

岩塊・玉石から軟岩をスピーディに掘削 エキセントリックリッパーを機構と構造から見たその効果

戸部 憲吾

エキセントリックリッパー（以下「本装置」という）は、スペインで開発された油圧ショベルに搭載する掘削作業用のフロントアタッチメント製品である。一本爪リッパに振動機能を付加したイメージで一對の偏芯質量歯車の回転で発生する振動を、アキュムレータとリンク機構により増幅することで掘削能力が飛躍的に向上する。また、油圧モータの回転で振動を発生するので油圧ブレーカのような金属打撃音が発生しない。さらに可動部を密封構造にしているので作業環境の影響を受けず、メンテナンスも簡単になっている。本稿ではこれら本装置の特徴的な機構と構造から見たその効果について報告する。

キーワード：土工，油圧ショベル，アタッチメント，岩塊掘削，軟岩掘削，水中掘削，コンクリート解体

1. はじめに

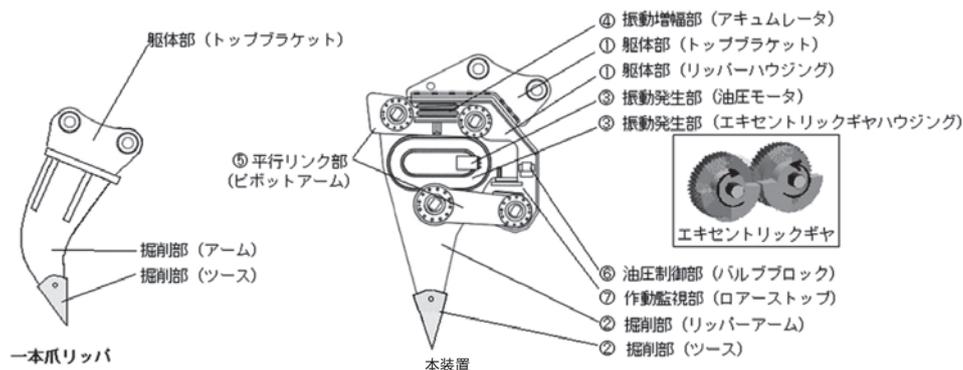
本装置は、2010年のドイツのバウマ国際建設機械見本市でスペインのメーカーが発表した掘削作業用のフロントアタッチメント製品である。油圧ショベルに搭載する一本爪リッパに振動機能を付加した構造で、欧州を中心に土木工事、碎石とコンクリート解体等において従来技術に対して優位性が有るとされている。その機構と構造は単純だが、掘削の際には複雑な相互作用が働くことから、技術的な裏付けが十分にはまともになっていなかった。そこで、日本国内で稼働するために必要な基礎データである騒音と振動のデータを得る目的で、同社の了承を得て本装置の特性を調べるための試験を行った。本装置の騒音・振動データと、試験を通じて判明した特性から推定できる効果について報告する（写真—1）。



写真—1 本装置による掘削

2. 構造

一本爪リッパはアームとツースからなる掘削機能を有する単機能製品だが、本装置は振動発生部、振動増幅部、平行リンク部などの複数の機能を有する製品である（図—1）。



図—1 構造比較図

① 躯体部

トップブラケットとリッパースタブで構成され、リッパースタブはコンポーネントを内包し、トップブラケットで油圧ショベルと接続されている。各コンポーネントを支持し内部の油圧モータや油圧制御部を保護する。

② 掘削部

リッパースタブは、振動発生部を内蔵し先端にツースが取り付けられ、後端にアキュムレータを接続している。振動の力、推力と油圧ショベルの掘削力をクサビ形状のツースに与えて、対象物を掘削する。

③ 振動発生部

偏心質量歯車（以下エキセントリックギヤ）とそれを回転させるための油圧モータで構成している。一対のエキセントリックギヤを逆方向に回転させることで掘削方向の振動を発生する。

④ 振動増幅部

鉄道車両用の空気バネ（以下アキュムレータ）を使用している。ゴム体に圧縮空気が充填され、躯体部と掘削部の間に設置されている。掘削部を油圧ショベルで対象物に押し付けると圧縮する。

