

タンクローリの設計上の諸問題

Some Problems on Design of Tank Lorry

佐川 健* 斉田 信幸* 石田 登士夫*
Ken Sagawa Nobuyuki Saida Toshio Ishida

内 容 梗 概

タンクローリにはその積載液とその量によりいろいろな種類と形式とがあり、運行効率をあげるためには積載量を大きくとらねばならないが、そのためにはタンク重量の軽減が必要であり、またシャシの安定性、移液装置の安全性について考慮しなければならない。これらを概説するとともに、とくに重要度の大きい安定性についてはその検討法を示し設計の一例に触れた。

1. 緒 言

近時輸送の合理化が進むにつれて各種液体のタンクローリによる輸送が著しく増大してきているが、日立製作所においても LPG (Liquified Petroleum Gas)、液化アンモニアなどの高圧液化ガスをはじめとし、TDI (Tolylene Di-isocyanates)、PPG (Polypropylene Glycol) などの特殊薬品にいたるまで各種のタンクローリを製作している。

タンクローリは構造的にはタンクをシャシに架装した特殊自動車にすぎないが、輸送効率のよいものを設計しようとするといろいろな問題がでてくる。輸送回数当たりの輸送量を大きくするには積載量を大きくしなければならないが、このためにはタンク自重を極力軽減する必要がある、またシャシが十分な安定性をもっていることを確認しなければならない。さらに移液はタンクローリの重要使命であるから、これが安全確実な操作をなすうるものでなければならない。

これらを総合的に検討してはじめて効率よいタンクローリの設計が可能になるが、このうち安定性の問題はタンクローリ転倒時における現象が複雑であるため重要性を認識されながら精度ある適切な計算式がなく設計上の障害になっていた。われわれはこの問題を数値解析し設計的な総合検討を可能にしたので、本報ではタンクローリの設計上の問題点と安定角の計算式を紹介する。

2. タンクローリの構造と設計上の問題点

タンクローリにはいろいろの種類が考えられるがタンク内圧の点からいわずに高圧ものと低圧ものに分類できる。それぞれの代表例として第1図に5t積LPGタンクローリ、第2図に6.8t積PPGタンクローリを示す。構造的にはタンク、シャシ、移液装置に分類されるので以下それぞれについて設計上の問題点を概説する。

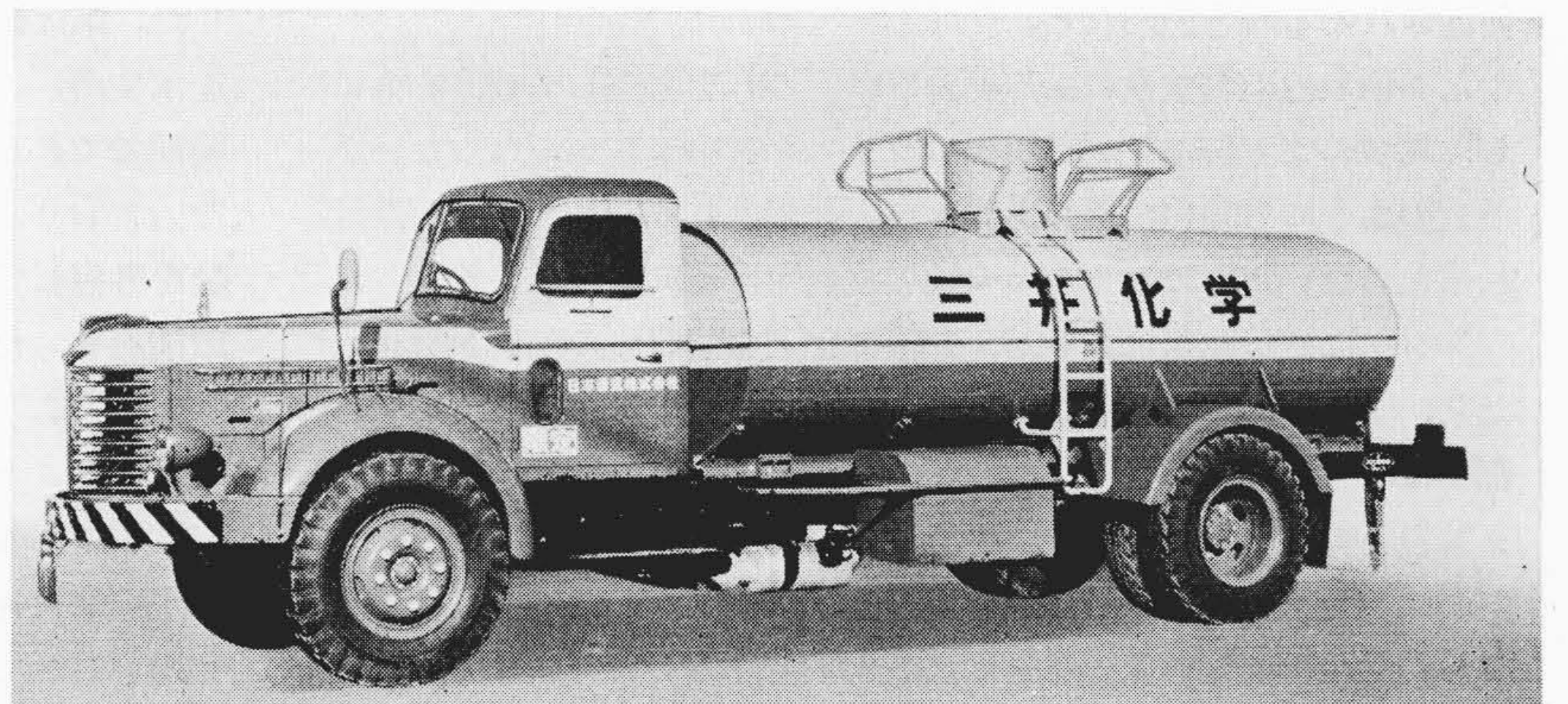
2.1 タ ン ク

タンクの設計は積載液によって大幅に異なり、また法規的にもいろいろ拘束を受けることになる。たとえば高圧液化ガスの場合には「高圧ガス取締法」を、また危険物の場合には「消防法」の適用を受ける。しかしながら本質的には積載液の特性をよく知ることが設計の要点で、積載液の物理的、化学的、医学的な特性に基づきタンク構造を決定すべきである。

タンク形状には円筒形とだ円筒形のものが考えられるが、前者は強度条件がよいので内圧の大きい高圧ものに、後者は重心高さが



第1図 5t 積 LPG タンクローリ



第2図 6.8t 積 PPG タンクローリ

低くとれるので低圧ものに採用されるのが普通である。しかし低圧ものでも液比重が大きくタンク容積がそれほど大きくならないものはタンクローリの安定性に対する条件がよいので工作面、強度面で有利な円筒タンクにしたほうが得策である。

円筒形の場合タンク強度計算は簡単で、法規にも計算式が指示されているが⁽¹⁾、だ円筒タンクの場合有限長さの強度計算は非常に複雑なものになり、二三研究⁽²⁾されているがまだ設計式として適切なものは発表されていない。実際にはタンクローリの場合タンクは単純な円筒にせず補強環を長さ方向の中間にいくつか入れたほうが有利であるし、またこのような構造を強度計算することは非常に困難である。そこで無限長さの円筒板の強度計算⁽³⁾に対し実験値をもとにした補正を行なって設計しているのが現状であるが、これは今後とも研究を必要とする問題であろう。

円筒タンクの鏡板には皿形、球形、半だ円体形などが考えられる。皿形は応力集中を起こすため強度条件が悪く、球形は製作上の難点があるため、強度面、製作面の条件もよくタンク長さに対する積載量の条件もよい2:1だ円体形を普通採用している。

だ円筒タンクの鏡板にも半だ円体形などの曲面が考えられるが工

* 日立製作所笠戸工場

作上の理由から平板を採用することが多い。ただし平板の場合には内圧が小さくても構造上大きな応力を発生し、そのままでは所要板厚が大きくなるので適切な補強により軽量化をはかっている。

第3図はPPGタンクローリのタンク構造を示すが、胴板には4mm、鏡板には8mmのステンレス鋼板を用い補強により応力の均等化をはかった一例である。ゲージ圧 0.7 kg/cm^2 の内圧時、実測した結果では最大応力は鏡板中央部に発生しその値は 8.0 kg/mm^2 であった。

