

高圧圧縮機の金属パッキンの研究

伊 藤 茂*

Metallic Packing for High Pressure Compressors

By Shigeru Itō

Kawasaki Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

In high pressure compressors and high pressure gas circulating pumps, gas leakage from the packing of piston rod and wear of the packing make the major problem to meet. Especially when the gas handled is poisonous or explosive the perfection of leakage prevention should be imperative.

In defiance of the above fact, however, there are hardly any reports or reference data available for the study on the packing in relation to the gas leakage, and this constitutes a considerable inconvenience in designing and manufacturing this vital part of high pressure compressors.

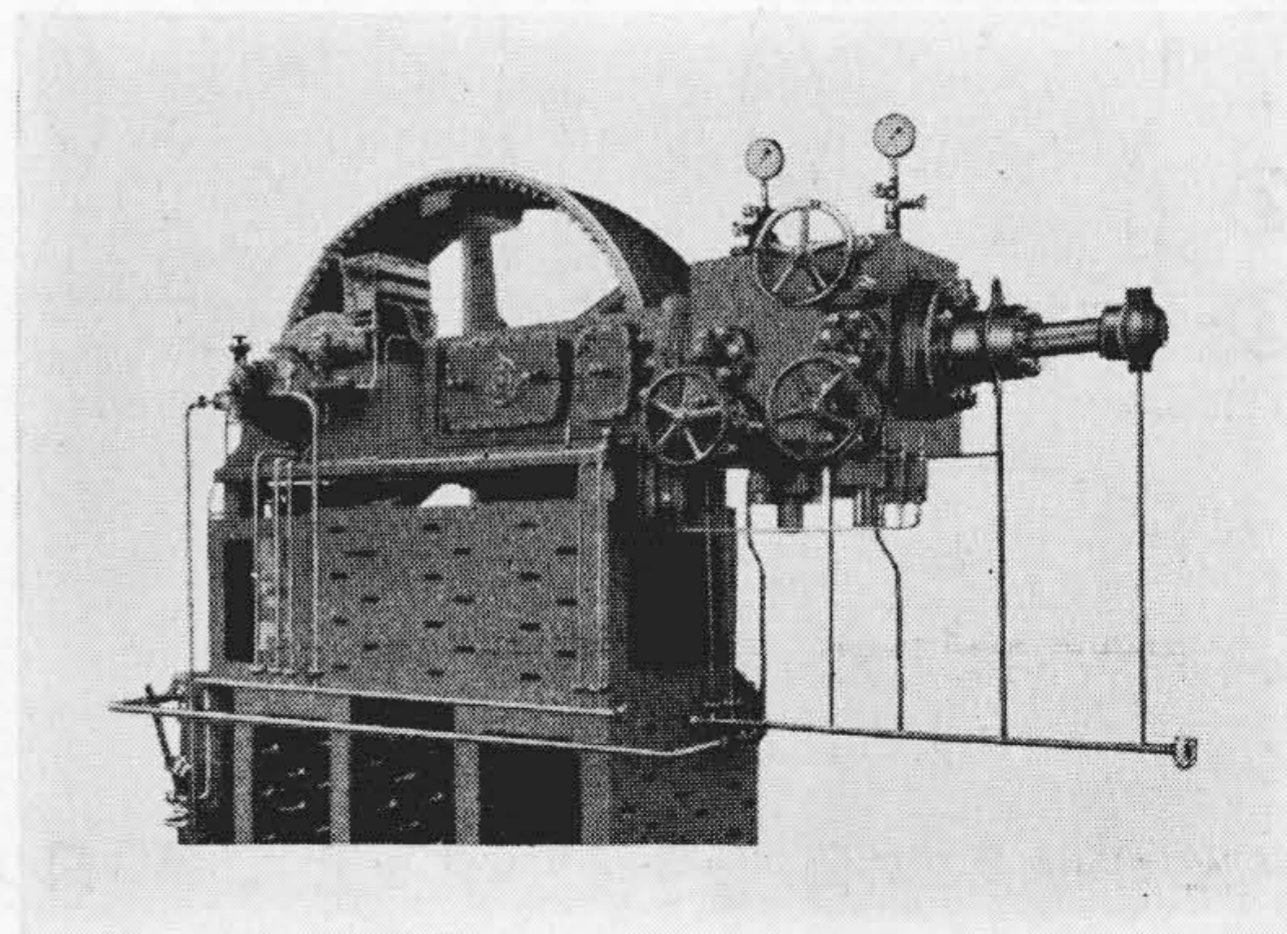
The writer conducted a series of experiments and research on the metal packing in practical use, to clarify the relation between the lubrication oil quantity and the leakage air volume, under the different air pressures ranging from 5 to 100 kg/cm².

From the results, it has been revealed that when a metallic packing is lubricated with a specific oil under some specialized conditions, air leakage from the packing sharply decreases as the oil increases, and under low air pressure the leakage is practically negligible. When air pressure is raised, air leakage increases almost in the hyperbolic relation.