⑤ 平行リンク部

アッパーとローアの2本のピボットアームで4リンク機構を構成し、躯体部と掘削部を接続し、ツースのクサビ方向に掘削部を案内する。回転部分には、高容量のころがり軸受を用い、フローティングシールによる密封構造としている。

⑥ 作動監視部

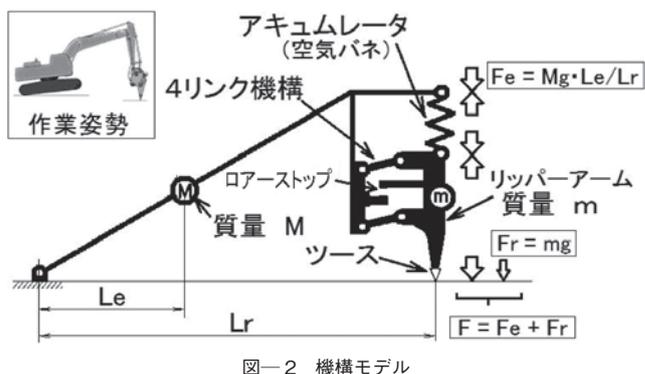
掘削部を対象物に押し付けると、アキュムレータが圧縮し、ロアーストップのスキマが開く。ロアーストップのスキマの程度により、ツースに加わっている推力の大きさを運転席から監視できる。

⑦ 油圧制御部

圧力調整弁と方向調整弁を組み合わせたコントロールブロックと油圧ホースで構成され、油圧モータの回転を制御する。

3. 基本機構

本装置の一般的な作業姿勢を用いて機構をモデル化した。質量 M は油圧ショベルと本装置の総質量からリッパースタブの質量を引いた質量である。質量 m は、振動発生部を含むリッパースタブの質量であり、距離 Lr は、油圧ショベルの足回りの支点からツース先端の支持点までの距離を示し、距離 Le は、質量 M の中心までの距離である（図一2）。



図一2 機構モデル

ツース先端に加わる力は、質量による静荷重と振動発生部による振動力である。質量による静荷重は、質量と油圧ショベルよりの距離にのみ変化し、アキュムレータの力を間接的に受けている。

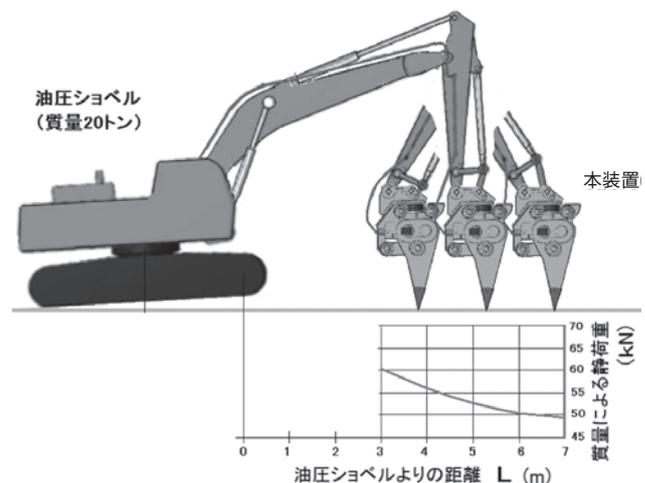
まずは基本機構を説明するため、リッパースタブが変位しない（動かない）条件でのツース先端に加わる静荷重、振動力とアキュムレータの力について考察する。

