

報告番号 ^{*} 第 3629 号

主論文の要旨

題名 工業用ミシン機構に関する動力学的研究

氏名 村松直樹

主論文の要旨

報告番号

※甲乙第

号

氏名

村松直樹

本縫いミシンの原形は1846年にアメリカ人 Elias Howe により発明された。その後、1851年にアメリカ人 Allan B. Wilson により回転釜が発明され、本縫いミシンの基礎が確立されたといわれている。またわが国への初渡来は、中浜万次郎によりアメリカから持ち帰られた1860年だとされている。発明以来、約150年経過するが、ミシンは現在でも世界中で使用されているきわめて歴史の長い機械の一つである。しかし工業用ミシンに限ればその歴史は比較的浅く、1934年にアメリカのシンガー社により作られた高速本縫いミシンが最初とされている。工業用ミシン産業はわが国でも戦後急速に発達し、技術的には高速化、省力化、自動化、さらにはシステム化へと変遷してきている。そしていまやわが国の工業用ミシンの生産は台数比で世界の70%を占めるに至った。

このような発達の反面、いわゆる副作用の影響も大きく、機械面ではとくに高速化や省力化にともなう振動、騒音、軸受しゅう動部からの油の漏洩の問題は重大であり、本質的な対応策が切望されている。このような要望は、見方を変えれば操作性からくる快適さへの要求であり、低振動化、低騒音化、無給油化などの達成は大きなセールスポイントに成り得る。しかし高速で低振動、低騒音、しかも縫製物を決して汚さないための無給油ミシンの開発などは、課題そのものが二律背反の関係にあり設計条件としては高度である。このため従来の経験技能の延長線上でこれらの問題に対応することは困難になってきている。工業用ミシンに組込まれる機構を動力的に解析し、構成部材に対する負荷条件を定量的に把握した上で適切な強度設計をしていく必要がある。しかし長い歴史のわりには、実用のミシン機構についての動力的な研究はこれまでほとんどみられない。

そこで本論文は、工業用ミシン機構の負荷条件の把握と強度設計のための検討を目的に、工業用ミシンの主要機構について動力的な研究を行なったものである。本研究では、まず実際に用いられているミシン機構を動力的に理論解析し、構成部材に作用する力を推定した。つぎにこの推定値を実験値と比較することにより、本推定法の妥当性を評価した。そしてこの結果に基づき、力の発生機構を明らかにし、現場の強度問題や今後の開発課題に対する設計思想を示した。本研究で得られたことを要約

主論文の要旨

報告番号	※ ^ス 甲第	号	氏名	村松直樹
------	-------------------	---	----	------

すれば次のとおりである。なお本論文は8章から構成され、第1章の序論では、本論文の目的と意義を述べている。

第2章では、4節リンク機構とスライダ・クランク機構の複合機構から成る天びん針棒機構を対象に、構成部材の軽量化による振動低減の可能性について検討した。その結果、針棒、天びん、そして針棒クランクロッドの軽量化が振動低減に有効であることが判明した。このためこれらの部品を従来の鉄鋼製からアルミニウム合金製に変更したところ、質量は許容製造原価内で従来の70~80%に軽量化され、マシン本体の振動の大きさは従来の70%に低減された。

第3章では、二つの4節リンク機構と一つの5節リンク機構の複合機構から成る送り機構を対象に、24元1次の連立運動方程式による動力学的解析手法について検討した。そしてこの結果に基づき、強度上重要な水平送り機構の二又ロッドと上下送り機構のクランクロッドの節点力 F_n 、 F_k やこの力に基づく pV 値(圧力×速度)、送り調節器による送り量設定状態の安定性などについて検討した。その結果、とくに送りカムスリーブとの間の節点力 F_n については、二又ロッドの二又腕に等価長さの考え方を導入することにより一点集中荷重として扱うことができる。この考え方によれば、送り量3mm、上軸回転数4000rpmのときの節点力 F_n による pV 値は2.2 MPa・m/sである。 pV 値は回転数の3乗、送り量の1次に比例するため、高速化や無給油化の開発においては軸受の材料の検討と同時に軸受圧力 p そのものの低減対策が重要になる。

前進送り時の送り調節器には送り機構の節点力によるトルク T_r が送り調節器の位置設定用コイルばねによるトルク T_s と同じ向きに作用する。このため送り調節器の設定状態は安定である。節点力は回転数の2乗に比例するため、自動反転装置に用いられるソレノイドの容量は高速時のトルク T_r と T_s の和のトルクに基づいて選定されなければならない。一方、コイルばねは、低速で大負荷縫製の場合(たとえば厚物縫製時)にも和のトルクが常に正方向に所定の大きさ以上になるように選定されなければならない。

