軸 受 の 研 究⁽¹⁾

(第 1 報、心向軸受内の油膜圧力分布に関する実験)

(昭和 13 年 1 月 27 日 機械学会関西支部第 83 回講演会に於て講演)

正 員 西 原 利 夫⁽²⁾ 正 員 佐 々 木 外 喜 雄⁽³⁾

摘 要

心向軸受内における油膜圧力の分布状態が荷重、軸回転速度、滑油粘度、滑油供給量、その他の変化により如何に推移するかを、軸の曲げ変形によつて影響せられる普通寸法比の白メタル軸受と軸受有効長/軸受内径の比が小にして曲げ変形の影響を伴はざる白メタル軸受の 2 種につき実験調査したものである。

1. 緒 言

本研究の目的は各種型式の軸受に就て許容荷重を吟味することにある。軸受の許容荷重は軸及び軸受の材料、滑油の性質、供給法、供給量、軸回転速度及び作動温度、軸及び軸受の構造、製作法等に関連するものであり、材料の経済及び機械の能率より見て、軸受の寸法は與へられたる荷重に対して必要且充分の限度に定めらるべきものである。現在軸受の設計に當つては安全に運轉せられたる同種軸受に倣ふことが専ら行はれてをり、又機械設計の教科書には軸頸及び軸受寸法の決定法及び資料数字が與へてあるが、これ等は決して満足なものではなく用途及び材料の比較的狭い範囲に於て規定せらるゝに過ぎず、その他の事項に関して規定した

るものは極めて少ない。同一材料を以て製作し同一用途に対して使用する場合と雖も、軸回転速度に依て許容荷重の著しく相違することは明かであり、事実低速の軸受に於ては非常に高い荷重に於ても尚安全に運轉せられてゐるのを見る。軸受の許容荷重を徹底的に吟味するためには軸受を実際使用されると全然同一の状態に於て負荷せしめ、荷重を漸次増加して破壊に至らしめることを要するのであるが、本報告に記載するのは、かくの如き見地に基づく研究の第一階程として調査した作動状態にある軸受の性能及び油膜の性質に就てである。心向軸受内の油膜圧力分布に関しては多くの理論的解析が出てゐる。然し何れも或る程度の仮定をいれたものであり、軸の外表面及び軸受の内面は勿論完全なる円筒形として取扱つてゐるのであるが、実際に於ては軸受面には軟金属が使

用されてをり、その仕上面も幾何学的円筒面ではなく、一方軸も亦荷重を受けた際曲げ変形を受けるものであり、これらの面の不整及び変形は油膜の厚さに比較して必らずしも無視出来ないものである。著者の実験に於ては、軸受の内面に多数の圧力測定孔を穿けて圧力の分布状態を視察した。圧力の分布状態を示す方法としては、軸受内面を展開した平面上に於て測定結果を自然的に包括する如き等圧力線図、天気図の如きものを用ゐた。尚、本実験の目的は定量的調査をなす点にあり、定性的に觀察されることでは、理論的或は常識的判断に一致するものが多くある。

2. 実験の方法

実験に使用した軸受は何れも砲金台に錫基白メタルの裏張りをしたもので、白メタルとしては Hoyt 製のものを

を使用し、その成分は錫 90.72%, アンチモン 4.62%, 銅 4.0%, 亜鉛 0.63% で、ショア硬度が 8.0, ブリネル硬度が 20.9 のものであつた。軸受面の仕上げは旋盤加工後に摺合せをした程度のものである。第 1 図の軸受は普通寸法比のもので内径 80 mm, 有効長 100 mm を標準としたものである。実測の結果は軸受内径 80.118 9 mm であり、軸の外径 80.022 8 mm であつた。従て軸と軸受の間の平均隙間は 0.048 mm で、直径差を軸直径で割つた比は約 1/21000 である。この数値を一般に実用せられてゐるものに比較すると幾分隙間の少ないものに属する。この軸受の内面に第 1 図の右及び下に見られるやうな小孔を規則正しく配置して、この孔より内径約 1 mm の細い銅管を経て圧力を導き出し圧力計によつてこれを測定した。本文では便宜上第 1 図の軸受試験片を I 号軸受と呼んでおく。この軸受は軸受有効長/軸受内径が 1.25 で一般に実用されてゐる寸法のものであるが、隙間が比較的小であり、又試験用の軸が曲げ変形を起し易い条件にあつたため、油膜圧力分布に対し著しく軸の曲げ変形

第 1 図

(1) Research on the Bearings. (1st Report, The Investigation on the Oil-film Pressure Distribution in the Radial Bearings).