タンク板厚はタンク形状、内圧、腐食性、使用材料の機械的性質、溶接条件などによって決定されるわけであるが、高压タンクの場合にはタンク自重が大きくなるので、極力軽量化をはからなければならない。そのため高压タンクローリには高抗張力鋼板を使用するのが普通になってきたが従来のボイラ用圧延鋼板を使用していたところに比べると積載量は相当増大している。最近さらに $80\sim 100\text{ kg/mm}^2$ 高抗張力鋼板の使用が研究されているので高压タンクの軽量化はいっそう促進されるものと思われる。

なお積載液に腐食性のある場合には、これを考慮して板厚を大にし、場合によってはタンク内面にライニングを施さねばならないが最近のように各種化学薬品がつぎつぎ発表され、これを輸送しなければならぬことになる腐食性の検討も重要になってくる。

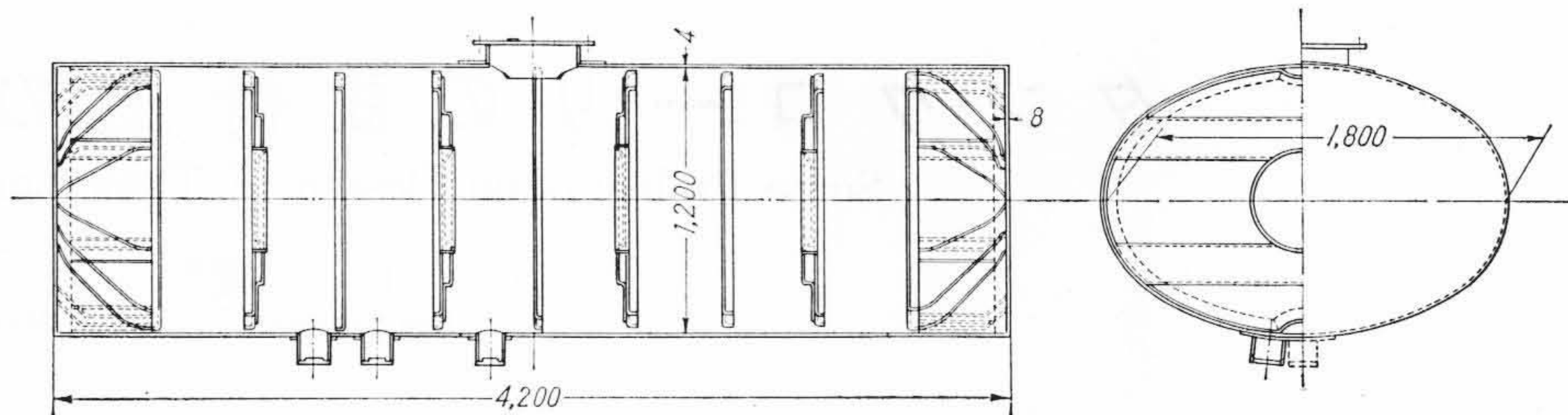
タンクに直接関係はないが、液温によって積載液の品質が低下したり、蒸気圧、粘度などが著しく変化するような場合にはタンク外部を保温する必要がある。保温装置も従来は断熱材をタンクとタンク被覆との間にはさんでいたのが、最近ではタンクとタンク被覆との空間にポリウレタンフォームなどの発泡断熱材を吹き込む技術が発達し軽量で大きな保温効果と耐久性を期待することができるようになった。

このほかに特殊なものとして加熱装置や冷凍装置をタンクローリに設備したものもある。

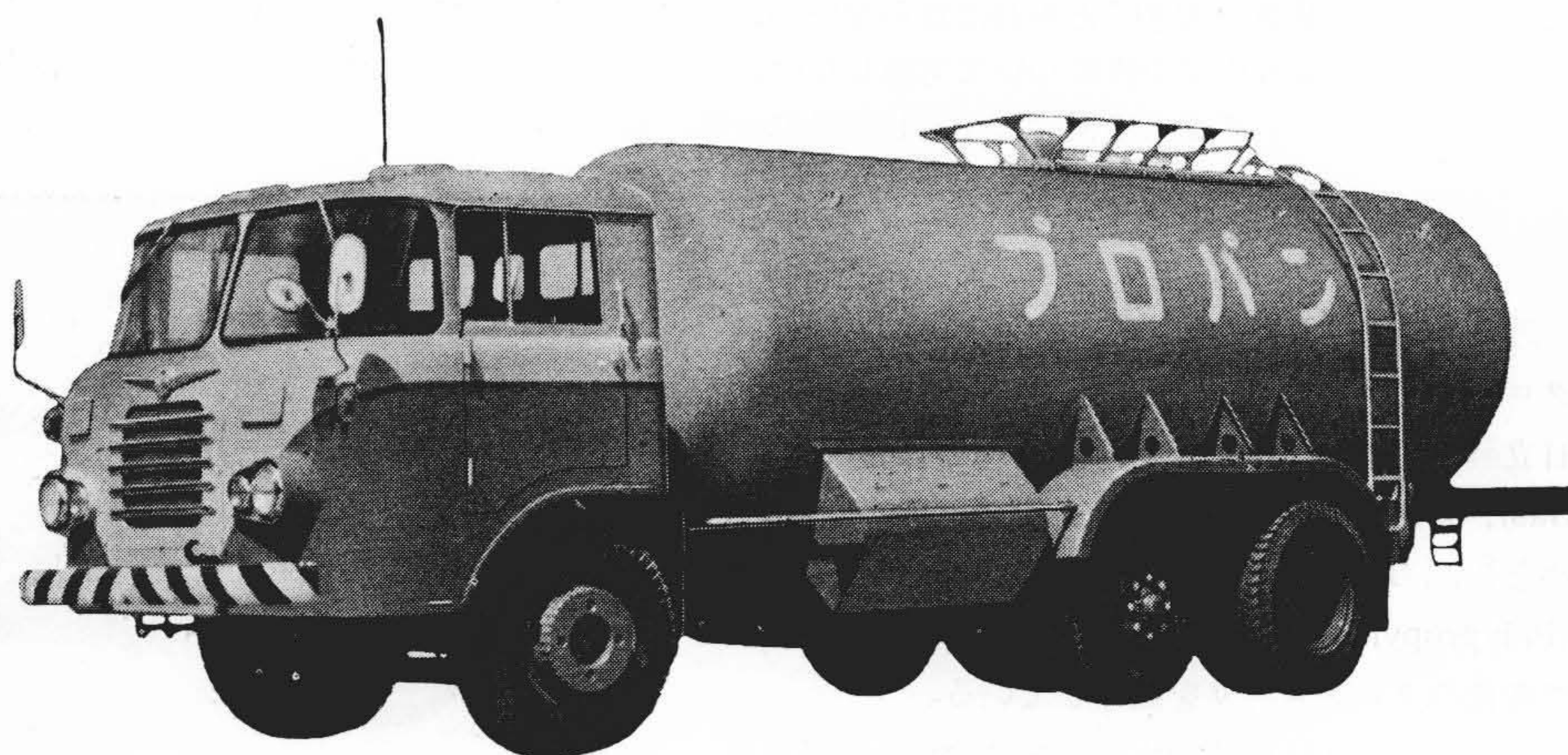
2.2 シャシと安定性

タンクローリはタンクを架装した場合、各車軸に対する軸重配分が適正であってかつ安定性のよいものでなければならないが（走行性能の問題は一般トラックと共通なので、ここでは触れないことにする）このことは法規的にも「道路運送車両の保安基準」により規定されている。すなわち、法規における制限数値の根拠についての説明は省略するが、タンクローリは積載物を満載した状態において総重量20t、軸重10t、輪重5t、タイヤ荷重はJISの推奨荷重をそれぞれ超えることなく、操込荷重は積車、空車状態を問わず総重量の20%以上、安定角は空車状態において左右両側とも35度以上なければならないと規定されている。

多種生産のため、タンクローリは普通生産されているトラック用標準シャシを改造して使用しているが、タンクローリ用シャシとして見た場合不満足な点が多い。この場合にはシャシ条件が既定なのでタンク側をその条件に合わせねばならないので十分な積載量を取り得ない。この傾向は積載量を大きく要望される高压タンクローリの場合に著しいので、日立製作所ではこのたび日産ディーゼル工業株式会社と共同で大形タンクローリ用の専用シャシを開発