第4章では、第3章との関係で1自由度の強制振動系から押さえ機構の運動を解析

主論文の要旨

報告番号	乙 ※ 第	号	氏名	村松直樹
------	----------	---	----	------

し、送り機構に作用する押さえの押圧力を求めた。そしてこの押圧力 P の変動はできるだけ小さいほうがよいとする可縫性の観点から、押圧力 P におよぼす構成因子の影響について検討した。その結果、押さえ機構は押さえばね k_p に送り機構系のばね k_r を考慮した並列ばねで支持される押さえ機構可動部に、送りの運動が強制付与される1自由度の振動系と考えられ、台形波状の押圧力 P は、押さえばねの初期荷重に基づく変動に送り機構系の自由振動が重畳して構成されている。そして押さえばねの初期荷重を基準とする押圧力 P の変動については次のことが明らかになった。

- (1) 上軸回転数にほぼ1次で比例する。
- (2) 可動部の質量にほぼ1次で比例する。
- (3) ばね定数 k_p や初期変位 y_{1s0} に対する動荷重係数は指数関数的に減少する。
- (4) 縫製時はばね定数 k_r の減少と考えられることから、本理論の延長上で扱うことができる。

第5章では、第4章との関係で可縫性の主要因子の一つである押さへの追従性について検討した。押さへの垂直方向の運動を実験で求め、これを計算値と比較した。そしてこの結果に基づき、押さへの追従性におよぼす構成因子の影響や押さへのジャンピングに対する設計基準などについて検討した。その結果、押さへの運動 y_{1s} は送り台の垂直変位 $(y_{14} - y_{140})$ に送り機構系の自由振動が重畳して構成されていると考えられ、垂直変位 $(y_{14} - y_{140})$ を基準とする押さへの変位 y_{1s} については次のことが明らかになった。

- (1) 供試ミシンの実験条件の場合、2800rpmまでの上軸回転数領域における動荷重係数はほぼ1であるのに対して、それ以上の領域では直線的に増大する。このため回転数が5000rpmを越すとジャンピングの発生する可能性がある。
- (2) 可動部の質量にほぼ1次で比例する。
- (3) ばね定数 k_p や初期変位 y_{1s0} に対しては直線的に減少する。
- (4) ばね定数 k_r に対しては負の双曲線状特性を示す。

第6章では、布への針の貫通力や上糸の引締め張力などの外力による上軸の動的応答について検討した。針の貫通力、上糸の引締め張力、あるいは押さへの押圧力作動

主 論 文 の 要 旨

報告番号

※ 第 ^乙 号

号

氏名

村松直樹

時の上軸のトルク T を実験で求め、これを計算値と比較した。そしてこの結果に基づき、針の貫通力、上系の引締め張力、あるいは押さえの押圧力が上軸トルク T （天びん・針棒機構運動系によるトルク T 、あるいは送り機構運動系によるトルク T_r ）の動的応答におよぼす影響、トルク推定時の天びん・針棒機構と送り機構のそれぞれの運動系に対する考え方などについて検討した。その結果、針の貫通力のうち最初の三角形波状の変動 F_{n1} は、トルク T_r に動荷重係数が1を越す過渡振動を誘起する。これに対して、その他の正弦半波状の変動 F_{n2} 、 F_{n3} 、正弦半波状の上系の引締め張力 F_r や台形波状の押さえの押圧力 P は、顕著な過渡振動は誘起しない。このため、たとえば電動機との組み合わせ特性を評価するために、外力作用時のトルク T を推定するような場合には、天びん・針棒機構運動系の上軸には弾性を考慮する必要がある。一方、送り機構運動系のそれは剛体としても差し支えない。この考え方に基づき天びん・針棒機構運動系にラグランジュの運動方程式を、送り機構運動系にニュートンの運動方程式を適用して求めたトルク T の計算値は実験値と対応した。

第7章では、省力化工業用ミシンの代表的付加機能である自動糸切り機構を対象に糸切り時に回転軸に生じるトルクを解析した。そしてこの結果に基づき、糸切りトルクに対する外力条件の影響や動荷重係数などについて検討した。その結果、下軸には従動体の復帰時に二つの衝撃的なトルク T_{c1} と T_{c2} が生じる。前者のトルクは糸の捕捉領域において、カム追従腕の位置設定用コイルばねのばね力 F_{c2} に従動体の運動による力 F_{c1} が重畳した外力に基づいて、下軸の回転を増速させる向きに生じる。後者は、糸の引出し領域において、上系の張力による外力 F_{c3} とばね力 F_{c2} の差の外力に基づいて、下軸の回転を減速させる向きに生じる。またトルク T_{c1} の動荷重係数は上軸回転数の2乗に比例するのに対して、トルク T_{c2} のそれはほとんど1である。このためトルク T_{c2} は、外力 F_{c3} とばね力 F_{c2} の差の圧力角成分がカムの円周方向に静的に作用するとして求めることができる。

第8章では、工業用マシン機構の動力学的研究に関して得られた知見をまとめて述べた。