[I] 緒 言

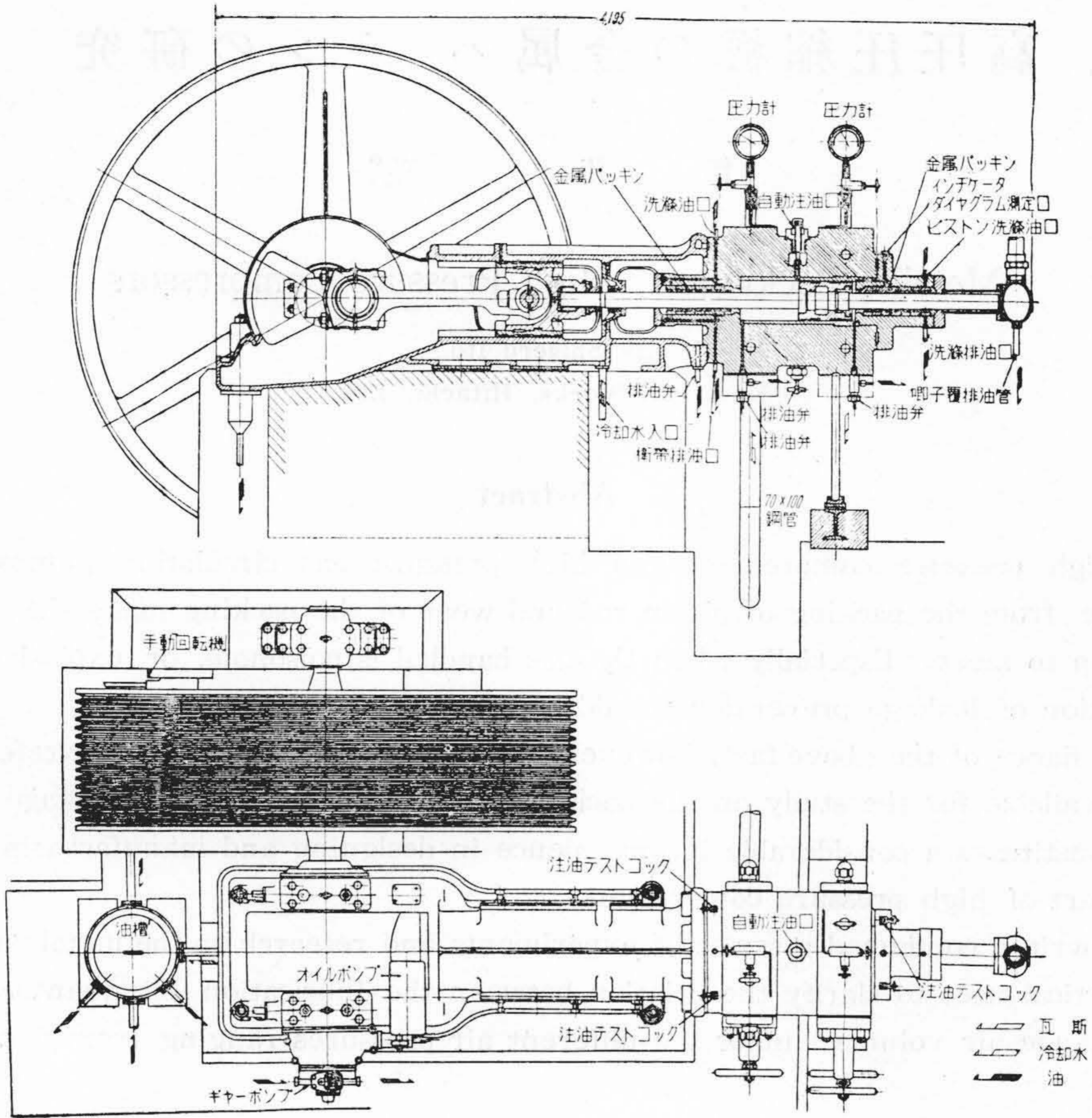
アンモニア、メタノール、尿素等の高圧化学工業の長足の進歩により、これ等の装置に用いられる高圧ガス圧縮機又は高圧ガス循環ポンプの重要性は愈々増加し、この使用圧力も 300 kg/cm² より 1,000 kg/cm² 程度のもの迄が実用となつている。これ等の高圧圧縮機に於て、ピストン棒がシリンダ壁を貫通する所からシリンダ内の気体が漏洩するのを防止するため、白色合金又は軸受青銅等の金属パッキンが使用されており、これが高圧圧縮機又は循環ポンプに於て設計上、製作上又は運転上より最も問題となる個所である。