(2) Toshio NISHIHARI, Member. The Kyōto Imperial University. 京都帝国大学。

(3) Tokio SASAKI, Member. The Kyōto Imperial University. 京都帝国大学。

が影響したのである。これと比較するために第2図に示される如き特殊寸法比の軸受を試験したが、便宜上この軸受試験片をII号軸受と呼んでおく。この軸受は荷重方向の投射面積、即ち軸受内径×軸受有効長がI号軸受と同一に選ばれてをり、標準寸法は内径 200 mm、有効長 40 mm である。軸と軸受の間の平均隙間は約 0.1 mm で直径差を軸直径で割つた比は約 1/1 000 となる。軸受面における圧力測定孔の配置は第1図と全く同様の関係にあり、孔の間隔が円周上で 5/2 倍となり、軸方向に 2/5 倍となつてゐるのみである。この軸受に於ては軸受有効長/軸受内径が 0.2 であり、軸の

第 2 図

第 3 図 軸及び軸受の配置と荷重方法

10月26日室温 22°C 滑油、エバーループ M-300
平均軸受圧力 20 kg/cm² 給油温度 25.0°C
軸回転速度 1030 rev/min 滑油供給量 1.0 cc/s

第 5 図

曲げ変形の油膜圧力分布に対する影響は事実上絶無であつた。

次に、この実験に用ゐた試験機は松村紀野式軸受試験機⁽⁴⁾で、軸受試験片の支へ方及び荷重法は第3図の如くで、支へ及びピン接手を用ゐて軸受に自由な調心性を與へてあるが、後の実験結果に於て見らるゝ如く油膜圧力分布が軸受中心に対称的とはならなかつた。然し同様のこと

(4) 機械学会誌、昭和5年8月号参照。

8月25日室温 30.7°C
平均軸受圧力 7.5 kg/cm² 軸受内滑油温度 C 29.2°C
軸回転速度 100 rev/min W 30.3°C
給油温度 29.1°C 滑油供給量 0.194 cc/s

第 6 図

8月24日室温 29°C
平均軸受圧力 20 kg/cm² 軸受内滑油温度 C 29.3°C
軸回転速度 93 rev/min W 29.6°C
給油温度 28.5°C 滑油供給量 0.263 cc/s

第 7 図

第 4 図

が他の文献⁽⁵⁾にも見受けられ、又実際の軸受に於ては必然これに類似することのあることが考へられる点よりそのまゝにして実験を行つた。回転軸は両端を第3図の如くスフェリカル・ローラー・ベアリングで支へられ、曲げ変形を受け易い状態に置かれた。軸受に対する給油法としては強制給油法をとり、歯車ポンプによつて送り出した油の一部を一旦空気室に溜め、空気室の底から導いて一定圧力の下に軸受へ供給した。歯車から出た油の残部は脇路よりコックを通過して油溜に送り返され、このコックの開度を調節することゝ歯車ポンプの速度を変へることによつて給油圧力が調節せられた。軸受を出た油は汚過したる後油溜内へ別のポンプで送られ繰返して使用せられた。実験に使用せられた滑油はエバーループ(富士化学工業製)、モビール油 M-300, M-800 及びスピンドル油の

(5) 例へば The Institution of Mechanical Engineers, Proceedings, 133, (1936-4-11), 413.

