

土 木 研 究 所 資 料

第 408 号

ハイドロプレーニングに関する文献集

昭和 43 年 9 月

建 設 省 土 木 研 究 所

ハイドロプレーニングに関する文献集 正誤表

頁	行	誤	正
2	15	…対地速度 ($\mu F v, G$) より遅い時のタイヤ回転による抵抗。	…対地速度より遅い時のタイヤ回転による抵抗。 $\mu F v, G$
13	6	(見出し)	無制動車輪のスピンダウン現象
41	15	凹凸のあるので	凹凸のある路面であるので
48	1	カタパルトより成っている。	カタパルトと走路より成っている。
54	10	マイクロメーター斜弁を	マイクロメーター針弁を
58	6	5本の溝 部に	5本の溝全部に
70	4	シミュレーション	ジミュレーション
70	下R6	タイヤ滑走路間	タイヤ滑走路間
75	14	S_T との間の関係	S_T との間の関係
76	F3	すべり S_T	すべり率 S_T
97	1	最大値がら	最大値から
109	4	コーリング力	コーナリング力
118	F1	良いものは00%から	良いものは90%から
120	式(A3)	右 辺	$\frac{k_T Y_T^2}{2}$
120	式(A4)	右 辺	$\frac{k_\beta Y_\beta^2}{2}$
121	式(A12)	第2項	$-2 \omega_{\dots \theta} \xi_\theta$
121	式(A16)	右 辺	$r_T \mu W / I_T$
121	F11	$i = \theta$ のとき	$i = \beta$ のとき
126	F6~4	7個の……された。	テストに使われた7種類の車輪配列のうち6種類は着陸台車の異なった位置に1輪または2輪とりつけた配列で、もう1種類の配列は普通のデュアルタンデムの4輪配列である。
133	2	水 標	水 槽

頁	行	誤	正
141	9	タイヤ円圧	タイヤ内圧
141	F8	円圧の影響	内圧の影響
141	F3	タイヤ円圧	タイヤ内圧
144	F11	のぼずである。	のぼずである。
147	11	水深約10インチ	水深約1.0インチ
152	4	円 圧	内 圧
152	8	”	”
153	1	”	”
153	5	”	”
153	6	”	”
155	6	83 k/h	83 km/h
158	4	図-23と28に於	図-23と28に
166	4	(90 m)	(9.2 m)
168	F12	スプレー や	スプレー遮へい器や
172	14	結果は次の結果に示した。	結果は次の結論に示した。
172	F9~8	1.流動抵抗は……する。	1.流体抵抗はハイドロプレー ニング速度近辺の速度まで はほぼ放物線状に増加し、 その後大きく減少する。

ま え が き

本書はアメリカ航空宇宙局 (NASA) の Technical Noteのうちハイドロプレーニングに関する下記の4編を翻訳したものである。

1. NASA TN D-2056

PHENOMENA OF PNEUMATIC TIRE HYDRO
PLANING

(翻訳担当 土木研究所道路研究室 溝 口 忠)

2. NASA TN D-2770

AN INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF
AIRCRAFT TIRE-TREAD WEAR ON WET-
RUNWAY BRAKING

(翻訳担当 土木研究所道路研究室 溝 口 忠)

3. NASA TN D-3081

A STUDY OF THE DYNAMICS OF AIRPLANE
BRAKING SYSTEMS AS AFFECTED BY TIRE
ELASTICITY AND BRAKE RESPONSE

(翻訳担当 横浜ゴム (株))

4. NASA TN D-3515

GROUND-RUN TESTS WITH A BOGIE LAND-
ING GEAR IN WATER AND SLUSH

(翻訳担当 ブリヂストンタイヤ (株))

翻訳に際してブリヂストンタイヤ (株) , 横浜ゴム (株) の御協力をうけたことに対し、感謝の意を表する。

昭和43年8月

建設省土木研究所道路研究室

ハイドロプレーニングに関する文献集

目 次

1. NASA TN D-2056
PHENOMENA OF PNEUMATIC TIRE
HYDROPLANING 1
2. NASA TN D-2770
AN INVESTIGATION OF THE INFLUENCE
OF AIRCRAFT TIRE-TREAD WEAR ON
WET-RUNWAY BRAKING 47
3. NASA TN D-3081
A STUDY OF THE DYNAMICS OF AIRPLANE
BRAKING SYSTEMS AS AFFECTED BY TIRE
ELASTICITY AND BRAKE RESPONSE 69
4. NASA TN D-3515
GROUND-RUN TESTS WITH A BOGIE
LANDING GEAR IN WATER AND SLUSH 125

TECHNICAL NOTE D-2056

PHENOMENA OF PNEUMATIC TIRE HYDROPLANING

By Walter B. Horne and Robert C. Dreher

Langley Research Center
Langley Station, Hampton, Va.

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION

空気タイヤのハイドロプレーニング現象

概 要

空気タイヤのハイドロプレーニング現象について、現在知られている事柄を記述する目的で、ハイドロプレーニング現象の最近の研究が集められ、取りまとめられた。タイヤのハイドロプレーニングの物理的な記述は、それを起す速度を数式で表わすことで示された。実験的に得られたハイドロプレーニングについての8つの現象が示され記述されている。これらの現象とは、タイヤ接地面の分離、地上からの動水圧、車輪のスピンダウン (spin-down)、タイヤの前面波の消失、タイヤの接地域から流出する流体の一掃作用、最大の流体排除抵抗、ブレーキ力の減少、タイヤの方向安定性の欠如である。ハイドロプレーニングの重要な要素となる車輪、路面、タイヤ、流体等が掲げられ記述されている。最後に、ハイドロプレーニングの危険性を述べ、この影響を最小にする方法が述べられている。

序 文

滑走路や道路の表面が水や雪融け等で覆われていると、飛行機、自動車共、ある限界速度以上になるとハイドロプレーニング現象を起す。ハイドロプレーニング状態に入ると、タイヤは路面を離れ、車輪は制動力、操舵性共ほぼ完全に失なう。ハイドロプレーニング現象は1957年タイヤのトレッドミル (tread mill) の研究中に発見され実験された⁽¹⁾。この研究は湿潤滑走路上に大型航空機が着陸する際、車輪がスピニアップ (spin-up) することで発見された路面とタイヤ間の低い摩擦力⁽²⁾や湿潤滑走路で空軍の航空機のオーバーランによる着陸事故が相次いだ事により研究が進んだ。タイヤのトレッドミルの研究では、水に覆われたベルトの上に自由回転 (無制動) の状態で置かれた小さな空気入りタイヤがベルトのある限界速度でスピンダウンし、完全に停止することが観察された。後日のアメリカ航空宇宙局 (NASA) の実物タイヤによる湿潤滑走路に於ける航空機の離着陸の実験^{(3)~(9)}により、ハイドロブ

レーニング現象は空気入りタイヤの車輛にとって非常に危険なすべり上の問題であることが実証された。

アメリカ航空宇宙局、連邦航空局の研究^(10, 11)および英国の王立航空局^(12, 13)その他の研究機関の最近の研究により、ハイドロブレーニング現象をより完全に理解出来るようになった。本論文の目的はハイドロブレーニングを起す状態の車輛、路面の湿潤性、タイヤの定義と共にハイドロブレーニング現象を物理的に記述する目的で現在および過去の研究を綜合することにある。尚、現在までに明らかにされていなかったハイドロブレーニングの種々の現象を車輛またはタイヤの挙動の見地から示した部分をも含んでいる。最後にハイドロブレーニングの危険性が記述され、この効果を最少にする方法が述べられている。

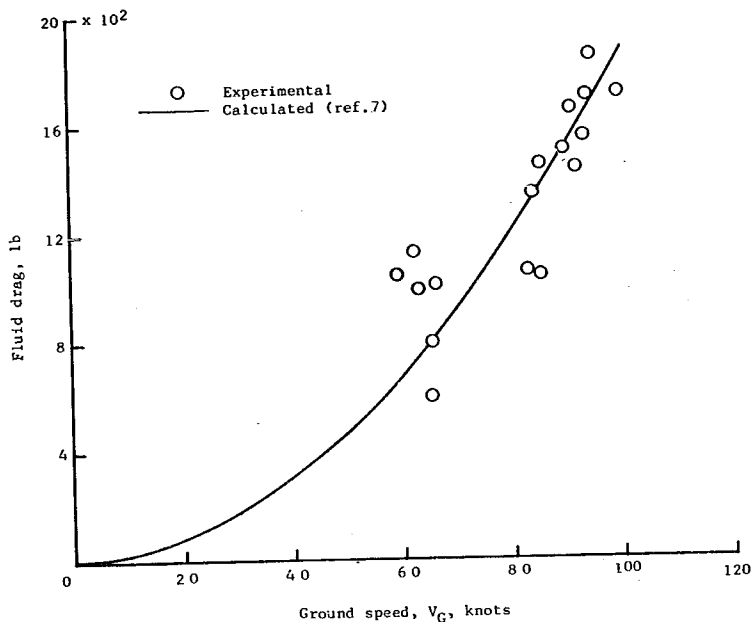
記 号

A, B	接地域
A_0	タイヤの接地面積, 平方インチ $\rightarrow cm^2$
C_L, s	流体動力学的揚力係数
D_B	タイヤの回転周速度が対地速度 ($\mu F_{v, c}$) より遅い時のタイヤ回転による抵抗
D_R	タイヤのころがり抵抗, ポンド $\rightarrow Kg$
D_s	流体排除抵抗, ポンド $\rightarrow Kg$
d_s	流体の厚さ, インチ $\rightarrow cm$
F_v	飛行機または車輛質量による垂直荷重, $F_{v, c} + F_{v, s}$, ポンド $\rightarrow Kg$
$F_{v, c}$	F_v のうち路面で支えられる部分 (図—3 の接地域 A), ポンド $\rightarrow Kg$
$F_{v, s}$	垂直動圧力 (図—3 の接地域 B), ポンド $\rightarrow Kg$
g	重力加速度, $32 ft/sec^2 \rightarrow 9.8 m/sec^2$
I	タイヤとホイールの慣性モーメント, slug-ft ²
M	車輛質量, slugs

$\bar{P}$	接地面の平均動水圧, ポンド/平方インチ→ Kg/cm^2
p	タイヤ内圧, ポンド/平方インチ→ Kg/cm^2
R	道路の曲線半径, フィート→ m
r	無負荷タイヤ半径, フィート→ m
S_ℓ	すべり率
V_c	道路曲線部の制限速度, 国際法規 $mph \rightarrow Km/h$
V_g	対地速度, ノット→ Km/h
V_F	ハイドロプレーニング速度, ノット (飛行機), mph (自動車)→ Km/h
V_s	道路曲線部に於ける自動車の飛び出し速度, $mph \rightarrow Km/h$
X_c	垂直荷重の圧力中心変位, フィート→ m
α	車輪の角加速度, ラジアン/秒 ²
δ	タイヤの垂直変位, フィート→ m
ρ	流体密度, $slugs/ft^3$
ω	車輪の角速度, ラジアン/秒
μ	瞬間のタイヤと路面のすべり摩擦係数
μ_{av}	すべり率 0.10~0.50 の間の平均すべり摩擦係数
μ_{eff}	実際のすべり摩擦係数 (飛行機のパイロットによる制動またはアンティ・スキッドシステムによる μ の平均)
μ_{max}	最大すべり摩擦係数
μ_{lock}	ロック時すべり摩擦係数 (すべり率 1.0 のすべり摩擦係数)

タイヤハイドロプレーニングの物理的記述

飛行機が水で覆われた滑走路を離陸する際に空気タイヤが無制動で回転している場合を考えてみる。タイヤ接地面の移動と定常的な滑走路の水の排水とにより, 流体の運動量が変化し, その結果, 滑走路とタイヤ表面に作用する流体動圧力が増加する。流体動力学の理論と一致して, 対地速度が増加すると生ずるこの流体動圧力は, 対地速度の 2 乗に比例する。図-1 にこの圧力の流体抵



図一1 対地速度と流体抵抗，単輪，内圧 350 psi (24.6 Kg/cm²)

抗分力を示す。この結果により，図一2に示す部分的ハイドロプレーニングあるいは完全ハイドロプレーニングのもとでのタイヤの挙動を模型化することができる。

対地速度が増加すれば，流体の慣性効果により，タイヤの接地域の流体の逃避が遅れ，形成された流体楔はタイヤを路面から引き離そうとする。高速時には，タイヤの下に働く流体動力学的揚力は，タイヤに働く車輻からの荷重の何分の一になり，更に対地速度が増加し限界速度を超えるとタイヤは路面から完全に持ち上げられてしまう。 $F_{v, s} = F_v$ となる速度をハイドロプレーニン

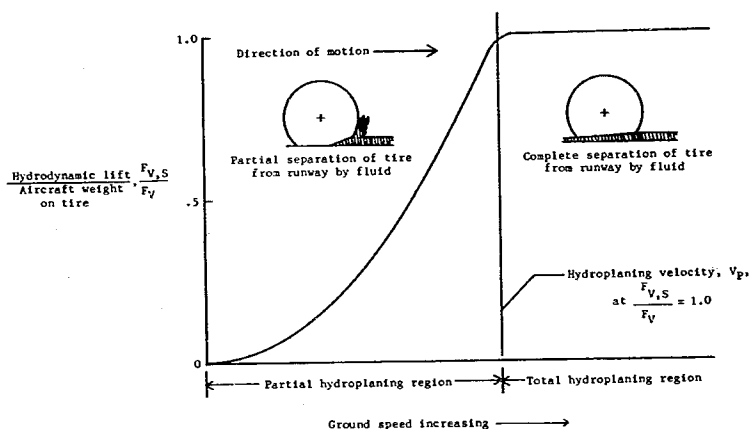


図-2 ハイドロプレーニングの発達

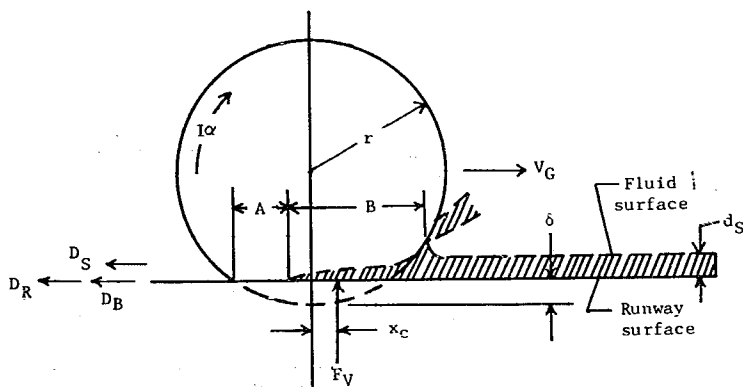
グ速度 V_p と呼ぶ。対地速度がハイドロプレーニング速度 V_p より低いとき部分的ハイドロプレーニングと呼び、 V_p を超える速度のとき、完全ハイドロプレーニングと呼ぶ。

ハイドロプレーニング速度の誘導

次に述べるハイドロプレーニング速度の誘導は参考文献 10, 11 で導かれたものに基いている。無制動の車輪に働くトルクは常に、車輪に働く慣性トルク $I\alpha$ に等しくなければならぬ (図-3)。流体の動力学的効果を含め、角加速度は近似的に次式の如く表わされる。

$$\alpha = \frac{F_v(X_c) - [D_R + D_s + (F_v - F_{v,s})\mu](r - \delta)}{I} \quad (1)$$

流体動圧力の垂直方向分力 $F_{v,s}$ が垂直力 F_v に等しくなると、タイヤと路面間の摩擦によるモーメント $(F_v - F_{v,s})\mu(r - \delta)$ は 0 となり、この時点からタイヤは滑走路の水によって完全に支えられ、完全ハイドロプレーニングとなる。この現象が起る対地速度 V_0 を予知する為に、流体力学の理論に基い



図—3 流体で覆われた走路での無制動車輪のスピンダウン

て、流体動圧力の揚力分力 $F_{v,s}$ がタイヤ接地面積 A_G と流体密度 ρ および対地速度 V_G の2乗に比例すると仮定する。他に考えられる変数、例えばタイヤのトレッド模様、流体の粘性、滑走路の表面組成を無視し、更に滑走路上的の水膜厚がタイヤトレッド溝の深さよりも深いと仮定すれば、ハイドロブレーニング速度を表わす近似式が次の如く得られる。

$$F_v = F_{v,s} = \frac{1}{2} C_{L,s} \cdot \rho \cdot A_G \cdot V_F^2 \quad (2)$$

この式を変形し、 V_F をノットで、 A_G を平方インチで表現すれば、次式の如くなる。

$$V_F = 0.592 \left(\frac{F_v}{A_G} \cdot \frac{288}{C_{L,s} \cdot \rho} \right)^{1/2} \quad (3)$$

ラングレイの試験走路での最近の研究^{(12), (13)} によると(3)式は次の如く簡単化される。

$$V_F = 9 \sqrt{P}, \quad \text{ノット} \quad (4)$$

$$V_F = 10.35 \sqrt{P}, \quad \text{mph} \quad (5)$$

ここでタイヤ内圧は、ポンド/平方インチで示す。

この簡単化には3つの重要な仮定に基いている。(1)(3)式の F_v/A_G (タイヤ路

面間の平均支持圧力)はタイヤ内圧 p に近似できる。(2)ハイドロプレーニングを引き起す滑走路上の流体の密度は水の密度に等しい。(3)流体によって覆われた路面上のタイヤに働く流体力学的揚力係数は0.7とする。

(3)式および(4)式で得られたハイドロプレーニング速度は平滑タイヤと水の逃げ道のない閉パターントレッド(closed pattern tread)タイヤおよびリブタイヤで水膜の厚さがトレッドの溝の深さよりも深い場合には有用であった。リブタイヤで路面を覆う水膜がトレッドの溝よりも浅い場合ハイドロプレーニング速度のデータは役に立たない。

(4)式で得られたハイドロプレーニング速度と実験結果の相関は、図-4に示してある。(4)式で計算されたハイドロプレーニング速度と、垂直荷重925~22,000ポンド(420~10,000Kg)、タイヤ内圧24~150 psi (1.7~10.5 Kg/cm²)の範囲の種々の大きさのタイヤについての実験によるハイドロプレーニング速度とはよく一致している。

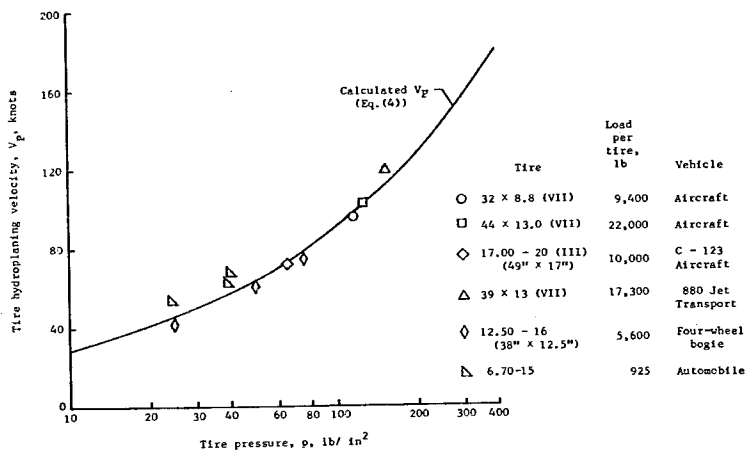


図-4 ハイドロプレーニング速度、実験値および計算値

ハイドロプレーニング現象の実験的観察

1957年NASAのタイヤトレッドミルの実験中、ハイドロプレーニング現象が初めて実験的に再現されてから、タイヤまたは自動車のハイドロプレーニング現象について、次の8つの現象が観察された。即ち、タイヤ接地面の分離、路面からの動水圧、車輪のスピンダウン、タイヤ前面波の消失、タイヤの接地域から逃避する流体の一掃作用、最大の流体排除抵抗、ブレーキ力の低下、タイヤの方向安定性の喪失である。

これらの現象のほとんどは記録映画に収められている。⁽¹⁷⁾

タイヤ接地面の分離

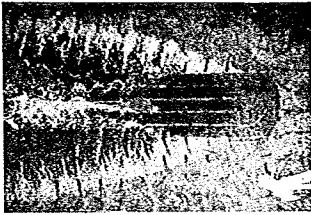
タイヤハイドロプレーニング現象とは次の如く考えられている。即ち速度が増加するにつれて流体楔が徐々にタイヤと路面の接地域に進入し、タイヤと路面間の流体動圧力は増加し、この結果生ずる流体力学的揚力が、タイヤ接地面を路面から引き離そうとする。この効果は図—5、図—6にそれぞれ飛行機タイヤ、自動車タイヤの場合が写真で示してある。この写真はNASAのラングレイの試験走路での最近の研究⁽¹³⁾によるものである。

自動車タイヤの側壁下の接地部分（図—6、c）が、速度が増すにつれて分離される接地面の最後の部分であることは興味深いことである。このことは、自動車タイヤの接地面において、タイヤ側壁下の接地圧が他の部分の接地圧よりも高いことを物語っている。飛行機タイヤは自動車タイヤに比べ断面が円形に近く、強靱である為、この側壁効果はみられなかった（図—5）。しかし文献18によると、小さなタイヤ接地面において同様な効果がみられた（図—7）。図—5および図—6の写真から明らかなように、回転するタイヤと路面との間の“乾いた”接地面は徐々に減少し、完全ハイドロプレーニング状態で完全に消失する。

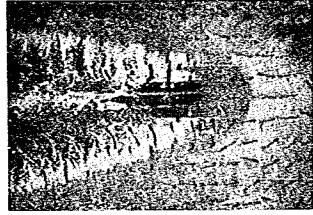
路面からの動水圧

前述のように、ハイドロプレーニング速度とはタイヤに作用する流体力学的

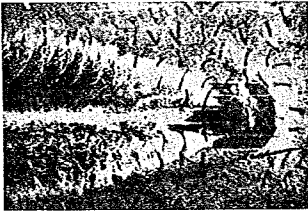
Direction of motion →



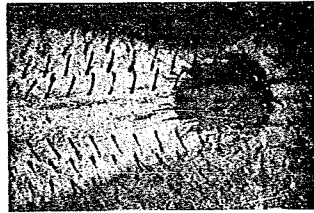
(a) $V_G = 28$ knots.