(1) 質量による静荷重

質量による力を F とし、重力加速度を g とすると、
 $F = (m + M \cdot Le / Lr) \cdot g$

で表すことができ、質量による力 F は距離 Lr に反比例する。

実際に質量 20 トンの油圧ショベルに本装置を搭載し、油圧ショベルの遊動輪からツースまでの距離 (L) における質量による静荷重を測定した（図一3）。



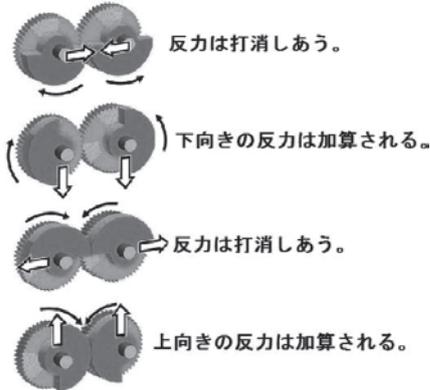
図一3 静荷重の変化

20 トンクラスの油圧ショベルに搭載した本装置では、50 kN から 60 kN の力がツース先端に加わる。これは車重の 25 ~ 30% に相当する。

(2) 振動発生部による振動力

エキセントリックギヤが回転することで偏心質量に

よる遠心力が発生し、その遠心力の反力をリッパアームで受ける。エキセントリックギヤを一对とし、偏芯の方向を合せて互いに逆方向に回転させると、歯車の中心を結ぶ方向の反力は打消しあい、歯車の中心を結ぶ線に対して直角方向の反力は加算される（図一4）。



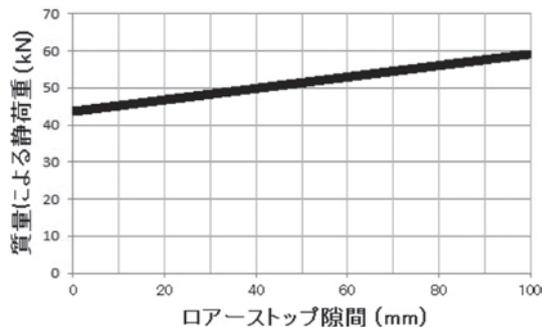
図一4 エキセントリックギヤの働き

ここで、一つのエキセントリックギヤに加わる遠心力を F_c とし、角速度を ω 、時間を t とすると、上下方向の合成反力（振動力） F_e は、次式で表される。

$$F_e = 2 \cdot F_c \cdot \sin(\omega t)$$

(3) アクムレータの圧力

アクムレータには、所定圧力で圧縮空気が充填されている。アクムレータの圧縮量は、油圧ショベル側の質量による静荷重に比例する。また、この圧縮量は、ロアストップのスキマ長にも比例する。アクムレータの圧力は、油圧ショベルよりの所定の距離(L)において、ロアストップのスキマが6~8cmになるようにアクムレータの圧力を調整する。図一3の実測値を例にすると、20トンの油圧ショベルの場合、取扱説明書では油圧ショベルからの所定距離(L)が4.0~5.0mなので、その時に、ロアストップのスキマが6~8cmになるようにアクムレータの圧力を調整する。実測した静荷重がそれぞれ53kNと56kNであったので、質量による静荷重とロア

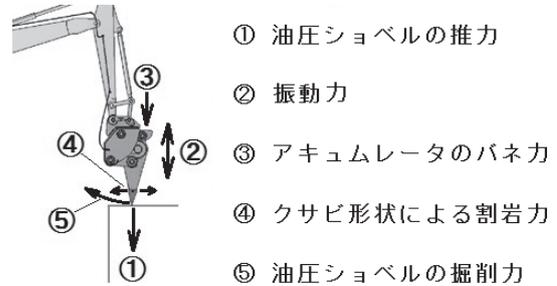


図一5 ロアストップ隙間と静荷重

ストップの隙間の関係をグラフで表すことができる（図一5）。

4. 従来技術との違い

掘削の際に本装置は次の力を使用できる（図一6）。



図一6 掘削時に働く力

これらの力が複合的に働くことが、本装置の最大の特徴であり、従来技術よりスピーディに掘削できる要因である（表一1）。

表一1 掘削時に働く力の比較

	① 推力	② バネ力	③ 振動力	④ 割岩力	⑤ 掘削力
本装置	○	○	△	○	○
バケット	△	×	×	△	○
一本爪リッパ	○	×	×	○	○
油圧ブレーカ	×	×	○	△	×