3 種であるが、実験の大部分は M-300 を用いて行ひ、他は粘度影響を比較するのに使用した。第 4 図は上記 3 種の滑油の粘度曲線である。

3. 実 験 結 果

本実験に於ては軸受性能に影響を及す諸事項の中、荷重の変化による圧力分布の推移、軸回転速度変化の影響、粘度の影響、滑油供給量変化の影響等を吟味したのであるが、これらが相関聯して

るために単独に夫々の影響を吟味することは困難であつた。例へば軸回転速度を変化する場合、特殊の制御装置を用いない限り回転速度に

應じて滑油温度が変化し、従て粘度が変化する。滑油供給量も亦回転速度に應じ或る程度の変化を免れない。然し実際には寧ろこの状

第 8 図

果で、 $p=20 \text{ kg/cm}^2$, $n=1030 \text{ rev/mn}$, エバーループ M-300 を用いて試験したものである。この図に見らるゝ如く軸受の上半における圧力は事実上常に零であつた。

1. I 号軸受 ($l/d=1.25$)

(1) 荷重変化試験 滑油としては エバーループ M-300

第 9 図

第 10 図

第 11 図

第 12 図

第 13 図

態が普通であるから、本実験では何等温度調整装置を施さず、変化を自然に委せた。尚、実験に當つては必ず同種の実験を数回繰返し、各実験を通じて同一傾向が共通に存在することを確かめた後、その中の代表的なものを採つて報告を纏めた。以下符号を次の如く定める。

P = 軸受荷重、 l = 軸受有効長、 d = 軸受内径

$p = P/l$ = 平均軸受圧力、 n = 軸回転速度

第 5 図は軸受中央の全円周に沿つて油膜圧力を測定した結

昭和 13 年 8 月]

につれて軸受の両端へ進んで行く。この現象は

明かに、軸が曲げ変形を受けることに帰因するものである。第 9 図は軸受中央断面の圧力分布で、圧力の上昇は荷重の増加の割合より小であり、その関係は第 10 図の M_0 に線に示されてゐる。これに反して軸受の両端に近い場所に於ては圧力上昇割合が荷重増加の割合より大で、試みに軸受両端に最

も近い最下点 N_1L_4 (第1図参照) の平均値の平均軸受圧力に対する変化を見ると第10図の $(N_1+L_4)/2$ 線の如くである。次に第11図より第15図までは中速度で試験した場合であり、第16図より第19図までは高速度で試験した場合である。中速度及び高速度の場合に於ても、油膜圧力分布が荷重の変化に従って移り変わる状態は全く同一傾向を有

第 15 図

第 16 図

第 17 図

第 18 図

し、何れの場合に於ても曲げ変形の影響は極めて明かなものがある。第9図、第14図、第18図を比較するに軸回転速度が低い程圧力範囲が廣くなる傾向を有してゐる。

これらの実験を通じて給油圧力は大体 1 atm で一定に保つたのであるが滑油供給量は回転数の大なる程大となり、又荷重の増加につれて増加する傾向を示してゐる。給油温度は 30° 前後であり、滑油の温度は C_0W_0 (第1図参照) の孔に熱電対を挿入し測つたのであるが、その結果は、各図に記入せる如くであり、軸回転速度が高くなると給油量が増加するにも拘らず滑油温度は著しく上昇する。これに対し荷重の変化に従ふ滑油温度の変化は殆ど認むべきものがない。第17図 $p=20 \text{ kg/cm}^2$ の実験の次に高速度で $p=37.5 \text{ kg/cm}^2$ の実験を行つたのであるが、この場合滑油の温度は 85°C に達し焼付の兆候が現れた。従て、この場合の記録は採り得ず、又このときを境に軸受内の油膜圧力分布状態に幾分の変化を見た。かくの如く比較的低い平均軸受圧力に於て焼付が起り初めたのは全然軸の曲げ変形の影響によるものと考へられ、局部的に高圧力が生成し、温度上昇による粘度及びオイリネスの減少と相俟て油膜の切れた部分が出来、摩

擦が愈増加したことによるものと思考せられる。尤も、この場合の運転状態を軸受設計における摩擦熱の傳導に対する制限から批判すると、普通の教科書⁽⁶⁾に記載する常数に比較

する限りでは、許容値を遙かに超えてゐる。これに反して軸回転速度が低く、従て滑油温度が低い場合、局部的に 200 kg/cm² を超える如き高圧力を生じてもかくの如き焼付は起らなかつた。