(b) $V_G = 56$ knots.



(c) $V_G = 71$ knots.



(d) $V_G = 88$ knots.

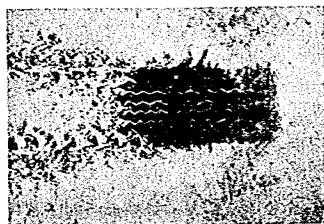
図—5 ラングレイ走路のガラス板下面から写した 20×4.4 飛行機タイヤでの部分および完全ハイドロプレーニングの写真。垂直荷重 500 ポンド (227kg), 内圧 30psi (2.1kg/cm²), 水深 0.5 インチ (12.7 mm)

揚力がタイヤによって支えられる車輻荷重に等しくなる時、即ち $F_{v,s} = F_v$ のときの速度と定義された。またはハイドロプレーニング速度とは、タイヤ接地域の流体動圧力がタイヤ接地面の平均支持圧力、または近似的にタイヤ内圧に等しい時の速度を言う。今までタイヤの濡れた表面に作用する流体動圧力は測定出来なかったが、最近ラングレイの試験走路でタイヤ直下の路面上に作用する流体動圧力の測定に成功した。この流体動圧力測定装置は試験走路の表面のタイヤの通る中心線直下に設置された。典型的な圧力分布図を図—8に示す。この図にはいくつかの興味ある点がみられる。(1) 路面の動水圧はタイヤ前面

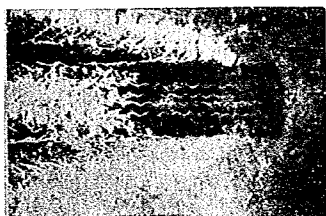
Direction of motion →



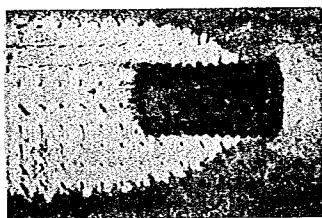
(a) Static footprint; $V_G = 0$.



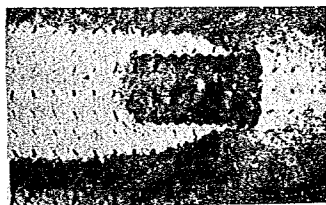
(b) $V_G = 24$ knots; $\frac{V_G}{V_P} = 0.597$.



(c) $V_G = 32$ knots; $\frac{V_G}{V_P} = 0.796$.



(d) $V_G = 41$ knots; $\frac{V_G}{V_P} = 1.020$. } 26

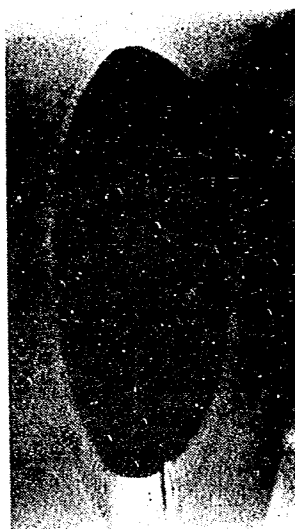


(e) $V_G = 53$ knots; $\frac{V_G}{V_P} = 1.318$.

図—6 ガラス板下面から写した 5.60-13 自動車タイヤでの部分および完全ハイドロプレーニングの写真。垂直荷重 500 ポンド (227Kg), 内圧 20 psi (1.4Kg/cm²), 水深 0.5 インチ (12.7mm)



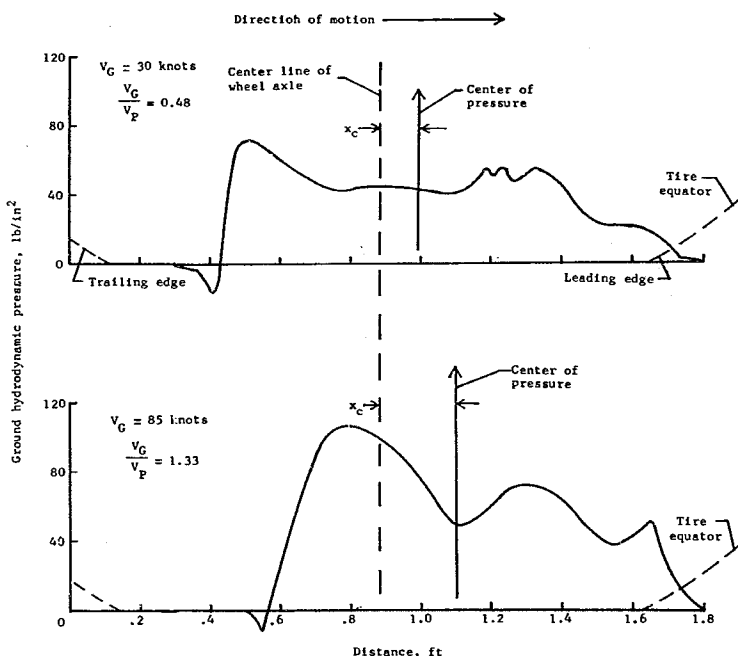
$V_G = 50 \text{ fps}$



$V_G = 0$

図一 7 文献 18 の強化ガラスのドラム実験での模型タイヤ (4.5" × 1.5") の接地面写真。水深 1/16 インチ (1.6 mm), すべり率 75 %

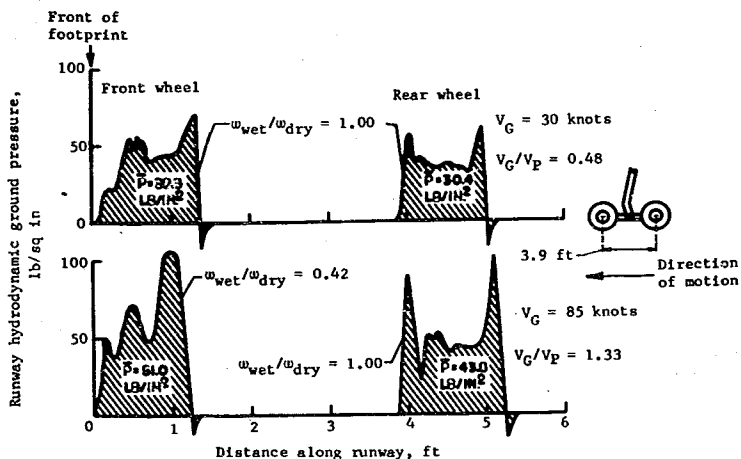
波によりタイヤ接地面の前部にも発生する。(2) 路面の最大動水圧は、85 ノット (157 Km/h) の速度の図ではタイヤ内圧を超えている。(3) 対地速度が速くなるとタイヤ接地面積後部の動水圧は無視出来る。第 1 および第 3 の点の組合せにより、35 ノット (65 Km/h) の図よりも 85 ノット (157 Km/h) の図の方が圧力中心は前方に移動し、従ってスピンドウンモーメントも大きい。タイヤ接地面後部で動水圧が存在しなくなる理由についてはまだ明らかでないが多分次の理由によるものであらうと考えられる。即ち、タイヤの慣性力が、タイヤ内圧のタイヤ接地面後部でタイヤを撓みのない半径に復元させる作用を妨げる為であらう。第 2 の点は地上からの動水圧がタイヤ内圧を超える事がある事を示し、この事はタイヤと路面の接地域で高い動水圧の状態の時はいつで



図一八 水に覆われた路面でのタイヤ接地部の圧力図，タイヤ垂直荷重 5,600 ポンド (2,540 Kg)，タイヤ内圧 50 psi (3.52 Kg/cm²)，水深 0.5 インチ (12.7 mm)

も部分的な内面への挫屈や，変形がタイヤに生ずる。この変形の明白な例は，図一六(c)の自動車タイヤ 32 mph (51 Km/h) の写真，図一七の模型タイヤの写真に見られる。

水膜厚 0.5 インチ (12.7 mm) の滑走路に於て，着陸用タンデム型車輪で 30 と 85 mph (48 と 137 Km/h) の対地速度で得られた動水圧の図が，図一九に示してある。着陸用タンデム型車輪の前輪では，接地面の平均動水圧 (51 psi = 3.59 Kg/cm²) が，タイヤ内圧 (50 psi = 3.52 Kg/cm²) を少しでも超えるまで

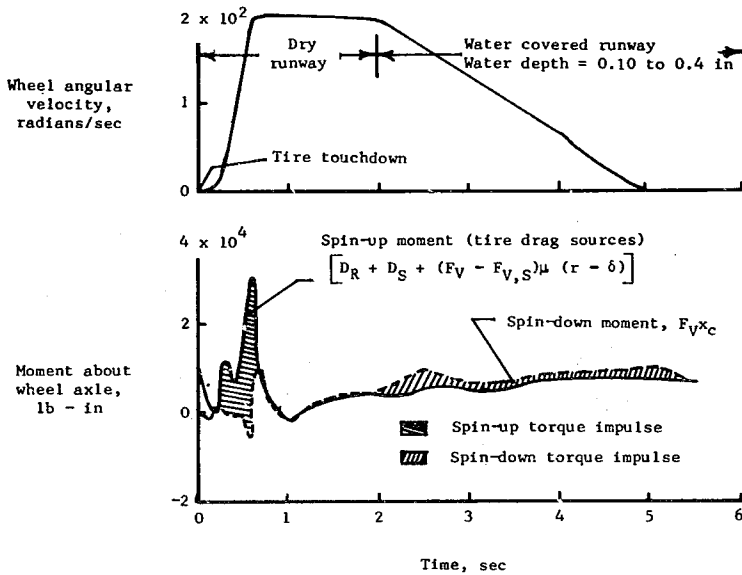


図一 9 タンデム型車輪の接地圧，一輪の垂直荷重 5,600 ポンド (2,540 Kg)，内圧 50 psi (3.5 2Kg/cm²)，水深 0.5 インチ (12.7 mm)

スピンドウ現象は起らないことは興味あることである。(図の左側の圧力図参照)

また，この図で前輪に比べて後輪の平均動水圧が低いということも注目される。これは前輪によって水が排除される為，後輪に対する水膜厚が変化すると考えられる。

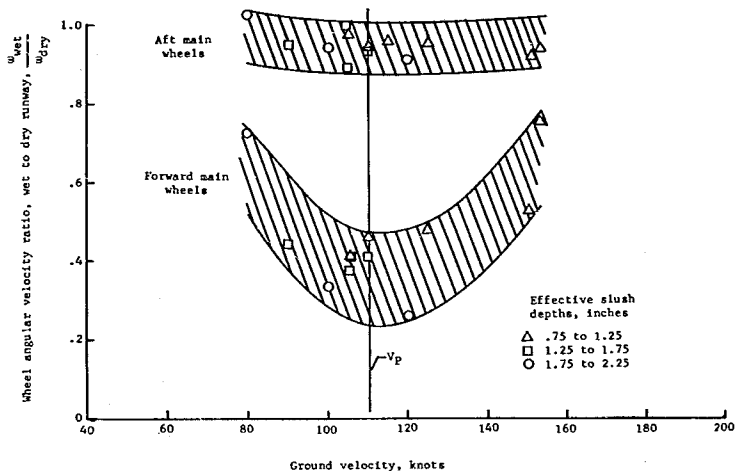
ハイドロプレーニングの最も顕著なあらわれは，図一 10 に示す如く，潤滑路面で回転している(無制動)車輪の回転が遅くなるか或は停止してしまう状態である。無制動車輪のスピンドウンは 2 種類の流体動力学的揚力の合力によって生ずるスピンドウンモーメントが全てのタイヤ抵抗力によるスピンドウンモーメントよりも大きくなる場合に起る。第 1 に，対地速度が増加すると流体



図一 10 ハイドロプレーニングによる無制動車輪のスピンダウン。
 32×8.8 飛行機タイヤ, $F_V = 10,000$ ポンド (4,536 Kg)
 $p = 90$ psi (6.33 Kg/cm²)

からの揚力はタイヤの接地面を路面から徐々に引き離し (図一 5, 図一 6), (1)式によるタイヤと路面の摩擦によるスピナップモーメント $(F_V - F_{V,S})\mu (r - \delta)$ の値が零に近づく。第 2 に, 流体動圧力と路面とタイヤ接地面間で生ずる合揚力との合力の中心は, 速度が増すに従って軸の前方に移動し (図一 8) スピンダウン・モーメント $F_V \cdot X_c$ を生ずる。完全ハイドロプレーニング速度に近い速度では, このスピンダウン・モーメントは, 全抵抗力によるスピナップモーメントを超えてスピンダウンが始まる。

図一 11, 12 のスピンダウンのデータは, 車輪のスピンダウン現象は完全ハイドロプレーニング速度 V_F よりもかなり遅い速度で起っている。例えば図一 12 一 (b) では, タンデム車輪の前輪のスピンダウンは, ハイドロプレーニン



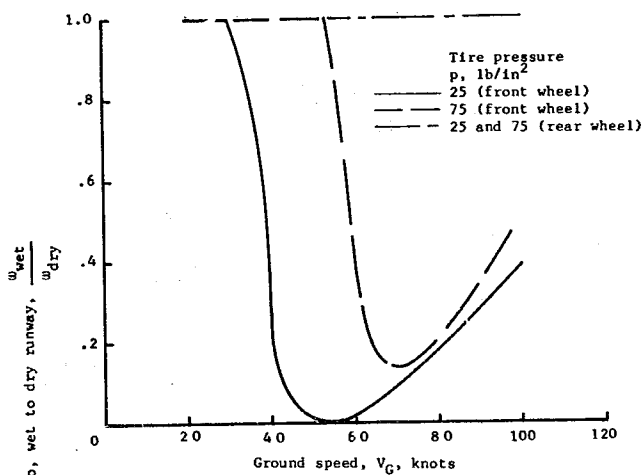
図一 11 主輪の回転と雪融けの影響

グ速度 V_p の 70% の速度で起っている。この図ではタイヤ路面間の摩擦によるモーメントの大きな減少は部分ハイドロブレーニング状態で起っている。

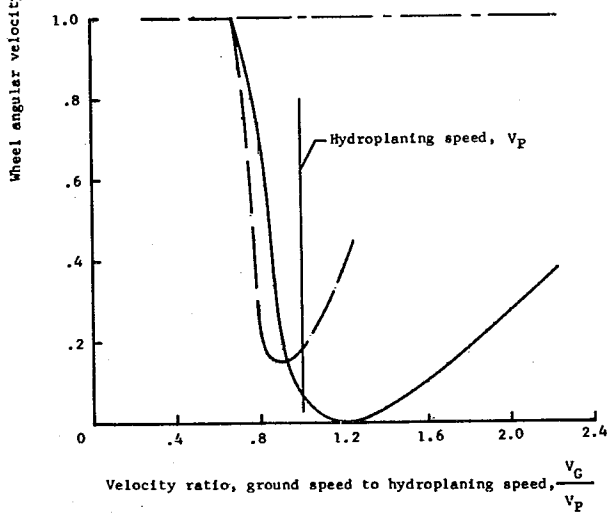
図一 11 と図一 12 で、着陸用台車の後輪はスピンドダウンしていないという事実は図一 9 に示されたデータの確証であり、着陸用台車の前輪による清掃作用により流体が車輪の通る道から取り除かれ、後輪にハイドロブレーニングやスピンドダウンが起らぬ状態になっていることを示している。

タイヤ前面波の消失

部分または完全ハイドロブレーニングを起している飛行機タイヤの写真や映画 (10, (13), (15)) によると、ハイドロブレーニング速度 V_p 以下の速度 (図一 2 の部分ハイドロブレーニングの領域) の時タイヤ前面に大きな前面波が生じている。速度が増すと滑走路に対する波の角度は急速に減少し速度が図一 2 の完全ハイドロブレーニングの領域に達すると、前面波は完全に消失する。



(a) Variation of wheel spin-down with ground speed.



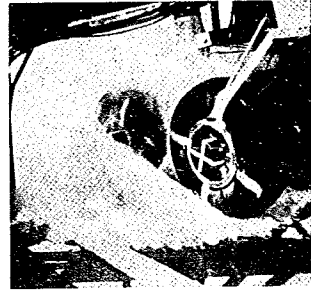
(b) Variation of wheel spin-down with velocity ratio.

図一12. 水に覆われた路面での単タンデム着陸用台車のスピンドウンとハイドロプレーニング速度



Partial hydroplaning speed

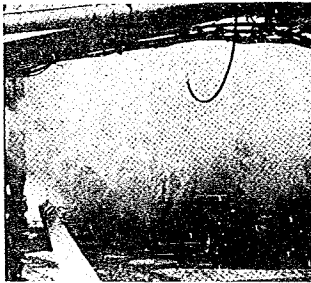
(a) $V_G = 25 \text{ knots}; \frac{V_G}{V_P} \approx 0.32.$



Total hydroplaning speed

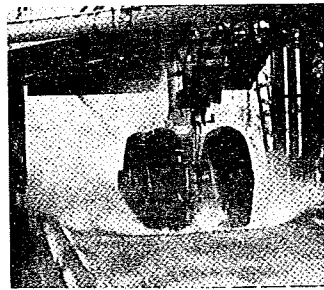
(b) $V_G = 87 \text{ knots}; \frac{V_G}{V_P} \approx 1.11.$

図—13 部分ハイドロプレーニング, 完全ハイドロプレーニング時の流体の飛沫の状態 (側面)。4 輪ボギー配列, タイヤ内圧 75psi (5.27kg/cm²), $F_v=22,300$ ポンド (10,115kg), 水深 2 インチ (51mm)



Partial hydroplaning speed

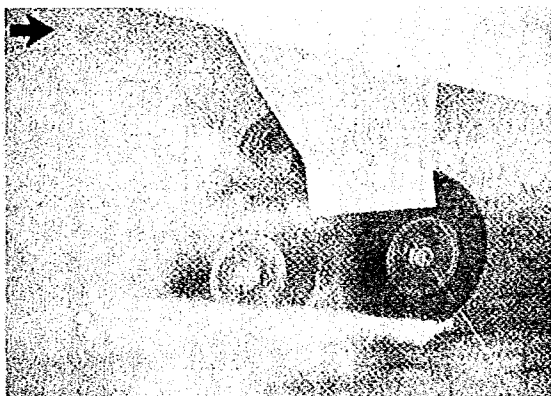
(a) $V_G = 27 \text{ knots}; \frac{V_G}{V_P} \approx 0.60.$



Total hydroplaning speed

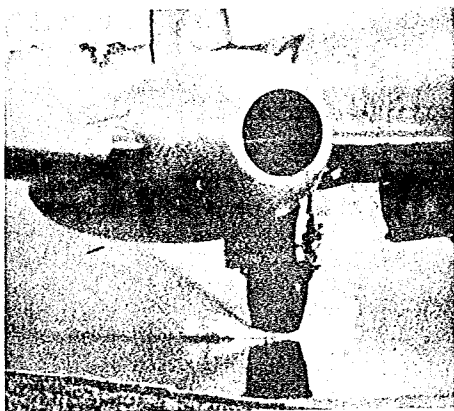
(b) $V_G = 73 \text{ knots}; \frac{V_G}{V_P} \approx 1.62.$

図—14 部分ハイドロプレーニング, 完全ハイドロプレーニング時の流体の飛沫の状態 (正面)。4 輪ボギー配列, タイヤ内圧 25psi (1.76kg/cm²), $F_v=22,300$ ポンド (10,115kg), 雪融け深 1 インチ (25mm)



(a) Four-engine jet transport. $V_G = 155$ knots; $p = 150$ lb/sq in.; $\frac{V_G}{V_P} = 1.41$

(photograph from ref. 15.)



