

チェーンソーの振動値とその許容限度について[≡]

伏見 知道* ・ 渡部 桂**
紫垣 英道*** ・ 江崎 次夫****

はじめに

チェーンソーの振動の測定解析は、振動が作業者に障害をおよぼすことから取りあげられて来ていることは周知の通りである。その結果、チェーンソー本体の振動はともかく、ハンドルバーやグリップから作業者に伝達される振動を軽減しようと、色々の防振ハンドルシステム、防振架台、ホルダー、防振手袋等が考案使用されてきている。エンジン自体の振動については、ピストンロッドが一直線上を往復するという新しい機構が1968年石田健二郎静岡大学教授により発表され、無振動化の可能性が示された。しかし回転運動への変換機構が大きく、チェーンソーへの実用化にはなお研究の必要がある。現状では、エンジン自体の振動を相当大きいある値以下に軽減するのはなかなか困難で、防振形チェーンソーに架台を装着するといった、屋上屋を重ねるような工夫もやむをえない。これというも、振動を発生する機械・器具に対する作業基準あるいは振動軽減に関する基準、その根拠となるところの許容限度の確立・標準化が進まないままに、許容基準に関するいくつかの厳格な提案が出され、それらの成案の過程に関する認識が、必ずしも十分でないまま、あるいは不明確な因子が多いからこそ、「いずれの許容基準に照らしても安全であるにこしたことはない」とする要望が強いために外ならない。

そこで、許容基準について概観し、最近の防振型チェーンソーおよび防振架台について振動および振動障害を助長する因子としての騒音を測定・分析し、防振の立場から二三の考察を試みた。実験に際し、防振架台検討の機会を与えて下さった高知営林局、池田充興氏に感謝する次第である。

チェーンソーの振動に関する許容基準の概観

振動の人体に対する作用を考えると、足あるいは臀部から、身体全体が振動の影響をうける場合（全身振動）と、チェーンソーその他手持振動工具のように、限られた体の一部分に振動が伝えられるだけで、身体全体にわたる影響は少ないと考えられる場合（局所振動）とに区別するのが普通である。

局所振動の、手から腕その他への伝播に関し、伝達率を測定した報告¹⁾²⁾³⁾がみられる。なかでも二塚³⁾は、排気量90 cc 台、固定形ハンドルバーつきチェーンソーを中腰作業姿勢で把持した作業者の人体各計測点に、動電型ピックアップ（重量1.2 kg）を押し当て測定した結果から、「チェーンソーの振動は、ほとんど減衰されることなく、使用者の手関節まで伝達され、振動数は肘関節より肩関節で、振幅は手関節より肘関節で大きな緩衝作用を受けるが、使用局所だけでなく、頭部、頸部さらに腰部にまでかなりの振動をもたらす」とし、受振器の重量が大きく測定値を低くする結果となっているにもかかわらず、かなりの値が検出されることを指摘している。その他高松・外⁴⁾はチェーンソーの振動病に関する報告で、全身的振動による障害と考えられる医学的所見を示している。したがって、岡田氏⁵⁾の言うように、将来においては、振動障害の像の相異は、単に作用部位、振動強度の差異のみに由来し、本質的には、同じ生体反応であると解釈され、1つの振動障害、振動病として統括されることも考えられる。

現時点では、全身振動と局所振動とは区別して扱われ、別々に許容基準の検討も行なわれ、全身振動の許容基準

≡ Tomomichi FUSHIMI, Katsura WATANABE, Hidemichi SHIGAKI and Tsugio EZAKI:

On the Relation between Vibration Values of Chainsaw and Their Permissible Limit

* 森林工学講座 助教授 ** 附属演習林 講師 *** 森林工学講座 助手 **** 附属演習林 助手

の標準化はかなり進められている。しかし、手持振動機械による局所振動に対し作業者の安全をはかるための許容基準の設定は、振動の影響、障害が慢性的経過をたどるため、観察追究に長期間を要するため、その標準化にはなお時間を要するようである。