第7図、第12図、第17図は平均軸受圧力が同一で、軸回転速度が低中高の3種

第 20 図

第 21 図

に変わるものであるが、軸回転速度が高くなるにつれて曲げ変形の影響が幾分少くなり、軸受中央部と両端の圧力差が少くなり、圧力の偏在が緩和される。このことは第10図、第15図、第19図を比較しても見られることであるが、実際、回転速度単独の影響はより著しいものであらうと思はれる。何となれば軸回転速度の上昇に従て滑油温度が昇り粘度が減少するため、油膜厚さの変化に対しては軸回転速度自身の影響とは逆方向の影響が同時に起るからである。上記の実験結果に於て低速度より中速度に移る際回転速度の影響著しいものがあるのに対して中速度より高速度に移る際に左程著しいも

(6) 例へば、機械工学便覧、昭和12年増補改訂版、633。

のがないのは、温度の影響程度の差異によるものと考へられる。このことは高速度軸受に於ては許容荷重を可成り低くすることを要するといふ従来の考へ方に一致するものであるが、その程度が軸の曲げ変形の程度及び滑油の性質によつて相違することも注意すべきことである。又軸受の許容圧力も亦曲げ変形の程度に應じて修正せらるべきであることが考へられる。更に、この曲げ変形の影響は軸受試験結果の比較に一種の困難を與へるものである。何となれば構造、荷重、回転速度、滑油に関し同一条件を與へても l/d の値を異にし、或は軸の支へ方、支点距離等軸の曲げ変形に対する条件が異つてゐる場合は軸受性能に差異を生ずるもの

第 22 図

一定に保たれた。こゝに平均軸受圧力 20 kg/cm^2 の場合の実験結果を示すと、第 20 図は エバーラップ M-300 を使用した場合で、左の図は軸受中央断面における圧力分布を示すもので、回転速度が大となる程圧力の範囲が狭くなる。右

の線図は滑油温度、粘度、滑油供給量等の変化を示し又 M_0 点の圧力と $N_1 L_4$ 点の圧力の平均値が比較せられてゐる。第 21 図は エバーラップ M-300 を用いたもので、両図の傾向は極めてよく一致してをり、軸回転速度が高くなると粘度が減少し軸受中央部の圧力より両端の圧力が高くなることが認められる。第 22 図は スピンドル油を用いた場合で、軸受中央断面の圧力分布状態は全く同一

第 23 図

第 24 図

であり、而も軸受内における曲げ変形状態を知り或はこれを同一に保つことには幾分の困難があるからである。若し曲げ変形の影響を除いて試験することが要求せられるならば、 l/d の小なる値を選ぶか、或は試験片を二分して軸を挟んで両側より荷重することがこの目的に沿ふものである。又、かくの如く曲げ変形のある場合には高圧部が軸受の両端に近く存在するために油が両端近くより中央へ向つて進むことが起るのである。尚、軸受内の高圧部で半液体摩擦の状態に近いと考へられる場所では油圧の存在が不安定であり、一般に圧力の発生するまで長時間を要するが、場合によつては短時間内に急激なる変化を生ずることもあつた。

(2) 軸回転速度及び粘度変化試験 この実験は軸荷重を一定にして滑油の種類を第 4 図に示される如き相異なる粘度曲線を有する 3 種に選び、夫々に対して回転速度を低中高の 3 種に変へたもので、同種の実験を平均軸受圧力 12.5 kg/cm^2 の場合と 20 kg/cm^2 の場合に就て行つたに同一傾向の結果を得た。この場合の給油圧力は全実験を通じて約 1 kg/cm^2 で昭和 13 年 8 月]

第 25 図

傾向を有してゐる。この場合は軸受中央部の圧力が著しく低くなり、常に両端の方で圧力が高くなつてゐる。次に、以上の結果を纏めなほして粘度の圧力分布に及す影響を見ると中速度の場合、第 23 図の如くで、低速度の場合第 24 図の如くである。本実験の結果を通覧して、中央断面における圧力は粘度が高い程高くなることはいへる。又油の粘度が高い程曲げ変形の影響が小であり、スピンドル油程度の粘度小なる油に対しては、油膜