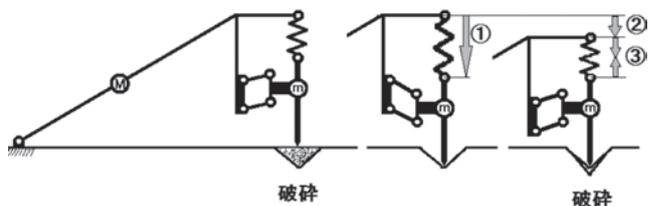
○：十分に利用できる △：ある程度利用できる
×：利用できない

これらの5つの力を、岩掘削に必要な破砕力と割岩力に分類し、本装置と従来技術の位置付けを行った。

(1) 破砕力

油圧ブレーカの破砕力に相当する本装置の力は、推力、振動力とバネ力が関係する。

実際の掘削作業においては、対象物の破碎に伴いリッパアームが掘削方向に動くので、ツースを支えている対象物が順次破碎されることで、リッパアームは減衰しながら伸縮運動を起こすと考える（図一7）。



図一7 掘削時の動き

- ①対象物の破碎により、アキュムレータによりリッパアームが掘削方向に押し出され、ツースが対象物に再び接触した時にリッパアームの運動エネルギーが加算される。
- ②油圧ショベル全体が、足回り後方支点を中心に重力方向に回転移動し、ツースには油圧ショベルの総質量による静荷重に運動エネルギーが加算される。
- ③アキュムレータは、油圧ショベル全体の運動エネルギー分により圧縮され、ツースにはアキュムレータの圧縮分のエネルギーが加算される。

④種々の抵抗により、減衰しながら①から③を繰り返す。ここに、エキセントリックギヤによる振動力がリッパアームに加わる。ところが、エキセントリックギヤがリッパアームとともに動いているので、エキセントリックギヤに加速度が加わり、遠心力を受ける反力が変化する。その為、破碎力を検討する上で次の要素を考慮しなければならない。

- ①リッパアームの変位により、アキュムレータが伸縮し、バネ質量系の強制振動モデルとなるので、リッパアームが上下に振動する。
- ②リッパアームが振動すると、リッパアームの加速度が振動発生部に加わり、振動発生部の振動力が変化する。
- ③振動力が変化すると、油圧モータの回転負荷が変化し、作動圧力が変化する。
- ④可変容量ポンプを使用している油圧ショベルでは、作動圧力の変化によりポンプ吐出量が変わるので、エキセントリックギヤを回す油圧モータの回転数も変化する。

これらの要素は複雑に絡み合い単純計算では解明できないので、特性を把握するため、実際に作動させてツース先端の荷重と作動圧力を測定した。

先端荷重は、角鋼の4面に貼り付けた歪ゲージにより歪を測定し、曲げの影響を受けていない方向の相対する2面の値の平均値を使用して応力から荷重を求めた(図-8)。

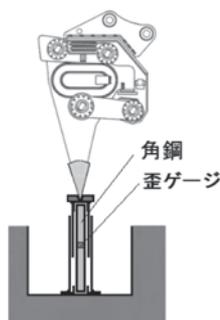


図-8 荷重測定方法

尚、作動圧力は作動開始後、リリース圧力まで上昇した後に徐々に低下し、定格圧力より低下した状態で平衡状態になった。定格圧力より作動圧が低下したのは、角鋼のたわみにより、リッパアームが上下に変位していた影響だと考える。測定開始から12秒付近の圧力変動が安定した時間帯の最小荷重、最大荷重と平均荷重を求めた(表-2、図-9)。

