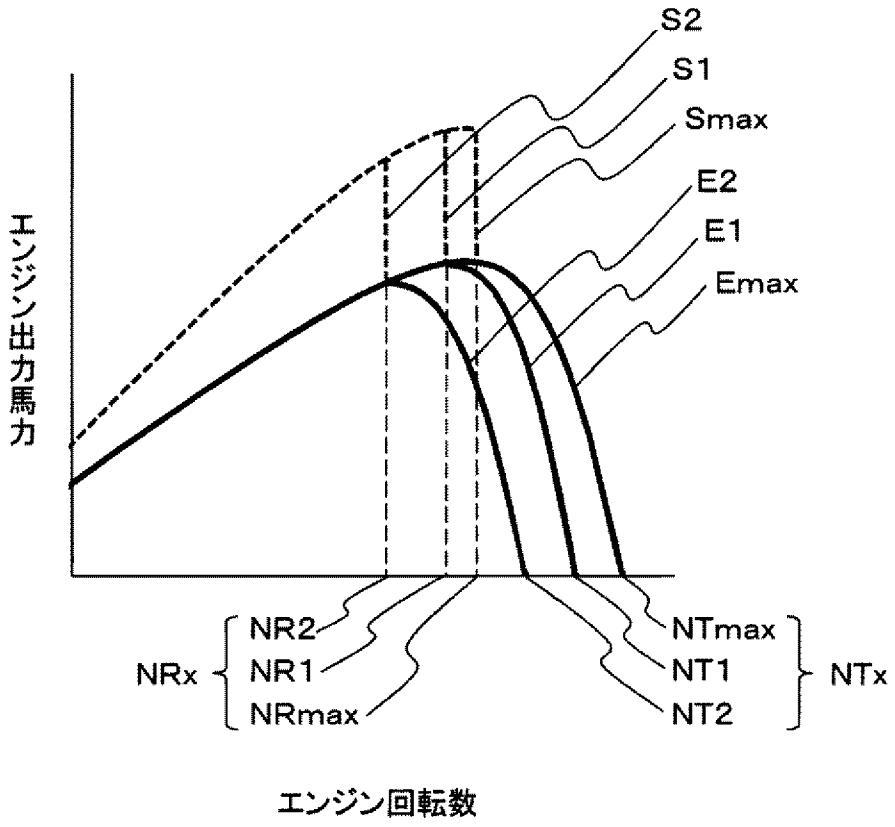

TEmaxc
Toptc
TPLc
TEmaxe
Topt
TMmax
Tf
Tf1
TMmax
Tgmax
NTmax
エンジン出力トルク
エンジン回転数
NRmax

本発明

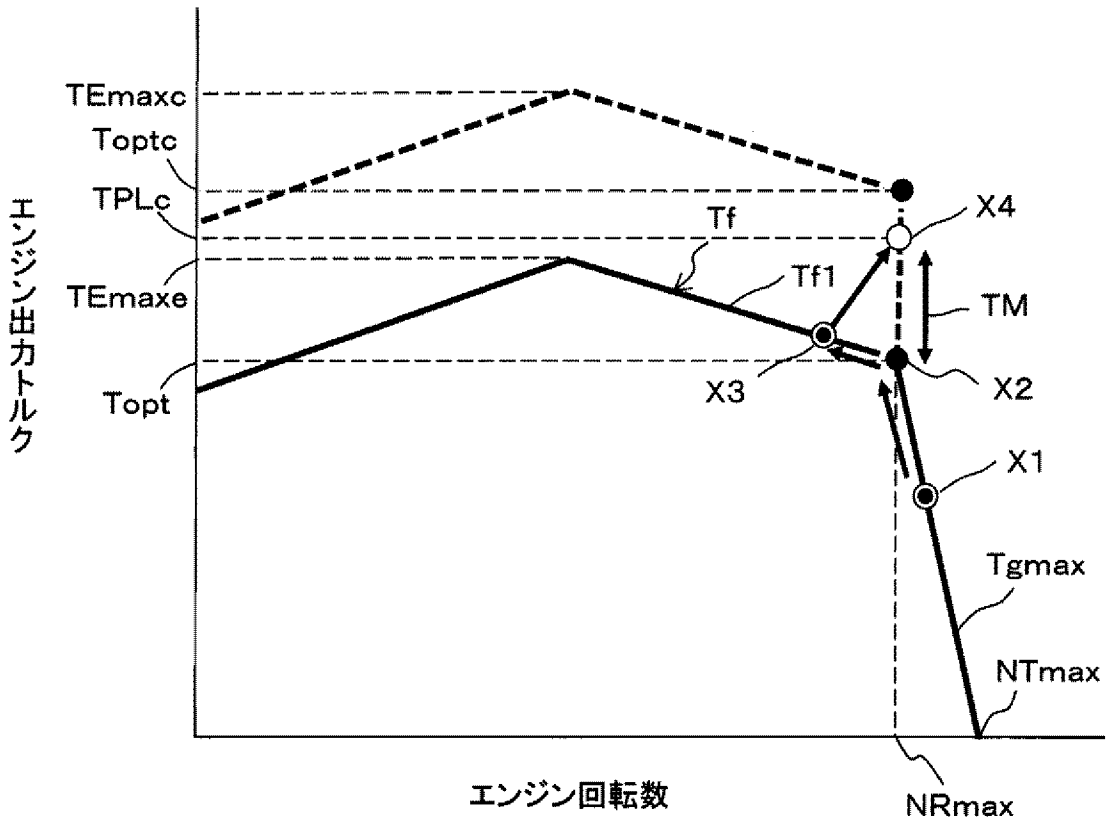
[図10]


開始
S90
バッテリ充電率
＞30%（最小充電率）？
NO
S170
アシスト制御停止
警報表示
YES
S100
バッテリ充電率
＜50%（第1閾値）？
NO
YES
S110
エンジン回転数
＜NRx？
YES
NO
S160
エンジン回転数
＜NRx？
YES
NO
S120
発電・電動機31を
発電機として作動
S130
バッテリ充電制御
S140
発電・電動機31を
電動機として作動
S150
バッテリ充電率
＞70%（第2閾値）？
NO
YES
終了

[図11]