第3図 PPGタンクローリのタンク構造



第4図 7t積LPGタンクローリ

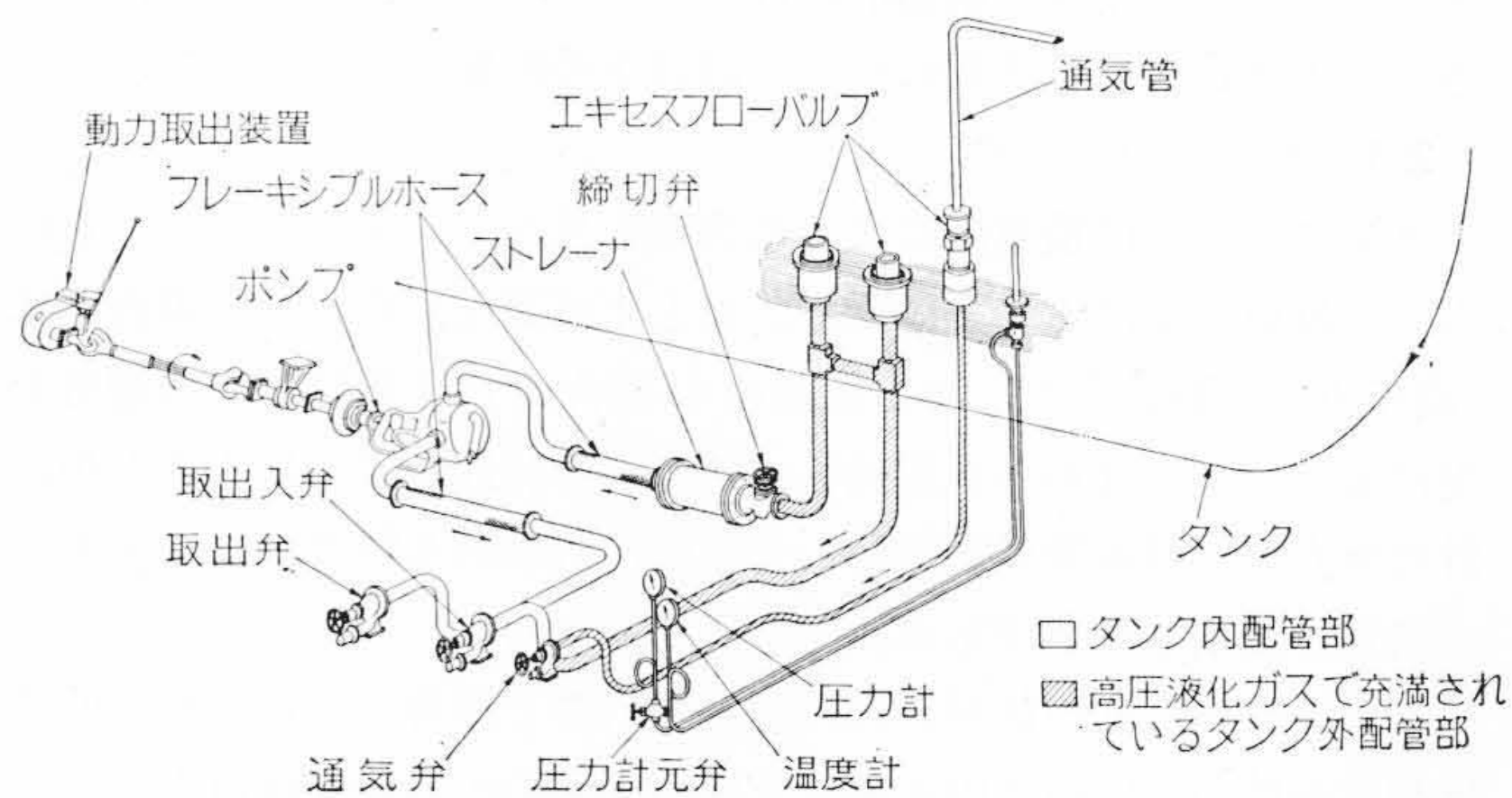
した。第4図にこの専用シャシを使用した7t積LPGタンクローリを示すが、このシャシはタンクを低く取り付けかつ車両制限の許す範囲でできるだけ安定角をとり、軸重の配分も容易にできる構造になっており、また当然のことながら各部品や機器の配置もタンク架装を考慮して作られているので一般トラックシャシの場合のような改造をまったく必要としない。

前述のようにシャシに要求される最も重要な条件は安定性が大きいということであるが、前輪トレッドと後輪トレッドが異なり、空気タイヤ、軸バネの変形などが影響するのでタンクローリの転倒時の現象は複雑で傾斜角を計算で求めることは簡単でない。しかし正確な計算ができてはじめて思いきった積載量の増大も可能となる。このためわれわれはこの問題に対して新しく計算式を求めたが、その概要については後述することにする。

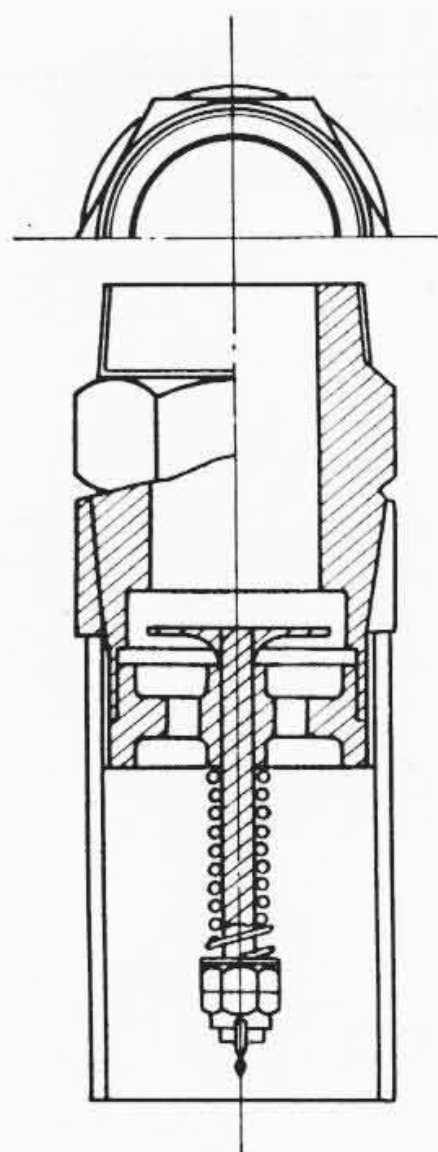
2.3 移液装置

タンクローリは輸送と同時に移液という使命を有するが、積載液が高压液化ガスや危険性液体の場合にはその重要度が一段と増加するので安全には十分な留意が必要である。

第5図に高压タンクローリの配管例を示すが、タンクと配管との結合部にはエキセスフローバルブが取り付けられている。その構造は第6図に示すようなもので、万一配管部が破損した場合には流体



第5図 移液装置 (I)



第6図 エキセスフローバルブ

抵抗がバネに打ち勝って自動的に弁を閉鎖し積載液が外部に流出するのを防止するものである。

蒸気圧が大きくなっても発火性や有毒性のある積載物の場合には移液装置はタンク上部に設けておくほうが安全である。

移送の方法としてはタンク内の気相部を窒素ガスなどで加圧し液を押し上げる場合と、ポンプを用いて引き出す場合とがあるが、タンクローリに積載用のポンプを装備する場合も少なくない。

またタンク内の液を管理するために温度計、圧力計、液面計などがあり、万一に備えて安全弁、消火器なども装備される。

日立製作所においても安全、確実という観点から移液装置についての研究を行なっているが、このたび第7図のような高圧タンクローリの配管（特許申請中）を採用した。これは第5図の配管においては外部配管部に高圧液化ガスの充填している部分があり、この配管がごくわずかに破損し流出流量が少ない場合にはエキセスフローバルブがその機能からみて作動しないこともあり得るので第7図のようにさらに万全を期し、弁を直接タンクに取り付け、問題の外部配管を全部内部配管に切り替えたものである。この配管では弁を締め切れば外部配管はタンクと絶縁されるので積載液をそのままにしてタンクをシャシから取りはずすことも可能となりシャシの万一の事故にも対処できることになる。