表-2 ツース先端の荷重

最小荷重	3 kN
最大荷重	140 kN
平均荷重	56 kN

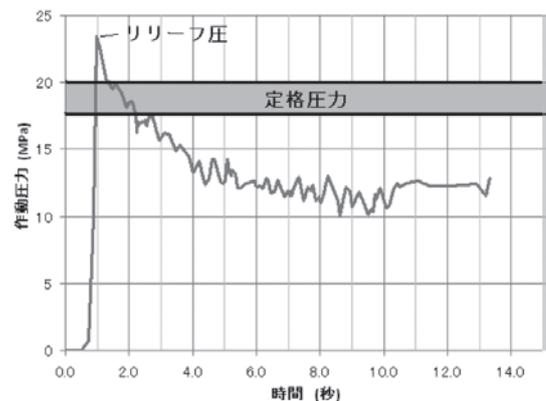


図-9 作動圧力の変化

平均荷重は、前述の静荷重(56 kN)に一致しているが、平均荷重と最小荷重との差が53 kNに対し、平均荷重と最大荷重との差は84 kNと大きくなっている。この差が、アキュムレータのバネ力により増幅された影響だと考える。具体的には、推力が56 kN、振動力が±53 kNでアキュムレータのバネ力が31 kNに相当すると考える。

尚、最大荷重140 kNは、同クラスの油圧ブレーカに対してざっくりと半分程度の力であった。この報告では、本装置の破碎力は、同クラスの油圧ブレーカの半分とする。

(2) 割岩力

ツースはクサビ形状になっているので、対象物を引き裂く割岩力は推力方向の力より大きくなる。ツースのテーパ角度から推定すると、推力方向の力の約4倍が押し広げ力に増幅する。

割岩力は、本装置の振動力とバネ力に対して働く。油圧ショベルの掘削力を、油圧ショベル質量の65%とし、20トンクラスの油圧ショベルで130 kNとすると、本装置の割岩力は、振動力とバネ力による割岩力と掘削力の和で466 kNになる。

(3) 従来技術の破碎力と割岩力の想定

①破碎力

本装置の破碎力を推力、バネ力と振動力の和で求めたので、1本爪リッパは、本装置と同じ推力を破碎力とし、バケットはバケット幅とリッパ幅の比率で10分の1とした。油圧ブレーカは本装置の2倍の280 kNとした。

②割岩力

バケットの割岩力は、破碎力と同様に10分の1とした。油圧ブレーカの割岩力は、テーパ角度を75°として振動力に対して働くとした。

ここで、今迄に示した力を基に、横軸を割岩力とし、縦軸を破碎力として、従来技術と本装置の位置づけを図に表した(図-10)。

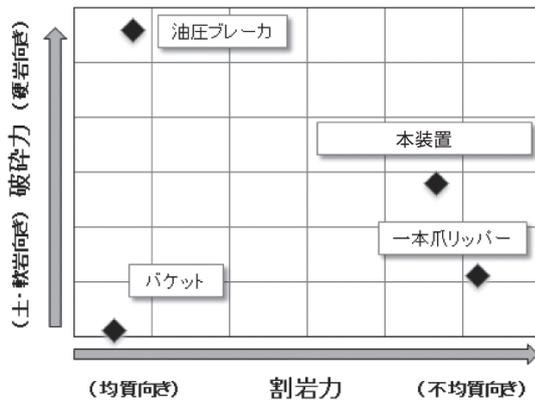


図-10 従来技術との位置づけ

割岩力が強ければ亀裂の多い不均質な対象に効果が高く、破碎力が強ければ硬岩に効果が高いと考えられる。このグラフは、本装置の試験結果を基に、従来機種種の位置づけを表している。

5. 騒音と振動

(1) 騒音試験

騒音データは再現可能な製品自身の発生する騒音を表すべきなので、騒音測定に際しては以下の2次的に発生する騒音が含まれない試験方法とした。

- ①対象物の破壊音
- ②対象物が崩れる際の衝突音
- ③対象物が本装置にぶつかる衝突音
- ④ツースによる引掻き音
- ⑤油圧ショベルのリンク部のガタツキ音

試験は、土中に1m角の花崗岩を埋め、その上にタイヤ(フォークリフト用のソリッドタイヤ)を置き、ツース先端に平板を溶接した測定用ツースを取付けた。この方法で本装置を作動させると、リッパアーム