許容基準の検討は、わが国では、三浦⁹⁾が使用機械の振動値を測定するとともに、使用者の症状の自覚あるいは発症の医師による確認を調査した結果によるものがある。この場合は、実際の振動（1方向成分の総合値の最大により判定）に合致した許容基準と考えることができる。

しかし一般には、一定の振動（単一方向成分の正弦波振動）を振動試験機により発生させ、被験者に生ずる生理反応を測定観察し、何らかの規準を設けて、許容限度を仮定してゆく方法がとられている。もち論、生理反応については、専門医学者の判断、裏付けが必要であるが、この種の許容限界は、厳密には正弦波振動のみに当てはまるものであるといえよう。

実際にわれわれが遭遇するところの振動のほとんどは、単一方向成分でなく多方向成分の複合されたものであり、また単一周波数からなる正弦波ではなく、多数の振幅を異にする周波数成分が不規則に発生するところのランダム振動であり、もち論、チェンソーの振動も例外ではない。そこで、許容基準設定の基礎となった正弦波振動と、実際のチェンソーに生ずる所のランダム振動とがどのような関係にあるのか、またこの両者による人体への影響がどのような関係にあるかについて、十分攻究し、明確にされるのでなければ、現在の許容基準を実際に適用する場合、厳密には、適正を欠くことになりかねない。

西独の **Coermann** は全身振動に対する案の中で、「振動数については、正弦的でなく周期的あるいはランダムな振動については、全振動数スペクトルを考慮する」としている。したがって単一周波数の正弦波とちがっているいろいろな周波数成分からなるとき、その個々の周波数成分が許容限界によって検討されなければならないことになる。このような考慮はチェンソー等の局所振動についても、同様に必要であろう。ただし、このような場合、検討された各周波数成分が、単一正弦波により設定された許容基準内にあるならば、たとえこれらの各成分が同時に作用したとしても、許容限度内にあり安全であるといえるのであろうか、筆者らは、「狭帯域のレベルで安全限度内にあるばかりでなく、広帯域のレベルに合成しても安全内にあり、最終的には、総合値として安全限度を示し、その内にあるといった形」のものでなければならぬと考える。

ソ連⁷⁾では「作業者の手に伝わる振動を発生する器具・機械・設備を用いる作業における衛生上の基準・規則」を1966年に保健省の No. 626-66 により規定している。この中では、振動の有害度は、幾何平均が **16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000 Hz** である8オクターブバンドが含まれ、**11 Hz** から **2800 Hz** までの振動数域における振動スペクトルによって評価される。この場合、3分の1、2分の1 **etc.** の狭帯域分析器によりスペクトルを取った場合は、オクターブバンドレベルに合成すること、また互に直角な3方向について測定し、その最大値をとるとしている。

この他、許容基準設定に関する問題点として考えられる点は、次のようである。すなわち、人間は性・年齢・体質等により感受性に差がある一方、外的環境に順応する可能性を持つ。振動に対しても適応する能力があり、その能力の個体差をどのように考慮し折り込むかが困難な点の1つである。しかし、これらの点についても、なお、振動の影響・障害という立場から考えるか、あるいは振動知覚という点から考えるかの問題がある。

また、許容限度を適用する場合の問題として、振動暴露では、作業姿勢・着衣・手袋・靴などにより伝達される振動の強さも変動するほか、労働強度の強弱に対する影響因子——たとえば、チェンソーという重量ある振動源を常に両手に支持し、しかも急斜地作業での肉体的負担による振動障害への影響は無視できないはずであり、また著しい騒音による神経の緊張刺激が振動に対する影響を強調する点が指摘されている。——などを分類判定するか、あるいは作業方法による影響の違いなど、密接な関連をもつ因子の影響を細かく反映させるには、どのようにしたらよいかがある。ソ連では手に触れる振動機械器具の重さの制限を示している。また、**ISO** が間欠暴露騒音について示した提案は、反覆作業の場合につきうまく処理した1例であるが、なお今後の検討を要するとし、許容基準のきめこまかい適用には、なかなか困難な問題があることを示している。