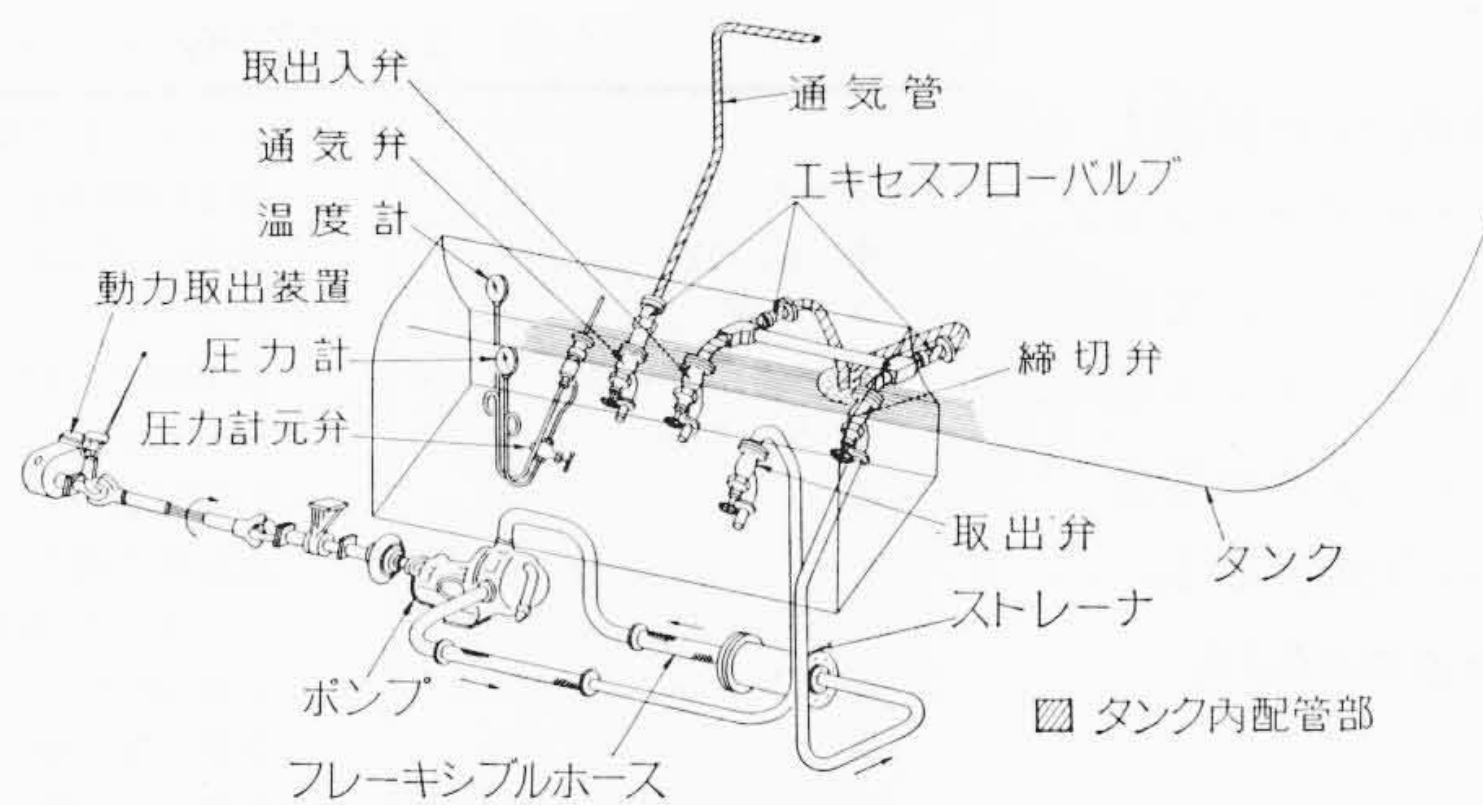
3. 安定角の計算式

以上タンクローリ設計上の問題点について概説してきたが、これらの条件を満足する範囲でできるだけ積載量を大きく設計することが必要である。ここでその検討において問題になる安定角の計算式について概説することにする。紙面のつごう上計算式の誘導過程は省略したが、これはいずれ別の機会に報告する予定である。

3.1 安定角計算式の仮定

この計算についてはつぎの仮定を行なった。

- (1) タンクローリの安定角を求める場合、タンクローリが水平平坦面上に置かれた状態について、前後軸まわりの回転角変位と左右軸に沿う変位および車体タンク、すなわちバネ上の上下軸まわりの回転角変位を考え、その他の軸に関する変位量は微量として考えない。したがってタンクローリは五つの自由度をもつ。
- (2) 軸バネは横方向の変形に対しては剛で変形しない。また、軸バネの板のねじり変形は無視する。
- (3) 空気タイヤは上下方向、左右方向に自由に変形する。
- (4) 軸バネ、空気タイヤのバネ特性（バネ力—変位の関係）は線形である。



第7図 移液装置 (II)

(5) 空気タイヤの接地面位置の横移動はない。

(6) 安定角測定に際し、タンクローリを剛体と考えるとき斜面上に占める位置からの車体、前輪軸および後輪軸の回転角変位は $\sin \theta \approx \theta$, $\cos \theta \approx 1$ が成立する範囲にある。車体の上下軸まわりの回転についても同様である。

3.2 使用符号

計算式に使用する文字と符号は次のとおりである(第8図参照)。

y_2 : 車体(タンクを含めバネ上を以下車体と呼ぶ)重心 G_2 の横方向の変位。

y_{11} (y_{12}): 前輪軸(後輪軸)重心 G_{11} (G_{12}) の横方向の変位。

ϕ_2 : 車体の重心 G_2 を通る上下軸回りの角変位。

θ_2 : 車体の重心 G_2 を通る前後軸回りの角変位。

θ_{11} (θ_{12}): 前輪(後輪)の重心 G_{11} (G_{12}) を通る前後軸まわりの角変位。

θ_0 : 安定角測定のため傾斜せる地盤の水平面に対する傾斜角。

以上は安定角測定時、タンクローリを剛体と考えるときに占める位置からの変位を表わし、水平面上に静止した位置からの車体の角変位は $(\theta_0 + \theta_2)$ である。他についても同様である。符号は第8図の矢印の方向を正とする。