の振動がタイヤで吸収され、2次的に発生する騒音を低減することができた(図-11)。

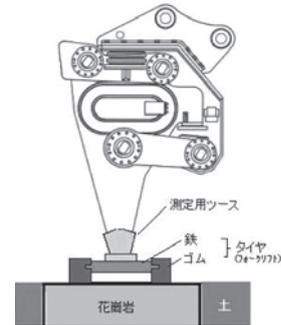


図-11 騒音測定方法

しかしながら、リッパアームが変位することで、作動圧が低下し油圧ショベルのポンプ吐出量が増加して油圧モータの回転数が大幅に増加した。そこで、本装置の定格油量である160 L/minになるように油量を絞って騒音レベルと周波数を測定した(図-12, 13)。

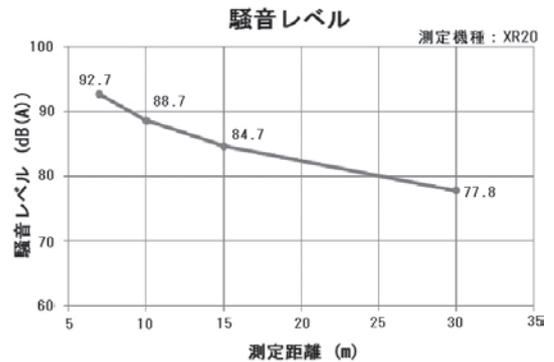


図-12 騒音レベル

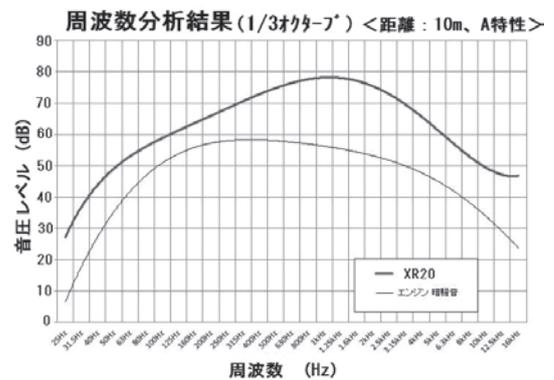


図-13 周波数分析

実際の掘削作業においては、2次的に発生する掘削音が発生するので注意が必要であるが、その騒音レベルは油圧ショベルのバケット作業や一本爪リッパによる作業と同レベルと考えて良い。

また、本装置は、バネ力を活用する為に、対象物にツース先端をしっかりと押し付けて稼働させるが、押

し付けが不十分な場合には、ロアーストップでの打撃音が発生する。この状態を空打ち状態と呼ぶが、この騒音は著しく大きく、また、リッパハウジングの破損につながることから、注意が必要である。

(2) 振動試験方法

破砕力を測定した試験方法は、実際の掘削条件には近いものの、作動圧が定格圧力より低くなるので振動測定には適さない。定格圧力で測定するために、測定用ツースを製作し、リッパアームの変位を抑制した方法で測定した(図-14)。