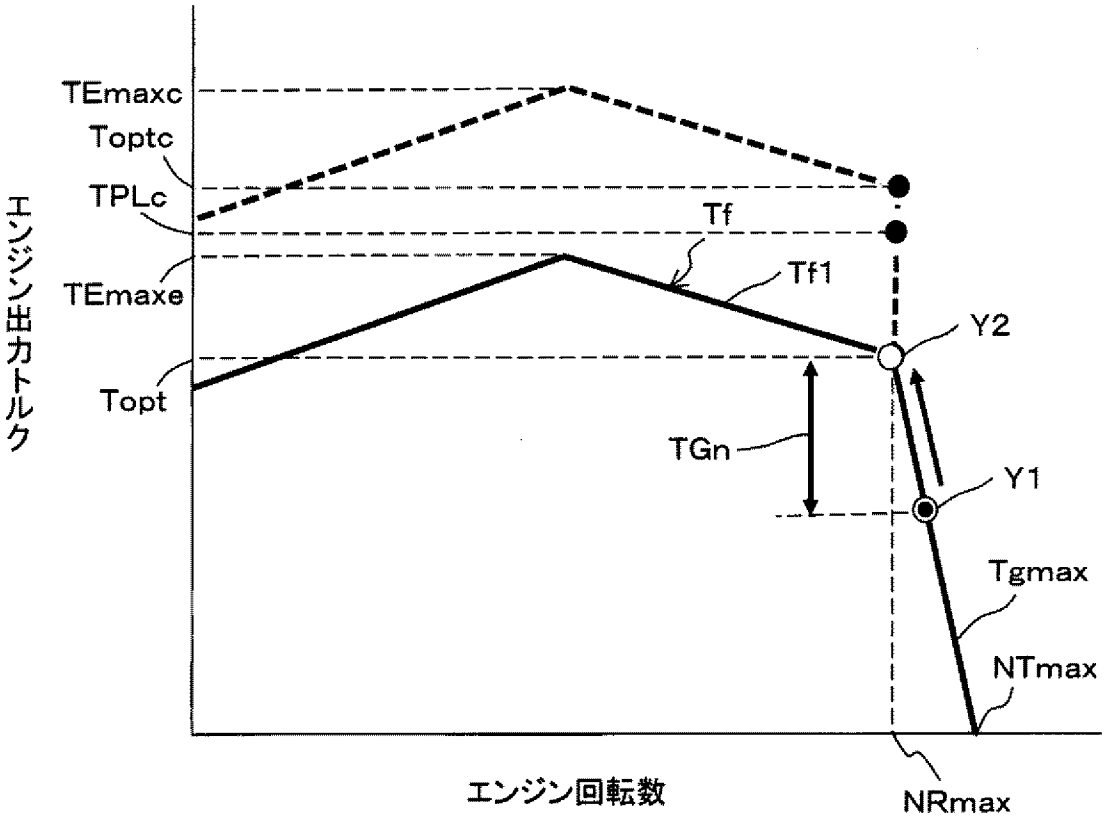

S2
S1
Smax
E2
E1
Emax
エンジン出力馬力
NR2
NR1
NRmax
NRx
NTmax
NT1
NT2
NTx
エンジン回転数

[図12A]


TEmaxc
Toptc
TPLc
TEmaxe
Topt
エンジン出力トルク
Tf
Tf1
X4
TM
X3
X2
X1
Tgmax
NTmax
NRmax
エンジン回転数

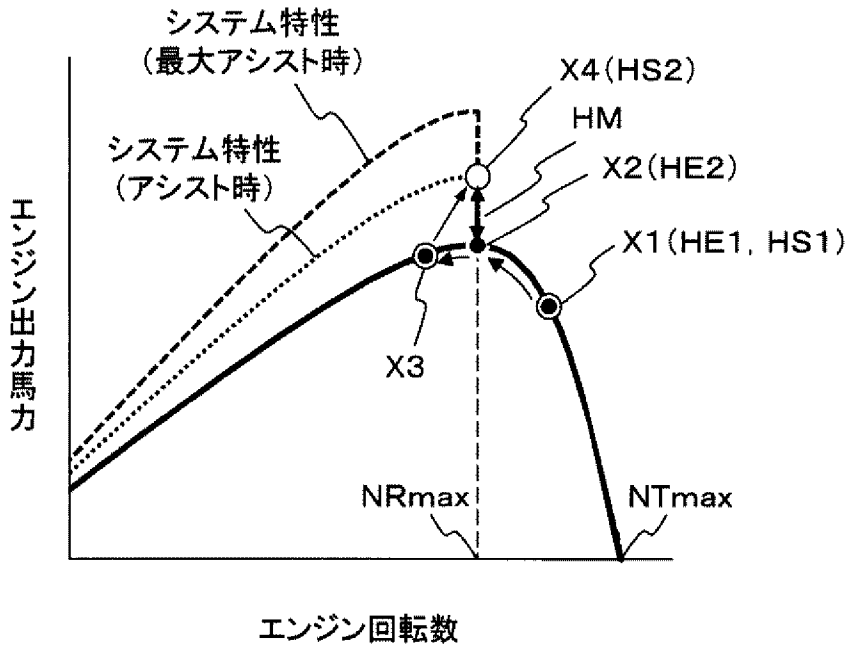
本発明

[図12B]