第1図、第2図は高圧ガス循環ポンプの外観図及び断面図である。第3図は一組の金属パッキンの構造を示し

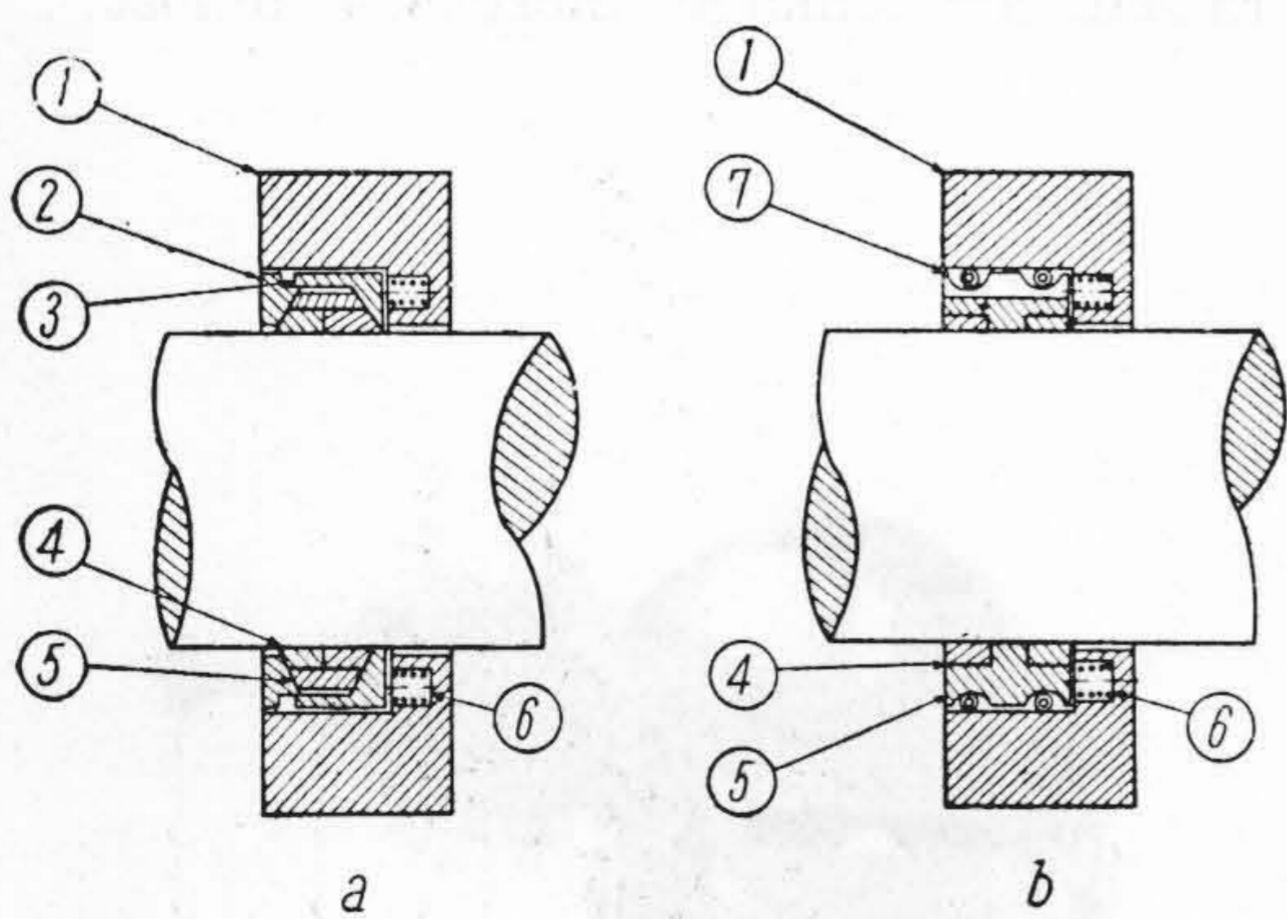


第1図 高圧ガス循環ポンプ
Fig. 1. High Pressure Gas Circulating Pump

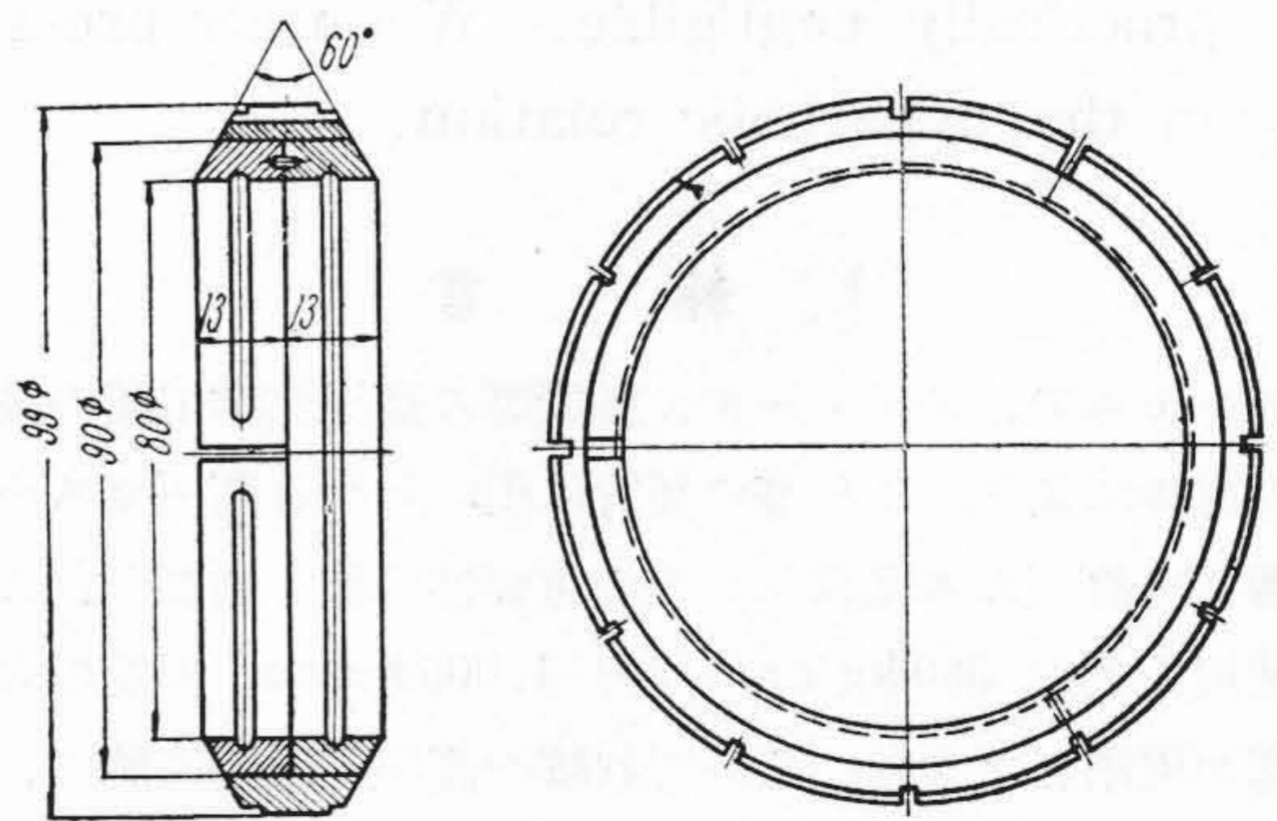
* 日立製作所川崎工場



第2図 高圧ガス循環ポンプ
Fig. 2. High Pressure Gas Circulating Pump



第3図 金属パッキン
Fig. 3. Metallic Packing



第4図 パッキンリング
Fig. 4. Packing Ring

第4図は内側及び外側パッキンリングを示す。第3図の a に於ては一組のパッキンはパッキン箱①、パッキン押金②、パッキン受金③、内外パッキンリング④⑤及びバネ⑥から成り、パッキン受金はバネにより押される。そ

の弾力がパッキンリングを介してパッキン押金に伝えられ、押金の脊面が次のパッキン箱の脊面に密着させられる。漏洩ガスの圧力はパッキン受金の脊面に作用し、この圧力によりパッキンリングの側面の傾斜のためにパッキンリングがピストンに抱きつく力を生じ、これにより

圧縮ガスがパッキンリングの内周面とピストン棒表面との隙間から漏洩するのを防止する。第3図の b に於てはパッキンリングがピストン棒を抱く力は気体の圧力によらず、外側パッキンリングの外周に巻きつけたバネ⑦の弾力によつてい

る。パッキンリングは第3図に示すように円周上の一箇所で切り放され、又外側パッキンリングには外側に多くの切込みを設けてパッキンリングが容易に撓んでピストン棒に密着し得る如くし同時に内側パッキンリング内面の磨耗に依るようにしてある。且つパッキンリングの切放しの位置を相互に喰い違わせてガスがこれ等の隙間から自由に洩れ出ることが出来ないようにしてある。

パッキンが具備しなければならない条件中最も重要なことは次の三項目である。

a) パッキンからのガスの漏洩量になるべく少いこと。特に取扱ガスが有毒か爆発性の場合にはその漏洩は完全に防止されなければならない。又たとえかかる危険がないガスでも、漏洩は動力の損失となるものであるから出来る限り少いことが望ましい。

b) パッキンリングとピストン棒との接触面間の摩擦が少いこと。この摩擦は動力の損失となり圧縮機の機械効率を減少させ、又パッキンリング及びピストン棒の磨耗を増大せしめ、時には焼付を生じ致命的な事故となる。