b_{11} (b_{12}): 前輪(後輪)空気タイヤ間隔の $1/2$ 。常に正。

b_{21} (d_{22}): 前輪(後輪)軸バネ間隔の $1/2$ 。常に正。

a_{11} (a_{12}): 前輪(後輪)重心より空気タイヤ有効高さ位置(リム径下端付近)までの距離。重心より下方にとるとき正。

a_{21} (a_{22}): 前輪(後輪)重心より軸バネ下端までの距離。重心より上方にとるとき正。

a_{31} (a_{32}): 車体の重心より前輪(後輪)軸バネ上端までの距離。重心より下方にとるとき正。

h_{11} (h_{12}): 前輪(後輪)空気タイヤ有効高さ。常に正。

h_{21} (h_{22}): 前輪(後輪)軸バネ高さ。バネ上支点がバネ下支点より上方のとき正。

$h_{31} = a_{21} + h_{21} + a_{11}$, $h_{32} = a_{22} + h_{22} + a_{12}$

l_1 (l_2): 車体重心より前輪(後輪)軸を通る垂直面までの距離いずれも正。

k_{z21} (k_{z22}): 前輪(後輪)片側軸バネのバネ定数。

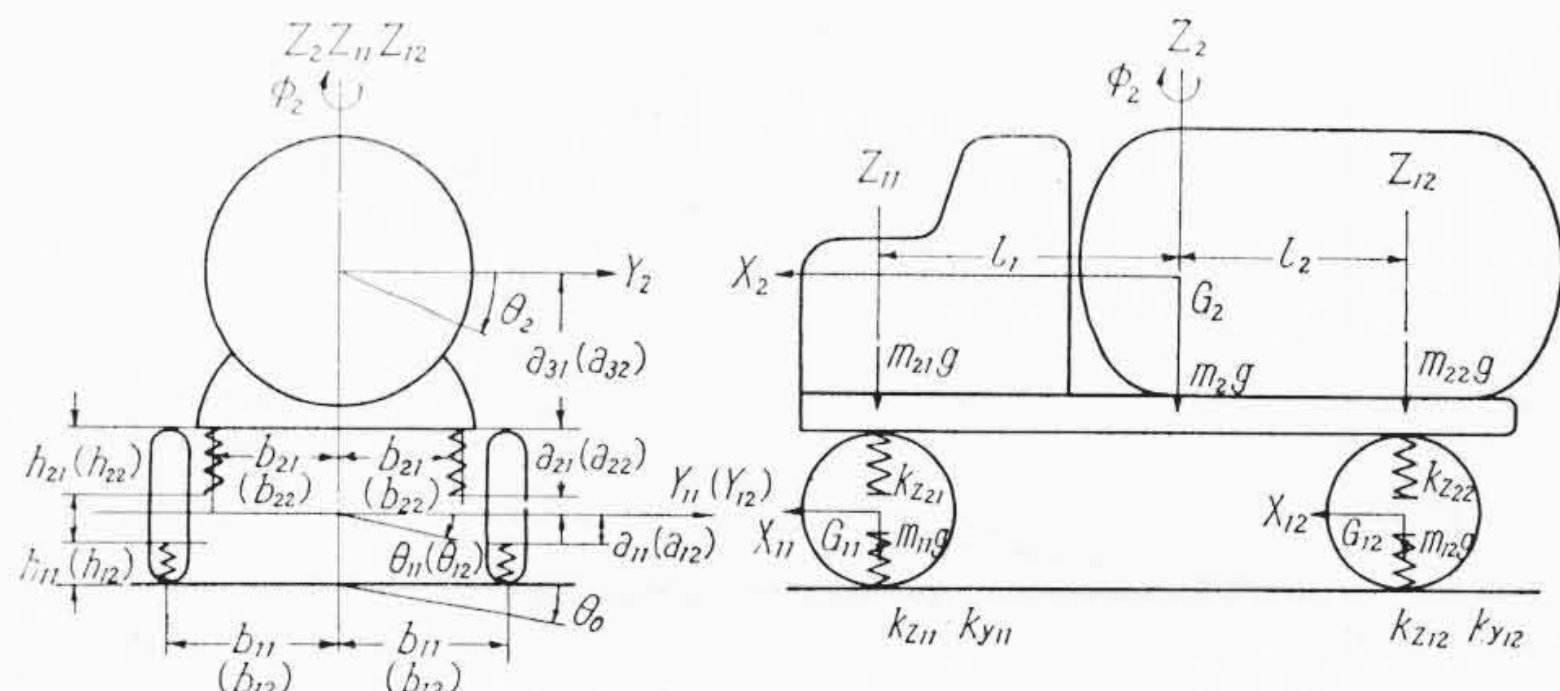
k_{z11} (k_{z12}): 前輪(後輪)片側空気タイヤの上下方向バネ定数。

k_{y11} (k_{y12}): 前輪(後輪)片側空気タイヤの左右方向バネ定数。

$m_2 g$: 車体の重量

$m_{21} g$ ($m_{22} g$): 車体の前輪(後輪)にかかる重量。

$m_{22} g$ ($m_{12} g$): 前輪(後輪)の重量。



第8図 タンクローリの諸元説明図

3.3 計 算 式

安定角を求める基礎式は、まずタンクローリが傾斜角 θ_0 の斜面上に置かれたときに生ずる空気タイヤ、軸バネの変形よりポテンシャルエネルギーを求め、これを $y_2, \theta_2, \theta_{11}, \theta_{12}$, および ϕ_2 について偏微分し、それぞれの方向のバネ力およびバネ力によるモーメントを求める。つぎにこれらの各方向について重力の分力およびその増分によるモーメントとの平衡式を求めると基礎式は次の 5 式となる。

$$\begin{aligned} & (2k_{y11}+2k_{y12})y_2-(2k_{y11}a_{31}+2k_{y12}a_{32}+m_2g\cos\theta_0)\theta_2 \\ & -(2k_{y11}h_{31}+m_{11}g\cos\theta_0)\theta_{11}-(2k_{y12}h_{32} \\ & +m_{12}g\cos\theta_0)\theta_{12}-(2k_{y11}l_1-2k_{y12}l_2)\phi_2=(m_2g \\ & +m_{11}g+m_{12}g)\sin\theta_0\cdots\cdots\cdots(1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -(2k_{y11}a_{31}+2k_{y12}a_{32})y_2+(2k_{y11}a_{31}^2+2k_{y12}a_{32}^2 \\ & +2k_{z21}b_{21}^2+2k_{z22}b_{22}^2-m_{12}ga_{31}\cos\theta_0 \\ & -m_{22}ga_{32}\cos\theta_0)\theta_2+(2k_{y11}h_{31}a_{31}-2k_{z21}b_{21}^2)\theta_{11} \\ & +(2k_{y12}h_{32}a_{22}-2k_{z22}b_{22}^2)\theta_{12}+(2k_{y11}l_1a_{31}- \\ & 2k_{y12}l_2a_{32})\phi_2=(m_{21}ga_{31}+m_{22}ga_{32})\sin\theta_0\cdots\cdots\cdots(2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -2k_{y11}h_{31}y_2+(2k_{y11}h_{31}a_{31}-2k_{z21}b_{21}^2)\theta_2+(2k_{y11}h_{31}^2 \\ & +2k_{z21}b_{21}^2+2k_{z11}b_{11}^2-m_{11}ga_{11}\cos\theta_0)\theta_{11} \\ & +2k_{y11}l_1h_{31}\phi_2=m_{11}ga_{11}\sin\theta_0\cdots\cdots\cdots(3) \end{aligned}$$