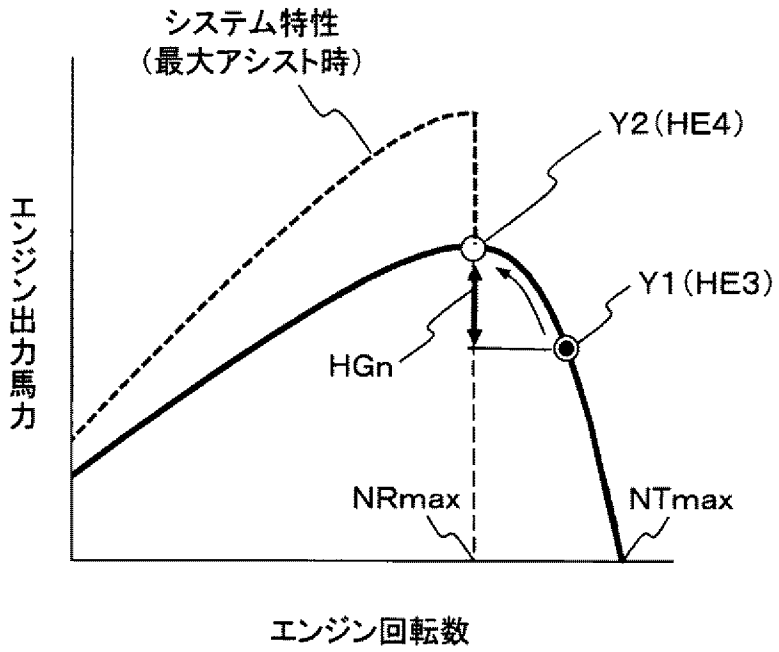


本発明

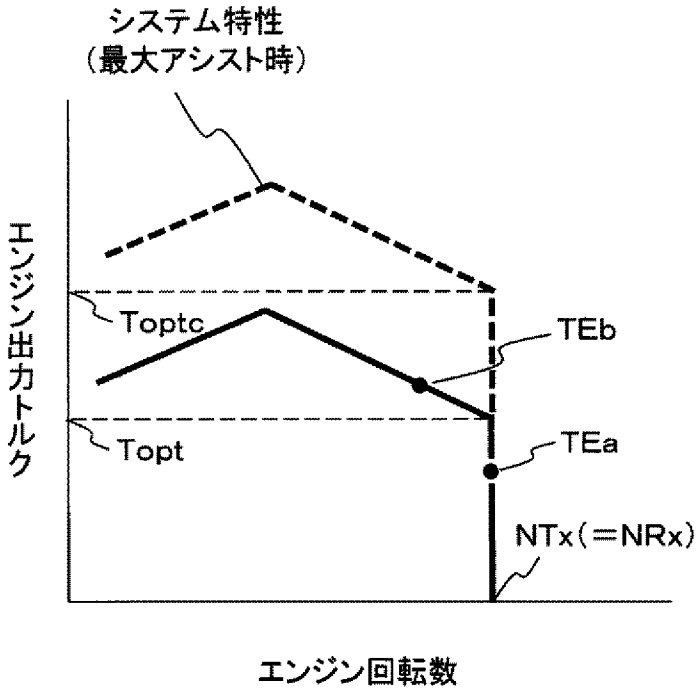
[図13A]



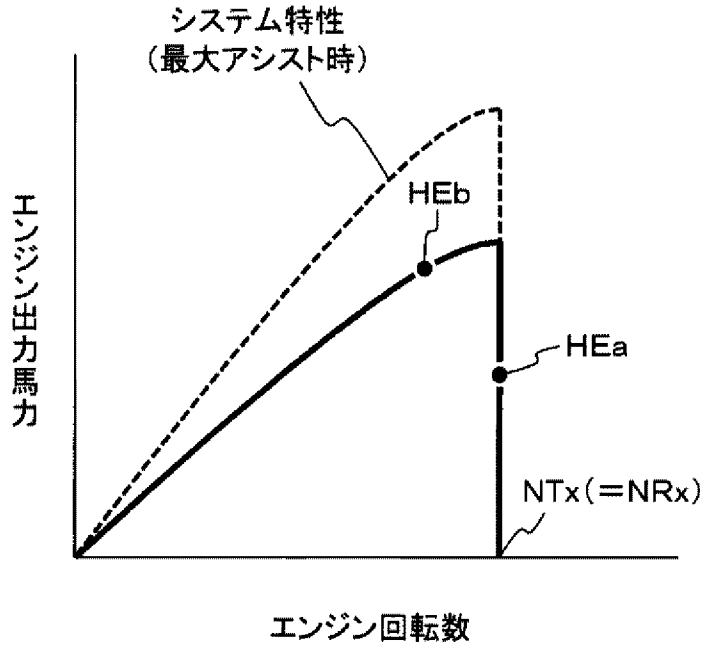
[図13B]


システム特性
（最大アシスト時）
Y2（HE4）
Y1（HE3）
HGn
NRmax
NTmax
エンジン出力馬力
エンジン回転数

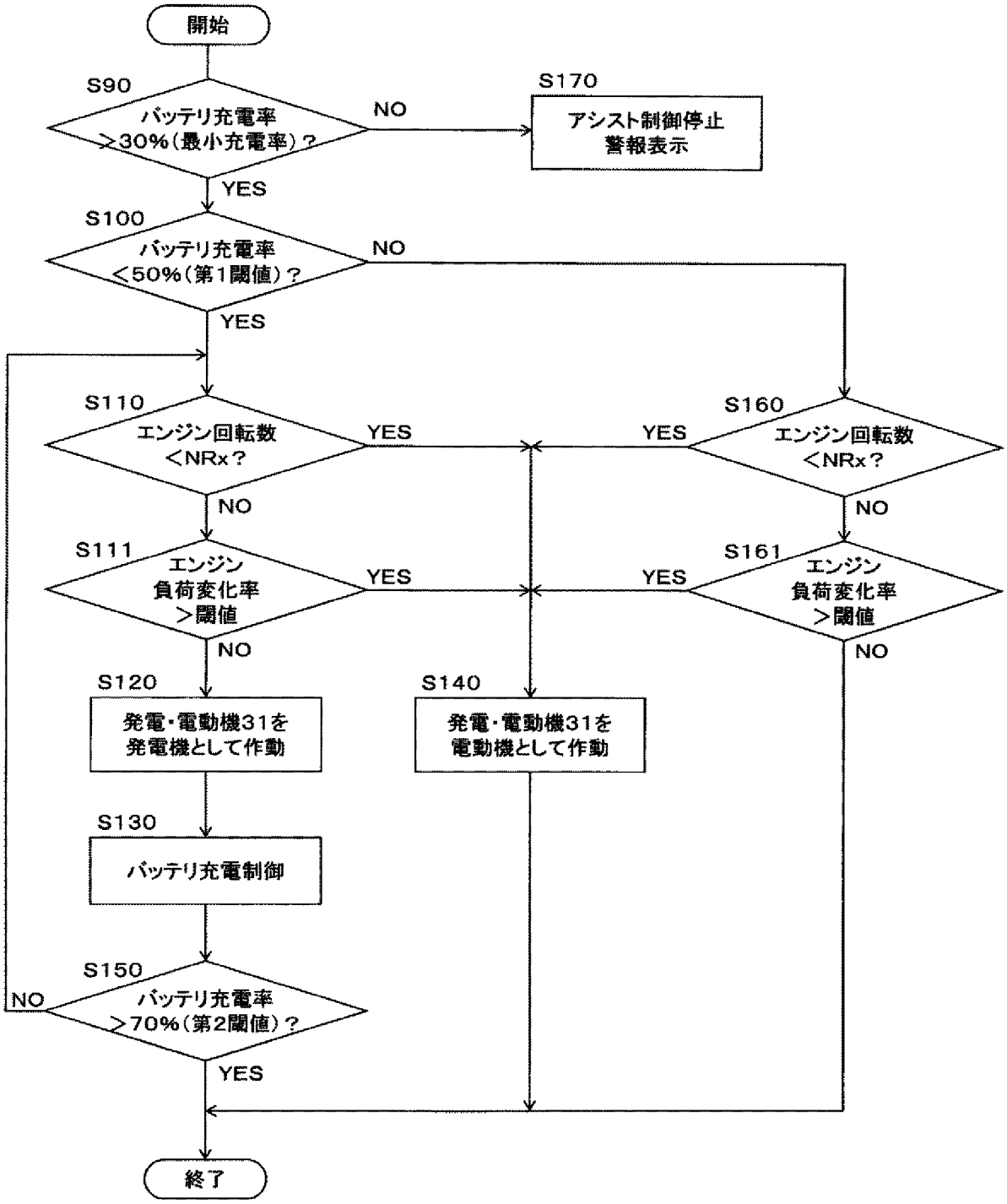
[図14A]