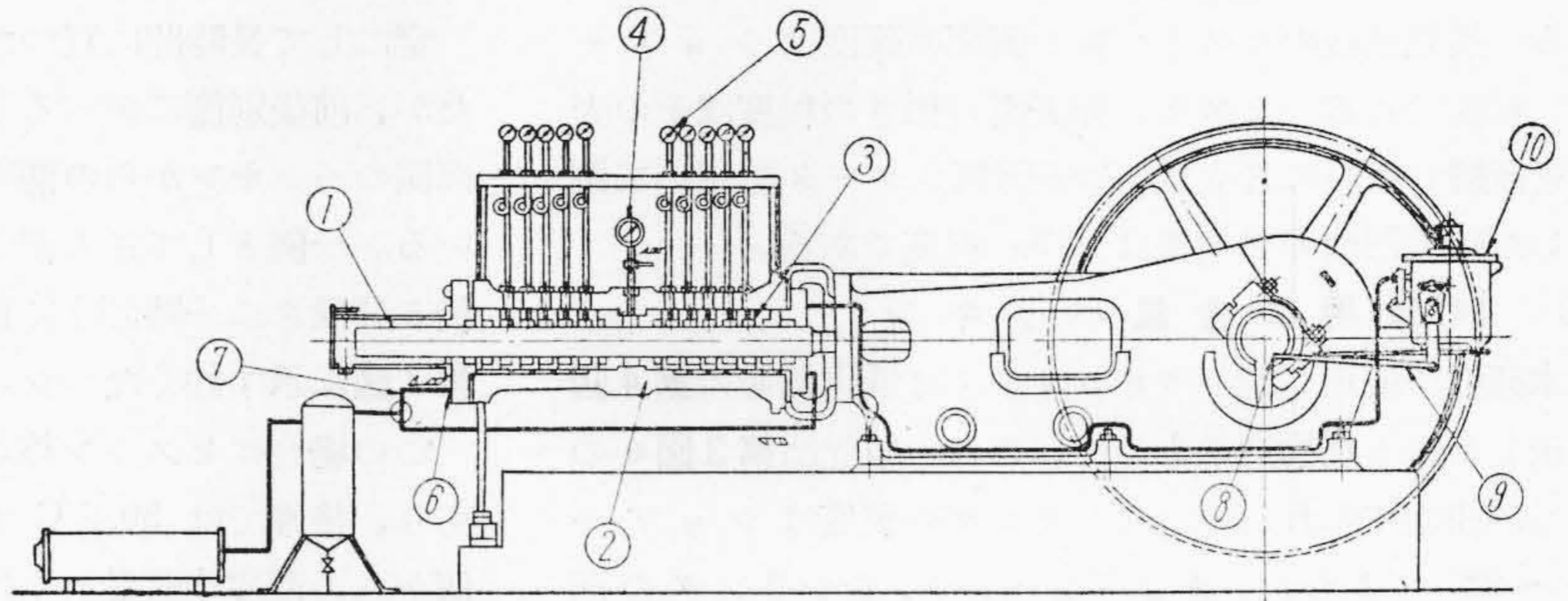
c) パッキン及びピストン棒の磨耗が少くて寿命が長いこと。

漏洩ガス量、パッキンリングとピストン棒との間の摩擦力、パッキンリング及びピストン棒の磨耗等に関する因子は、パッキンの構造及び材質、ピストン棒の表面の硬度、粗さ及び真空度、パッキンに作用するガス圧力、パッキンへの注油量並びに油の粘度等頗る多い。これ等因子の相互間の関係を究明することは極めて困難であるが、今回は高圧の範囲に亘つて洩洩空気量とパッキンへの注油量並びにパッキンに作用する空気圧力との関係を報告する。

[II] 試験の方法

(1) 試験装置

第5図は本実験の装置を示す。普通のクランク機構によつて往復運動をなす試験用ピストン棒①はシリンダ②



第5図 実験装置

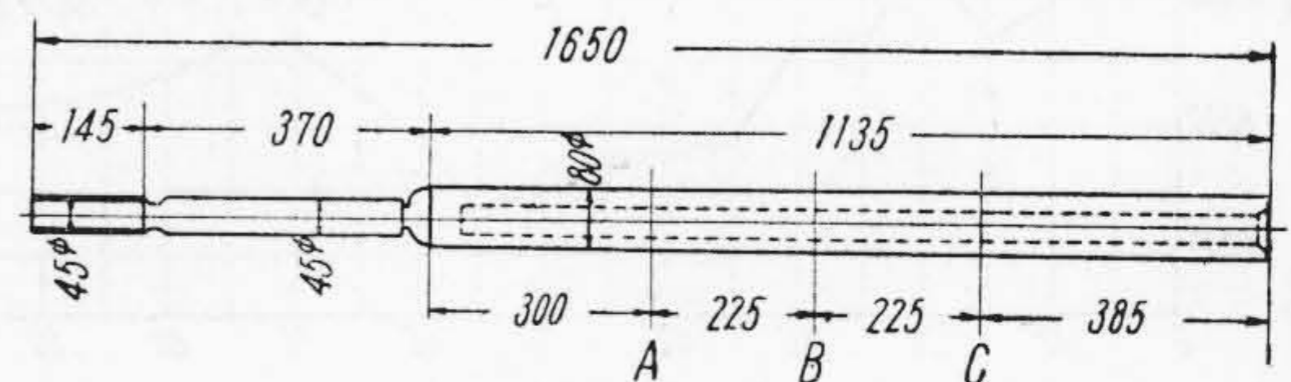
Fig. 5. Experimental Apparatus

を貫通している。このピストン棒は中空になつており、その内部に注水管を挿入しピストン棒を冷却する。シリンダの中央にある送気場所の前後両側に、それぞれ7箇ずつのパッキンからなる試験用パッキン③を各一組ずつ装入してある。圧縮空気は別に設けた高圧圧縮機からこの送気場所へ送り込まれる。空気の圧力は圧縮機の吐出圧力を調整することにより 300 kg/cm^2 迄の任意の圧力に調整され、その大きさは圧力計④によつて読まれる。一組のパッキンは前後両端の1箇ずつを除いた内方にある5箇のパッキン箱から導管により圧力計⑤に接続されている。パッキンを通つて内側のパッキン箱から次第に外側のパッキン箱内に漏洩した空気の圧力を測り、漏洩空気が次第に各パッキンを通つて漏れて行く時の各パッキン箱内の漏洩空気の圧力降下の模様を知り得るようになってい

る。漏洩空気は先端のパッキン箱に於けられた排気孔⑥より導管⑦により導かれ、コックの切換えにより前後二組のパッキンからの漏洩空気量が別々に測定されるようにしてある。漏洩空気量の測定法として漏洩空気量の少い時には水と置換し、大なる時にはノズル法による。

(2) 試験用ピストン棒

試験用のピストン棒は第6図に示す如き形状及び寸法であり、これは熱処理した後に表面の摺動部を研磨して



第6図 試験用ピストン棒

Fig. 6. Testing Piston Rod

ある。熱処理後のピストン棒の表面の硬度はショアー 30° 程度である。ピストン棒表面の粗さの程度はその表面を研磨した後に日立 C 型表面粗さメータを用いて測定した結果凹凸の平均値は 1.5 μ 程度である。

(3) 試験用の金属パッキン

本研究に使用したパッキンリングは磷青銅製の第 4 図に示したような構造のもので、これの組立は第 3 図 a のように組立てられ、パッキンリングの硬度はショアー 15°~22° であつた。かようなパッキンをシリンダの前後にそれぞれ 7 箇所ずつ入れて一組のパッキンを形成している。

(4) 試験の方法

パッキンを通つて漏洩する空気量を測定する方法は、漏洩空気量の多少に応じて水との置換法によるか或いはノズル法によるかにした。実験中には室温は次第に変わり又大気圧も実験日によつて変化するので、漏洩空気量を比較するには基準状態に換算しなければならぬが、実験の結果によれば漏洩量は実験の度毎に可成り変動し、この換算を省略することによる誤差は何れも漏洩空気量の変動の範囲内にあるので換算は省略した。回転数は略 285 r. p. m. に保つて実験を行い、平均ピストン速度は 1.9 m/sec である。

空気のパッキンからの漏洩状態を観察するに、前後両側の各パッキンからの漏洩空気量は全然無関係に定まらず、即ち前後両パッキンの内の何れか一方からの漏洩空気量が常に他方からの漏洩空気量より多いとは限らず、実験の時により或は前後のパッキンからの漏洩空気量が後側のパッキンからの漏洩量より多く、時にはこれの反対になり、何等かの原因で一方のパッキンが漏れ易くなると空気はそこから余計に漏れる傾向を生ずると思われる。又両側のパッキンからの漏洩空気量は凡ての条件を

一定にして長時間に亘つて一定時間置きに何回も測定したが、前後別箇に調べると可成り変動しているが、前後両側のパッキンからの漏洩空気量の平均値は略一定している。一例として送入空気圧力を 40 kg/cm² に保ち前後 5 分置きに一時間半に亘り前後交互に測定した結果は第 7 図に示す如くなつた。