さらに、許容基準適用に際する実際問題として、どのような方法、条件により測定した値をもって、許容基準に照らし判断するかという点がある。これを解決するには「チェンソー振動測定方法を標準化」する必要がある。振動計の性能が異なる場合、あるいはデータ処理が異なる計測結果については、同一レベルで比較したり、普遍的意

味をもたせることには難点があるであろう。また、振動計が一定しても、測定する場合の振動受振器類の質量、その固定法や振動測定時の支持状態によって振動系が異なり、測定される振動値⁸⁾⁹⁾も異なる。したがって、測定すべき振動要素、2直角方向以上の成分中最大値を示す方向をとるかあるいは3直角方向の合成値をとるべきか、スペクトルの種類(帯域幅、帯域数)振動検出器の重量や取り付け方法等の測定機器の条件を含め、作業現場に適合した測定条件・方法を規定・標準化することが望まれるわけである。

センサーハンドルの振動値

センサーのハンドルに、エンジンの起振作用が働くとき、振動受振器に検出される、最大加速度 $|\ddot{x}|_{\max}$ は、 M を受振器の質量、 k をハンドルの等価ばねこわさ、 W を振動数、 A を振幅とすると、次のようになる。

$$|\ddot{x}|_{\max} = \frac{kAW^2}{|k-MW^2|}$$

よって、加速度値は k 、 M 、 A 、 W に関係する。 M は測定法の問題で、 k 、 A が実質的には問題になる。

防振型センサーはいずれも、数個の防振ゴムを使用して、エンジン本体とハンドルシステムを切り離れた構造とし、ハンドルに伝達された起振度位を減衰させようとするもので、その方法にはいろいろの工夫が施されている。

防振型センサーその他のハンドルバーおよびグリップにおける振動値の測定例を図-1に示す。図中の曲線は主な局所振動の許容限界である。参考にあげたXL-123の値に比べても明らかなように、いずれも6000rpm以上の回転数での振動値が、著しく軽減されていて、8000rpmでは三浦の下限に近づいている。しかしソ連やスウェーデン(B)の基準に対しては、なお十分減衰されたとはいいいにくい。一方向成分の総合値を基準とする三浦の案が現実的に決められた点を考えると、8~9000rpmで、基準に達しているといえる。

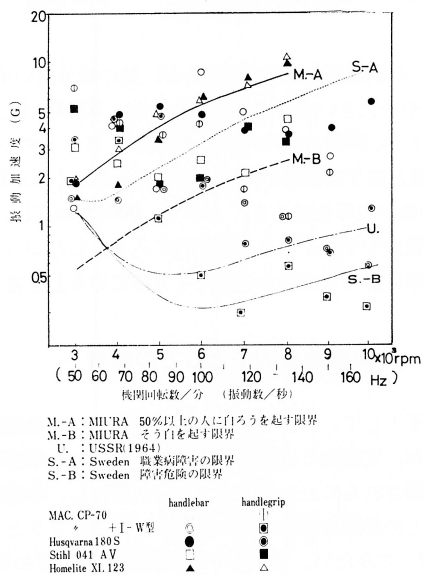


図-1. 防振型センサーの振動レベルと許容限度

防振型センサーの振動がなお過大であるというので、その使用にあたり、振動値をより軽減しようとの工夫がされた。その中で作業性能を拘束することなく所期の目的を達しているのが、高知営林局池田充興氏による防振架台である。氏の好意により得た結果の例を 図-1 の中で見ると、7000 rpm 以上ではすべて三浦の限度内にあり、ソ連の基準に対してもほぼ合っている。