が薄く従て曲げ変形の影響の極めて著しいものがある。概して粘度変化の影響は粘度の低い間に於て著しいものがある。尚、軸回転速度が高くなる程、一定給油圧力の下に給油量が増加するにも拘らず滑油温度が著しく上昇する。

(3) 滑油供給量変化試験 滑油として、エバーラップ M-300 を使用し、給油圧力を調整することに依て給油量を加減した。従て、給油圧力の変化それ自身が油膜圧力に直接影響を及すことを懸念し次の試験を行つた。軸を静止しておき給油孔 A_0 より圧力をかけ (第 1 図参照)、 A_0 の周囲の圧力測定孔 B_0, B_2, X_0, X_2 の 4 点の圧力を測定したところ、

何れも給油圧力より稍低い圧力を示した。次で軸の回転を開始したところ、この圧力が忽ち消滅し、運転中を通じて零となつた。これより給油圧力は給油量に関係する以外、油膜圧力には関係のないものであることが判明する。第 25 図より第 28 図までは滑油供給量を漸次減少して油膜圧力の分布状態を視察したもので油の量が少くなる程、油膜圧力の偏在が著しくなり、又圧力範囲が狭くなる。かくの如き滑油供給量

漏出せしめる場合である。第 29 図と第 31 図とを比較すると滑油温度、軸回転速度、滑油供給量に於て若干の差異があるが、大体に於て同様の圧力分布を示してゐる。これに比較すると第 30 図の M_0 から油を漏出せしめた場合に於ては軸受中央部の圧力が稍低く、範囲も稍狭くなり、高压部が幾分両端の方へ移動してゐる。結局曲げ変形の影響が稍著しくなつたことになり、滑油供給量が減少したと同一の結果である。

第 26 図

第 27 図

第 28 図

第 29 図

第 30 図

第 31 図

の影響は (1) 及び (2) の実験に於ても或る程度存在するものと考へられ、これが特に給油圧力を一定にし、又滑油供給量を記入した所以である。

(4) 軸受内部より滑油を漏出せしめる場合の油膜圧力変化試験 軸受内の高压部に孔を穿け、これより油を導き出し別の軸受に給油せしめること、即ち軸受を一種の油ポンプとして使用することは、実際にも行はれてゐることであるが、かくの如き漏出孔を有する場合としからざる場合に於て油膜圧力の分布が如何に相違するかといふことは興味あることである。このことに就て行はれた実験が、第 29 図より第 31 図に示されてゐる。滑油としては エパーループ M-300 を使用し、 M_0 の孔を滑油漏出孔とし、圧力計への接続部を取外してこれより油を漏出せしめた。従て、油は長い細管を通過して漏出することになり、油を押し出すのにかかる圧力を必要とすることになる。第 29 図及び第 31 図は M_0 を圧力計に継いだ場合で、第 30 図は M_0 より油を

第 32 図

第 33 図

然し漏出量の相當多い割合に、その油膜圧力分布に及ぶ影響は著しいものではない。

2. II 号軸受 ($l/d=0.2$) この軸受は I 号軸受と $d \times l$ の積を同一にし、隙間の直径に対する比も亦相等しい程度のものであるが、直径が 2.5 倍であり従て円周速度も 2.5 倍である。これに反し軸受有効長は $1/2.5$ で、軸の曲げ変形による影響を殆ど伴はないものである。かくの如き寸法比の軸受は一般に滑油消費量多く、余り実用せられないが、内

燃機関その他の特殊の目的に使用せられるのを稀に見る。

(1) 荷重変化試験 滑油として、エパーループ M-300 を使用し給油量を I 号軸受の場合より遙かに多くして実験を行つた。第 32 図及び第 33 図は荷重の比較的低い場合と比較的高い場合の油膜圧力分布を示すもので、第 32 図は $p=7.5 \text{ kg/cm}^2$ 、第 33 図は $p=20.0 \text{ kg/cm}^2$ の場合である。第 34 図及び第 35 図は夫々第 32 図及び第 33 図を I 号軸受と同一比例に導いた場合で、両図を比較すると荷重が増加した