(b) British Meteor fighter. $V_G = 87$ knots; $p = 60$ lb/sq in.; $\frac{V_G}{V_P} = 1.25$

(Photograph from ref. 22.)

図一 15 実物飛行機実験，完全ハイドロプレーニング速度で前面波が消失している。

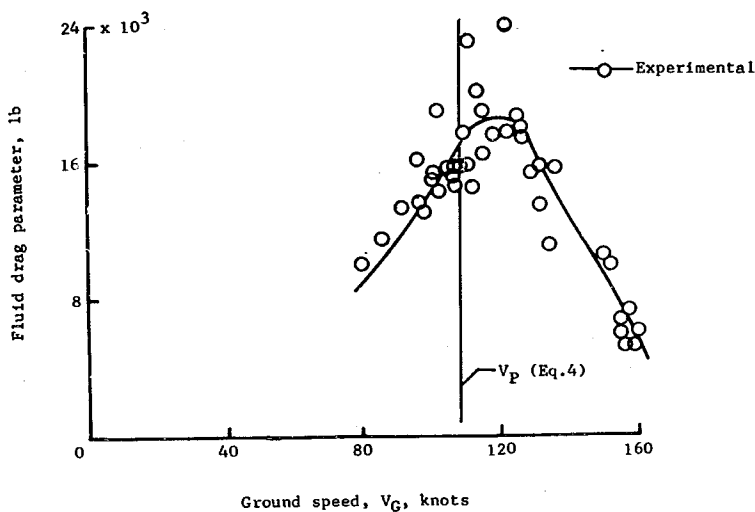
(図—13, 図—14, 図—15 参照)。タイヤ前面波の形状を, 部分または完全ハイドロプレーニング速度でのハイドロプレーン型の船体に生ずる前面波の形状は著しく類似している。このことは現場で見ることの出来るハイドロプレーニングの一つの表われであることを知っておくことも重要な事である。もし, 厚い水膜や雪融けのある滑走路で高速で離着陸している時に飛行機タイヤの前面に前面波がみられないなら, その飛行機はハイドロプレーニングを起している可能性が大きい。

タイヤ接地域から流出する流体の一掃作用

乾燥路面でタイヤが高速走行中にロックされると, 大量の溶解したゴムが路面上にたまる。タイヤが路面上の流体によって完全に路面から離されてしまう完全ハイドロプレーニング状態の時はこの事は起らない。その代り, タイヤと路面の接地領域で生ずる高い動水圧の作用により, 逃げ出そうとする流体は滑走路のタイヤの通る場所をきれいにするので路面の上には黒い線 (streak) の代りに白い線がつく。この結果は文献11の研究でも指摘されているし, また水膜のある滑走路へ実物飛行機が着陸する時にもすでに観察されている。湿潤平滑路面で平滑タイヤに制動かける場合, 速度がハイドロプレーニング速度以下でもこの洗い流す作用は生じる。これはタイヤ・路面の接地領域で高い動水圧を生ずる粘性効果によるからである。

最大の流体排除抵抗

文献10, 15に, 流体排除抵抗は速度が, ハイドロプレーニング速度に近い速度で最大になる(図—16)ことが実験的に示されている。ラングレイの試験走路で得られた最近のデータは, この効果をもっと明瞭にあらわしている(図—17(a))。この図は対地速度に対する流体抵抗の大きさおよびその最大となる位置とタイヤ内圧の関係を示している。これらのデータから, 速度が限界ハイドロプレーニング速度を超えると, 流体抵抗は多少減少しているのがみられる。この結果は, タイヤが高速時に滑走路表面から離され, その結果タイ

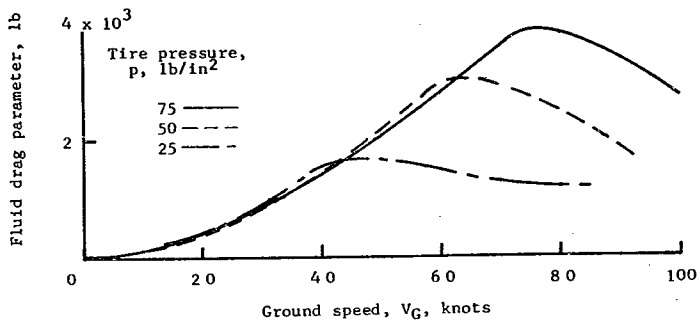


図— 16 ジェット輸送機の雪融けの抵抗。主輪内圧 150 psi
(10.55 kg/cm^2)

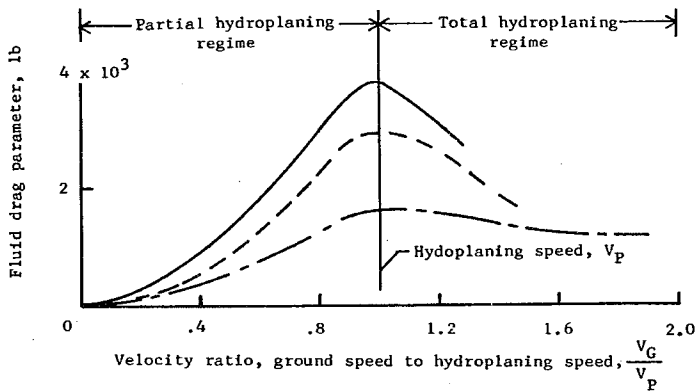
ヤの通り道から移動する流体が少なくなることにより生ずる。速度が V_P 以上の時の抵抗力には標準化の過程を用いているため多少誤差が含まれているものと思われる。

ブレーキ力喪失

トレッド模様のあるリブタイヤが湿潤（冠水状態でない）路面で制動かけた場合、摩擦係数は乾燥路面のそれよりも低下するが、図— 18に見られる如く湿潤路面では非常に高速な時でも多少のブレーキ力は存在する。他方路面上に雪融けのある場合、図— 19に示す如く、速度がハイドロブレーニング速度を超えると雪融け中のハイドロブレーニングにより付加的ブレーキ力減少が起る。路面が雪融けとか水とかで覆われ、水膜がハイドロブレーニングを起すに十分な厚さの時は、対地速度がハイドロブレーニング速度の近くまたは超えた時、ブレーキ力は急激に減少する（摩擦係数はころがり抵抗係数に近くなる）（図

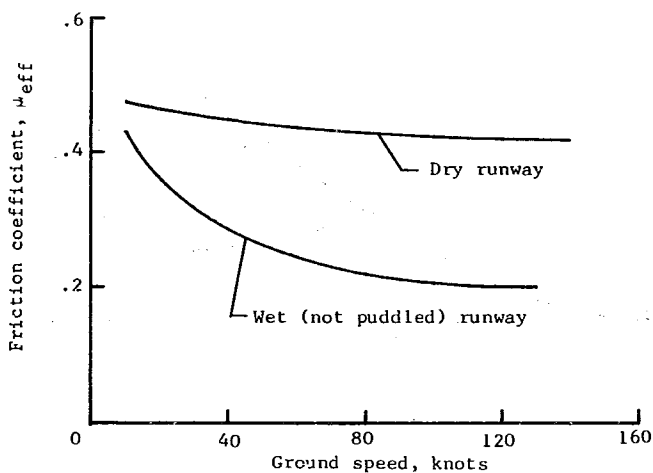


(a) Variation of drag parameter with ground speed.

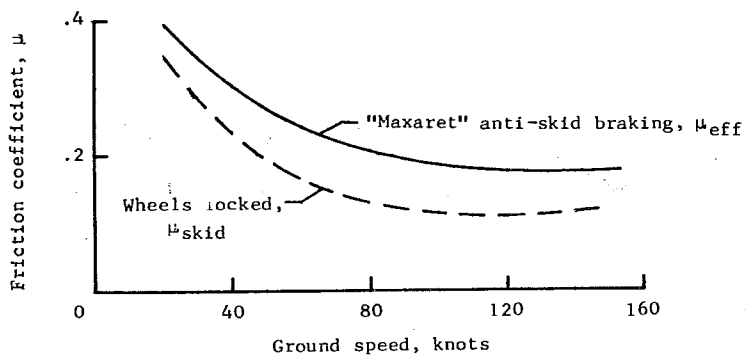


(b) Variation of drag parameter with velocity ratio.

図一 17 雪融けや水膜のある路面で、デュアルタンデム着陸用台車に生ずる流体抵抗とハイドロプレーニング速度。
 $F_v = 22,300$ ポンド (10,115 kg), 水深 1 インチ (25.4 mm)

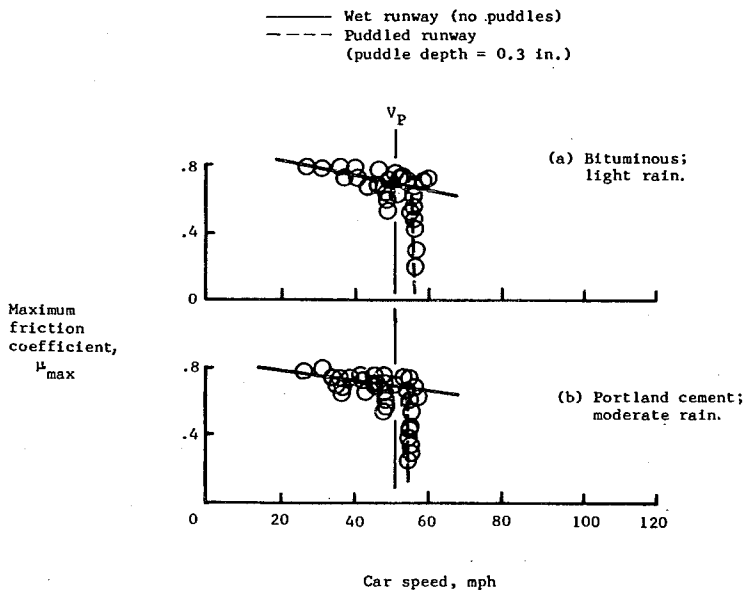


- (a) 880 jet transport aircraft (see ref. 10); concrete runway; anti-skid braking;
 $p = 150 \text{ lb/sq in.}$; gross weight = 150,000 lb; rib tread tires.



- (b) Swift fighter aircraft (see ref. 24); wet asphalt runway (water depth $\approx 2 \text{ mm}$);
 $p = 320 \text{ lb/sq in.}$; gross weight $\approx 16,000 \text{ lb}$; rib tread tires.

図一八 湿潤路面でのアンティスキッド制動の効果



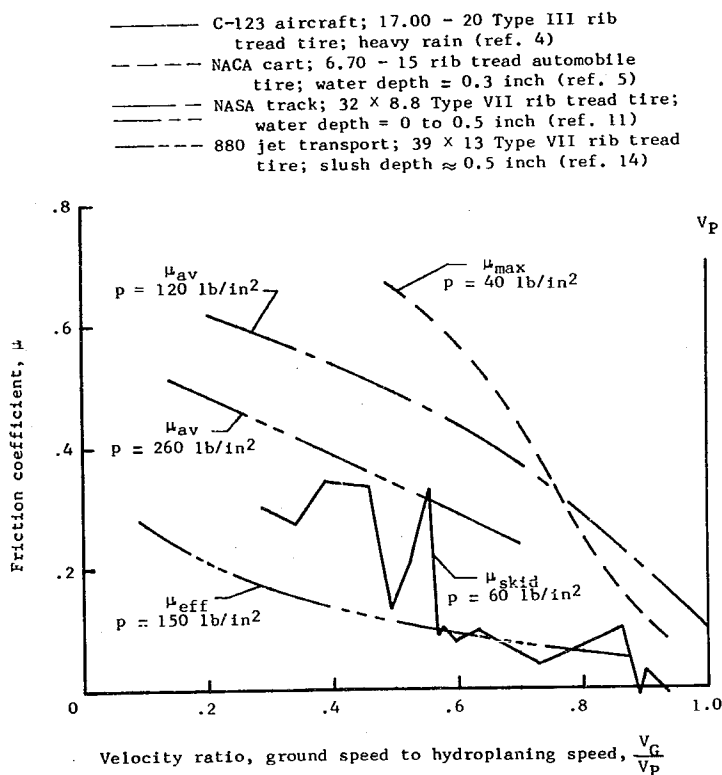
図一 19 路面の水溜りのハイドロプレーニングによるブレーキ力減少。6.70-15 リブトレッド自動車タイヤ，垂直荷重 925 ポンド (420Kg)， $p=24 \text{ psi}$ (1.69Kg/cm²)

一 20)。この結果は，前述のハイドロプレーニング状態での無制動車輪のスピンダウン現象でも明らかである（図一 10, 11, 12）。ハイドロプレーニング効果により，完全にまたはほぼ回転を停止している車輪を制動しても既存の減速力や摩擦係数を改善することは全く期待出来ない。

方向安定性喪失

ハイドロプレーニング現象の他の重要な現象は方向安定性に欠けることである。これは連邦航空局の主催，航空宇宙局の技術指導で 4 発のジェット輸送機で行なわれた雪融けの実験でも実証された（参考文献 10, 15, 17）。

雪融け上での実験は予想されるハイドロプレーニング速度（110ノット＝



図— 20 水または雪融けで覆われた路面の制動係数とハイドロプレーニング

204Km/h) を超える速度で、横断する風速が9ノット(16.6Km/h)以下の時行なわれた。試験機は対地速度120ノット(222Km/h)の時雪融け上で揺首し、横方向に流されたのが観察された。(これらの瞬間は文献17の映画に記録されている。)これらの結果は、ハイドロプレーニング速度以上の時、タイヤの方向安定性が失われる事を示していて、強い横風のある場合の離着陸は非常に危険であることを物語っている。

ハイドロプレーニングの要因

流体要因

流体の厚さ 路面上の流体厚が、ある最小流体厚以下の時、ハイドロプレーン現象は起らない。タイヤのトレッド模様や路面の凹凸などの影響が大きいので、最小流体厚を決定するのは困難である。比較的平滑なベルト表面と、平滑トレッドタイヤを用いた場合^{(1), (9)} ハイドロプレーニング現象は水膜厚 0.02 インチ～0.09 インチ (0.5 mm～2.25 mm) で起っている。比較的平滑なコンクリート路面で実物の飛行機タイヤで行なわれた文献 11 では、平滑トレッドタイヤの場合水膜厚 0.1～0.4 インチ (平均 0.3 インチ = 7.6 mm) でハイドロプレーンが起っている。Gray^{(12), (22)} はタイヤと地面の最小水膜厚を測定する為に、滑走路に "plasticene" strips を用いた。この特殊な実験の結果 (図 21) によるとこの飛行機がハイドロプレーンを起す最小水膜厚は平滑路面で 0.17 インチ (4.3 mm), 溝つき滑走路では倍以上の 0.42 インチ (10.7 mm) であ

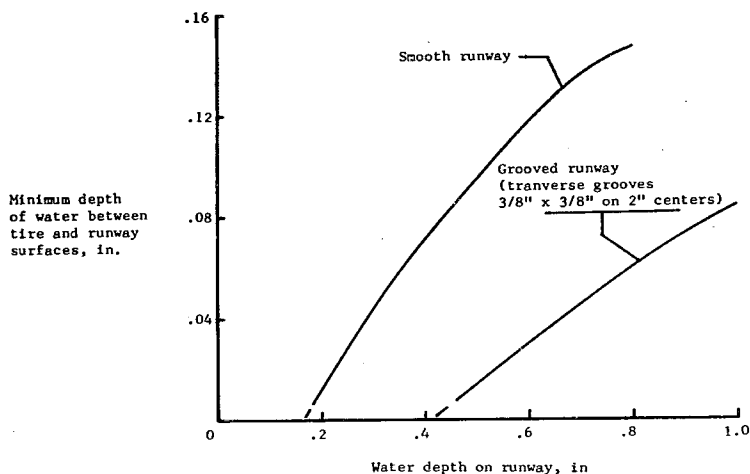
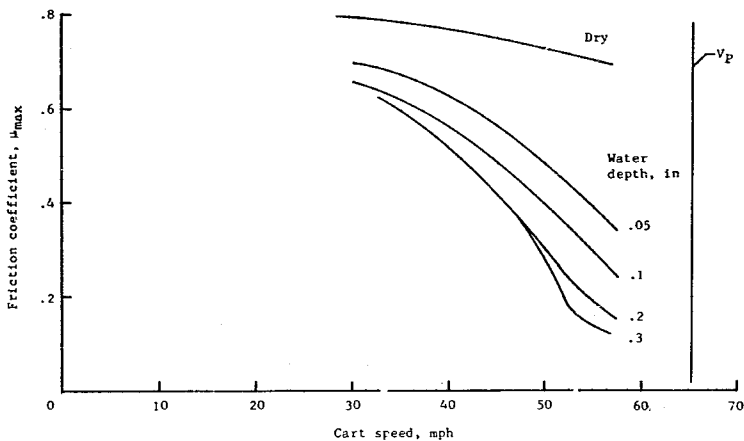


図 21 ハイドロプレーニング状態での路面上の水深と、タイヤで排除する水の関係。戦闘機, 速度 87 ノット (156 Km/h), 内圧 60 psi (4.22 Kg/cm²), $V_G/V_F = 1.25$



図—22 路面上の水深と最大摩擦係数。6.70-15 リフトレッドタイヤ， $p=40\text{psi}$ (2.81kg/cm^2)，すべり率 0.125

る。文献 5 のリフトレッドの自動車タイヤで得られた摩擦係数は (図—22) このコンクリート路面でハイドロプレーンを起すには 0.2~0.3 インチ (5.1~7.6 mm) の水膜厚が必要であることを示している。(摩擦係数はハイドロプレーニング速度 V_p で 0 に近づく。) ハイドロプレーンを起す最大水膜厚は決定されていない。ラングレイの試験走路での実験では水膜厚が 2 インチ (5 cm) よりわずかに大の場合、ハイドロプレーニング現象が起っている。⁽¹⁵⁾

流体の密度 現在のデータでは流体の密度の影響を評価するには不十分であるが、式(3)の原理に従えば、ハイドロプレーニング速度は密度に反比例する。例えば滑走路上の雪解けの比重が 0.85 なら、ハイドロプレーニング速度は水の場合よりも 8% 大きくなる。