システム特性
（最大アシスト時）
Toptc
TEb
Topt
TEa
NTx（＝NRx）
エンジン出力トルク
エンジン回転数

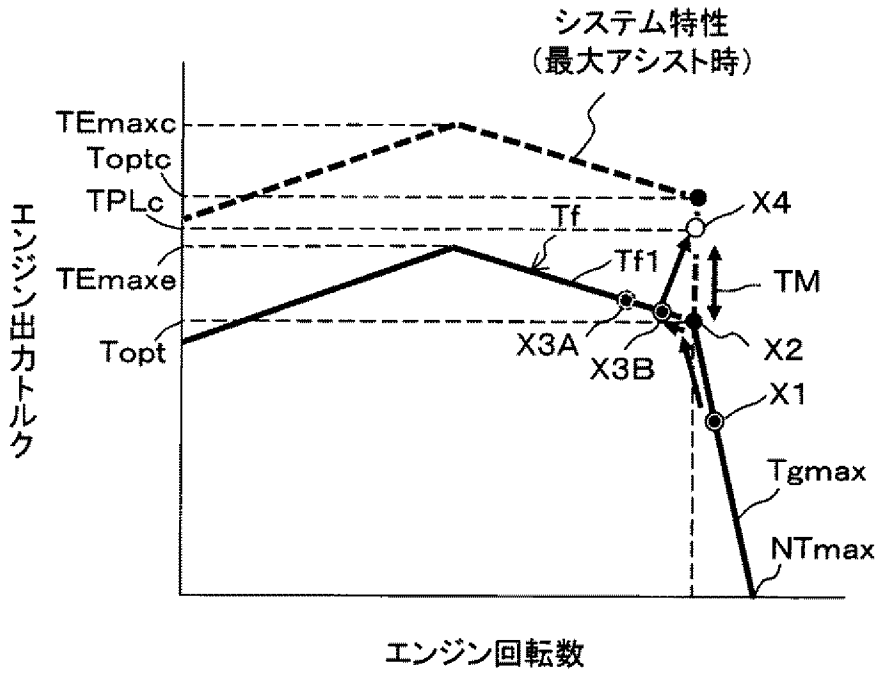
[図14B]



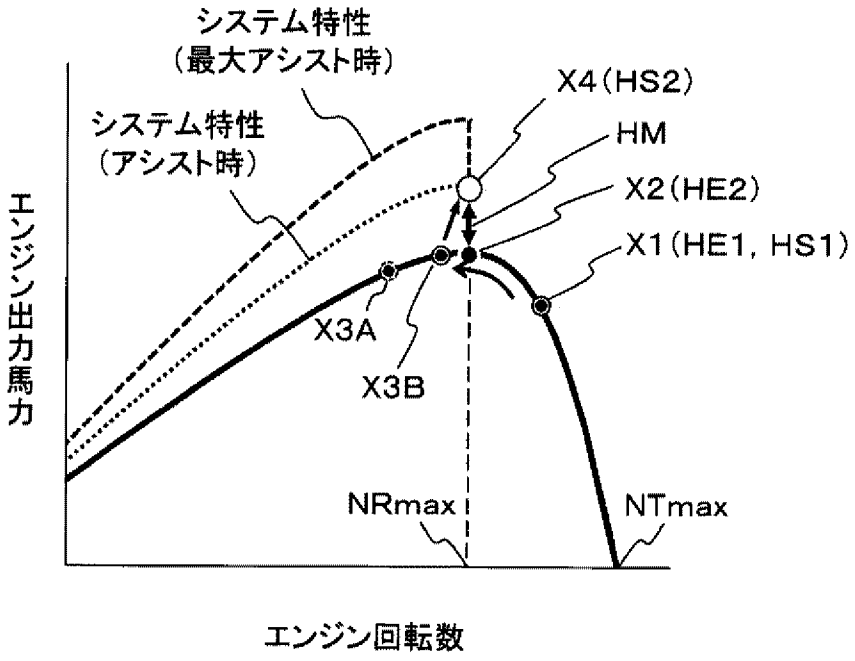
[図15]


開始
S90
バッテリ充電率
≧30%(最小充電率)?
NO
S170
アシスト制御停止
警報表示
YES
S100
バッテリ充電率
<50%(第1閾値)?
NO
YES
S110
エンジン回転数
<NRx?
YES
S160
エンジン回転数
<NRx?
YES
NO
NO
S111
エンジン
負荷変化率
>閾値
YES
S161
エンジン
負荷変化率
>閾値
YES
NO
NO
S120
発電・電動機31を
発電機として作動
S140
発電・電動機31を
電動機として作動
S130
バッテリ充電制御
S150
バッテリ充電率
≧70%(第2閾値)?
NO
YES
終了

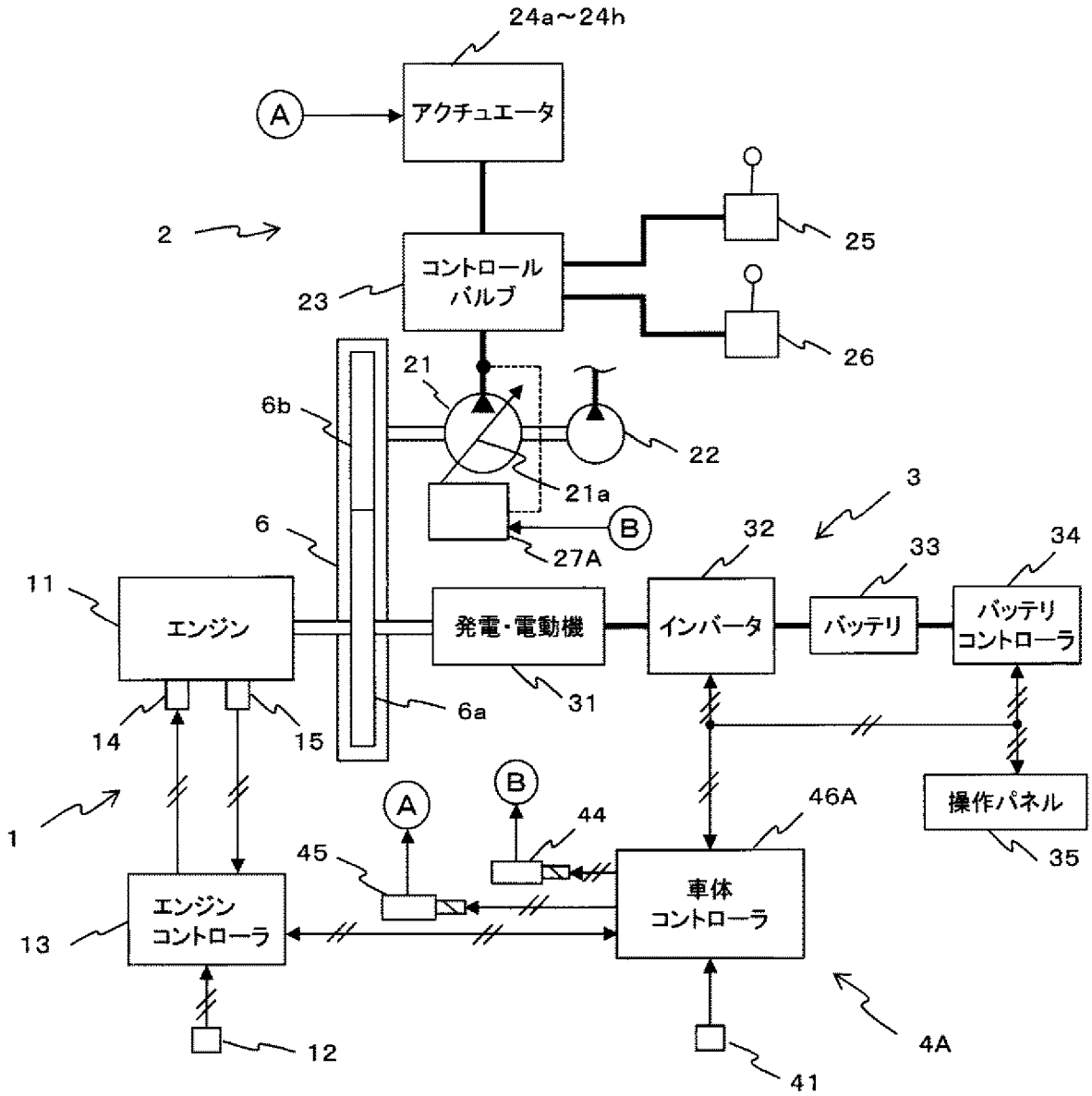
[図16A]