場合も圧力範囲には大差なく、荷重の増加に従ひ等圧線が漸次、外周に近づき圧力が内部より発生するかの如き観を呈してゐる。これを更に同一平均軸受圧力の *I* 号軸受における実験結果に比較すると、*II* 号軸受の場合に於て圧力が著しく軸中央に偏在してゐるのを見る。同時に曲げ変形の影響は殆ど見受けられない。尚円周方向における圧力範囲も *I* 号軸受の場合より狭い。第 36 図は中央断面における圧力分布

者は全く同一の傾向を有し、軸回転速度が高くなる程、圧力が下方中央に集中してゐる。

(3) 滑油供給量変化試験 エバーループ M-300 を用ゐて給油量の比較的多い場合と、少ない場合を比較する試験をした。第 38 図は給油量の比較的小さい場合で、第 39 図は比較的多い場合で

12 月 20 日
平均軸受圧力 75 kg/cm² 室温 16.6°C
軸回転速度 416 rev/mn 軸受内滑油平均温度 35.3°C
給油温度 18°C 滑油供給量 9.6 cc/s

第 34 図

12 月 20 日
平均軸受圧力 20 kg/cm² 室温 19.9°C
軸回転速度 422 rev/mn 軸受内滑油平均温度 35.6°C
給油温度 20°C 滑油供給量 10 cc/s

第 35 図

軸回転速度 420 rev/mn
給油温度 40°C

第 36 図

第 37 図

第 38 図

第 39 図

第 40 図

第 1 表 軸及び軸受の配置と荷重方法

符 号	A	B
月 / 日	12 / 13	12 / 21
気 温 °C	12.5 14.0	13.7 14.0
平均軸受圧力 kg/cm ²	12.5	12.5
滑 油 名 称	エバーループ M-300	スピンドル油
軸 回 轉 速 度 rev/mn	96 1900	94 1900
給 油 温 度 °C	13.3 16.1	14.2 14.1
軸受内滑油温度平均 °C	18.6 61.4	17.1 50.0
滑 油 供 給 量 cc/s	0.99 0.90	0.19 0.18

ある。この場合給油量の多い方が圧力範囲広く且圧力の分布が緩やかであることが知られる。曲げ変形の影響を念頭において、*I* 号軸受の試験結果と比較すると給油量変化の影響は全く同一である。尚、この場合、運轉中滑油の供給を遮断して

が荷重によつて推移する状態を示すものである。

(2) 軸回転速度変化試験 低速度及び高速度における軸受中央断面内の油膜圧力分布状態を、エバーループ M-300 と、スピンドル油 で比較した結果が第 37 図に示されてゐる。両昭和 13 年 8 月]

油膜圧力分布の時間的に推移する状態を視察する実験を行つた。然し事実上は完全に給油が中止せられず、圧力低下に従ひ、圧力計導管中より或る量の油が軸受内に帰還した。そのため給油を遮断したにも拘らず長時間油膜が保たれ焼付が起

らなかつた。第 40 図は軸受断面の圧力分布を示すものである。第 40 図 a は給油遮断前の初状態で、この場合の給油量は 7 cc/s であつた。 b は給油遮断後 1 mn , c は 5 mn 後の油圧分布で、この間の圧力状態変化は初めの間極めて速かであり時間の経過するにつれて緩かとなる。 d は 12 mn 後でこの間暫く一定の状態が続いた。 e は 19 mn 後、 f は 25 mn 後でこの間圧力が次第に減少し初期に比較すると相當著しい圧力分布の変化が見受けられる。 g は 31 mn 後、 h は 37 mn 後でこの間、相當に長く一定の状態が続いた。 i は 42 mn 後、 j は 45 mn 後で 40 mn 過ぎより圧力は漸次消滅し始めた。 k は 47.5 mn 後、 l は 50 mn 後の状態でかなり速かに変化してゐる。 l の状態では勿論半液体摩擦の状態にあり、これより後相當に永くかくの如き低圧力が残り或る範囲で昇降しつつ最後に全滅する。尚、油膜圧力の減少につれて軸受の横振が著しくなつた。