タイヤ要因

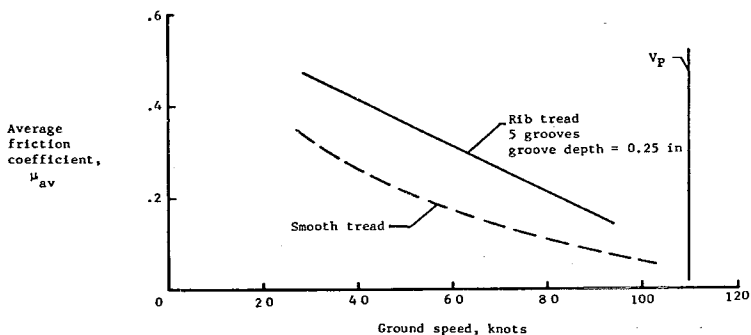
内 圧 タイヤ内圧は、ハイドロプレーニング速度を決定する最も重要な

パラメーターである（式(4)および図—4，17）。タイヤ内圧が増加すればハイドロブレーニング速度は増加し，逆もまた同様である。

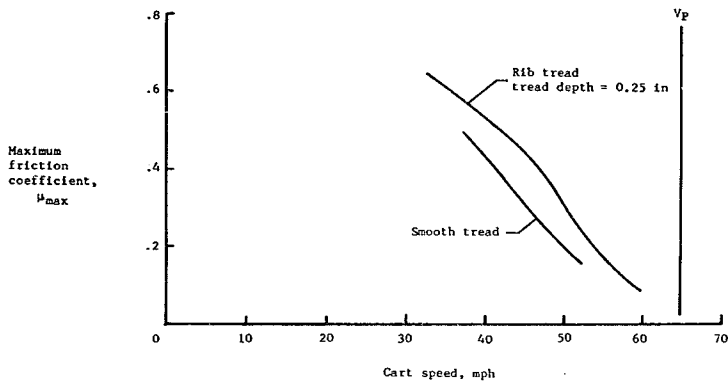
トレッドデザイン タイヤのトレッドデザインはハイドロブレーニング速度に2つの影響を与えるものと思われる。第1に，円周方向リブのような適切なトレッドデザインのタイヤは，文献1, 5, 11によると，ハイドロブレーニングを起す速度は平滑トレッドのものより大きくなる傾向にある。第2に，良好なトレッドデザインはハイドロブレーニングを起すに必要な最少水膜厚を増加させる傾向にある。部分ハイドロブレーニング効果（図—2の部分ハイドロブレーニング領域）によるブレーキ力の減少は，水膜厚がトレッドの溝の深さよりも大きい場合でも平滑トレッドタイヤよりもリブトレッドタイヤの方がかなり小さい。この効果は飛行機タイヤについては図—23，自動車タイヤについては図—24に示してある。

航空機要因

着陸台車の車輪配列 タンデム車輪配列の場合（文献7, 9, 10, 11, 14,



図—23 部分ハイドロブレーニング時の飛行機タイヤの摩擦力減少。32×8.8 飛行機タイヤ，水深0.3インチ(7.5mm) 垂直荷重10,500ポンド(4,760kg)， $p=150$ psi (10.55 kg/cm²)



図—24 部分ハイドロプレーニング時の自動車タイヤの摩擦力減少。6.70-15 4PR 自動車タイヤ，水深0.3インチ（7.5mm），垂直荷重925ポンド（420kg）， $p=40$ psi（2.81kg/cm²）

15および図—11, 12参照），前輪による通路清掃作用の為，後輪に対する水膜厚は完全ハイドロプレーニングを起す最小水膜厚よりも小さくなる。それ故，この実験結果は，この様な配列の台車の後輪の完全ハイドロプレーニングはより高速になるまで遅れるかまたは無視される。

垂直荷重 飛行機重量またはタイヤの垂直荷重の増加はハイドロプレーニング速度にほんの僅かの影響より与えない。タイヤは弾性体として働き，垂直荷重の変化に応じて，接地面積が変化するので比 F_v/A_0 は一定となり，近似的に内圧 p になる。垂直荷重が増加すればタイヤの内部容積は小さくなる（内圧の増加）が，通常の走行域は着陸状態ではこの内圧の増加は微少である。例えば飛行機タイヤの垂直荷重を0から最大静荷重まで増加（タイヤの最大垂直歪3%）させてもタイヤ内圧は3~4%増加するだけであり，式(4)，(5)によるとハイドロプレーニング速度の変化は2%以内である。

路面要因

路面中高 路面を中高にすることはハイドロプレーニング現象に直接影響を与えないが、このことにより路面上の水を急速に排水することでハイドロプレーニングを防止し、豪雨の時の状態を除いては、水がハイドロプレーニングを起すに十分な厚さにまでたまるのを防止する。路面を中高にすることは雪解け状態のように水程急速に排水されないものの時には効果は期待出来ない。

表面の凹凸 ハイドロプレーニングを起す水膜厚は、粗な路面の方が平滑路面よりも大きい水膜厚を必要とすると考えられているが現在のところ明快には実証されていない。例えばオープンな組成の舗装表面の「山と谷」は、接地領域内において捉まえられた水の逃げ道をつくる為、タイヤと路面の接地域でハイドロプレーニングを起すに必要な動水圧の発達が遅れる。

路面の溝 路面の横方向（車の進行方向に対して）の溝は、ハイドロプレーニングを起す最小水膜厚を明らかに増加させる。これは文献 18, 22, 23（図一 21 参照）で示されている。見通しが良くなかったり、強風下で自動車を運転している場合に激しい降雨があるような場合を除いて、適切に設計された路面の溝はハイドロプレーニングが起るのを防止することが出来るであろう。もちろん、路面の溝切りは「北部地域」では用いてはならない。路面の溝へ入った水の凍結融解の反復でかなりの量の舗装表面に劣化を生ずるからである。

路面の不陸 路面の不陸の結果、降雨のたびに路面に不規則な水たまりを生ずる。水たまりの幅は自動車の車輻間隔よりも小さいのが普通である。従って自動車の車輪のうち、いくつかがハイドロプレーンを起こし、他の車輪は起きないでいる為に起るブレーキ力または横方向力の差異によって生ずるすべりによる自動車のヨーイングモーメントが生ずる可能性は大きい。普通の降雨時に、路面沈下による不陸の為に多数の水たまりが生ずるような場合、前述の理由により舗装表面は打ち換えられねばならない。

その他の要因

表面を吹く風 路面を中高にすることによる排水の効果は、風が路面の勾

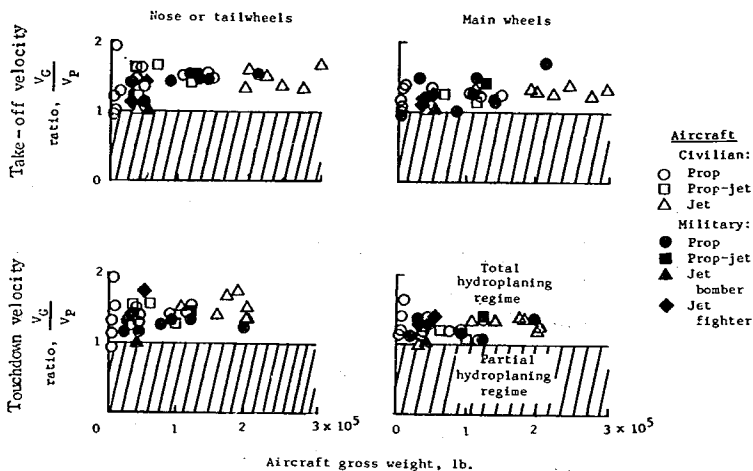
配の下側から充分な風速で吹き上げる時には失なわれる。従って、ハイドロプレーニング起すに充分な水膜厚は弱風状態で降雨強度が強い場合よりも弱い降雨状態でも強風状態の時に得られることが予想される。ハイドロプレーニング状態の下では、タイヤの横方向の摩擦抗力は非常に小さく9ノット(4.63 m/s)の弱い横風によって起される自動車への横荷重よりも小さい^{13, 17}。この効果による車輛の方向安定性欠如によって、車輛が路面または滑走路で方向が変わったり、横断方向に路面から外れたりすることが、危険な結末の可能性をもって起り得る。

ヒステリシス 文献13によると、ハイドロプレーニング状態でタイヤがスピニングダウンした後にタイヤがスピニングアップするのに必要な対地速度は、車輛がスピニングダウンし始める速度よりも13ノット(24Km/h)低い速度であると報告されている。この結果は文献1の研究で指摘されているが、報告されていないヒステリシス効果を示している。この効果により、対地速度を加速している状態でタイヤをスピニングダウンまたは回転停止させるに必要な対地速度は、対地速度を減速させている状態(ハイドロプレーニング後)で、タイヤをスピニングアップするのに必要な対地速度よりも大きい傾向にある。この結果は、飛行機の離陸時よりも、着陸時または離陸中止時の方が完全ハイドロプレーニング速度の範囲が広い理由により危険の可能性が大きいことを示唆している。

ハイドロプレーニングの可能性

航 空 機

ハイドロプレーニングによって如何に重要な問題が生じるかを決定する目的で米国で現在用いられている民間機、軍用機合せて40機について調査が行なわれ¹³ 結果は図-25に示してある。この調査では各々の飛行機について式(4)に従ってハイドロプレーニング速度を計算し、この速度と離着陸時の最高速度と比較されている。この図のデータは、調査された総ての飛行機の離着陸速度の範囲では飛行機は完全ハイドロプレーニングの可能性があり、この調査では飛行機の先端車輪は主車輪よりもハイドロプレーニングに対しては幾分可能性

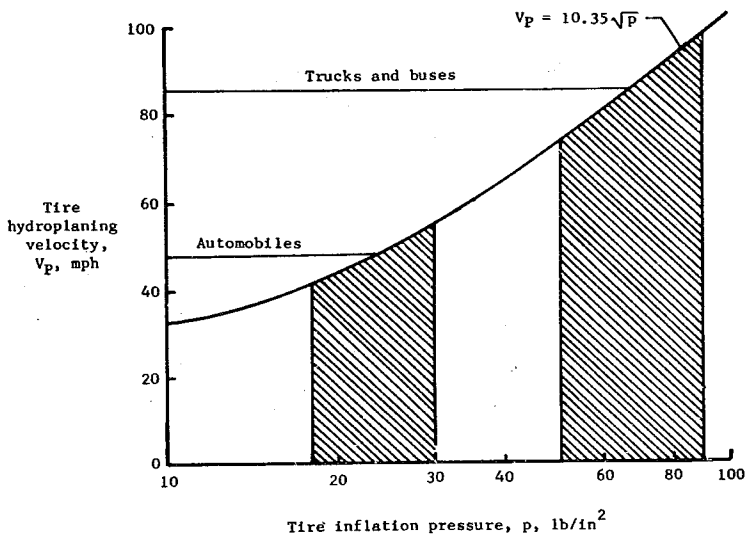


図— 25 現在の飛行機のハイドロプレーニングの可能性

が大きい事を示している。

自動車

現在米国で用いられている乗用車のタイヤ内圧は $16 \sim 30 \text{ psi}$ ($1.12 \sim 2.11 \text{ Kg/cm}^2$) の範囲にある。他方、現在一般に使われている大型トラック、バス等のタイヤ内圧は $50 \sim 90 \text{ psi}$ ($3.52 \sim 6.33 \text{ Kg/cm}^2$) である。これら2つのタイヤ内圧の範囲と、式(5)によって予想されるハイドロプレーニング速度とは図— 26 に示してある。この図によると、乗用車では法定制限速度である $60 \sim 70 \text{ mph}$ ($97 \sim 112 \text{ Km/h}$) よりもかなり低い速度でハイドロプレーニングが起ることになる。これに対して、高い内圧のタイヤを使っているトラックやバスでは、ハイドロプレーニング速度は法定制限速度よりも高いので、道路の通常走行速度では、トラックやバスでは乗用車ほどハイドロプレーニングの可能性がない。

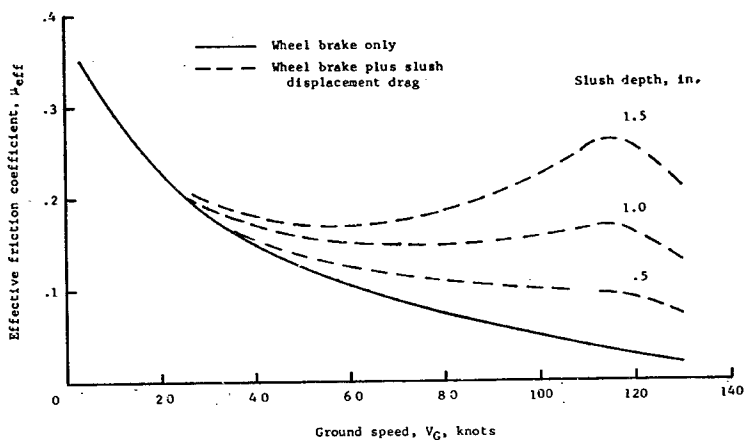


図一 26 自動車のハイドロプレーニングの可能性

ハイドロプレーニングの危険

ブレーキ力喪失

完全ハイドロプレーニング状態で無制動の車輪が完全に停止する場合、車輪制動によるブレーキ力のロスが 100% になった場合であり、既にロックされたり或は回転していない車輪にブレーキを作動させても何の結果も得られない。完全ハイドロプレーニング状態の下では、タイヤに生ずる減速力は、(1)タイヤが走路から流体を排除する時に生ずる力、(2)流体の粘性効果による抵抗力によるものである。信頼出来るデータによれば、これら減速力の合計を摩擦係数で表わせば、ハイドロプレーニングを起す最小水膜厚 (0.1 ~ 0.3 インチ) で普通 0.05 を超えない。図一 27 に示す如くジェット輸送機の雪融け路面上のブレーキテストのようにもっと厚い水膜の時、流体排除抵抗による有効摩擦係数は大きくなり、特に高速時に著しく、部分または完全ハイドロプレーニング状

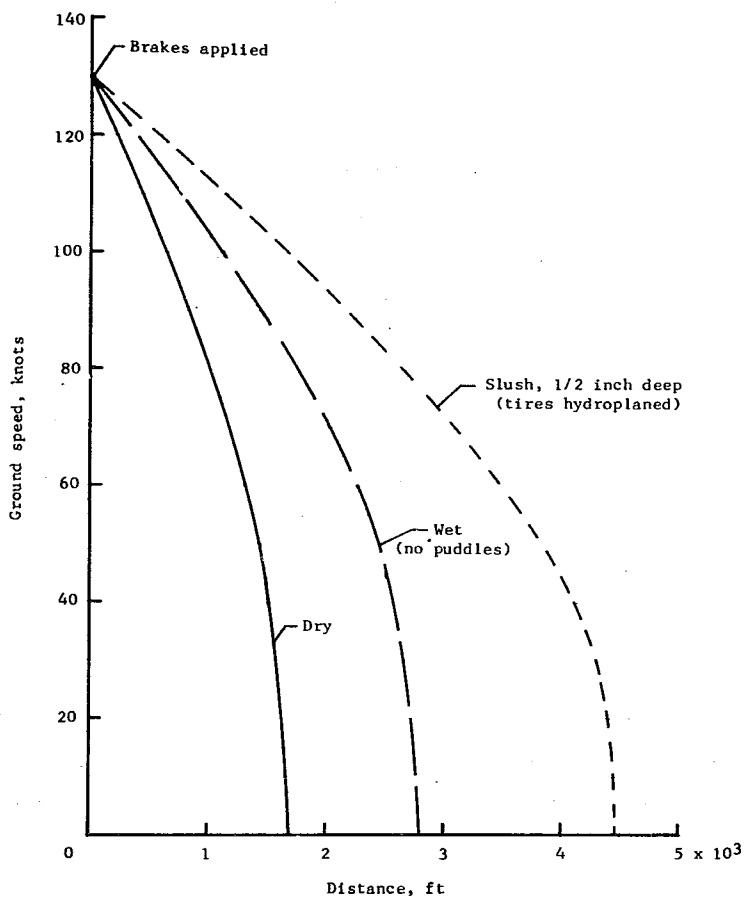


図一 27 雪融け路面でのジェット輸送機の制動

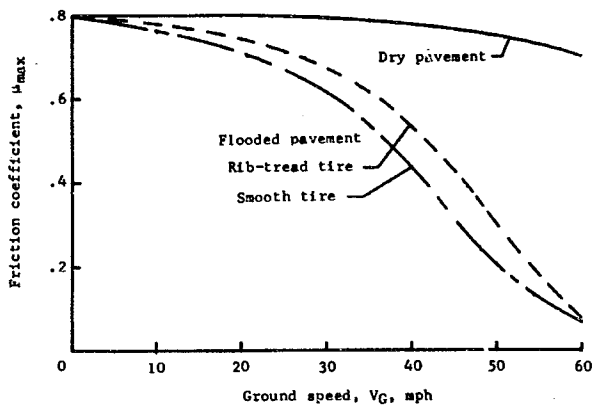
態で失なわれた車輪の制動力が一部回復する。

ブレーキ力が失なわれる事によって生ずる車輛運転時の危険性は、図一 28, 29 に 4 発ジェット輸送機と自動車について示した如く、車輛の制動停止距離が増大することである。図一 28 より濡れていて水の溜っていない路面（ハイドロプレーニングは起らない）の制動停止距離は、乾燥路面の 1.6 倍に増加している。路面が 0.5 インチ（12.7 mm）厚の雪融け状態の時（ハイドロプレーニングは起る），制動停止距離は乾燥路面の場合の 2.6 倍である。自動車について、乾燥路面と水膜のある路面（ハイドロプレーニングは起る）とについての計算上の制動停止距離は飛行機の場合と類似していて、水膜のある路面の制動停止距離は乾燥路面のその 2.0 ～ 2.6 倍に増加している（図一 29-(b) 参照）。これらの自動車制動停止距離の計算は次の仮定による：車輛重量 3,700 ポンド（1,680 Kg），空気抵抗係数 1.0，自動前面面積 25 ft²（2.3 m²）最大すべり摩擦係数は図一 29 (a) に示すもの（文献 4 のデータによる）。

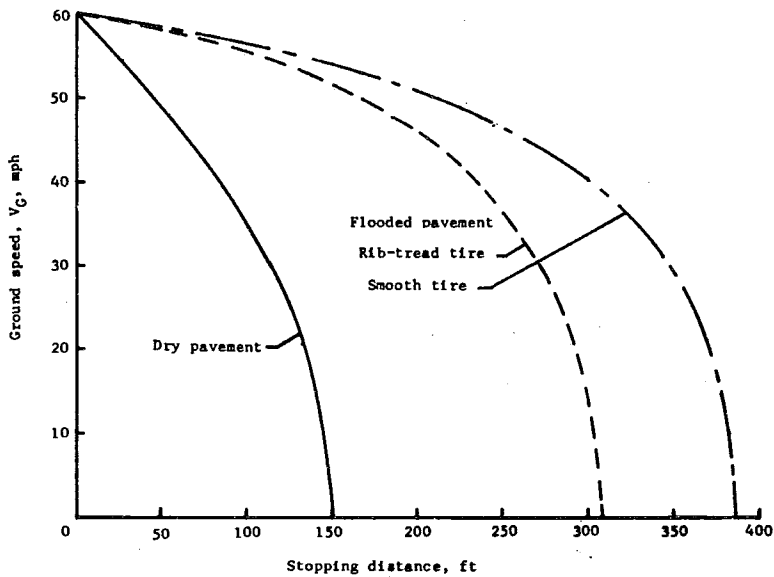
ハイドロプレーニングの可能性のある水膜のある路面での制動停止距離を図一 28, 29 のデータより推算すると、航空機、自動車共乾燥路面の 3 倍位にな



図—28 4発ジェット輸送機の制動停止距離と路面状態。自重 150,000ポンド(68,000Kg), タイヤ内圧150psi (10.5Kg/cm²), アンティスキッド制動, 逆噴射は使用せず。



(a) Assumed friction-coefficient variation for stopping distance calculations.



(b) Calculated automobile stopping distance on dry and flooded pavements.