システム特性
（最大アシスト時）
TEmaxc
Toptc
TPLc
TEmaxe
Topt
Tf
Tf1
X4
TM
X2
X1
X3A
X3B
Tgmax
NTmax
エンジン出力トルク
エンジン回転数

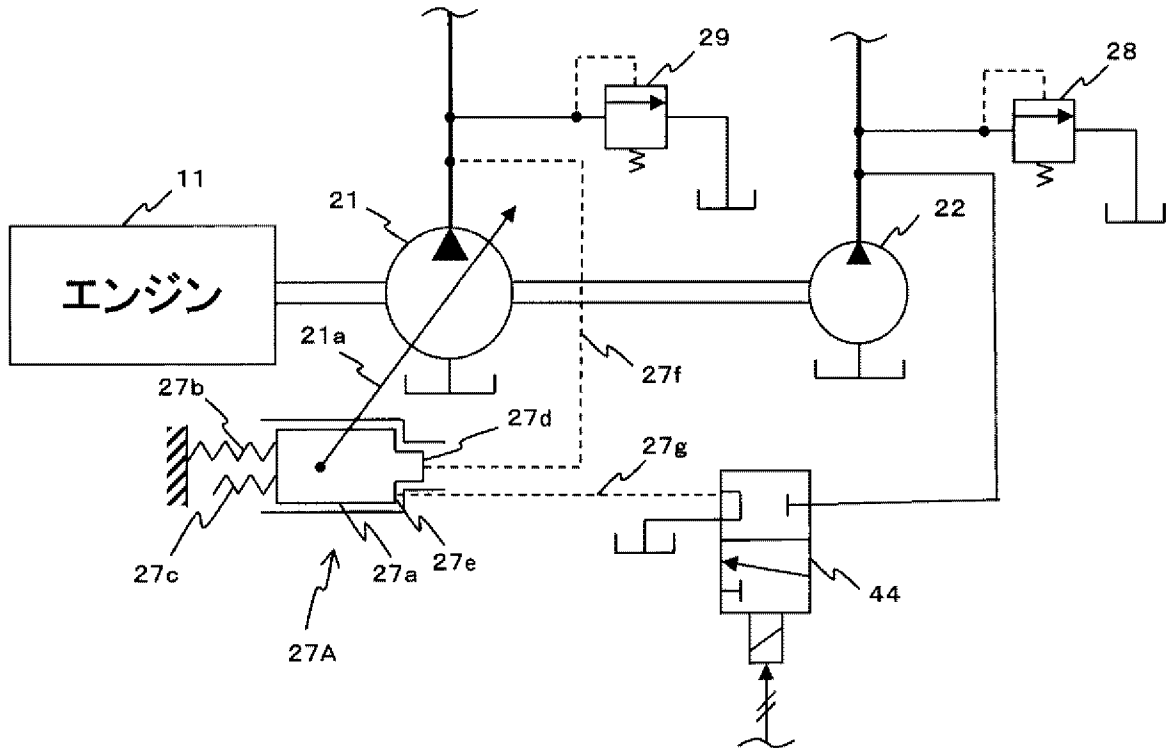
[図16B]


システム特性
（最大アシスト時）
システム特性
（アシスト時）
X4（HS2）
HM
X2（HE2）
X1（HE1，HS1）
X3A
X3B
NRmax
NTmax
エンジン出力馬力
エンジン回転数

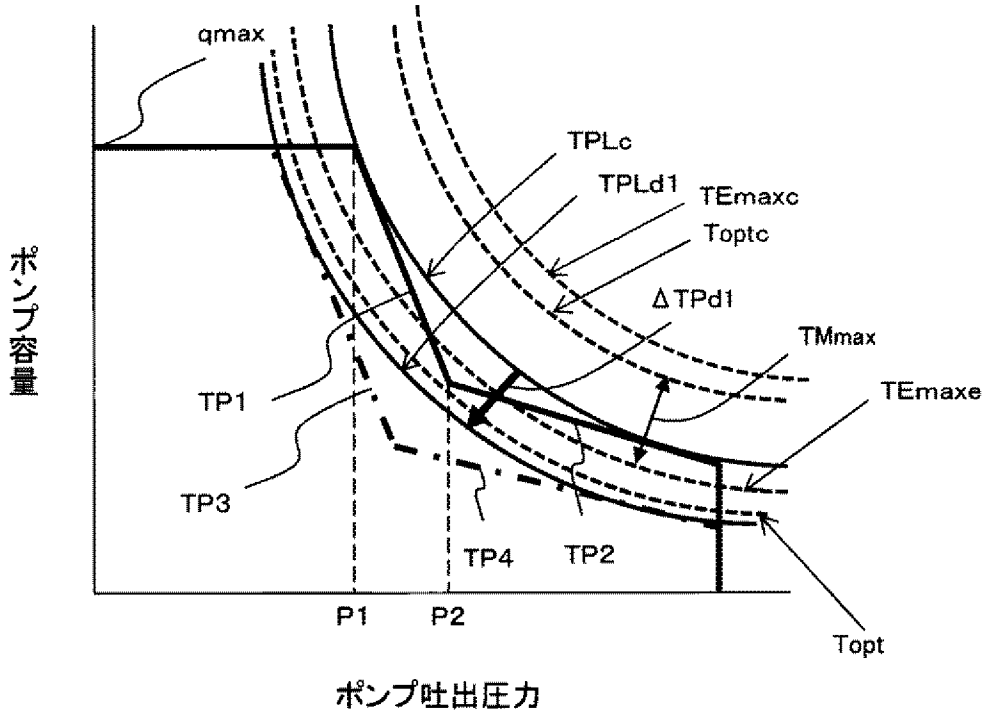
[図17]