4. 結 論

1. 軸が曲げ変形を受ける場合 普通寸法比 ($l/d=1 \sim 1.5$) の軸受に於ては両端における圧力が著しく高くなり、荷重の高い場合、軸受中央に於て圧力低く両端に近く圧力の集中することがある。

2. l/d が極めて小なる軸受に於ては圧力範囲が円周方向

にも軸方向にも狭く、高圧範囲が軸の負荷側中央に生成する。

3. 軸回転速度が小なる程、圧力分布範囲が廣くなり、軸の曲げ変形の影響が著しくなる。

4. 軸回転速度の増加による滑油温度上昇は相當に著しいものであるが、荷重の変化による滑油温度の差異は余り著しくない。

5. 滑油の粘度が高い程油膜圧力が高くなる傾向を有し、且軸の曲げ変形の影響が少くなる。

6. 滑油供給量が多い程、圧力範囲が廣くなり、且圧力分布が緩かとなる。又軸の曲げ変形の影響は給油量が多い程少くなる。

7. 軸受内の高圧部に漏孔を穿け、細管を通じて滑油を漏出せしめる場合、圧力分布は給油量が減少したるかの如くに変化する。但し、その変化は漏孔を有せざる場合に比較して左程著しいものではない。

以上、結論として挙げたものは、何れも定性的事項であるが、本実験の目的の一部が箇々の場合における数量的吟味にもあつたことを特に附記しておく。

本報告は服部報公會の援助を受けて施行中の「軸受の研究」の一部に属するものであり、同會に深甚の謝意を表するものである。

(昭和 13 年 4 月 5 日受付)

金属材料引拔用ダイスの形状に関する研究⁽¹⁾

(昭和 13 年 4 月 10 日 第 15 期定時總會講演會に於て演講)

正 員 山 ノ 内 弘⁽²⁾

摘 要

ダイスに依る引拔加工には相當のエネルギーを要し、従てダイスの形状を適當にしてそのエネルギーを小ならしめることが必要である。茲に引拔線材の変形状態を考察して考案した近似ハイパボリックサイン曲線ダイス 4 種並にダイス壁面角 4° , 8° 及び 12° の円錐形直線ダイスに就て炭素量 $0.12 \sim 0.8\%$ の鋼線材 4 種、銅線材及びアルミニウム線材を用ひて引拔実験を行ひ、断面縮率に關聯する引拔力及び各引拔材の機械的性質の変化及び顕微鏡組織を比較した。又二次元的ダイス模型を以て濃度一定なる粘性流体を一定の圧力の下に流出せしめて各部における流れ状態を測定して曲線型が良好なることを明かにし、ダイスにおける変形に対する参考とした。本実験の範囲に於ては、引拔材のダイスへの最初の接触角は $6^\circ \sim 12^\circ$ 位を適當とし、引拔仕事量を小にするためには断面縮率少き場合 (約 $15 \sim 20\%$ 以下) は小なる壁角を用ひ縮率大とする場合は大なる方の壁角とすると有利である。又曲線ダイスは直線ダイスに比較して引拔材を硬化 (脆化) せしむることが少い等の影響を示し得た。適當なる曲線ダイスの形状に就て論及してある。

1. 緒 言

ダイスを以て金属材料が引拔加工される時は可成り多量のエネルギーを要するので、これに用ふるダイスは強固なると共にこのエネルギーを出来るだけ小ならしむることが必要である。而してこのエネルギーは 3 種に大別される。(a) ダイス壁面と金属材料面との接触摩擦エネルギー、(b) 材料の細長

く変形するに必要なエネルギー、(c) 材料内部における分子の滑りに因る附隨エネルギー即ち内部損失とであつて、(a) は外部摩擦エネルギー、(b) は変形エネルギー、(c) は内部摩擦エネルギーである。これ等を正確に分離することは困難であり又色々の誤差が起り易い恐れがある。故にダイスを使用して実際に仕事をする場合に関聯する諸条件即ちダイスの特性 (ダイスの材質、引拔加工材の種類等)、ダイスの形状、ダイスの耐久性、潤滑剤、引拔速度等を基として実験的に解決せんと

(1) Studies of die Shapes for Metal Drawing. (2) Hiroshi YAMANOUCHI, Member, Waseda University. 早稲田大學。