図一 29 ハイドロプレーニングを起している自動車の制動停止距離

る。例えば、逆噴射やドラッグシュートを持っていない飛行機のパイロットは、水膜のある滑走路へ着陸する前に、少くとも乾燥状態の制動停止距離の3倍以上の余裕があることを確かめるべきである。自動車の運転者は前者との間隔を通常の車間距離の少なくとも3倍以上とるべきである。前車がバスやトラックでハイドロプレーニングを起さず、従ってブレーキ力低下も起らないことを考えるべきである。

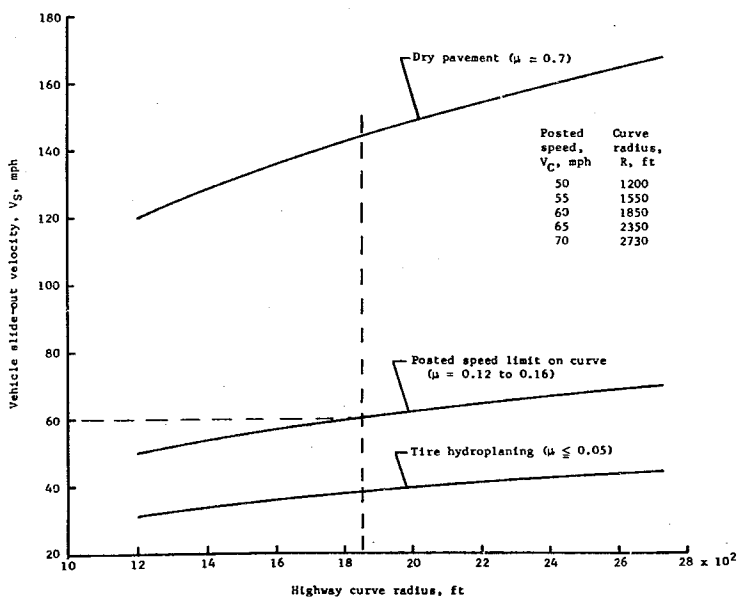
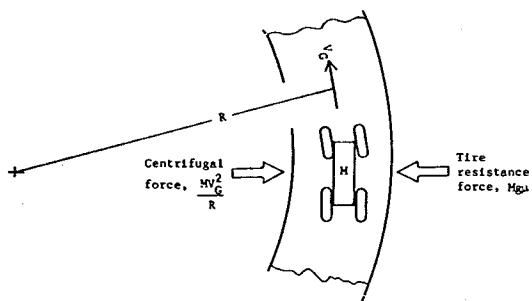
方向安定性喪失

航空機や自動車の設計者は、車輛の舗装路面に於ける操縦性、安定性の意味でコーナリング力、横方向力を発生させる能力という観点で空気入りタイヤを見ている。タイヤがハイドロプレーンを起こして舗装路面から持ち上げられてしまうと、支えている流体が大きなせん断力を発揮しない為、タイヤと路面間に働く力は無視出来る程にまで低下するので操舵能力は失なわれてしまう。航空機ではこの低下は先端車輪の操舵不能と非対称制動を意味し、自動車では操舵車輪は無用の付属物と化してしまう。

タイヤの方向安定性欠如が自動車運転に与える重大な危険性は、自動車が横風とか、または例えば飛行機が滑走路で高速で転回する時や、自動車が道路曲線部走行時に生ずるような遠心力など、自動車の外力に対して、タイヤと路面間に働く抵抗力がなくなってしまうことである。

ジェット輸送機の雪融け路面実験^{(10), (15)}では、タイヤがハイドロプレーニングを起している時、9ノット(4.63 m/s)の横風で飛行機は揺首し、雪融け路面のある滑走路上に横方向に変位した。道路の曲線部について曲線半径、路面状態、自動車速度と通り抜ける能力について図—30に示されている。

米国では、曲線部で標示されている最高安全速度は、摩擦係数を $\mu=0.12\sim 0.16$ として計算されている。乾燥路面および湿潤路面の摩擦係数は $0.12\sim 0.16$ よりも大であり、自動車が外側へすべり出す速度 V_s は制限速度 V_c よりも大きいので自動車は曲線部を安全に通り抜けることが出来る。図—30より自動車(タイヤ内圧 $25\text{ psi}=1.76\text{ kg/cm}^2$)がハイドロプレーニング速度(52



図—30 道路曲線部の曲線半径と飛び出し速度

mph=84 km/h) を超える速度で曲線部に進入した場合、制限速度でも曲線部を通り抜けることが出来ない。というのはドロプレーニング ($\mu=0.05$ 以下) のため自動車ですべり始める速度は制限速度よりも低くなるからである。

ハイドロブレーニング外の低摩擦係数

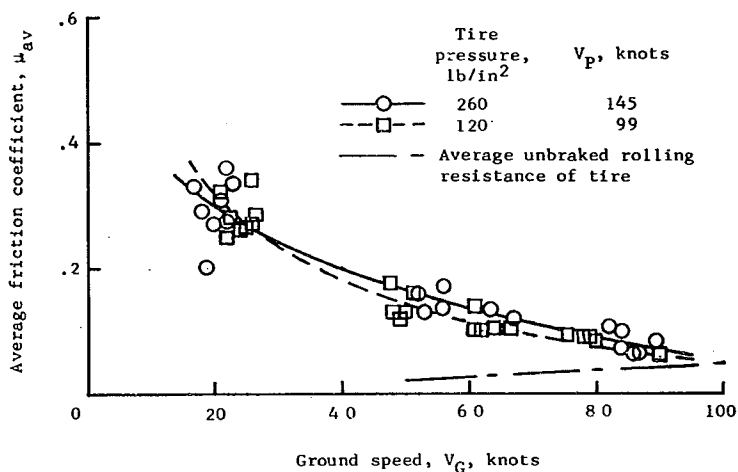
前述のほう大な資料は、ハイドロブレーニング現象は流体密度のみによって合理的に説明され得、これに基いて導かれた(4)式はハイドロブレーニング速度を決定する良い方法であることを示唆している(図-4参照)。しかしながら、ハイドロブレーニング速度よりもかなり低い速度でブレーキ力が完全に失われているデータ(ハイドロブレーニングの一種)もいくつかある。

このような低速でのブレーキ力低下現象を流体密度効果によるハイドロブレーニング現象だとすることは出来ない。

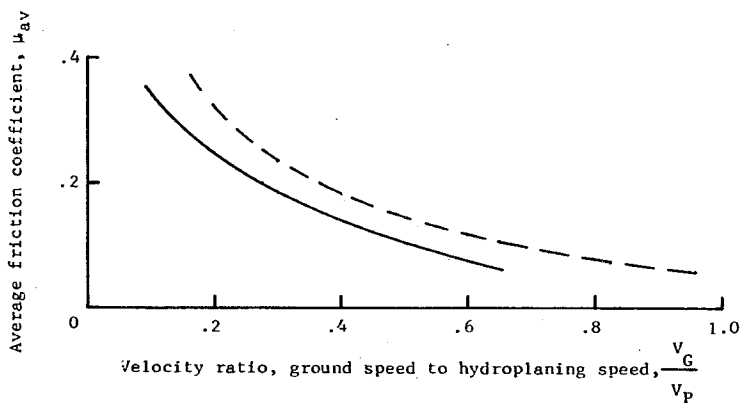
何故なら、このような低速で発生する流体動圧力はタイヤを路面から引き離すには不充分だからである。この種のブレーキ力ロスには平滑タイヤと平滑湿潤の場合か、リブタイヤが非常に平滑な湿潤路面に用いられた場合だけに生じていることから、タイヤの接地面では、前述の場合には無視されていた流体の粘性性質が優勢になり、薄膜潤滑効果が生じたものと考えられる。薄膜潤滑効果の例を2つ示す。

一つの例は図-31に示されており、内圧120~260 psi (8.4~18.3 Kg/cm²)の平滑レッド飛行機タイヤを比較的平滑なコンクリート路面で制動かけた場合に得られたブレーキ力ロスを示している。図-31(a)で明らかなように、速度が95~100 ノット (175~185 Km/h) でタイヤ内圧が $p=260$ psi (18.3 Kg/cm²) の場合も $p=120$ psi (8.4 Kg/cm²) の場合も、ころがり抵抗係数の値まで低下してしまう。これは一種の完全ハイドロブレーニング現象である。(b)図のように速度比 V_c/V_F を横軸にプロットしてみると、 $p=260$ psi (18.3 Kg/cm²) のカーブは、式(4)で得られるハイドロブレーニング速度の35%低い速度でころがり抵抗の値にまで低下している。

同様な結果が図-32に示してある。これは走路上に非常に平滑な膜を張った上で、リブレッドの飛行機タイヤで行なったものである。この試験の水の厚さは、膜の上に水溜りが出来る程の厚さではなかったことは注目すべきである。この特別な試験の速度は86 ノット (160 Km/h) で速度比 V_c/V_F は0.68、ハイドロブレーニング速度は127.5 ノット (238 Km/h) である。こ



(a) Variation of average friction coefficient with ground speed.

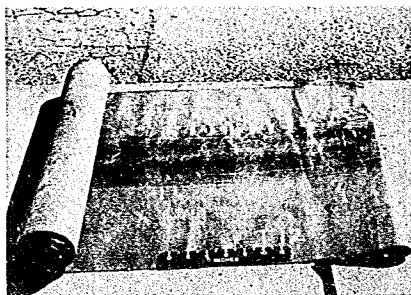


(b) Variation of average friction coefficient with velocity ratio.

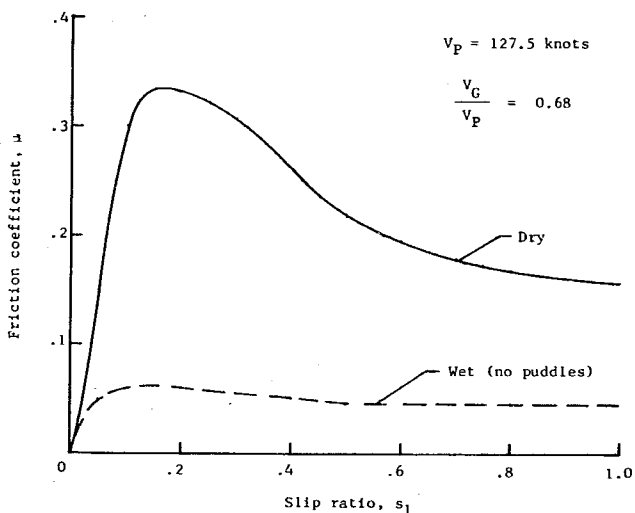
図—31 平滑湿潤コンクリート路面の平滑トレッドタイヤの摩擦係数減少。32×8.8Ⅷ型(SIタイヤ), $F_v = 10,000$ ポンド(4,536kg), 水深0~0.3インチ(0~7.5mm)



Test aircraft tire: 44x13 Type VII,
rib tread.



Test membrane: T-12, nylon coated with neoprene,
smooth surface; 0.048 inch thick



図—32 コンクリート路面上に平滑な膜を置いた場合、リブ
レッドタイヤの摩擦力減少。 $V_G = 86 \text{ ノット } (159 \text{ Km}$
 $/\text{h})$, $F_v = 20,400 \text{ ポンド } (9,250 \text{ Kg})$, $p = 200 \text{ psi}$
 $(1.41 \text{ Kg}/\text{cm}^2)$

の速度で平均摩擦係数は約 0.05 (ほとんどタイヤのころがり抵抗に等しい) であるから、式(4)で述べられたハイドロプレーニング速度の少なくとも 32% 減の速度でブレーキ力がほとんど完全に消失している。これらのデータからも明らかなように薄膜潤滑状態による極度な路面のすべりは、湿潤時平滑路面で非常に薄く、粘着性の流体の膜がタイヤ下面に侵入した直接の結果によるものである。

前述の事柄から次の事が期待出来る。即ち、既存の平滑路面にすべり止めを施せば、薄膜潤滑によるタイヤのブレーキ力ロスを大幅に少なくすることが出来る。この効果は図—33に示されている。この図は、エナメルを塗った鋼鉄製の着陸用マットで、米国海軍の航空母艦の飛行甲板に用いられているすべり止め剤を塗布したものとし、ないものについての湿潤状態(水が溜らない程度)の摩擦係数のデータである。これは細粒の珪砂によって、表面を鋭いざらざら状にしたもので、これによって表面の流体膜が分断され、薄膜潤滑効果によるブレーキロスが大きく減少するのである。

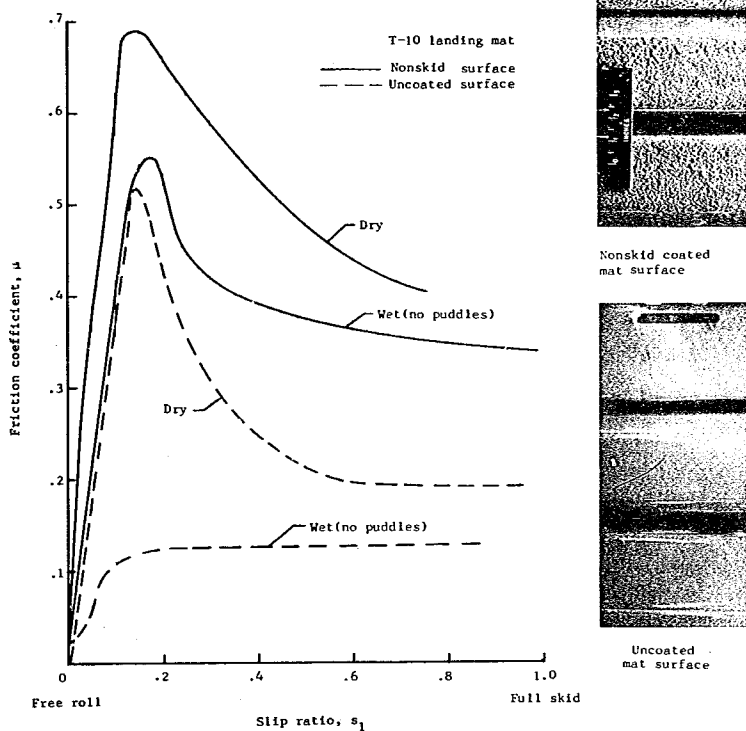
幸いに、現在用いられている滑走路や道路の大部分は凹凸のあるので、適切なトレッドパターンのタイヤでは薄膜潤滑効果はほとんど起らない。

結 論

この報告書では、空気タイヤのハイドロプレーニングについて理論づけをし、ハイドロプレーニングの多くの現象を説明し、重要なパラメータである流体、タイヤ、飛行機について論じている。結論にあたり、この危険を避け、また最小にするべく種々の提案、勧告を述べる。

ハイドロプレーニング効果の防止

前述の如く、タイヤと湿潤路面間が分離してしまったり、粘着力が減少してしまい結果として路面のすべり易さを増長させる現象には、2つの異なる効果がある。即ち、ハイドロプレーニング(流体の慣性と密度による)と薄膜潤滑効果(流体の粘性による)である。



図—33 エナメル塗布の着陸用鋼鉄マットのすべり止め塗装の効果。 $F_v=13,020$ ポンド (6,000Kg), $p=220\text{psi}$ (1.55Kg/cm^2), $V_c=84$ ノット (155Km/h), $V_c/V_p=0.06$

ハイドロプレーニングには、路面上に限界最小水膜厚以上の水膜が存在することが必要である。この限界水深はタイヤと路面の表面の性質によって変るが、約 0.1 ~ 0.4 インチ (2.5 ~ 10 mm) の範囲にある。平滑トレッドタイヤと平

滑トレッドタイヤと平滑路面の組合せでは、最小の厚さ、リフトレッドタイヤとオープンな路面では最大の水膜厚が必要となる。この限界水深を超える時、完全ハイドロプレーニングを起す限界速度（ハイドロプレーニング速度）は、ほとんど完全にタイヤ内圧の影響をうけることが発見された。ハイドロプレーニング速度を決定する為に導かれた簡単な関係は、実測されたハイドロプレーニング速度と充分な相関を示している。

この現象を避ける2つの方法が考えられる。第1にはタイヤの内圧を高くして、ハイドロプレーニング速度が車輛の最高速度よりも大きくなるようにすればよい。この方法には、自動車および舗装の構造上の設計に大きな制約をうけるであろう。第2の方法は、これは最も実用的な方法と思われるが、ハイドロプレーニングを起す限界最小水深を車輛運転中に降雨があっても超えない程に深くすることである。これは、路面を中高にし、凹凸のある表面で、適正なトレッドデザインのタイヤを用いる事や、路面に溝切りを行なうことでなされ得る。この様な方法は雪融け状の路面では、排水が普通の水程急速でないのでもよくゆかないであろう。この様な状態の時には飛行機の発着は制限されるべきである。

薄膜潤滑は、粗い湿潤路面をリフトレッドタイヤで通常の走行速度で走行する場合には重要でない。この現象は、平滑タイヤが平滑路面で用いられた場合およびリフトレッドタイヤが非常に平滑な路面に用いられた場合に重要で、すべり易さも増す。薄膜潤滑作用は路面上に厚い水膜を必要としない。（必要水膜厚は0.01インチ（0.25mm）以下である）

この流体の性質によって起る路面とタイヤの分離現象を起す速度は、流体の密度効果によって起るハイドロプレーニング速度の少なくとも35%減の速度である。幸い、この薄膜潤滑作用は路面の表面を粗にすることにより、また平滑トレッドのタイヤや過度に摩耗したタイヤを使用しない事によって容易に避けたり、最小にしたりすることが出来る。

運行方法によりハイドロプレーニングの危険を最小に

車輛運転時のハイドロプレーニングの危険は、制動停止距離が大きく増大することと、方向安定性の欠如である。これらの危険を最小にする為には、ハイドロプレーニング現象が存在することをよく知り、どのような場合にどのような起るかを理解することである。このような知識があって始めて、ハイドロプレーニングが起りそうな状態でハイドロプレーニングの危険を最小にする手法が見出されるのである。

飛行機が非常に濡れた路面で着陸を行なう場合、着陸時の横揺れを少なくするため、最小「安全」速度での着地、滑走路への早期着地、スポイラーの早期使用、車輪制動または逆噴射の使用などの着陸技術が駆使されねばならない。しかし、このような非常にすべり易い路面で起る非対称な抵抗力の為にコントロールが難かしくなるので車輪制動または逆噴射の使用にあたっては注意する必要がある。水膜のある滑走路でしかも横風がある場合に離着陸を行なうと飛行機がすべる可能性が大きくなるので飛行停止が考慮されねばならない。

自動車の運転者は水膜のある道路、特に曲線部を走行する場合、自動車のハイドロプレーニング速度よりもスピードを遅くして走行すべきである。また、自動車、航空機共に過度に摩耗したタイヤや平滑トレッドのタイヤを湿潤路面で使用するのを避けねばならない。

NASA Langley Research Center

October 25, 1963

参 考 文 献

1. Harrin, Eziaslav N.: Low Tire Friction and Cornering Forces on a Wet Surface. NACA TN 4406, 1958.
2. Hall, Albert W., Sawyer, Richard H., and McKay, James M.: Study of Ground-Reaction Forces Measured During Landing Impacts of a Large Airplane. NACA TN 4247, 1958. (Supersedes NACA RM L55EL2c.)
3. Sawyer, Richard H., Batterson, Sidney A., and Harrin, Eziaslav N.: Tire-to-Surface Friction Especially Under Wet Conditions. NASA MEMO 2-23-59L, 1959.
4. Sawyer, Richard H., and Kolnick, Joseph J.: Tire-to-Surface Friction-Coefficient Measurements With a C-123B Airplane on Various Runway Surfaces. NASA TR D-20, 1959.
5. Trant, James P., Jr.: NACA Research on Friction Measurements. Proc. First Int. Skid Prevention Conf., Pt. I, Virginia Council of Highway Invest. and Res. (Charlottesville), Aug. 1959, pp. 297-308.
6. Batterson, Sidney A.: Braking and Landing Tests on Some New Types of Airplane Landing Mats and Membranes. NASA TN D-154, 1959.
7. Horne, Walter B., Joyner, Upshur T., and Leland, Trafford J. W.: Studies of the Retardation Force Developed on an Aircraft Tire Rolling in Slush or Water. NASA TN D-552, 1960.
8. Horne, Walter B., and Joyner, Upshur T.: Some Effects of Runway Slush and Water on the Operation of Airplanes, With Particular Reference to Jet Transports. SAE Trans., vol. 70, 1962, pp. 99-108.
9. Harrin, Eziaslav N.: Investigation of Tandem-Wheel and Air-Jet Arrangements for Improving Braking Friction on Wet Surfaces. NASA TN D-405, 1960.
10. Anon.: Joint Technical Conference on Slush Drag and Braking Problems. FAA and NASA, Dec. 1961.
11. Horne, Walter B., and Leland, Trafford J. W.: Influence of Tire Tread Pattern and Runway Surface Condition on Braking Friction and Rolling Resistance of a Modern Aircraft Tire. NASA TN D-1376, 1962.
12. Horne, Walter B.: Slush and Water Drag Effects on a Bogie Landing Gear. 15th Annual Inter. Flight Safety Foundation Seminar "Notes," Otto E. Kirchner, Sr., reporter, Airplane Div., The Boeing Co., 1962, pp. 99-101.
13. Horne, Walter B., and Leland, Trafford J. W.: Runway Slipperiness and Slush. Jour. R.A.S., vol. 67, no. 633, Sept. 1963, pp. 559-571.
14. Shrager, Jack J.: Vehicular Measurements of Effective Runway Friction. Final Report, Project No. 308-3X (Amendment No. 1), FAA, May 1962.
15. Sommers, Daniel E., Marcy, John F., Klueg, Eugene P., and Conley, Don W.: Runway Slush Effects on the Takeoff of a Jet Transport. Final Report, Project No. 308-3X, FAA, May 1962.