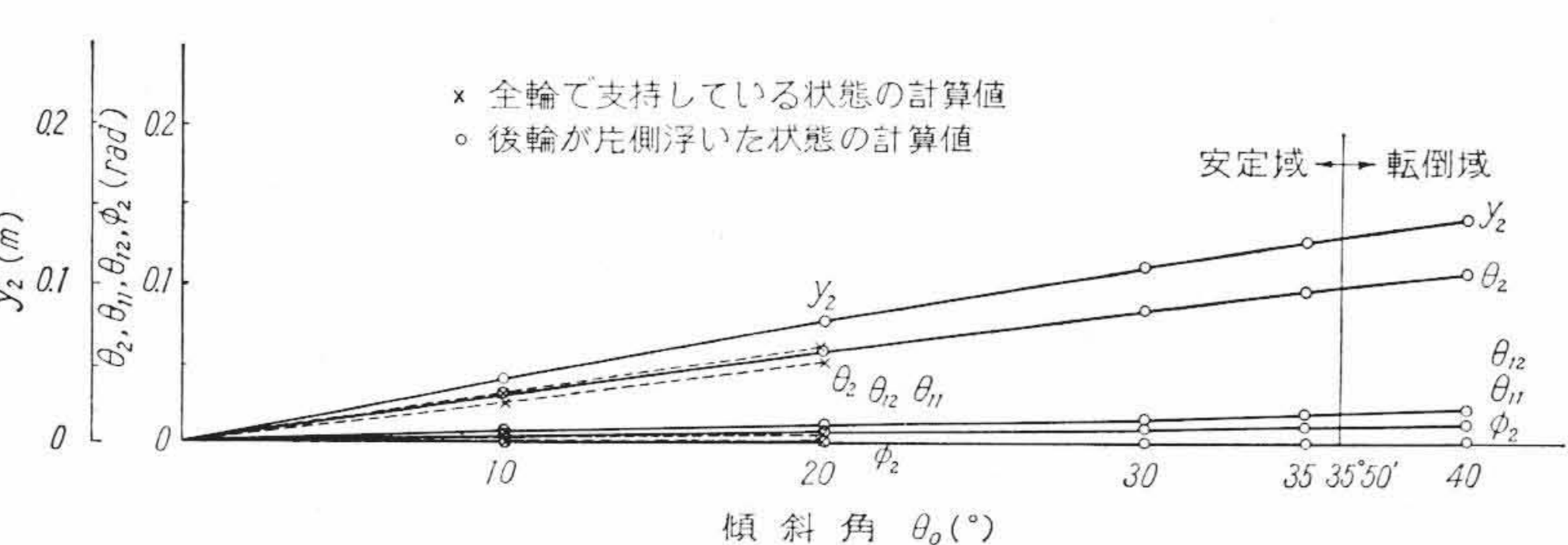
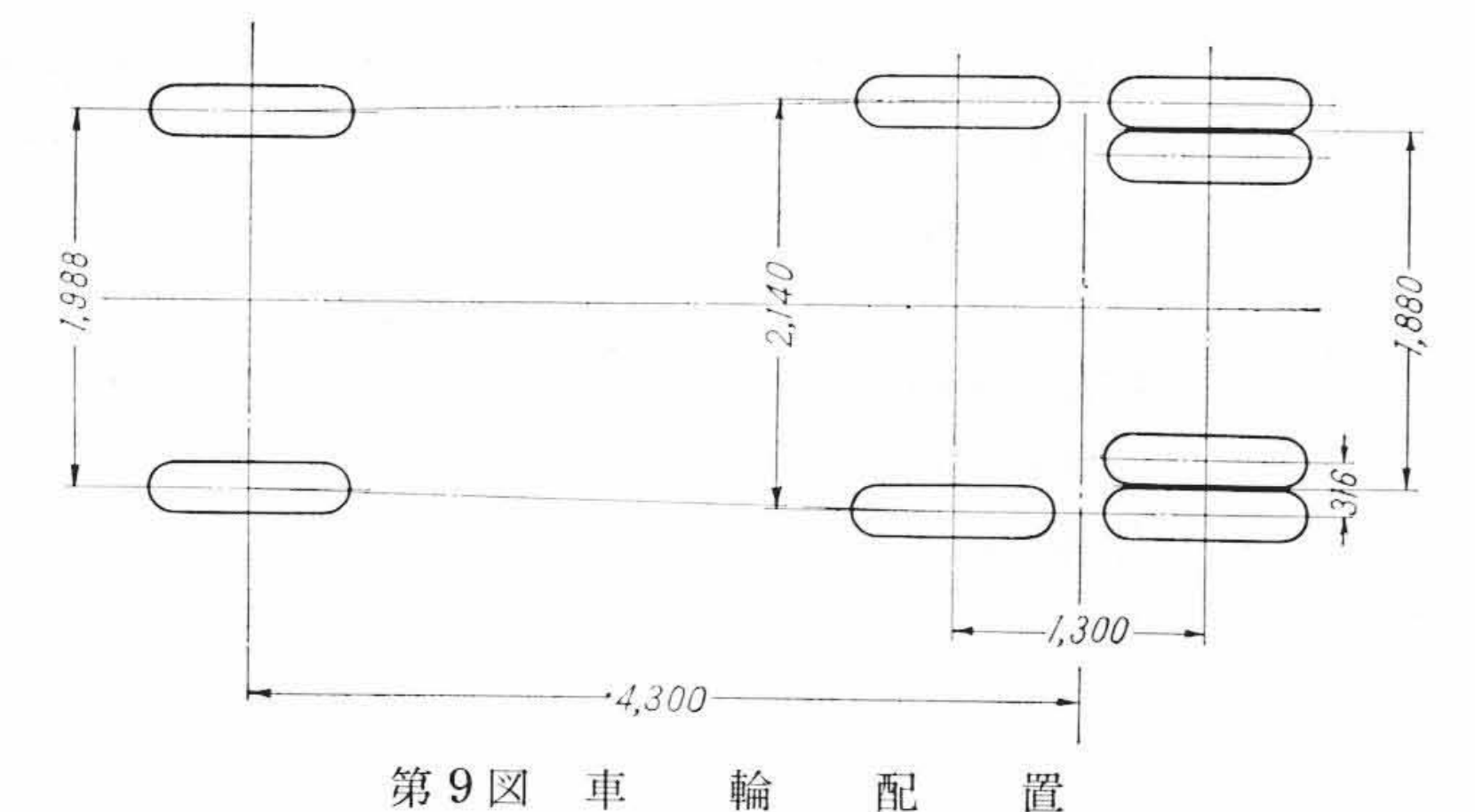
$$\begin{aligned} & -2k_{y12}h_{32}y_2+(2k_{y12}h_{32}a_{32}-2k_{z22}b_{22}^2)\theta_2+(2k_{y12}h_{32}^2 \\ & +2k_{z22}b_{22}^2+2k_{z12}b_{12}^2-m_{12}ga_{12}\cos\theta_0)\theta_{12} \\ & -2k_{y12}l_2h_{32}\phi_2=m_{12}ga_{12}\sin\theta_0\cdots\cdots\cdots(4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -(2k_{y11}l_1-2k_{y12}l_2)y_2+(2k_{y11}l_1a_{31}-2k_{y12}l_2a_{32})\theta_2 \\ & +(2k_{y11}h_{31}l_1+m_{11}gl_1\cos\theta_0)\theta_{11}-(2k_{y12}h_{32}l_2 \\ & +m_{12}gl_2\cos\theta_0)\theta_{12}+(2k_{y11}l_1^2+2k_{y12}l_2^2)\phi_2 \\ & =(-m_{11}gl_1+m_{12}gl_2)\sin\theta_0\cdots\cdots\cdots(5) \end{aligned}$$

これらの式に傾斜角 θ_0 を与え、五元連立一次方程式として解き $y_2, \theta_2, \theta_{11}, \theta_{12}$ および ϕ_2 を求めれば、傾斜角 θ_0 の斜面上のタンクローリの位置が決定できるので、その傾斜面上でタンクローリが安定か否かを判別することができる。