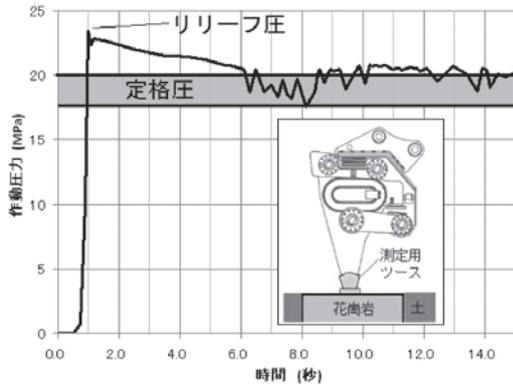


図-14 振動測定方法

地盤振動は、ツース先端から7m, 10m, 15mの位置で公害振動レベル計を地面に置いて測定した。

同時に油圧ショベルのアーム部の加速度と座席振動の加速度も測定した。アーム部の加速度は、油圧ショベルのアームのバケット取り付けピンとブーム取り付け

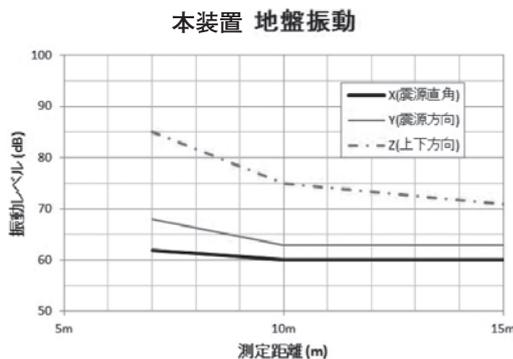


図-15 地盤振動

表-3 油圧ショベルの振動

アーム振動 (m/s ²)		
前後方向	左右方向	上下方向
5.2	7.0	5.3
座席振動 (m/s ²)		
ベクトル合計量		
0.884		

けピンを結ぶ線の上に加速度センサを設置した(図-15, 表-3)。

6. 平行リンク部の構造

本装置の可動部は、振動発生部の油圧モータとエキセントリックギヤ、アキュムレータと平行リンク部である。振動発生部とアキュムレータは機能面から密閉構造が必要であり、外部環境の影響を受けない。残る平行リンク部を密閉構造にしたことで、本装置の全ての可動部は、ダストや水といった外部影響を受けることなく、また、過剰なグリスが外部環境へ流出することもない。さらに、可動部を密封構造にしたことで、メンテナンス間隔を延ばすことが可能になり、また、ベアリング等の寿命にも好影響を与えている(図-16)。

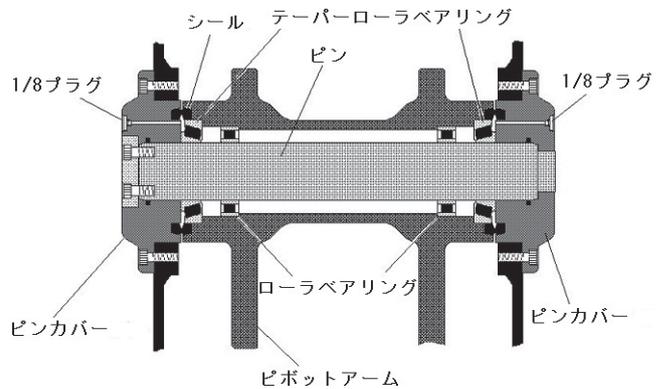


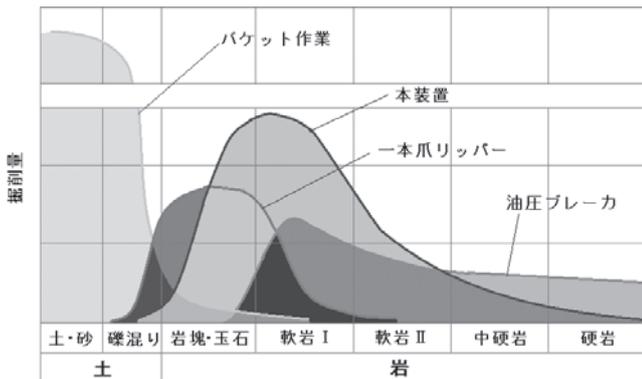
図-16 平行リンク部のピン構造

平行リンク部は、ローラベアリングで主な負荷である回転負荷を支え、テーパーローラベアリングでシールの軸方向の隙間を管理している。シールには履帯式の走行機構で使われているシールを使用している。ベアリングとシールの潤滑はシャシーグリスを使用し、グリスの交換は、ピンカバーの1/8プラグを両方外し、片側にグリスニップルを取り付け、反対側から古いグリスを排出するまで新しいグリスを供給する。交換間隔は1000時間ごとまたは1回/年である。

7. 効果的な使用方法

本装置は、一本爪リッパに油圧ブレーカの凡そ半分の破砕力を付加しているのので、一本爪リッパと油圧ブレーカの間の作業に最も効果が有ると考える。今後の実証が必要ではあるが、基本となる土質・岩質の条件による掘削力のイメージを想定してみた(図-17)。