16. Joyner, Upshur T., Horne, Walter B., and Leland, Trafford J. W.: Investigations on the Ground Performance of Aircraft Relating to Wet Runway Braking and Slush Drag. Presented to AGARD Flight Mechanics Panel (Paris, France), Jan. 14-18, 1963.
17. Anon.: Hazards of Tire Hydroplaning to Aircraft Operation. NASA Langley Research Center Film Serial No. L-775, 1963.
18. Gray, W. E.: Measurements of "Aquaplaning Height" on a Meteor Aircraft, and Photos of Flow Pattern Under a Model Tyre. Tech Note No. Aero. 2855, British R.A.E., Nov. 1962.
19. Maltby, R. L., and Chinn, H. W.: Investigation of Slush Effects on Take-Off - Progress and Plans. TOLS/4, British R.A.E., Dec. 1962.
20. Gadd, G. E.: A Note on the Undercarriage Aquaplaning of Aircraft Landing on Water-Covered Runways. British A.R.C.22,793, Apr. 26, 1961.
21. Anon.: Flight Tests To Determine the Coefficient of Friction Between an Aircraft Tyre and Various Wet Runway Surfaces - Part 6: Trials on an Old Asphalt Runway at A. & A.E.E., Boscombe Down. S & T MEMO 20/61, Ministry of Aviation (British), Mar. 1962.
22. Gray, W. E.: Aquaplaning on Runways. Jour. R.A.S. (Tech. Notes), vol. 67, no. 629, May 1963, pp. 302-304.
23. Willis, J. M.: Effects of Water and Ice on Landing. Shell Aviation News, no. 296, 1963, pp. 16-20.
24. Anon.: Flight Tests To Determine the Coefficient of Friction Between an Aircraft Tyre and Various Wet Runway Surfaces - Part 5: Trials on an Asphalt Surface at Upper Heyford. S & T MEMO 2/62, Ministry of Aviation (British), Apr. 1962.

NASA TN D-2770

AN INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF AIRCRAFT
TIRE-TREAD WEAR ON WET-RUNWAY BRAKING

By Trafford J. W. Leland and Glenn R. Taylor

Langley Research Center
Langley Station, Hampton, Va.

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION

湿潤滑走路の制動について飛行機タイヤトレッド 摩耗の影響についての研究

概 要

湿潤滑走路の制動試験はラングレイの試験走路で行なわれ、平滑トレッドタイヤとディムブルトレッドタイヤ（トレッドに丸いくぼみのあるタイヤ）が完全摩耗タイヤとして使用された。タイヤの円周方向に5本の溝が切られ、摩耗の程度に応じて溝の深さを変えた。摩耗の2つのタイプ、即ち総ての溝が同じ深さである平均摩耗のタイプ、中央部で摩耗が進み外側ではかなりの深さの溝が残っている不均一摩耗のタイプで実験が行なわれた。比較の目的で乾燥路面湿潤路面、1インチ（2.5 cm）厚の水膜のある路面で試験が行なわれた。湿潤路面では制動効果の段階的減少の状態が実験され、摩擦係数が著しく低下する80%摩耗の状態まで行なわれた。完全摩耗タイヤは高速では新品タイヤの1/2位のブレーキ効果より発揮しないことが判明した。

序 文

文献1,2に示されている過去の研究によると、飛行機タイヤの湿潤滑走路での制動効果は、トレッドデザインに大きく左右される。このことは、良好なトレッドデザインのタイヤでも、通常の使用で摩耗したものであれば制動効果は失われる。この研究の第一の目的はタイヤトレッドがどの程度摩耗したときに制動効果が失われるかを決定することであり、安全性を損わずに最も経済的にタイヤを交換する時期を決定することである。

試験機および手法

実 験 設 備

この実験はラングレイの試験走路で行なわれた。この走路ではここ数年飛行機の着陸時の種々の問題について研究してきている。試験走路は図-1に略図を示してあるが、長さ60フィート（18 m）の試験用台車（図-2）を加速

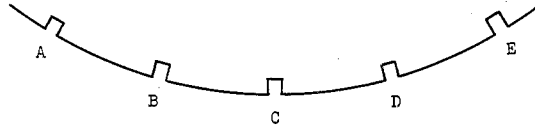
するウォータージェットカタパルトより成っている。このカタパルトについては文献 3 に、走路については文献 4 に詳細が報告されている。

試 験 タ イ ヤ

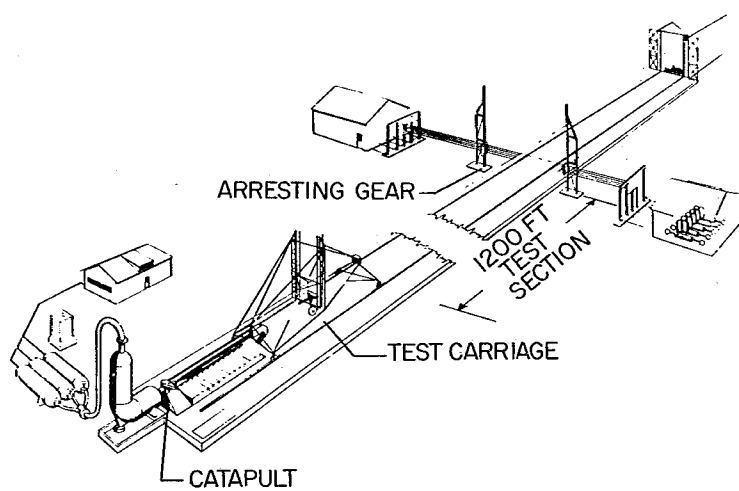
実験にはタイプⅦの 32×8.8 22 pr の航空機タイヤが用いられた。一つは特別製の平滑タイヤ、他は標準のディムブルトレッドタイヤおよび 3 本溝タイヤである。トレッド摩耗度は平滑タイヤ、ディムブルトレッドタイヤを完全摩耗タイヤとし、以下摩耗状態に応じて溝の深さを変えている。5 本の周方向の溝は総て鋸で切り込まれた（図—3）。鋸は特別製の枠に固定され、溝の深さをコントロールするアダプターが取り付けられている。

図—4 に試験タイヤの写真を示す。ディムブルトレッドタイヤ（タイヤⅠ，図—4 (a)）は不均一摩耗を表わすように溝を切った。即ち、航空機タイヤの摩耗の経験より、外側よりも中心部の方が摩耗が早い状態を示している。平滑タイヤ（タイヤⅡ，図—4 (b)）は総ての溝が摩耗して平滑になった均一摩耗のものである。トレッドが 20% 均一に摩耗したタイヤが試験され、新品タイヤを再現するに必要な深さの溝を切らねば安全でないと判定された。3 本溝の標準戦闘機用タイヤ（タイヤⅢ，図—4 (c)）は、更に 2 本の溝をつけ 5 本溝の新品タイヤとした。溝の深さは試験前および試験後にマイクロメーターとダイヤル指示器双方で計測され記録された。測定はタイヤの周方向の 6 ケ所の異なる場所でなされた。各溝の平均深さ、および誤差が表—1 に示してある。各摩耗度に於ける接地図（foot print）もとってある。

表-1 供試タイヤの溝の諸元



Tread wear, percent	Desired depth, in., for groove -					Average depth, in., before tests for groove -					Average depth, in., after tests for groove -					Av. groove width, in.
	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E	
(a) Tire I (dimple tread, nonuniform wear)																
0	0.250	0.250	0.250	0.250	0.250	0.199	0.227	0.212	0.202	0.195	0.189	0.216	0.198	0.190	0.184	0.290 ↓
50	.216	.155	.125	.155	.216	.206	.150	.120	.137	.203	.195	.136	.104	.126	.192	
80	.194	.098	.050	.098	.194	.185	.098	.047	.103	.183	.177	.093	.037	.094	.172	
90	.175	.094	.037	.094	.175	.177	.093	.037	.094	.172	.170	.088	.032	.087	.168	
100	.073	.059	0	.059	.073	.071	.052	0	.051	.072	.058	.043	0	.041	.053	
(b) Tire II (smooth tire, uniform wear)																
20	0.192	0.192	0.192	0.192	0.192	0.188	0.193	0.192	0.193	0.187	0.180	0.186	0.186	0.166	0.179	0.220 ↓
60	.144	.144	.144	.144	.144	.142	.150	.145	.136	.135	.138	.147	.142	.130	.130	
75	.060	.060	.060	.060	.060	.064	.066	.064	.073	.061	.059	.060	.060	.068	.060	
80	.048	.048	.048	.048	.048	.049	.045	.049	.047	.046	.044	.040	.044	.040	.040	
85	.036	.036	.036	.036	.036	.036	.039	.039	.043	.036	.029	.035	.035	.038	.033	
90	.024	.024	.024	.024	.024	.024	.023	.024	.024	.023	.021	.018	.022	.020	.020	
95	.012	.012	.012	.012	.012	.015	.015	.016	.015	.016	.010	.010	.010	.010	.010	
100	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	----- ↓
(c) Tire III (new tire, uniform wear)																
0	0.240	0.240	0.240	0.240	0.240	0.242	0.242	0.238	0.235	0.241	0.230	0.230	0.225	0.223	0.230	0.375



図一1 ラングレイの試験走路

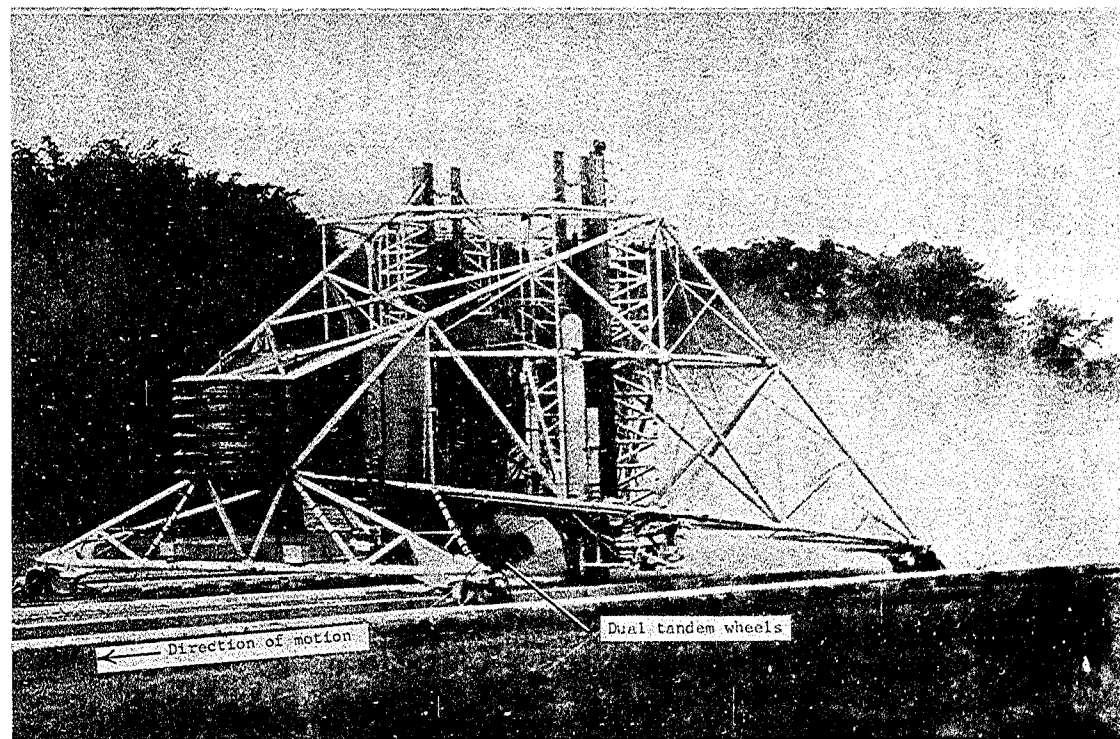


図-2 ラングレイの測定用台車，後方は発射台

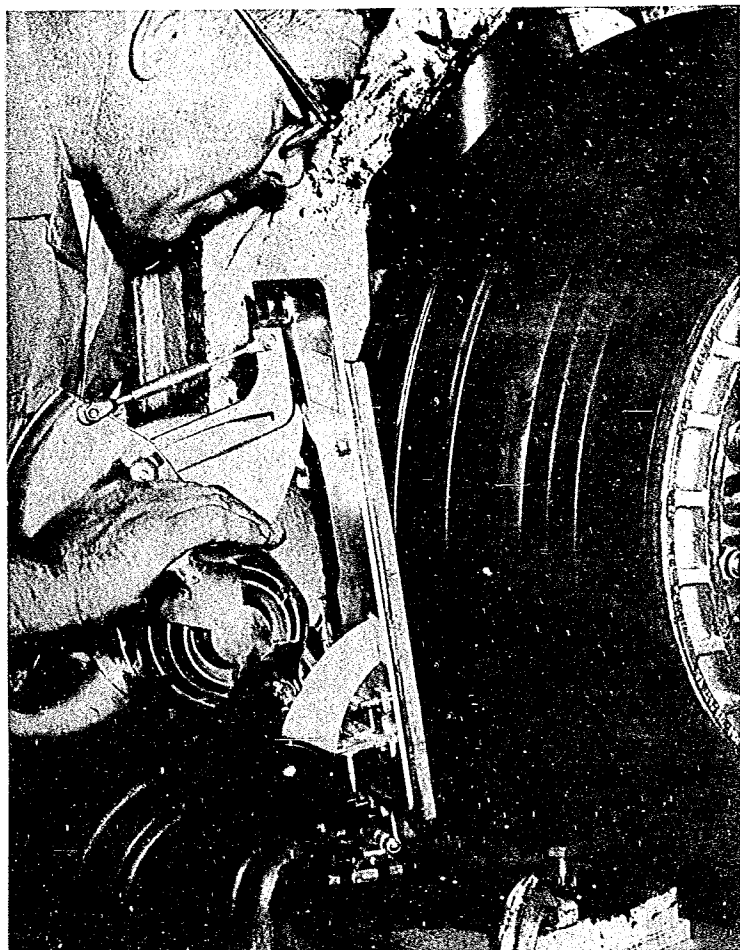
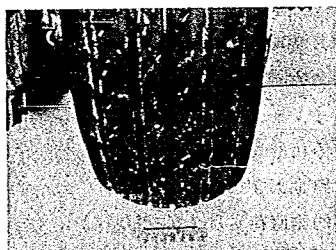
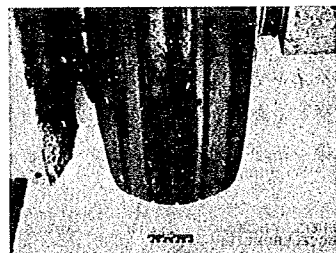
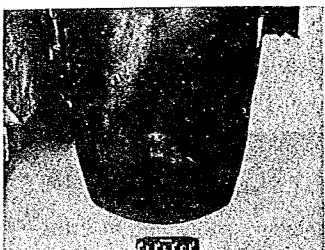


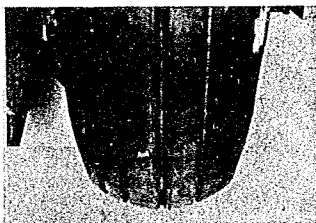
図-3 溝切り装置



(a) タイヤⅠ（ディンプルトレッドタイヤ）
溝切り前および後



(b) タイヤⅡ（平滑タイヤ） 溝切り前および後

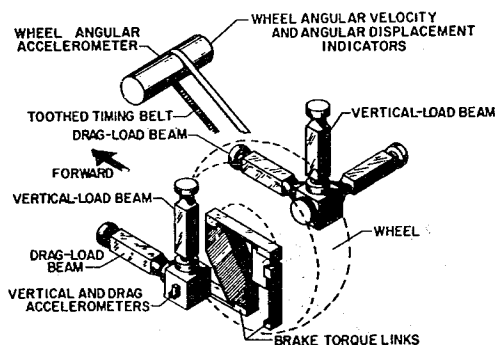


(c) タイヤⅢ（新品タイヤ）

図-4 摩耗研究に用いられたタイヤ

試 験 条 件

実験のうち大部分は湿潤路面で、タイヤ内圧 150 psi (10.5 Kg/cm^2) で行なわれた。走路の試験区間には散水装置が配置され、試験区間で水膜厚が $0.1 \sim 0.3$ インチ ($2.5 \sim 7.5 \text{ mm}$) に相当する路面の不陸があるが平均した湿潤度になるようにしてある。ある場合にはタイヤ内圧を 90 psi (6.3 Kg/cm^2) にして、湿潤路面および水膜厚 1 インチの路面で実験が行なわれた。総ての実験につき、静的垂直荷重は $10,500$ ポンド ($4,760 \text{ Kg}$) である。走路に沿って設置されたマグネチックピックアップでブレーキサイクルを伝達し、各走行のブレーキサイクルの回数と位置をコントロールする。ブレーキ圧力は調節可能なオリフィスとして作用するマイクロメーター斜弁を通して計測された。この計測は、ブレーキ圧上昇時間が速度によって変化し、各回毎の制動距離がほぼ等しくなるような摩擦状態を期待しようとしてなされた。実験のうち数回は、5本溝の新品タイヤで湿った路面（この路面は早朝露によってぬれている路面で水溜りも水膜も出来ていない状態のものに類似している）で行なわれた。比較の意味で乾燥の路面での試験も行なわれた。



圖一5 計測裝置圖解

試験タイヤは図一、5に示すように特別に装着された。この装置は以前の研究（文献1, 2, 5）でも使用されたものである。垂直荷重とけん引力は軸で計測され、下部質量の慣性による誤差は加速度計に

よって補正された。これらの補正値は真のタイヤ路面間のすべり摩擦係数を計算するのに用いられた。この他、車輪の角変位、角速度、角加速度、ブレーキトルク、ブレーキ圧力、車輪の垂直変位、台車の走行速度が測定された。

試験結果

自由回転から完全ロックまですべてのブレーキサイクルにつき、各点の制動摩擦係数が計算された。しかし、本文での制動効果試験の結果については、すべり率 0.1 ~ 0.5 の間の平均すべり摩擦係数（図-6 参照） μ_{AV} で表現されて

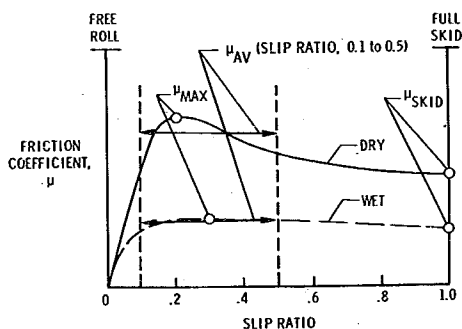


図-6 すべり率と摩擦係数

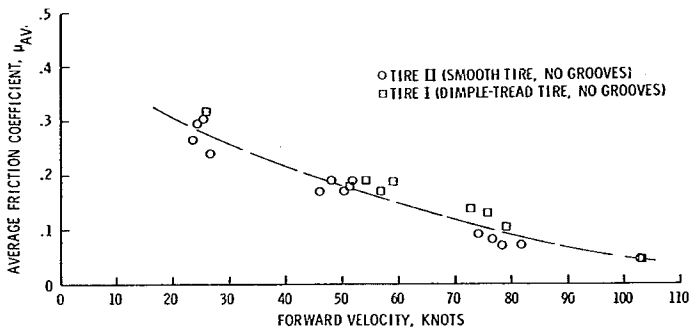
摩擦係数 μ_{MAX} 、スキッド時の摩擦係数 μ_{SKID} は総て同じ値に近づく。平均摩擦係数は現在のアンティスキッドシステムで得られる全体の摩擦係数によく似ている。