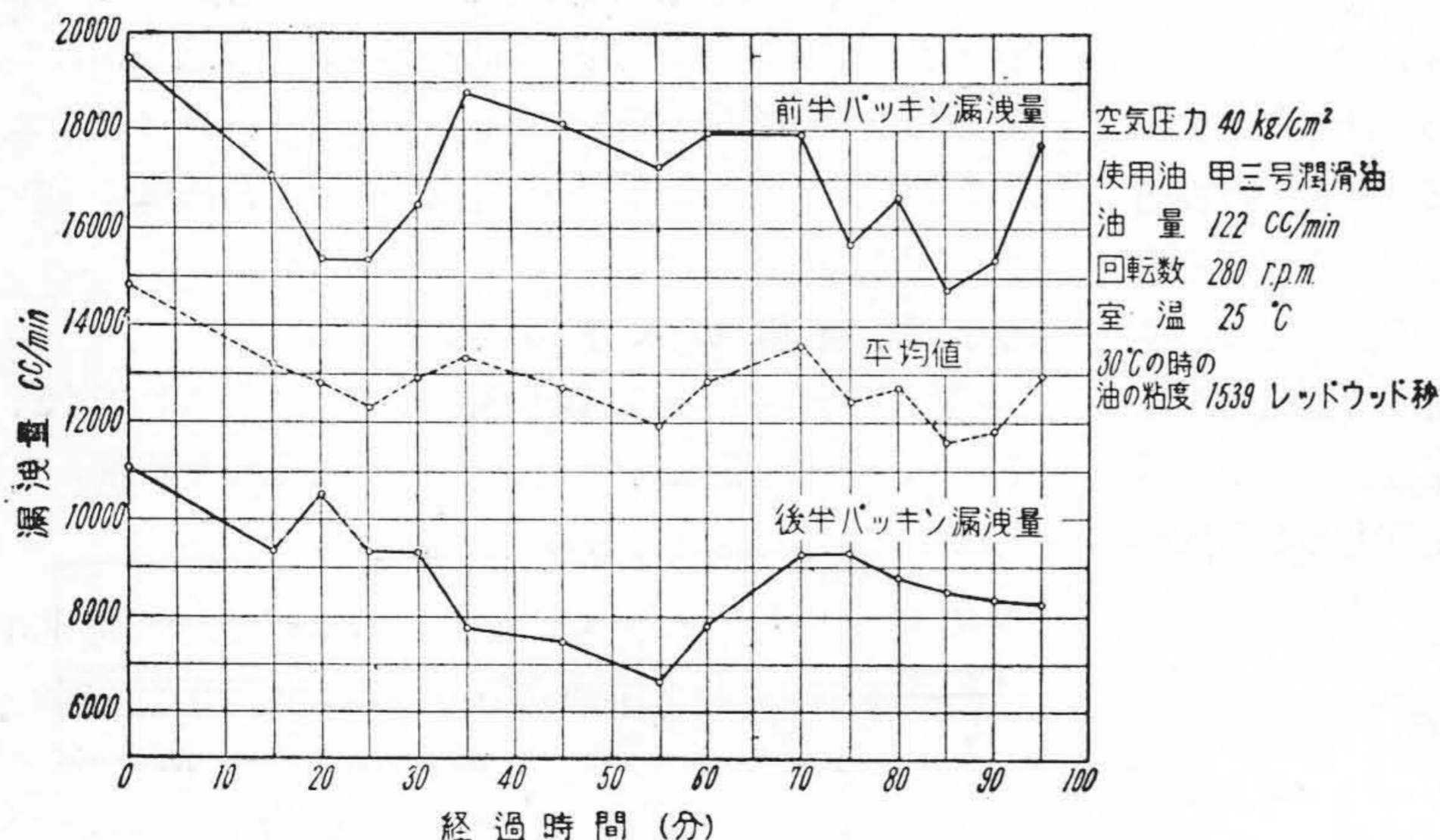
この場合にピストン棒の温度はその前端で 27.5°C であり、後端では 30.5°C であつた。これによれば前後両側からの漏洩空気量の平均値は実験開始当初は多く、時間の経過に従つて次第に減少し、約 20 分後には略一定になることがわかる。依つて漏洩空気量を測定する時には運転開始後 15 分程経過した後に記録を取り始め、又漏洩空気量の値として前後両側のパッキンからの漏洩空気量の平均値をとることにした。実験は空気の圧力を 5 kg/cm²乃至 100 kg/cm² の間の種々の大きさに保つた場合にパッキンへの注油量を毎分 1.85cc 乃至 10.2cc 迄変化させて漏洩空気量を測定した。注油量を変えた場合には運転開始後 10 分程経過した後に漏洩空気量の記録を取り始め、引續き適当な時間を置いて数回ずつ測定した。ピストン棒の温度は運転開始後 30 分程経過すれば室温より数度高くなり、この実験を行つた時は略 30°C 位で一定になつた。

[III] 実験の結果並びに検討

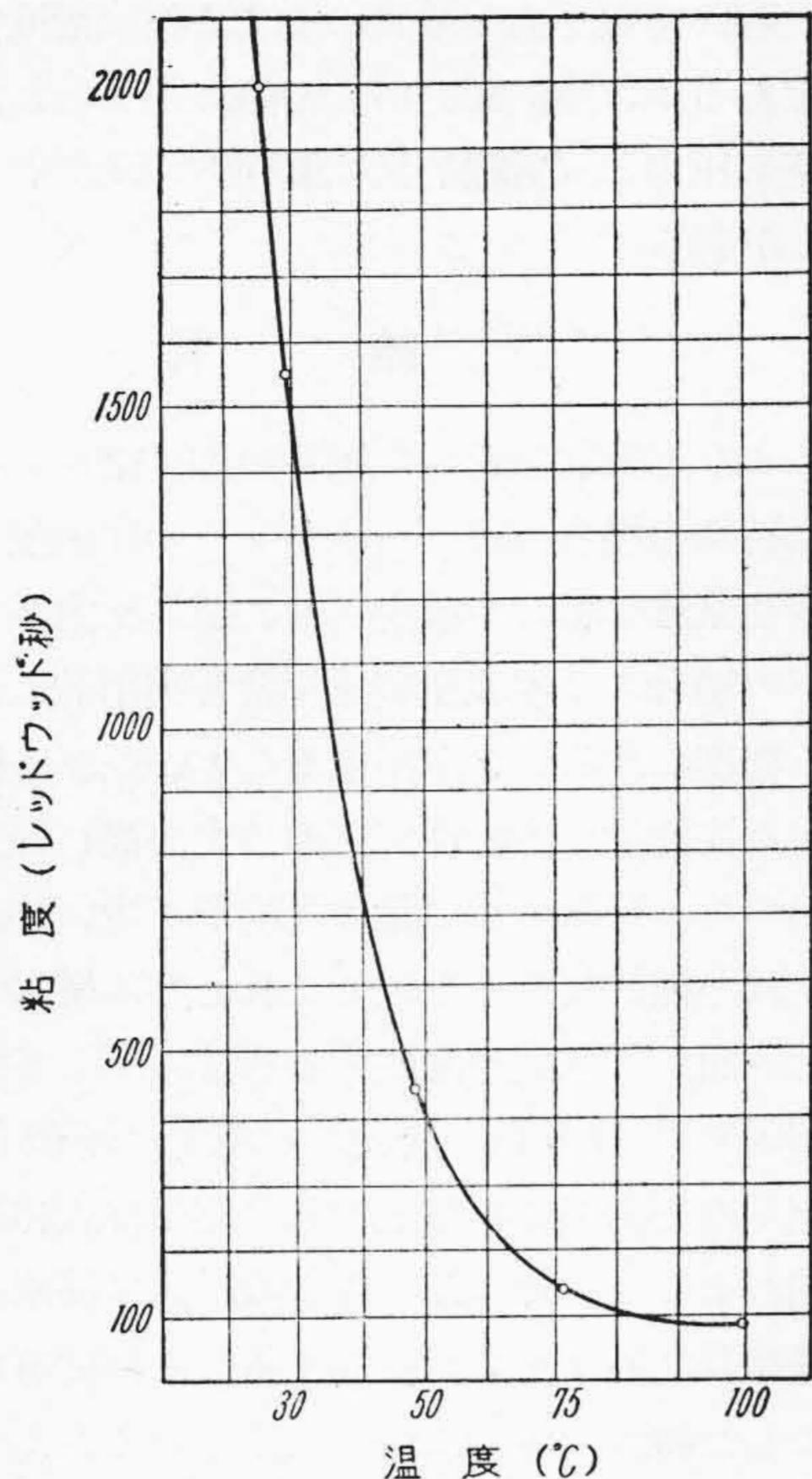
実験に使用した油は甲 3 号潤滑油でその粘度は第 8 図に示す如くであつた。実験時のピストン棒の温度は実験を行つた日により多少異つたが、ピストン棒の先端に於て 26.5°C~30°C 後端に於て 28°C~32.5°C であつた。試験装置に送入する空気の温度は空気が冷却器に依つて前以て冷却されて送入されるので常にピストン棒の温度以下であつた。