次に、防振架台 I-W 型を MAC. CP-70 に装着した時の振動スペクトルの例を 図-2 に示す。ハンドルバーの

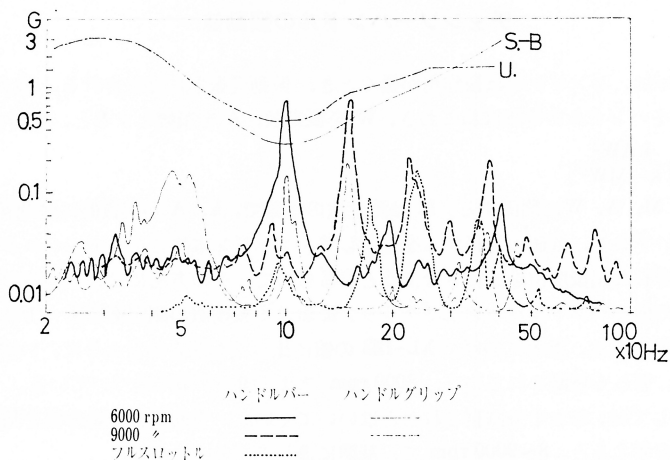


図-2. MAC. CP-70 に装着した防振架台 I-W 型の振動スペクトル

6000 rpm で、主振動波に対し第 2, 4 の高調波が認められるが、他の成分はいずれも著しく弱い。9000 rpm では主振動波のほかに第 2, 3 高調波等やや大きい成分が認められるが、500 Hz 以上では皆著しく弱い。フルスロットルでは数個の波形成分が認められるが、9000 rpm のそれより弱い。グリップの 6000 rpm では主振動波の他はすべて弱く、9000 rpm では、主振動波と第 3 高調波のほか低周波成分がいくらか認められるだけである。これらを許容基準に照らしてみると、主振動波が限界を越える。しかし、9000 rpm 以上フルスロットルに向かうと、許容基準値が高くなるのに対し、主振動波がやや低くなり、基準内に入る。したがって、「高い回転数で、急がず作業するのが、各振動数に対しても、基準に照らして安全を保つ 1 方法である」と言えよう。

障害助長因子としての騒音

振動障害の誘引条件を強調する因子として、センサーの騒音がある。この減衰のためには、音源であるセンサー各部の振動の抑制も考えられるが、支配的には排気音の制御しかない。筆者は¹⁰⁾センサーの小型強力化が実現し、マフラ重量の影響が比較的緩和されることから、マフラを大型化し、摩擦膨張や、共鳴あるいはリード弁等の特殊効果を取り入れやすくすることの必要を指摘した。そこで、大型マフラとリード弁マフラにつき、新しい資料を加わえて、騒音の現況をうかがってみたい。騒音レベルの変化を 図-3 に示す。リード弁型マフラを着けた XL-123 のレベルは、MAC. CP-70 にほぼ近く、摩擦板の他にリード弁による消音効果が、かなり大きいことが認められる。しかし、マフラ装着により回転数が 2000 rpm 近く低下するが、これは主としてリード弁による背圧の増加によるもので、これに打ち勝って高回転数を維持するために、エンジンの出力を高めている結果、リード弁の著しい効果にも拘らず、6000 rpm で 100 dB-A 以上、9000 rpm で 107 dB-A と、いずれも、ハスクバーナ 180 S ではマフラが 65 型よりやや小さく、効果がやや異なるようであるが、マフラなしでのレベルが低いため、マフラ装備時のレベルも低く保たれている。

つぎに騒音の内容を $\frac{1}{3}$ オクターブバンド周波数分析結果によって見ると 図-4 のようである。リード弁型マフラでは、有孔摩擦板による消音効果が、1000 Hz 以上の帯域でかなり認められる。リード弁装着による効果は、