いる。この方法で表わされたデータは局部的なすべり易い個所や走路のよごれが原因で起る特性のないピーク値や極小値を平均化した値となる。図-6に示す如く、湿潤路面の摩擦係数 μ とすべり率の曲線は平らになり、平均摩擦係数 μ_{AV} 、最大

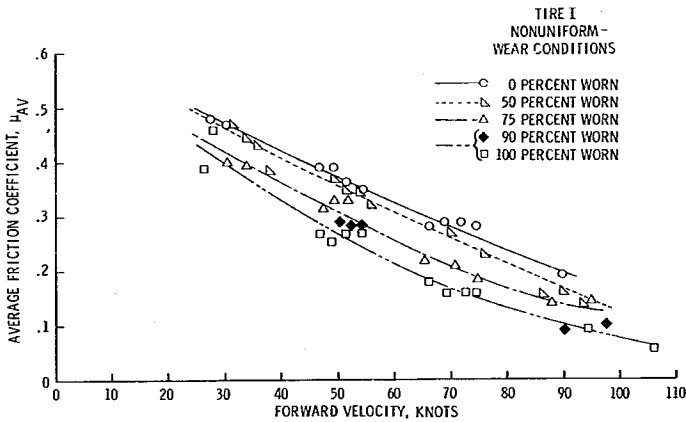
タイヤ摩耗効果

文献1では、平滑タイヤとディムブルトレッドタイヤの湿潤路面の制動効果はほとんど違わないとしている。図-7にはタイヤI（ディムブル）とタイヤII（平滑）の溝切り前の結果が比較されている。

不均一摩耗 図-8はディムブルタイヤの不均一摩耗の結果をまとめたものである。摩擦係数はどの摩耗点をとっても速度が増加すると急速に減少して、高速時には新品タイヤの1/2しか摩擦力を発揮しない。不均一摩耗タイヤで100%摩耗というのは表-1に示す如く、外側の溝がはっきりしていても中央の溝が摩耗して平滑になっている場合を指す。このことは、この摩耗状態での摩擦係数は溝なしのディムブルタイヤの場合よりも比較的大きな値となること

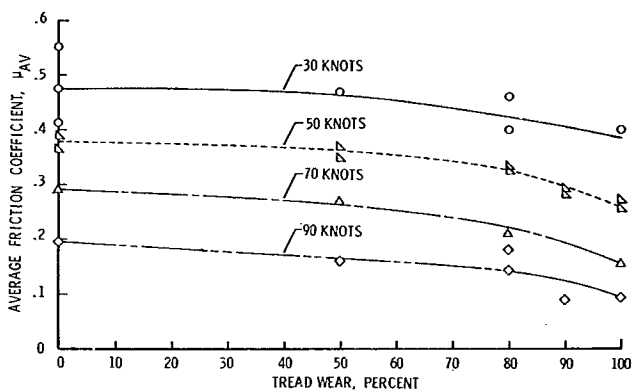


図一七 湿潤路面の制動効果，平滑およびディンプルタイヤ，
内圧 150 psi (10.55 Kg/cm²)



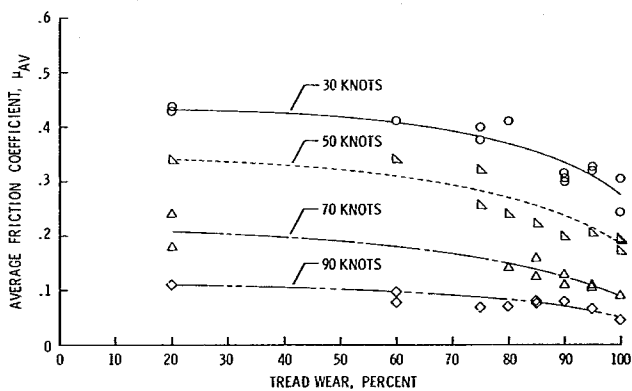
図一八 不均一摩耗タイヤの制動効果と速度の関係，湿潤路面，
内圧 150 psi (10.55 Kg/cm²)

を説明している。トレッド摩耗効果は図一九でもっと明白に説明されている。この図には新品タイヤから80%摩耗タイヤまで制動効果が段階的に減少している様子が示されている。これ以上摩耗が進むと摩擦係数は更に低下し、80%摩耗から100%摩耗までの間に減少する制動効果と0%摩耗から80%摩耗までに減少する制動効果とはほぼ等しくなる。



図—9 不均一摩耗タイヤの制動効果と速度の関係, タイヤ I, 内圧 150psi (10.55 Kg/cm²)

均一摩耗 不均一摩耗で得られた傾向は均一摩耗の結果からもみられた。これらの結果は図—10に示してある。不均一摩耗の場合と同様、制動効果の減少は80%摩耗状態から顕著になっている。既に説明したように、完全に摩耗したタイヤに再び溝を切る為に、0~20%摩耗状態のものは出来なかった。



図—10 均一摩耗タイヤの制動効果と速度の関係, タイヤ II, 内圧 150psi (10.55 Kg/cm²)

しかし、図-9の結果からみて0%と20%摩耗状態の制動効果にはほとんど差がないと思われる。

低い制動効果を示す摩耗タイヤの摩耗状態と接地面図が図-11に示してある。接地面図をとる場合、タイヤの下端を溝を含めてチョークで塗り、下に置かれた紙を張ったアルミ板の上にタイヤをおろし、垂直静荷重がかけられた。95%摩耗状態の接地面図では(図-11(b))、5本の溝部にチョークの跡が明瞭についており、この摩耗状態ではタイヤの変形により溝の効果が失なわれることを示している。90%摩耗状態(図-11(c))では全部の溝にかすかなチョークの跡がみられるが、85%摩耗状態のタイヤ(図-11(d))ではチ

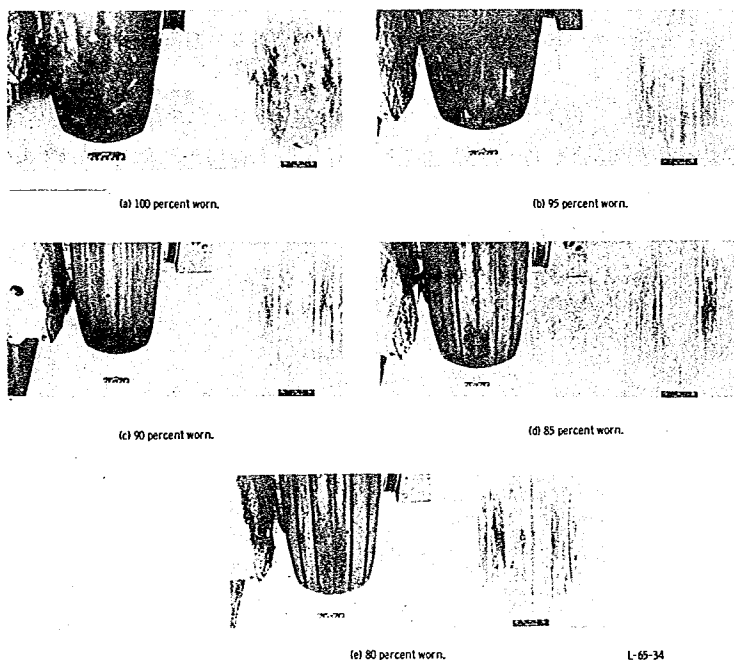


図-11 均一摩耗タイヤの種々の状態と接地面の写真

ョークの跡は外側の溝のみにみられる。80%摩耗状態のタイヤ(図-11(e))では、溝にはチョークの跡がみられず、図-10でも示した如く、この摩耗状態以上になるとタイヤの効果は急激に失なわれる。摩耗タイヤの制動効果は正確に目でみる事が出来ないものであり、図-11に示す如く95%摩耗状態では制動時には平滑タイヤとほとんど同じ挙動をするにもかかわらず、トレッドパターンは見えている。

スピニアップ 過度に摩耗したタイヤでは、ブレーキを解放した後に車輪がスピニアップするまでにはかなりの時間がかかる。(図-12) スピニアップ時間とは、ブレーキが解放され、完全ロックの状態から前進速度に対応する自由回転状態に戻るまでに要する時間である。新品タイヤの乾燥路面でのスピニアップ時間は、どの速度でも0.1秒以内であるが、湿潤路面では同じタイヤでも高速時にはこれの2倍以上の時間がかかる。図-12に示す如く、高速でのスピニアップ時間はトレッド摩耗が進むに従って急激に増加する。例えば40ノット(74Km/h)で100%摩耗タイヤは0.1秒要するのに、80ノット(148Km/h)では同一タイヤでまる1秒かかっている。平滑タイヤでの高速実験中、ブレーキ解放後のスピニアップが限られた長さの走路内では起

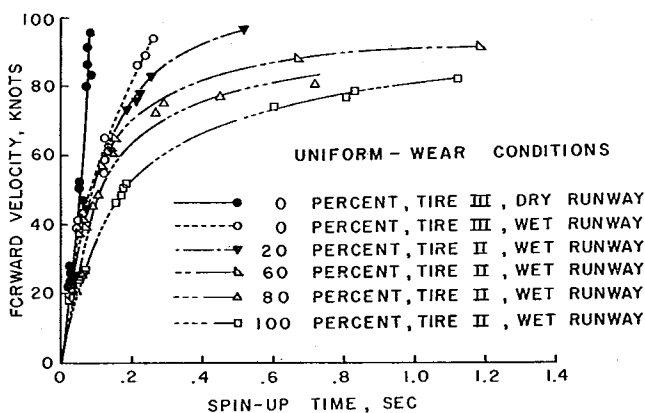
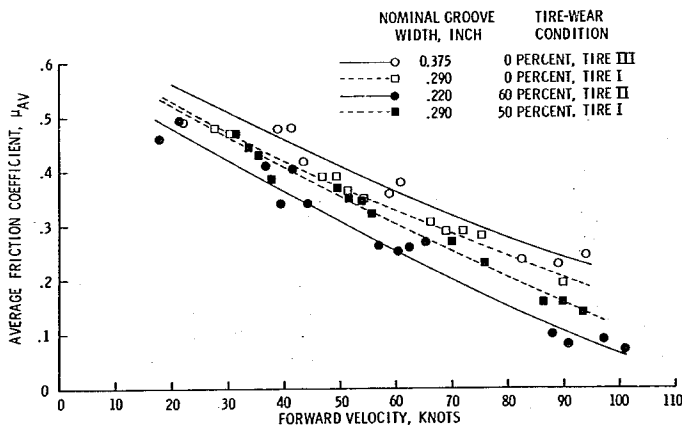


図-12 制動解放後のスピニアップ時間、均一摩耗

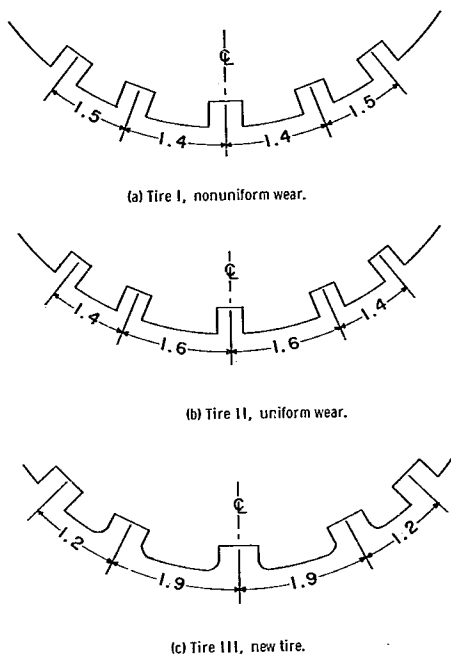
らなかった例が度々あった。スピニング時間が長くなるのはもちろん極度に低い摩擦係数によるものである。この時間増加の程度を知るのも興味深いことである。

その他の効果

溝の形状 溝切り技術の少しの違いや、異なるタイヤの使用によって、溝の幅や溝の位置は試験された何種類かのタイヤで異なっている。溝の幅の違いの重要なことは、図—13に示してある。溝幅0.375インチ(9.5mm)のタイヤⅢは溝幅0.291インチ(7.38mm)の不均一0%摩耗タイヤⅠよりも良好な結果を示している。タイヤⅢはタイヤⅠよりも幾らか深い溝ではあるが(表—1), 双方とも水膜厚(0.2インチ=5mm)よりも深い溝であることから、溝の幅はブレーキ摩擦に影響する基本的な要素であると思われる。この結論はタイヤⅠの不均一50%摩耗タイヤ(溝幅0.290インチ=7.36mm)とタイヤⅡの均一60%摩耗タイヤ(溝幅0.220インチ=5.56mm), どちらも中央部3本の溝の深さは等しい, を比較することによっても説明される。タイヤの広い



図—13 湿潤路面の制動効果と溝の幅の影響



図—14 供試タイヤの溝間隔

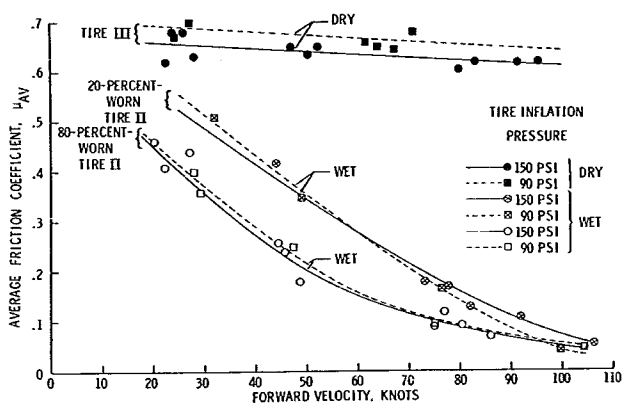
適タイヤトレッド設計の為の研究が今後必要である。

タイヤ内圧 図—15に乾燥路面の制動効果へのタイヤ内圧の影響を示してある。低内圧(90 psi = 6.33 Kg/cm²)では文献1でも指摘する如く、乾燥路面では幾分効果が大きい。しかし湿潤路面では2つの内圧の差は僅小であった。

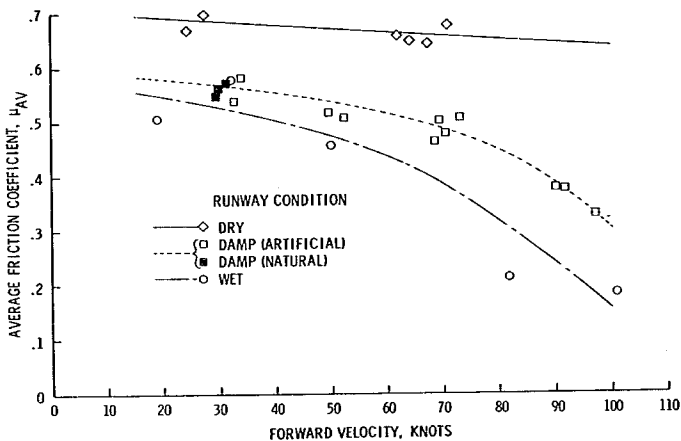
水 膜 路面上の少量の水は制動効果に顕著な影響を与える。図—16には早朝にみられるような露に濡れた路面での内圧90 psi (6.33 Kg/cm²)のタイヤIIの制動効果の減少を示してある。図中、黒く塗りつぶして示してあるのは、自然の露に濡れた路面のデータであり、他のものは散水後に残留水を

溝による湿潤路面の制動効果の改良は、接地域からの良好な水の逃避と接地部の部分的な高い支圧によるものであろう。

溝は中央の溝より対称に位置するように切られたものであるが僅かの差異があった。この差はブレーキ効果への影響については溝幅ほど明確ではない。既製品を加工したタイヤIIは、図—14に示す如く中央の3本の溝は丸味をおびえているが、他の2本の溝および他のタイヤの溝は矩形である。この形状の違いによる差異は明らかではないが、溝の幅、間隔、形状など最

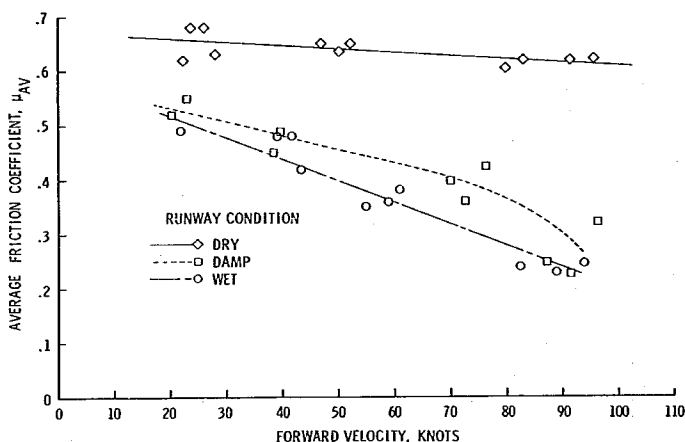


図—15 制動効果とタイヤ内圧



図—16 制動効果と路面の表面状態, タイヤⅡ, 内圧90psi (6.33Kg/cm²)

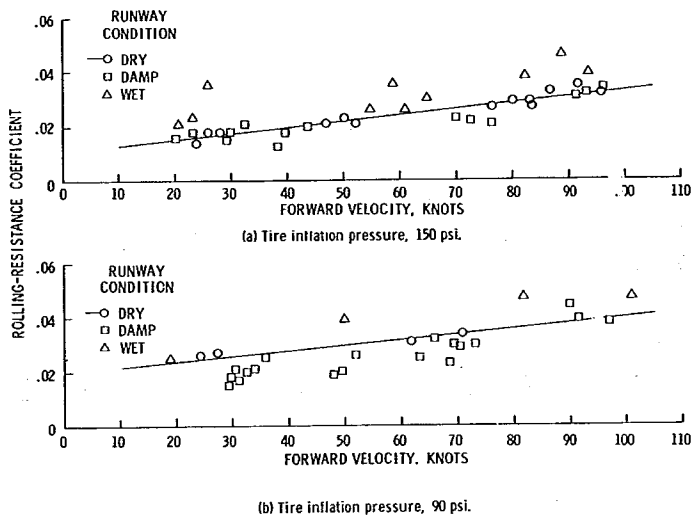
ブラシで除いた路面で得たデータである。比較の為に水膜厚 0.1~0.3 インチ (2.5 mm ~ 7.5 mm) の湿潤路面の結果も示した。内圧 15.0 psi (10.5 Kg/cm²) のタイヤⅡによる結果も同じ傾向である。



図—17 制動効果と路面の表面状態，タイヤⅢ，内圧 150psi (10.55 kg/cm²)

ころがり抵抗 ころがり抵抗はタイヤⅢについて乾燥状態，湿った状態，湿潤状態について測定され，結果は図—18に示してある。乾燥路面の値を直線で示したが，期待通り低圧タイヤで幾分高いころがり抵抗が得られた。ころがり抵抗に及ぼす路面状態の影響に注目するのは興味深いことである。湿った路面では乾燥路面よりも幾分ころがり抵抗が小さい。これは間違いなく水膜による潤滑作用によるものである。しかし湿潤路面（水膜厚 0.0 ~ 0.3 インチ = 2.5 ~ 7.5 mm）ではころがり抵抗は大きく，これは流体の抵抗によるものである。

水深 タイヤレッド摩耗がハイドロプレーニング（文献6）や厚い水膜中での制動に与える影響を調べる為の実験が水膜厚 1 インチ（25 mm）で行なわれた。タイヤ内圧 p は 90 psi (6.33 kg/cm²) で，ブレーキをかける前に自由回転を許し，タイヤに生ずる流体排除抵抗の大きさを測定した。自由回転時の結果は図—19に示す通りであり，トレッド深さは流体排除抵抗に明確な影響を与えていない。文献6や図—19に示されているハイドロプレーニング速