(1) 漏洩空気量に対する注油量の影響

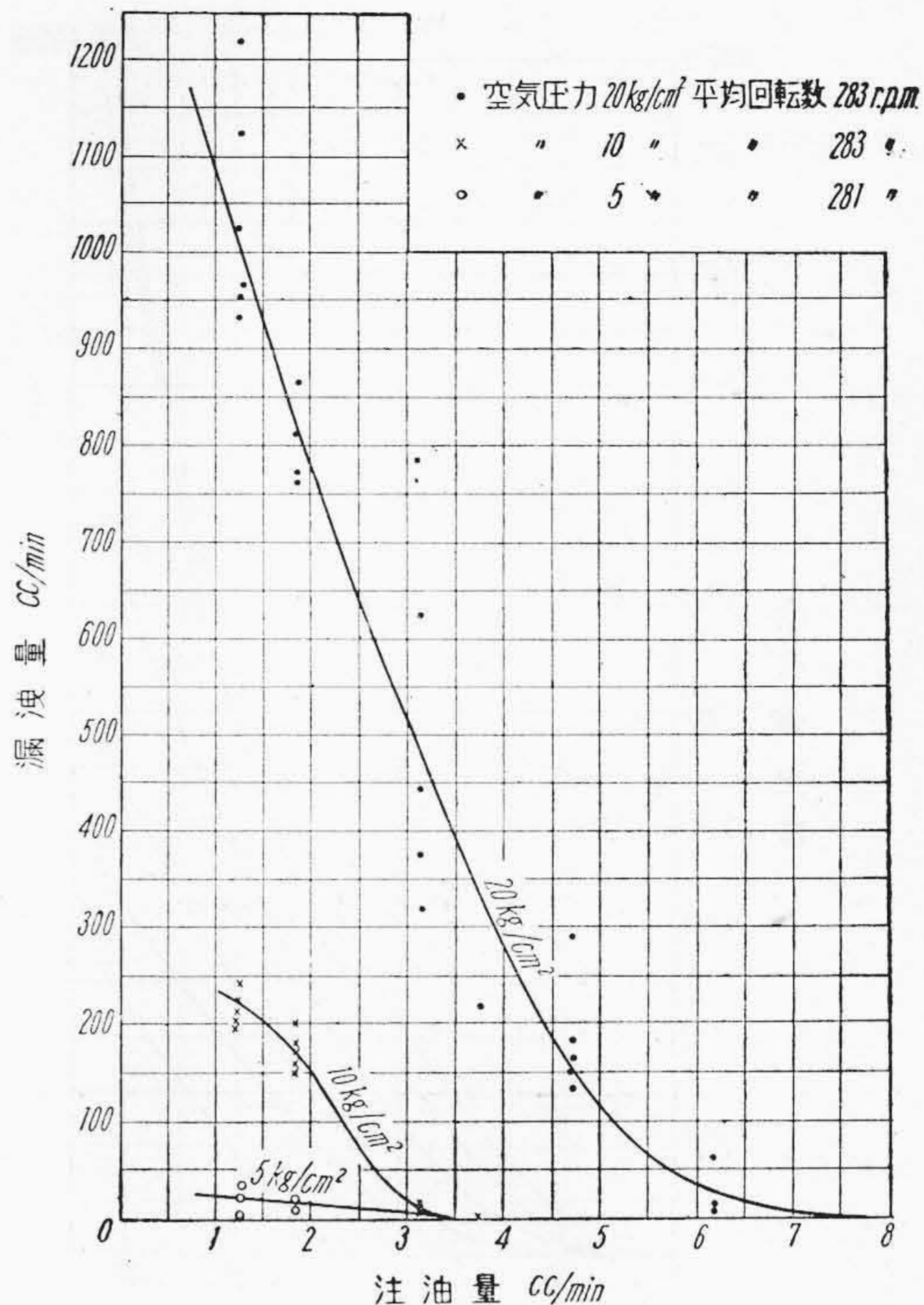
第 9 図及び第 10 図は横軸に前後両パッキンへの注油量の平均値をとり、縦軸に漏洩空気量の平均値をとつて両者の関係を曲線で示した。これ等の曲線を見れば注油量が多くなるに従い、パッキンからの漏洩空気量は略直線的に注油量に反比例して減少することを知らる。即ち送入空気の圧力が 100kg/cm² の際、注油量が 1.85cc の時には漏洩空気量は 30,750 cc/min であるが注油量が 10.2cc/min の時は漏洩量が 7,200cc/min になり