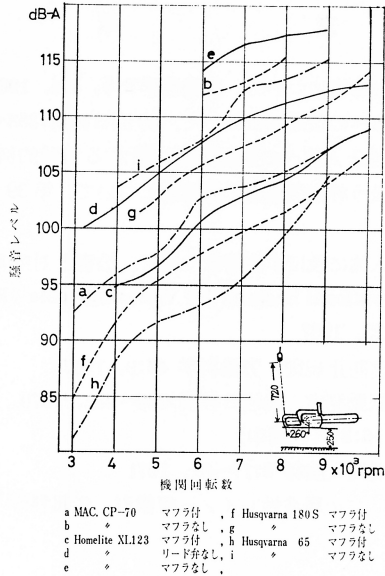


図-3. チェンソーの騒音レベル

400 Hz から 1250 Hz にかけて、特に 800 Hz を中心とした排気音の主成分に対する減衰に明らかである。しかしその他の周波数域での消音効果は認められない。ハスクバーナ 180 S のマフラーでは、6000 rpm ではすべて 90 dB-C 以下であり、主振動波以外は、ほぼ平坦であり、排気騒音に対する減衰効果も良好であることを示している。

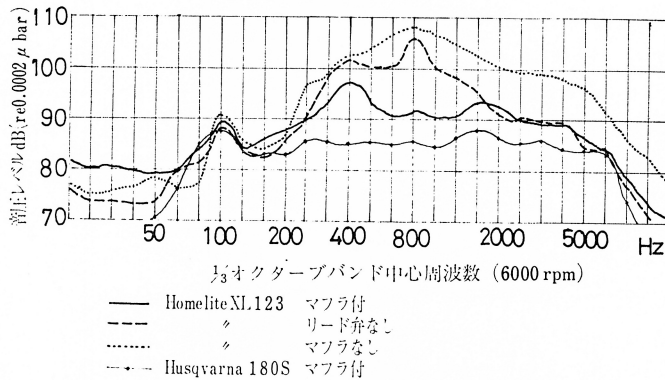


図-4. リード弁付マフラの騒音分析例

お わ り に

振動障害の実態については、三浦・外⁴⁾が示すように、少しずつ明らかになり、障害の診断・治療の研究も進められている。だが、何より予防が必要、そのため、工具の改良、その基準となる許容限度の検討、さらにその基礎になる振動の人体への伝播の解明が重視される。しかし、未解決の点が多数あり、現存の許容基準に対する確信も不十分な点がある。筆者らは、一応、三浦氏の案で各回転数に対する総合値を検討し、その他の案で各振動数成分もスペクトルにつき検討し、基準内にあれば可とし、さらに、重量物支持による労働負担を考慮し、短時間交互作業の組み合わせを条件とするとともに耳栓の使用を条件とするのが、現状での限界ではないかと考える。

文 献

- 1) 辻 義人・岡田 晃：局所的振動障害について. 産業医学 **2:5**, 444, 1960
- 2) 藤井禧雄：チェーンソー振動の人体への伝導率について. 80 回日林講:353~355, 1969
- 3) 二塚 信：Chain Saw の振動特性と人体への振動伝達に関する実験的検討. 熊本医学会雑誌 **43:2**,79~84
- 4) 高松 誠・外：チェーンソーを取扱う林業労働者の体液像について. 第 39 回日本産業医学会発表研究業績集, 1966
- 5) 岡田 晃：公害としての振動が人体に及ぼす影響について. 公害と対策 **12:4**, 29,
- 6) MIURA, T., et al. : On the occupational hazards by vibrating tools (Rep. III). Reports of the Institute for Science of Labour, **52:12~23**, 1957
- 7) 松藤 元：ソ連における振動障害防止規則. 労働科学 **43:9**, 1967
- 8) 山脇三平・外：チェーンソー類の振動測定. 81回日林講:328~332, 1970
- 9) 伏見知道：愛媛大学農学部紀要 **16:2**, (投稿中)
- 10) 伏見知道：チェーンソーの騒音. 愛媛大演報 **8:17~31**, 1971
- 11) 三浦豊彦・外：局所振動障害としての職業性レイノー症候群. 労働科学 **42:11**, 726~744, 1966