24a～24h
A
アクチュエータ
2
コントロール
バルブ
23
25
26
21
6b
22
21a
B
27A
6
3
32
33
34
11
エンジン
発電・電動機
インバータ
バッテリ
バッテリ
コントローラ
31
14
15
6a
操作パネル
35
1
A
B
44
46A
45
車体
コントローラ
エンジン
コントローラ
13
12
41
4A

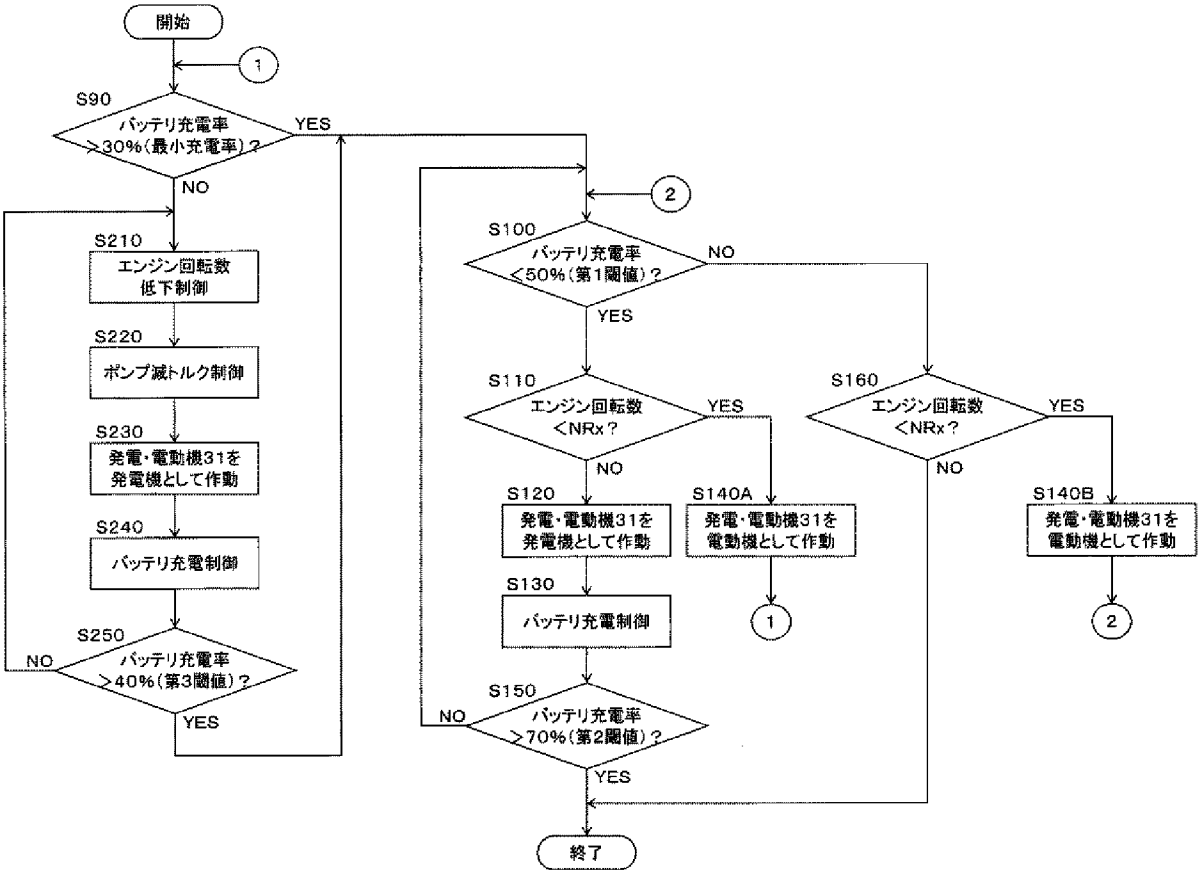
[図18]


エンジン
11
21
22
29
28
21a
27f
27b
27d
27g
27c
27a
27e
27A
44

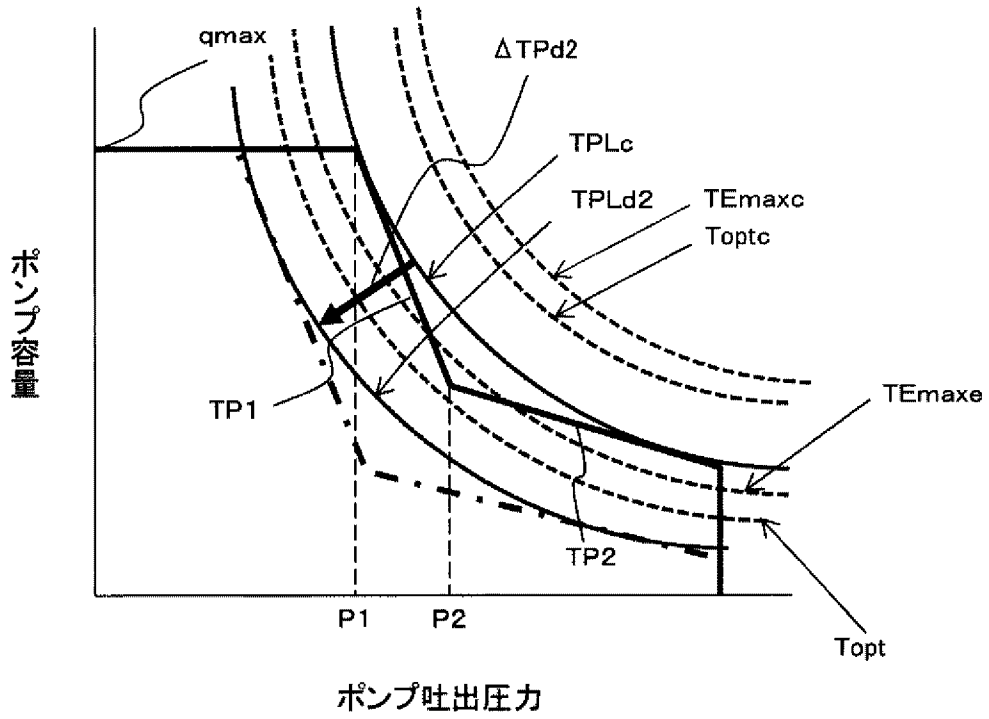
[図19]


qmax
TPLc
TPLd1
TEmaxc
Toptc
ΔTPd1
TMmax
TEmaxe
TP1
TP3
TP4
TP2
P1
P2
Topt
ポンプ容量
ポンプ吐出圧力