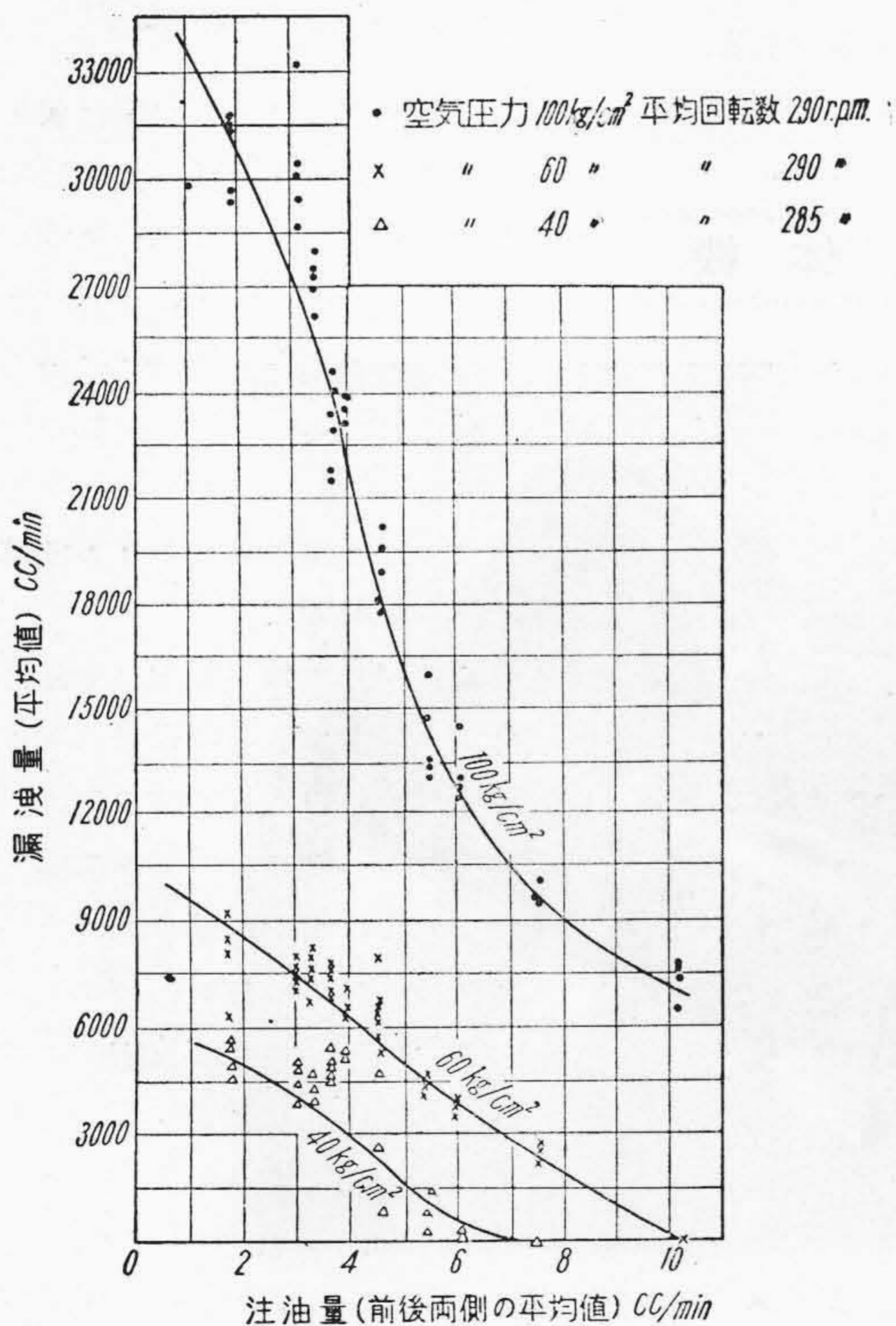
第 7 図 漏洩空気量曲線
Fig. 7. Air Leakage Curve



第8図 潤滑油粘度温度曲線
Fig. 8. Lubricating Oil Viscosity Curve



第10図 漏洩空気量油量曲線
Fig. 10. Air Leakage-Oil Q'ty Curve



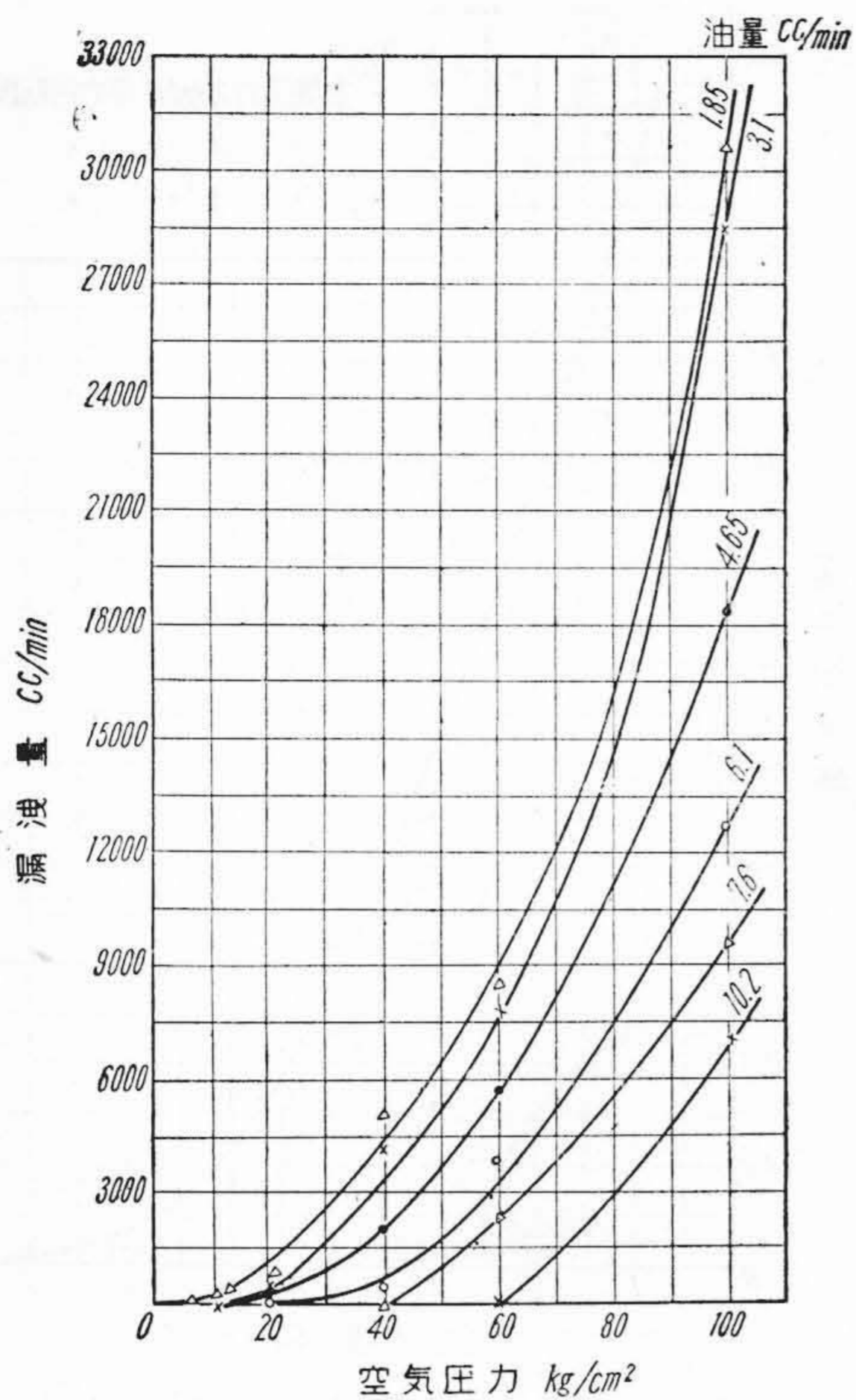
第9図 漏洩空気量油量曲線
Fig. 9. Air Leakage-Oil Q'ty Curve