バケット作業は、土・砂の硬さによる掘削量の差は少ないが、礫が土に混じってくると掘削量が極端に低



図一七 土・岩質別 掘削量のイメージ

下すると考える。一本爪リッパは、掘削力が集中するのでバケットより貫入力が高く、礫まじり土の礫や玉石、岩塊を掘り起こすことができるので、礫まじり土から風化の進んだ軟岩まで掘削できると考える。油圧ブレーカは、軟岩より硬い岩が掘削対象になるが、岩が軟らかすぎるとロッドが刺さるだけで掘削が困難になる反面、硬岩になっても破砕量が急激に低下しない特徴がある。

本装置は一本爪リッパの特徴を持ち、油圧ブレーカの凡そ半分の破砕力があることから、礫まじり土から軟岩までの広い範囲で効果を発揮すると考える。

従って、以下の作業で効果が高いと考える。

①表土掘削

土質・岩質が安定していない表土掘削では、幅広い土・岩質に対応できるので、機械の入替や作業効率の極端な低下がない。

②法面成形

法面の角度に沿って振動を与えながら掘削できるので、部分的に硬い層があるような法面成形に効果がある。

③溝掘り作業

土・岩質の変化が大きい溝掘り工事では、ツースの幅が狭いので無駄なく掘削できる。また、湧水があっても問題なく作業できる。

本装置は、従来技術である一本爪リッパや油圧ブレーカに置き換わる製品ではない。単純な置き換えで効果を発揮する場合もあるが、それぞれの長所を組み合わせ、総合的な作業の効率化を目指す使い方も考慮すべきである。

また、本装置の騒音特性と外部環境の影響を受けない特徴から、条件付きではあるが、以下の作業への適用が可能である。

①水中作業

特別な装備をすることなく使用できる。但し、水深が深くなると水の抵抗と浮力により掘削力が低下する可能性がある。

②高温作業

油圧モータ、油圧ホース等が掘削を行うツースから離れているので、対象物よりの熱影響は少なく、油・グリスの発火のリスクが低い。

③コンクリート構造物解体

軟岩までの掘削が可能なので、コンクリート解体を低騒音で行うことができる。但し、空打ち状態になりやすい壁解体や薄いフロアの解体には注意が必要である。また、地盤振動は低周波振動と予想されるので、構造物の共振の影響が懸念される。

その他、発破によるベンチ掘削を行った後の、ベンチ下方に残る「コブ」や「根」と呼ばれる未破砕部分を修正する作業では、油圧モータを回さないでアーム操作をすることで、リッパアームの上下動により硬い部分を探ることができる。このような必要な部分だけを掘削する作業にも効果がある。

8. おわりに

当社では、ヨーロッパでの販売を先行し、性能と耐久性の確認を行ったのち、日本国内でのテスト稼働の結果を踏まえ、本年2月より正式販売を開始した所である。本装置エキセントリックリッパは、従来技術と異なる発想で土と岩の端境域を狙って開発された製品であり、その独創的な機構と構造を紹介できる機会を有り難く感じています。今後は日本国内における作業実績を積み重ねて効果の実証を進めたいと考えています。

謝辞

最後に、本報告の掲載を快く承諾して頂いた GRADO CERO 社代表で開発者の Javier Aracama 氏に感謝の意を表します。

JCMIA

【参考文献】

- 1) ARACAMA MARTINEZ DE LAHIDALGA JAVIER, HYDRAULIC RIPPER FOR EXCAVATOR, 国際特許番号 WO 2011/007030 A1, 2011/1/20
- 2) 戸部 憲吾, 革新的な破砕機「エキセントリックリッパ」, 建設機械, 581, Vol.49 No.7, 66 ページ, 2013 年 7 月
- 3) Xcentric Ripper International S.L. ウェブページ (<http://www.xcentricripper.com/>)

【筆者紹介】

戸部 憲吾 (とべ けんご)
古河ロックドリル(株)
営業本部 営業企画部
部長