4. 設 計 の 一 例

以上タンクローリの設計上の問題点について述べたので、ここにその一例として 7 t 積 LPG タンクローリについて少しく説明したい。



第 10 図 安定角測定における変位、角変位および安定域の計算結果

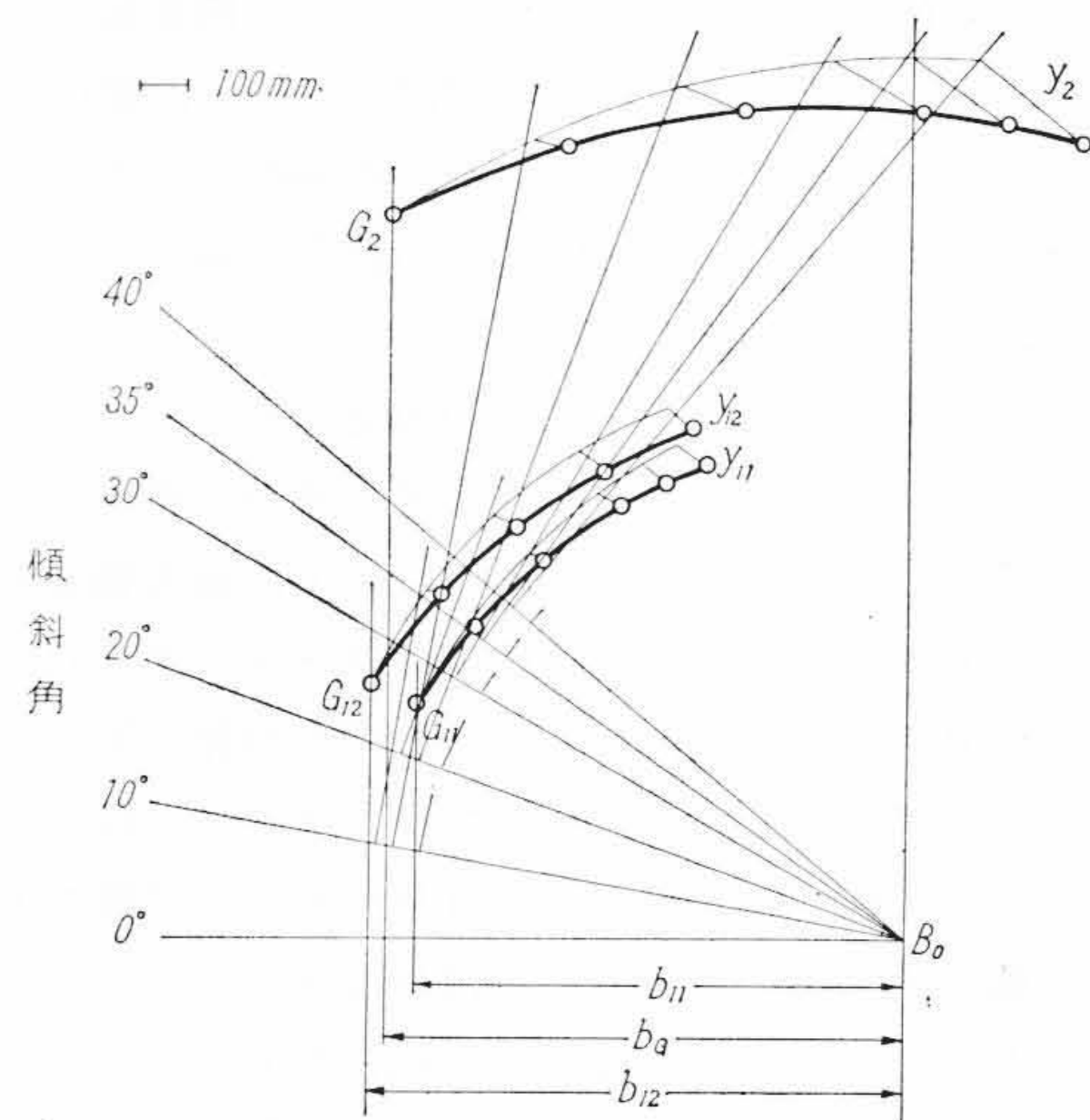
第 1 表 7 t 積 LPG タンクローリ主要諸元

シ ャ シ 形 式	ニッサン 6 TW DC-12L
車 両 重 量 (空)	約 12,000 kg
車 両 重 量 (積)	約 19,100 kg
乗 車 定 員	2 人
タ ン ク 形 式	P 1820-12-12
タ ン ク 内 容 積	16.45 m ³
積 載 量	7,000 kg
タ ン ク 材 料	高抗張力鋼板
液 取 出 用 ポ ン プ	バイキング KK-200 U
ス ト レ ー ナ	2 B 60 メッシュ
締 切 弁	2 B 球 形
液 取 出 入 弁	2 B 球 形
液 出 し 方 式	左側部または後部方式
通 気 弁	1 B 球 形
エキセスフローバルブ	2 B
圧 力 計	ブルドン管式 (圧力計元弁付)
温 度 計	水銀隔測式
安 全 弁	25 mm φ バネ式
液 面 計	スリップチューブ式
最 高 使 用 圧 力	18 kg/cm ²
耐 圧 試 験 圧 力	30 kg/cm ²
気 密 試 験 圧 力	18 kg/cm ²
安 全 弁 作 動 圧 力	24 kg/cm ²

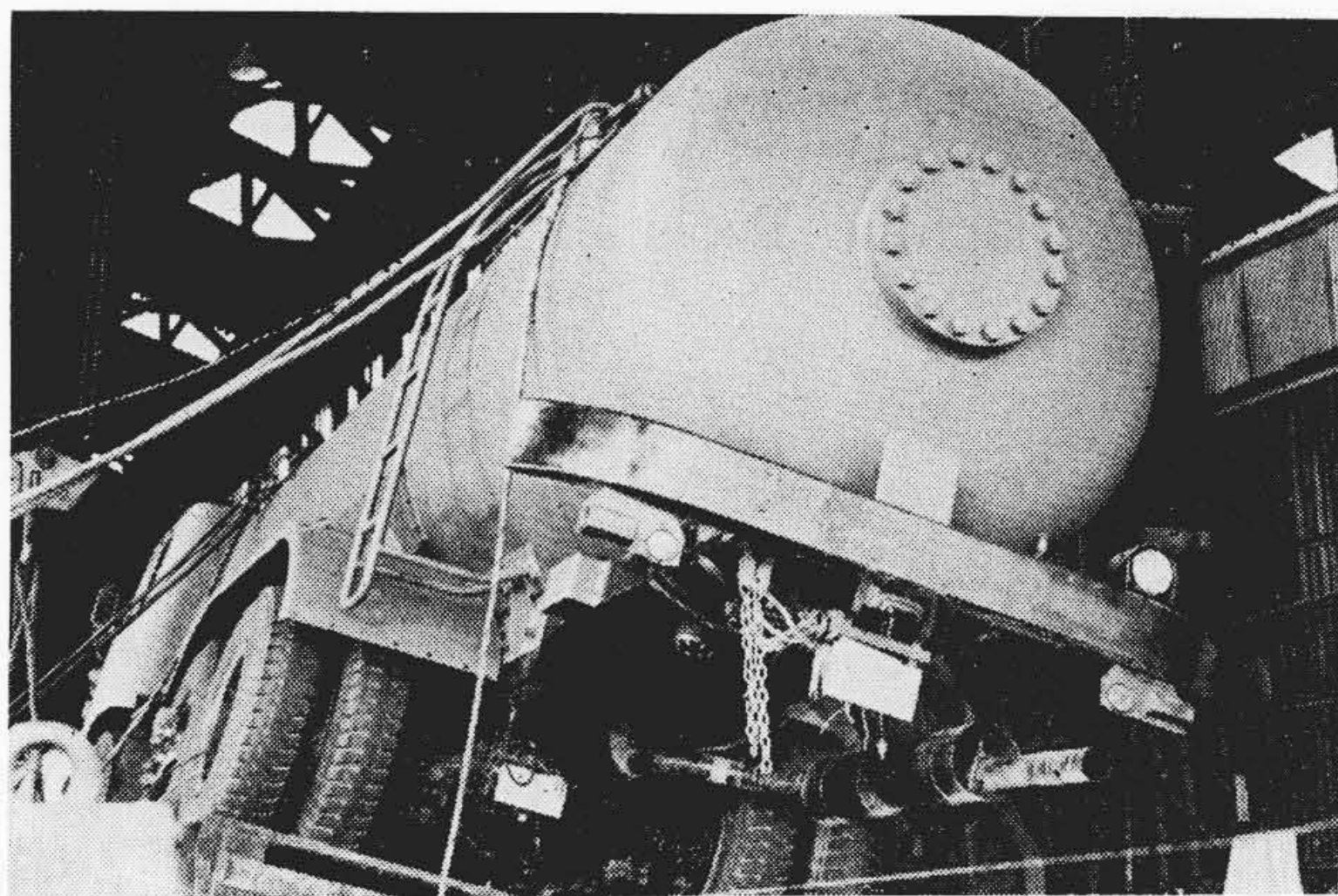
第 4 図は本車の外観で、その主要諸元は第 1 表に示すとおりである。タンクには高抗張力鋼を使用し、内径 1820 mm の円筒形とし鏡は 2:1 だ円体であり、「高圧ガス取締法」に基づき最高使用圧力 18 kg/cm²、耐圧 30 kg/cm² で設計した。板厚は胴板、鏡板ともに約 1 mm の腐食しろを考慮しそれぞれ 12 mm にしている。溶接は両側溶接で補強盛をけずり去り溶接後溶接線の 1/4 に対し X 線検査を行なっている。マンホールが後部についているのは重心低下のためであり、またタンク内径に端数があるのは安定性と積載量との関係から定めたためである。タンクシートは極力高さを低くしシャシにボルト付で一体にし、タンク剛性をフレームの剛性として活用しシャシの重量軽減をはかっている。なお最近では法規の一部が改正されタンク板厚が小さくとれるようになったので、さらに重量軽減ができる。

シャシはタンクを低く架装できるように横はりの中央部をへこませ、また車輪配置は第 9 図のように最大限の安定性があるように考慮されている。ホイールベースも普通のトラックに比べると短い。これはシャシの重量軽減とタンク架装時の軸重配分を容易にするためのものである。

移液装置としては第 7 図の形式を採用し万全を期してある。安定角については前章の計算式によって計算を行ない検討した。安定角測定時、はじめにタンクローリが水平面上に位置するとき



第 11 図 安定角測定における重心の軌跡の計算結果



第12図 安定角測定状況

はもちろん4点支持の状態にあるが、傾斜角が大きくなるにしたがって後軸片側車輪が浮き上がり3点支持の状態になる。そしてさらに傾斜角が大きくなると前軸片側車輪が浮き、このとき転倒する。計算した結果の一例を第10図に示す。横軸に傾斜角 θ_0 、縦軸に変位 y_2 、角変位 $\theta_{11}, \theta_{12}, \theta_2, \phi_2$ がとってある。また第11図は傾斜角の変化とともに移動してゆく重心の軌跡を求めた一例である。

安定角の実測値が35度42分であるのに対し、この計算結果より

求めると35度50分となり計算結果は実測と一致することがわかる。第12図にタンクローリ安定角の実測状況を示す。

またこのジャンの前軸にはスタビライザも取り付け可能になっているので、これを装備すればさらに安定性を増すことができる。

5. 結 言

以上タンクローリを設計する場合の問題点を概説したが、前章にも述べたようにこのたび導いた安定角の計算式は実測値に対してかなりよく一致することを確認できたので、今後はこれを有力な武器として積載量の大きい、輸送効率のよい各種タンクローリを設計できるようになった。しかしながら本文中でも触れたようにまだまだ改良、研究すべき問題も少なくないので、われわれは引き続きこれらの点についても検討を進めて行き、さらにすぐれたタンクローリの実現に努力したいと考えている。

参 考 文 献

- (1) たとえば高圧ガス取締法通産省告示158号第4条
- (2) たとえば山中、抱：だ円形胴板および鏡板の強さについて 日立造船技報23巻1,2号(1962)
- (3) 山中：内圧を受けるだ円胴板の強さと変形、日立造船技報Vol.11, No.5(1950)