約 1/4 に減少する。
注油量が更に多くなれば漏洩空気量は尚更減少するか、
或はこの限度以上に注油量を増しても余り効果がないか
否かは明らかでないが 10.2cc/min 以上の注油量の場合
はこの消費量が非常に多いために実験を省略した。

空気の圧力が或値になれば漏洩空気量は絶対に零では
ないが実用的には殆ど零と考えられる程度に減少した。
而して空気圧力が低い程この漏洩空気を実用的に零にさ
せるに必要な注油量が少くて済むこと、及び注油量の影
響が少なくなることが判つた。空気の漏洩状態に関しては
空気圧力が 40kg/cm² 以上の場合には漏洩空気量の変動
はあるが、とにかく注油量が特に多くて空気の漏洩量が
実的に零に近づく場合を除いては、空気は或期間は急
に漏れ暫くして漏れが止まり、此の状態を暫く続けた後
に又急に漏れるという現象を繰返す。即ち空気は断続的
に漏れることが判つた。

(2) 漏洩空気量と空気圧力の関係

第 11 図 (次頁参照) は第 9 図及び第 10 図の諸曲線
を注油量が一定の直立線で切断し、それぞれの注油量に
対する漏洩空気量と空気圧力を見出し両者を座標として
曲線図を画いたものである。第 11 図を見れば漏洩空気
量は送入空気の圧力と略々双曲線的な関係を有し、圧力
の増大に伴つて漏洩量が増加することを知らる。且つ注油



第11図 漏洩量空気圧力曲線
Fig. 11. Leakage-Air Pressure Curve

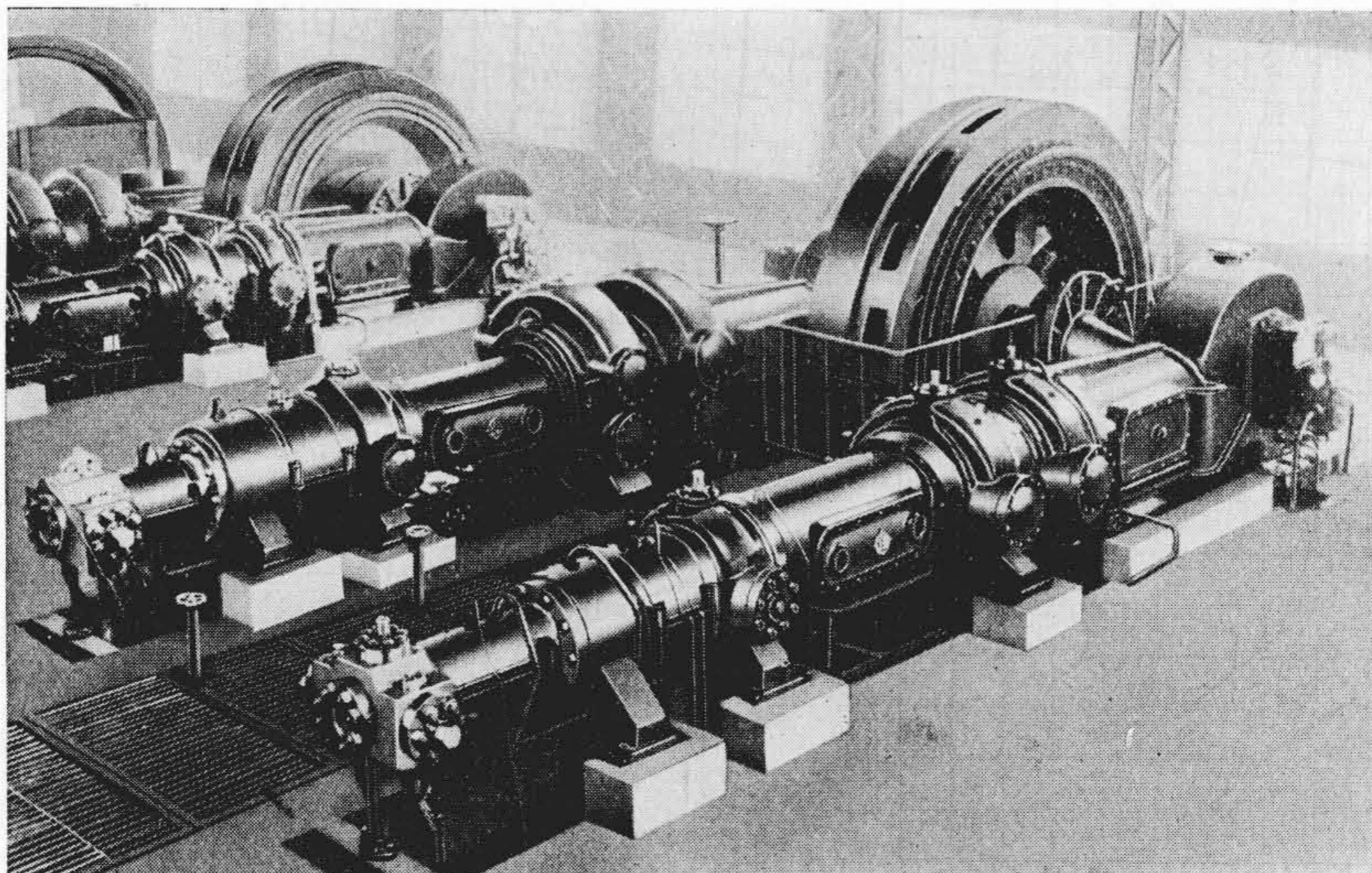
量が多い時は空気圧力が或値に達する迄は漏洩空気量は殆ど零であるが、空気圧力がこの値以上になれば漏洩空気量は空気圧力と双曲線的又は直線的の関係を以て増加することが判る。

[IV] 結 言

以上により本実験を行つた場合の如く諸種の条件を一定にした特殊の場合には、パッキンへの注油量を多くすれば漏洩空気量を著しく減少させ、空気圧力が 50 kg/cm² 以下の場合には漏洩空気量を殆ど実用的には零と考えられる程度にすることが出来ること、並びに漏洩空気量に対する注油量の影響は空気の圧力が高い程大であることが判つた。又漏洩空気量は注油量が少い時は空気圧力と略々双曲線的な関係を以てこれと共に増加することを知つた。而して空気の漏洩する状態に関しては空気圧力が 40 kg/cm² より低い場合には空気は断続的に漏れるが、空気の圧力がこれ以上の時は空気は大体に於て連続的に漏れることを知つた。以上の結果は使用せるパッキンの種類及びパッキンへ注油する油の粘度等の諸条件を一定にした特殊の場合についてのものであつて一般的なものではないが、注油量が漏洩空気量に及ぼす影響に関する傾向を推知することが出来ると思う。

終りに本実験に当られた山口崇氏に感謝の意を表する次第である。

日立の気体機



1,250 kW H6T₂ 型 I 式 ガ ス 圧 縮 機
吐出圧力 300 kg/cm² 容 量 4,000 m³/hr
1,250 kW Type H6T₂ Form I Gas Compressor