[図20]

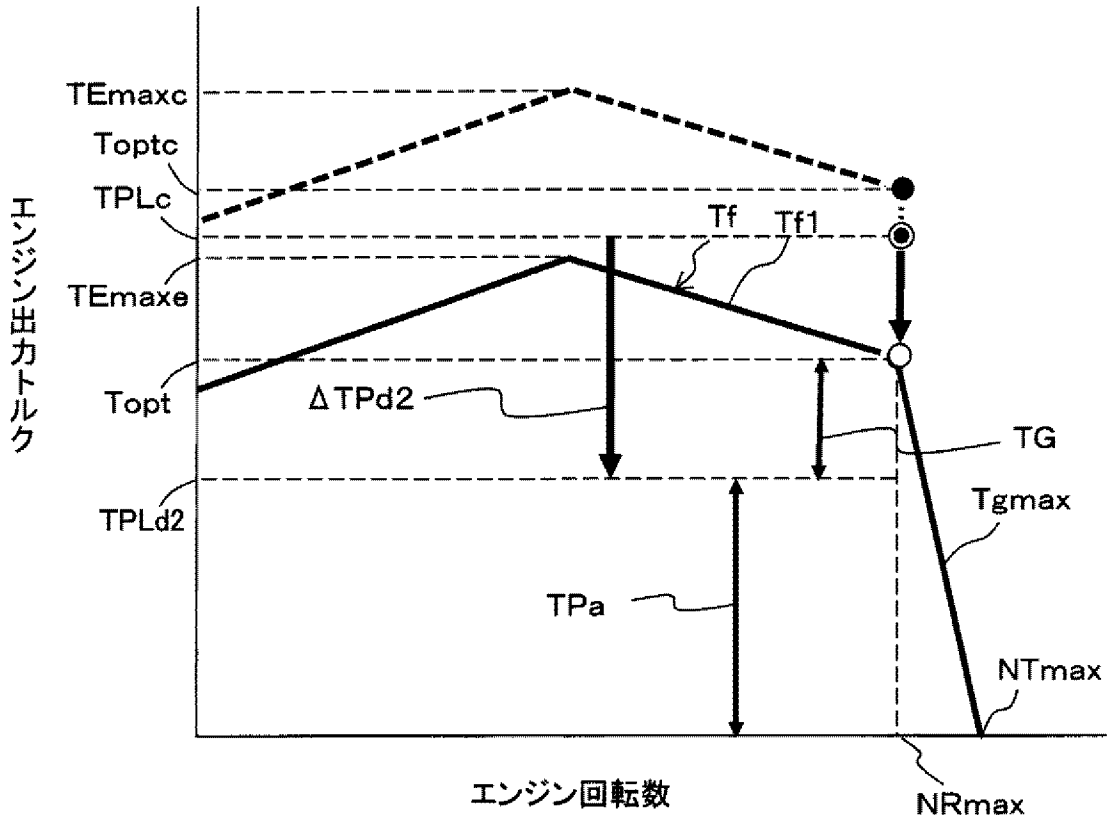

開始
1
S90
バッテリ充電率
>30%(最小充電率)?
YES
NO
S210
エンジン回転数
低下制御
S220
ポンプ減トルク制御
S230
発電・電動機31を
発電機として作動
S240
バッテリ充電制御
S250
バッテリ充電率
>40%(第3閾値)?
NO
YES
2
S100
バッテリ充電率
<50%(第1閾値)?
NO
YES
S110
エンジン回転数
<NRx?
YES
NO
S120
発電・電動機31を
発電機として作動
S130
バッテリ充電制御
S140A
発電・電動機31を
電動機として作動
1
S160
エンジン回転数
<NRx?
YES
NO
S140B
発電・電動機31を
電動機として作動
2
S150
バッテリ充電率
>70%(第2閾値)?
NO
YES
終了

[図21A]


qmax
ΔTPd2
TPLc
TPLd2
TEmaxc
Toptc
TEmaxe
TP1
TP2
P1
P2
Topt
ポンプ容量
ポンプ吐出圧力

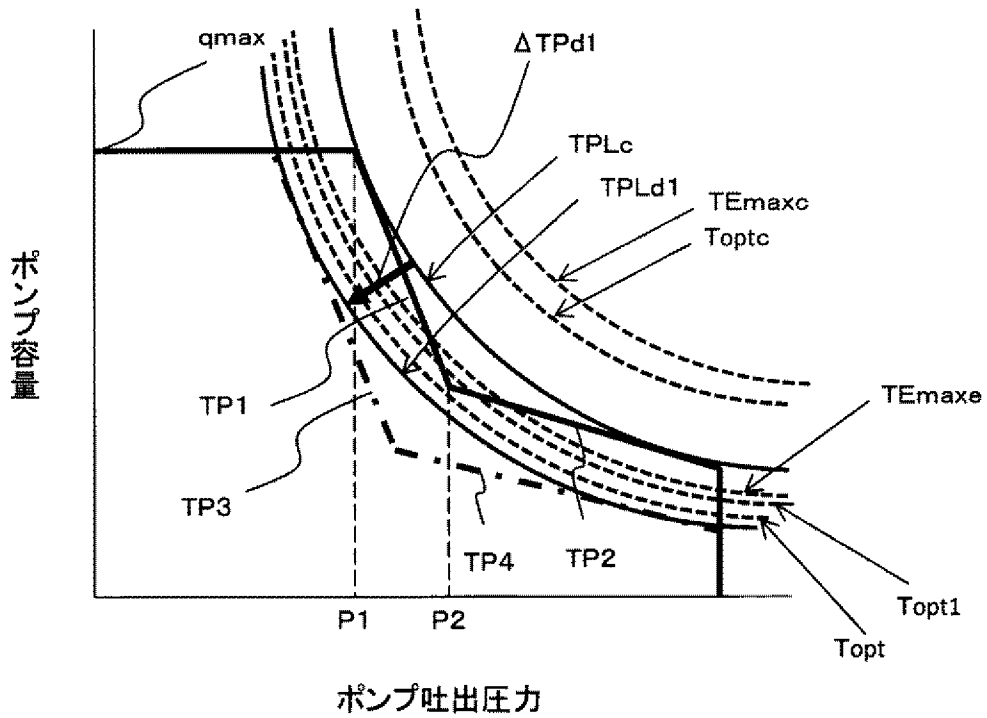
比較例

[図21B]