登録新案第579590号

新 案 の 紹 介



水 口 保・笹 本 雄 司

逆 止 弁 装 置

この考案の逆止弁装置は、親子弁体の二段閉鎖を確実に行ないうるようにしたもので、次に述べる構造を特徴とする。

(1) 流通口を開閉する親弁体を主軸に自由に揺動できるよう取り付け、親弁体の一部に設けた開口を開閉する子弁体を、主軸に固定された腕の先のボスにゆるくはめこむ。

(2) 主軸の弁箱外の端部にダッシュポットを連結し、親弁体に子弁体閉鎖用の強制板と逆流水導き板とを設ける。

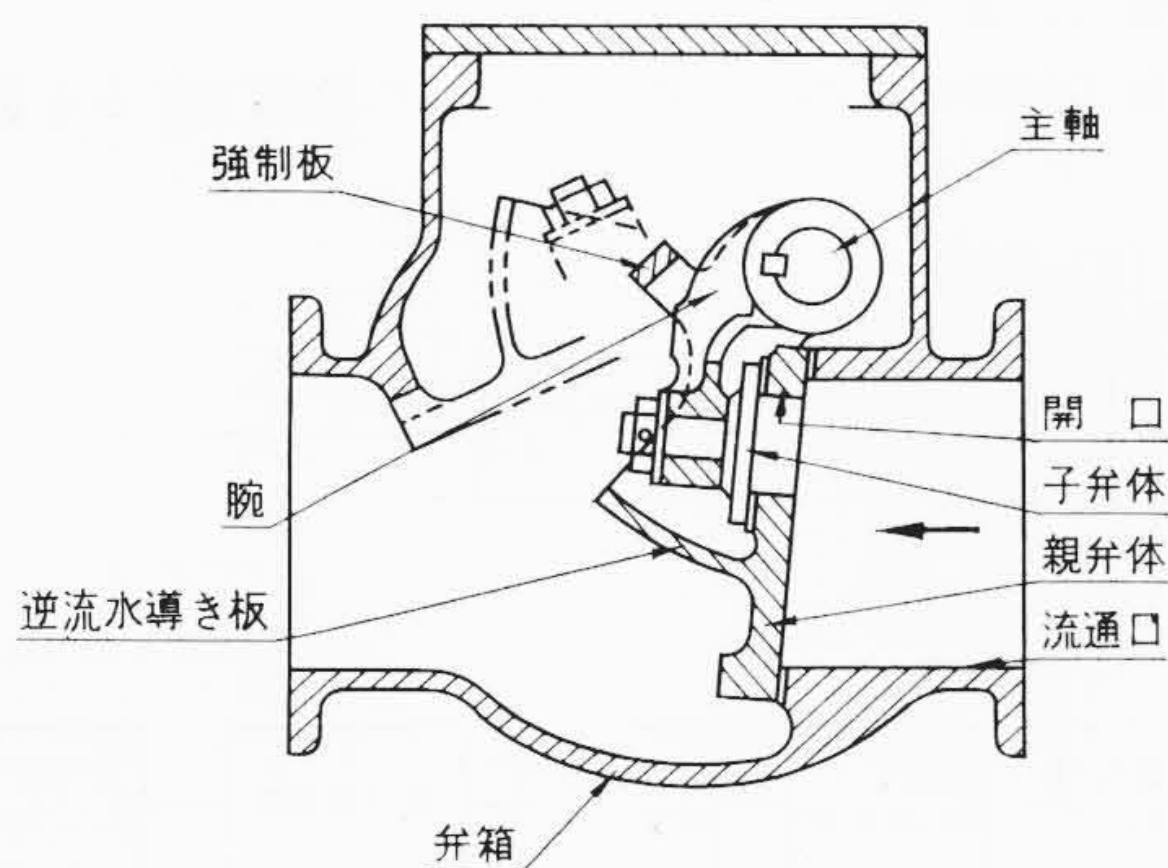
親弁体が矢印方向に流れる流水により開くときは子弁体とともに確実に開く。この開弁時にはダッシュポットのピストンは抵抗少なく上昇する。親弁体の開放時において子弁体と腕および強制板とは

ともに同じ関係位置で開く。

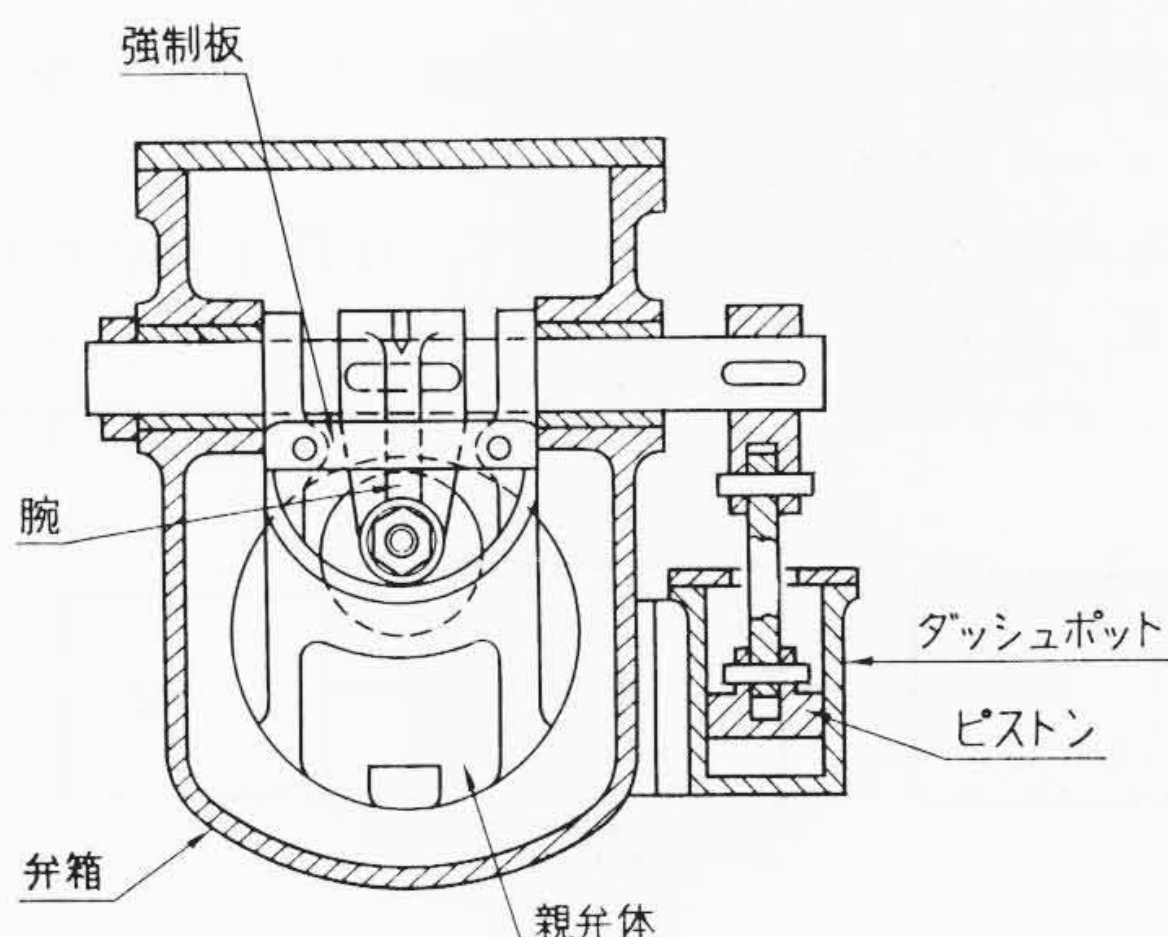
逆流を生じると親弁体はただちに閉鎖する。親弁体が完閉する際に、強制板は同じ動きをするから、腕と接触して子弁体を親弁体とともに適当な位置まで閉鎖する。しかしそれから後は子弁体はダッシュポットの作用により二段速度で緩閉する。閉弁作動中導き板は逆流水を子弁体によく作用させる働きをする。

この考案では、親弁体に上記のような強制板と導き板とを設けたので、逆流の際子弁体が開放状態にとり残されることがなく、確実に二段閉鎖を行ない水撃作用を軽減することができる。

(富 田)



第1図



第2図