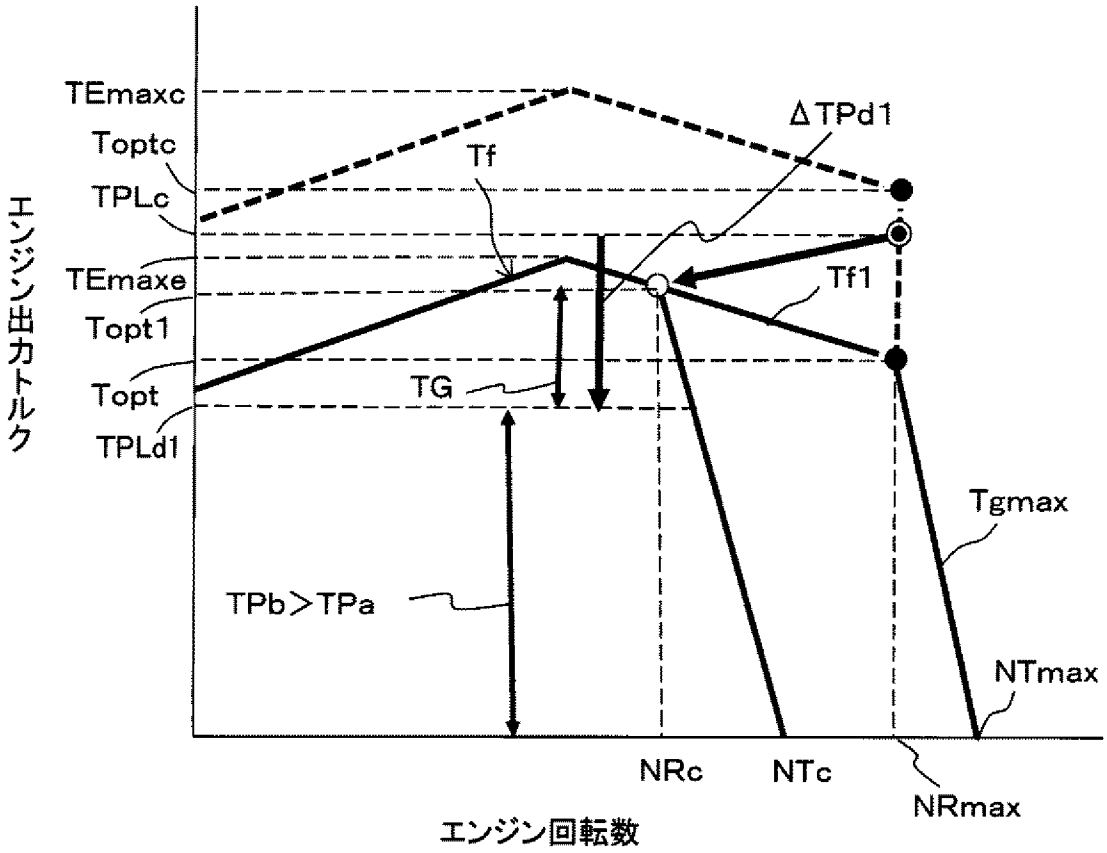


比較例

[図22A]



[図22B]


TEmaxc
Toptc
TPLc
TEmaxe
Topt1
Topt
TPLd1
Tf
ΔTPd1
Tf1
TG
TPb>TPa
Tgmax
NTmax
NRc
NTc
NRmax
エンジン出力トルク
エンジン回転数

本発明

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2015/083131

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
B60W10/08(2006.01)i, *B60L11/14*(2006.01)i, *B60L11/18*(2006.01)i, *B60W10/00*(2006.01)i, *B60W10/30*(2006.01)i, *B60W20/00*(2016.01)i, *E02F9/20*(2006.01)i, *F02D29/00*(2006.01)i, *F02D29/04*(2006.01)i, *F02D29/06*(2006.01)i
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
B60W10/08, B60L11/14, B60L11/18, B60W10/00, B60W10/30, B60W20/00, E02F9/20, F02D29/00, F02D29/04, F02D29/06

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2002-275945 A (Komatsu Ltd.), 25 September 2002 (25.09.2002), paragraphs [0024] to [0027]; fig. 1, 2 & US 2002/0125052 A1 paragraphs [0040] to [0049]; fig. 1, 2 & DE 10209824 A	1,4,6-7 1-7
X Y	JP 10-103112 A (Daikin Industries, Ltd.), 21 April 1998 (21.04.1998), paragraphs [0013], [0040] to [0079]; fig. 7 (Family: none)	1,4-6 1-7

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
12 January 2016 (12.01.16)	26 January 2016 (26.01.16)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2015/083131

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2004-150304 A (Komatsu Ltd.), 27 May 2004 (27.05.2004), paragraphs [0149] to [0151], [0280] to [0281]; fig. 4, 21 & US 2004/0088103 A1 paragraphs [0202] to [0203], [00352] to [0353]; fig. 4, 21	1-7
Y	WO 2013/172276 A1 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 21 November 2013 (21.11.2013), paragraph [0019]; fig. 2 & US 2015/0144408 A1 paragraph [0038]; fig. 2 & EP 2851475 A1	2-3
A	JP 2007-177719 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 12 July 2007 (12.07.2007), abstract; fig. 9 (Family: none)	1-7

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１５／０８３１３１

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B60W10/08(2006.01)i, B60L11/14(2006.01)i, B60L11/18(2006.01)i, B60W10/00(2006.01)i, B60W10/30(2006.01)i, B60W20/00(2016.01)i, E02F9/20(2006.01)i, F02D29/00(2006.01)i, F02D29/04(2006.01)i, F02D29/06(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B60W10/08, B60L11/14, B60L11/18, B60W10/00, B60W10/30, B60W20/00, E02F9/20, F02D29/00, F02D29/04, F02D29/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１６年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１６年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１６年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
X Y	JP 2002-275945 A (株式会社小松製作所) 2002.09.25, 段落[0024]-[0027], 図 1,2 & US 2002/0125052 A1, [0040]-[0049], 図 1,2 & DE 10209824 A	1,4,6-7 1-7
X Y	JP 10-103112 A (ダイキン工業株式会社) 1998.04.21, 段落[0013], [0040]-[0079], 図 7 (ファミリーなし)	1,4-6 1-7

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。　　☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 １２．０１．２０１６	国際調査報告の発送日 ２６．０１．２０１６
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ） 郵便番号１００－８９１５ 東京都千代田区霞が関三丁目４番３号	特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｚ　３７４４ 山村　秀政 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３９５

Ｃ（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
Y	JP 2004-150304 A (株式会社小松製作所) 2004.05.27, 段落[0149]-[0151],[0280]-[0281],図 4,21 & US 2004/0088103 A1,段落[0202]-[0203],[00352]-[0353],図 4,21	1-7
Y	WO 2013/172276 A1 (日立建機株式会社) 2013.11.21, 段落[0019],図 2 ,& US 2015/0144408 A1,段落[0038],図 2 & EP 2851475 A1	2-3
A	JP 2007-177719 A (日立建機株式会社) 2007.07.12, [要約],図 9 (ファミリーなし)	1-7