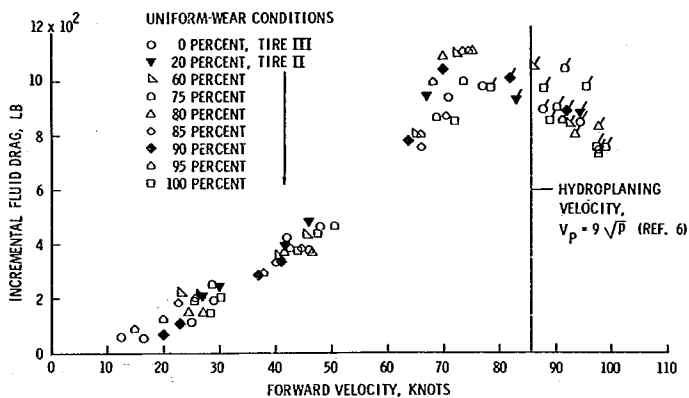


図—18 ころがり抵抗と路面の表面状態とタイヤ内圧

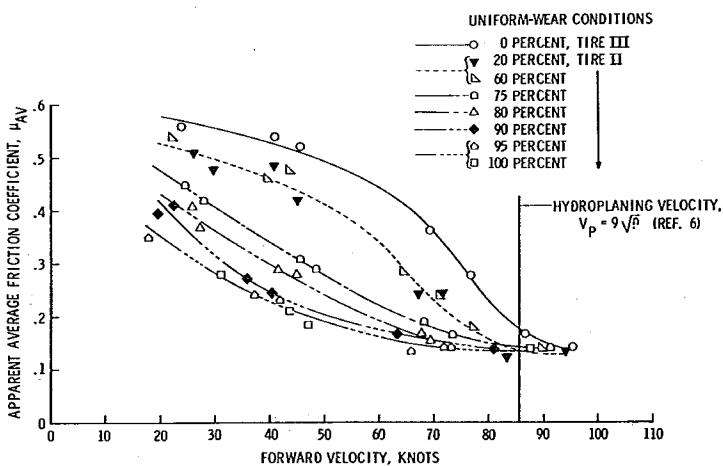
度の式は、流体抵抗が最大になることやタイヤがスピンドウンすること（図上で区別）で立証された。尚、この図で示す流体抵抗は流体抵抗の増加分、即ち図—18に示されているころがり抵抗の他に加わるタイヤの流体排除に起因する付加抵抗である。

厚い水膜中での制動へのトレッド摩耗の影響は図—20に示されている。この図は水膜厚1インチ（25mm）の時、タイヤが60%摩耗状態以上になると制動効果が明らかに低下することを示している。新品タイヤが比較的高い摩擦抵抗を示すのは前にも述べたように溝が広いためである。しかし、すべての摩耗状態共、ハイドロブレーニング速度 V_p 付近で摩擦係数は最低に近づいている。図—20の摩擦係数は流体排除抵抗の影響も含まれている。

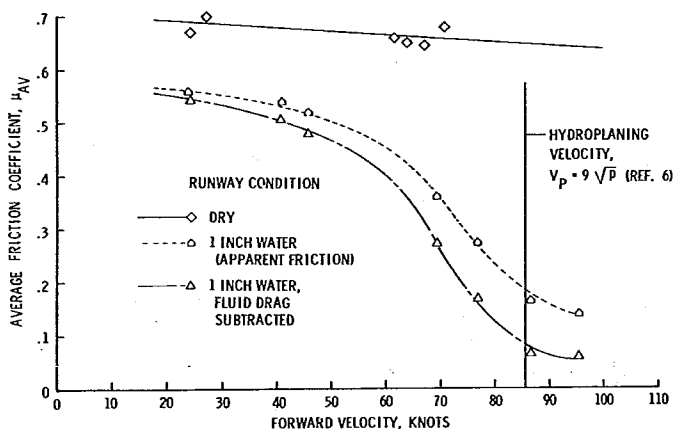
ブレーキ力のみの効果を知るには図—21に示す如く流体排除抵抗を差引かねばならない。ハイドロブレーニング速度付近でのブレーキのみによる減速効果はタイヤのころがり抵抗と同じような程度であり（図—18）、ハイドロブ



図—19 自由回転タイヤに生ずる流体排除抵抗, 水膜厚 1 インチ (2.5 mm), 内圧 90psi (6.33 kg/cm²), (斜線はスピンドウダウンしたことを示す)



図—20 制動効果と均一トレッド摩耗の影響, 水膜厚 1 インチ (2.5 mm), 内圧 90psi (6.33 kg/cm²)



図—21 タイヤⅢによる見掛け上の摩擦係数と実際の摩擦係数の比較。水膜厚1インチ(2.5mm), 内圧90psi (6.33 Kg/cm²)

レーニング速度を超えてからブレーキを作用させても、飛行機に働く減速度は制動摩擦以外のものによらねばならない。

結 論

本研究は飛行機タイヤの湿潤路面に於ける制動効果についてトレッド摩耗の影響について述べたものである。摩耗は2つの状態、即ち均一摩耗状態と不均一摩耗状態で実験され、新品タイヤ即ち0%摩耗タイヤから60%摩耗タイヤ、80%摩耗タイヤまで変化する摩耗状態と、それに伴って段階的に減少する制動効果との関係が求められた。トレッド摩耗が80%を越えると制動効果は急激に減少する。これらの結果は、航空機タイヤはトレッドが摩耗して完全に平滑になる前に交換しなければならないことを示している。潤滑路面に於ける制動効果を最適にする為、溝の深さ、幅、間隔、および形状について更に研究する必要がある。

NASA

Langley Research Center

February 2, 1965

参 考 文 献

1. Horne, Walter B.; and Leland, Trafford J. W.: Influence of Tire Tread Pattern and Runway Surface Condition on Braking Friction and Rolling Resistance of a Modern Aircraft Tire. NASA TN D-1376, 1962.
2. Horne, Walter B.; and Leland, Trafford J. W.: Runway Slipperiness and Slush. J. Roy. Aeron. Soc., vol. 67, no. 633, Sept. 1963, pp. 559-571.
3. Joyner, Upshur T.; and Horne, Walter B.: Considerations on a Large Hydraulic Jet Catapult. NACA TN 3203, 1954. (Supersedes NACA RM L51B27.)
4. Joyner, Upshur T.; Horne, Walter B.; and Leland, Trafford J. W.: Investigations on the Ground Performance of Aircraft Relating to Wet Runway Braking and Slush Drag. AGARD Rept. 429, Jan. 1963.
5. Horne, Walter B.; Joyner, Upshur T.; and Leland, Trafford J. W.: Studies of the Retardation Force Developed on an Aircraft Tire Rolling in Slush or Water. NASA TN D-552, 1960.
6. Horne, Walter B.; and Dreher, Robert C.: Phenomena of Pneumatic Tire Hydroplaning. NASA TN D-2056, 1963.

NASA TN D-3081

A STUDY OF THE DYNAMICS OF AIRPLANE BRAKING SYSTEMS
AS AFFECTED BY TIRE ELASTICITY AND BRAKE RESPONSE

By Sidney A. Batterson

Langley Research Center
Langley Station, Hampton, Va.

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION

タイヤの弾性とブレーキの応答性との影響を考え た航空機ブレーキシステムの動特性の研究

概 要

航空機の自動ブレーキシステムについて、タイヤの弾性の影響とブレーキトルクを加えたりゆるめたりするに要する時間とを考えに入れて、アナログ計算機を使って研究した単輪装置について一般化した形で運動方程式を求め、 32×8.8 タイプⅦタイヤを取付けた車輪の場合について計算機で解を求めた、その結果ブレーキシステムの効率は、タイヤ振動数、ブレーキ応答時間およびすべり制御用検出器 (skid-control-sensor) の振動数の間の複雑な相互作用に左右され、またこれらの値の組み合わせ方によって、この効率は0~90%に変化し得ることがわかった。また、比較的高いか、また中程度の摩擦係数の場合には満足に作動するブレーキシステムでも、低い摩擦係数では満足に働かないこともあることがわかった。さらにまた、低摩擦の場合でもブレーキ解放信号を発するために使われるホイール減速度の値をうまく選ぶと、制動距離もタイヤのすべり大幅に減少させ得ることがわかった。

まえがき

今日使われているほとんどの高性能の航空機のブレーキシステムには、着陸走行中ブレーキによって加えられるトルクを調整する自動すべり防止装置、もっと適切な言葉を使えば、すべり制御装置を利用している。摩擦係数の大きい、乾燥または湿気のある程度の滑走路では、すべり防止制御付のブレーキシステムは、航空機の制動距離を短かくし、かつタイヤが過度にすべるのを防ぐのに効果がある。しかし、水や雪解けにおゝわれた滑走路では、不適当なブレーキングが原因となった数々の危険な着陸事故が発生している。(例えば参考文献1参照)

すべり制御システムの基本的作用に影響する現象を調べ、また制動中のブレーキシステムに与える効果を決めるため、すべり制御、ブレーキ、ホイール、

タイヤからなるブレーキシステムの簡単化した数学モデルについてアナログ計算機による研究の目的は、周期的にブレーキングしているときのタイヤの弾性的挙動とブレーキ応答時間とを説明することである。

電子計算機用にプログラムされた機械的シミュレーションに関しては、回転しているホイールおよび弾性タイヤにブレーキトルクが働いたときの一般的動的挙動についてほとんど解っていない。特にタイヤの機械的性質やタイヤ路面間の力についてほとんど解っていない。したがって、この研究で、ブレーキング時に起ることが知られているいくつかの結果、例えば、ゴムの伸びに原因するタイヤころがり半径の変化、接地圧の垂直方向の中心位置の変化、タイヤ接地面での接地力の発生などを解析的に示すことはできないが、それでも、この研究で選んだシミュレーションは、実際に見られるブレーキトルクの作用しているホイールとタイヤの動的挙動とよく似ている。

ブレーキングシステムの数学モデルは、空気入りタイヤの弾性およびヒステリシスの性質をシミュレートするバネと粘性ダンパで結ばれた剛なホイールと剛なタイヤとで構成された、種々の定められた比率の時間で増減するようにブレーキトルクをプログラムし、また、ホイール角加速度を感じる制御装置でブレーキトルクを加えたりゆるめたりする信号を発生させた。

ブレーキングシステムに対する基本的運動方程式を一般的な形で求め、次に 200 ft/sec (60.96 m/s) の水平初速度をもつホイールと 32×8.8 タイプ VII タイヤのある定められたケースについてアナログ計算機で解いた。計算に使われたタイヤ半径は、 1.16 フィート (0.3536 m) で、 $22,000$ ポンド ($97,856 \text{ N}$) の垂直接地反力が全着陸走行中タイヤにかかった。タイヤ滑走路間摩擦係数、ブレーキ制御応答時間、コントロール周波数、ブレーキトルクを加えたりゆるめたりするためのコントロールが始まる加速度などのある範囲について解を求めた。その結果これらのパラメータが停止距離やタイヤスキッドに影響を与えることがわかった。

記 号

この研究の測定はU.S. Customary System Units で行なわれた。数値は今後NASAレポートに、このシステムが良く利用されるように、International System (SI) で示す。SIの使用に関する詳細は、物理定数と換算係数とともに参考文献2に示されている。

C_θ	ホイールのねじり減衰係数	$\text{lbf}/(\text{rad}/\text{sec}), (\text{N}/(\text{rad}/\text{sec}))$
C_φ	タイヤのねじり減衰係数	$\text{lbf}/(\text{rad}/\text{sec}), (\text{N}/(\text{rad}/\text{sec}))$
C_β	制御用検出器のねじり減衰係数	$\text{lbf}/(\text{rad}/\text{sec}), (\text{N}/(\text{rad}/\text{sec}))$
$C_{c,\theta}$	ホイールの臨界ねじり減衰係数	$\text{lbf}/(\text{rad}/\text{sec}), (\text{N}/(\text{rad}/\text{sec}))$
$C_{c,\varphi}$	タイヤの臨界ねじり減衰係数	$\text{lbf}/(\text{rad}/\text{sec}), (\text{N}/(\text{rad}/\text{sec}))$
$C_{c,\beta}$	制御用検出器の臨界ねじり減衰係数	$\text{lbf}/(\text{rad}/\text{sec}), (\text{N}/(\text{rad}/\text{sec}))$
D	タイヤと路面との間の抗力	$\text{lbf}, (\text{N})$
g	重力の加速度	$\text{ft}/\text{sec}^2, (\text{m}/\text{sec}^2)$
I_w	ホイールの慣性モーメント	$\text{ft} - \text{lbf} - \text{sec}^2, (\text{Kg} - \text{m}^2)$
I_T	タイヤの慣性モーメント	$\text{ft} - \text{lbf} - \text{sec}^2, (\text{Kg} - \text{m}^2)$
I_β	制御用検出器の慣性モーメント	$\text{ft} - \text{lbf} - \text{sec}^2, (\text{Kg} - \text{m}^2)$
k_T	タイヤのばね定数	$\text{lbf}/\text{ft}, (\text{N}/\text{m})$
k_β	制御用検出器の慣性モーメント	$\text{lbf}/\text{ft}, (\text{N}/\text{m})$
n	制御用検出器の質量の半径	$\text{ft} (\text{m})$
Q_i	$i = X, \theta, \varphi, \beta$ の一般化された力	
g_i	$i = X, \theta, \varphi, \beta$ の一般化された座標	
r_w	ホイール半径,	$\text{ft} (\text{m})$
r_T	タイヤ半径	$\text{ft} (\text{m})$
r_e	ブレーキング中の有効タイヤころがり半径	$\text{ft} (\text{m})$
$r_{e,o}$	自由回転中の有効タイヤころがり半径	$\text{ft} (\text{m})$
S_w	ホイールのすべり率	
S_T	タイヤのすべり率	
T	ブレーキングシステムの全運動エネルギー	$\text{ft} - \text{lbf} (\text{m} - \text{N})$
T_B	ブレーキングトルク	$\text{ft} - \text{lbf} (\text{m} - \text{N})$

$T_{B,L}$	ロック状態のホイールのブレーキトルク	ft — lbf (m — N)
$T_{B,max}$	最大ブレーキングトルク	ft — lbf (m — N)
t	時間	sec
t_1	ブレーキトルクが0から最大まで増加する時間	sec
t_2	ブレーキトルクが最大から0まで減少する時間	sec
V	ポテンシャルエネルギー	ft — lbf (m — N)
V_T	タイヤの弾性変形によるタイヤのポテンシャルエネルギー	ft — lbf (m — N)
V_β	検出器ばねの弾性変形による検出器質量のポテンシャルエネルギー	ft — lbf (m — N)
W	全重量	lbf (N)
W_{skid}	すべっている間にタイヤによりなされる仕事	ft — lbf (m — N)
X	ホイール軸の直線変位	ft — lbf (m — N)
$\dot{X}_0$	初期前進速度	ft/sec (m/sec)
y_T	タイヤ円周方向ばねたわみ	ft (m)
y_β	制御用検出器円周方向ばねたわみ	ft (m)
β	制御用検出器質量の角変位	rad
$\ddot{\beta}_1$	ブレーキをかける信号を発生する制御用検出器角加速度値	rad/sec ²
$\ddot{\beta}_2$	ブレーキ解放信号を発生する制御用検出器角加速度値	rad/sec ²
η	ブレーキシステム効率, (最小制動距離/実制動距離) × 100 %	
θ	ホイールの角変位	rad
μ	摩擦係数	
μ_{max}	タイヤ—路面間で得られる最大摩擦係数	
μ_{skid}	タイヤの角速度0における摩擦係数	
ξ_θ	ホイールのねじり減衰比	
ξ_φ	タイヤのねじり減衰比	
ξ_β	制御用検出器のねじり減衰比	
σ	すべり指数 (すべり中にタイヤによりなされる全仕事/初航空機運動エネルギー) × 100 %	
φ	タイヤの角変位	rad

ω_n, θ タイヤ上のホイールの自然円振動数 rad/sec

ω_n, φ ホイール上のタイヤの自然円振動数 rad/sec

ω_n, β 検出器の自然円振動数 rad/sec

記号上の点は時間についての微分を示す。

数学モデルと解析の方法

アナログ計算機用に計画された物理系の略図を図-1に示す。全質量が軸に

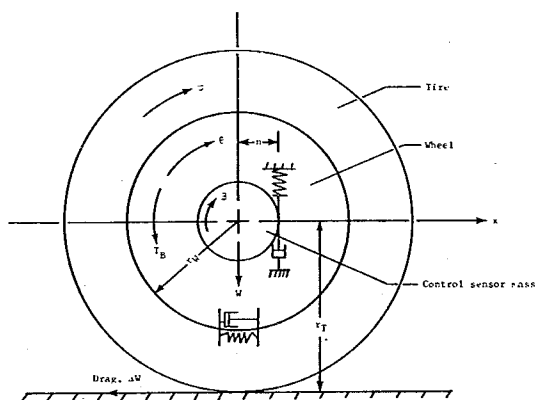


図-1 ブレーキングシステムの数学モデル

集中した回転するホイールとタイヤより成り、x方向に移動する。ホイールは剛で、この解析の目的に対しては、タイヤも剛体と考え、タイヤの弾性と減衰の性質を示す線型のばねおよびダッシュポットによりホイールにより取付けられているとする。

ホイールにはブレーキングトルク T_B が加えられ、ホイールとタイヤとの間に相対運動が発生する。この運動により生じたばね力、減衰力、タイヤ慣性力は、タイヤと地面との間に抗力 D を生じる。この抗力は、 $D = \mu W$ と表わされる。 μ はタイヤ路面間の摩擦係数、 W は全荷重である。ホイールの角変位は θ で示され、タイヤの角変位は φ で示される。図1に示されるように、すべり制御用検出器は、軸心まわりに回転自由な、釣合のとれた円筒質量でシミュレートされ、ホイールに取り付けられたばねとダッシュポットで拘束されている。検出

器質量の角変位は β で示される。計算機はある選択された $\ddot{\beta}$ の値で、ブレーキをかけたりゆるめたりする信号を発生するようにプログラムされている。

最近のすべり制御システムは、この加速度型よりも精巧であるが、この最初の解析では、簡単であることを基準にこれを選んだ。この種の制御ユニットの動作は多くの標準的角加速度装置や、この方法で作動する初期のいくつかのオン・オフすべり制御装置の動作と同一である。ブレーキ走行を通じて、垂直路面反力は、ホイール中心の真下にあり、全荷重に等しいと仮定する。

運動方程式

変数 $x, \theta, \varphi, \beta$ は一般座標として考えられ、この運動方程式は付録Aから次のように示される。

$$\ddot{x} = -\mu g \quad (1)$$

$$\ddot{\theta} - 2\omega_{a,\theta} \dot{\xi}_\theta (\varphi - \theta) - \omega_{a,\theta}^2 (\varphi - \theta) = \frac{T_b}{I_w} \quad (2)$$

$$\ddot{\varphi} + 2\omega_{a,\varphi} \dot{\xi}_\varphi (\varphi - \theta) + \omega_{a,\varphi}^2 (\varphi - \theta) = \mu W r_T / I_T \quad (3)$$

$$\ddot{\beta} = -2\omega_{a,\beta} \dot{\xi}_\beta (\dot{\beta} - \dot{\theta}) - \omega_{a,\beta}^2 (\beta - \theta) \quad (4)$$

これらの方程式の解を得るために、初期条件を決め、また既知の項の中の μ および T_b の量を決める必要がある。初期条件は初前進速度 $\dot{X}_0$ を選べば得られる。そして自由回転の動力学的関係から $\dot{\theta}, \dot{\varphi}, \dot{\beta}$ の初期値が得られる。 $x, \theta, \varphi, \beta$ の初期値は0とする。

摩擦係数

摩擦係数の変化は、最近おこなわれているものより少し異なる方法で定義される。前述のように、ホイールが剛であるのに反して、タイヤはブレーキトルクが加わると弾性変形をするので、ホイールとタイヤとは違う運動をなし得る。(この場合には、タイヤとホイールとがばねで結合されているようにシミュレートされる。)摩擦係数は、2つの摩擦面間の相対運動の関数である。したがって、タイヤ-滑走路間の摩擦係数は、滑走路に対するホイールの運動 θ では

なく、むしろタイヤの運動 ϕ の関数である。最近では摩擦係数 μ はすべり率の関数として定義するのが普通である。すべり率は次式であらわされる。

$$Sw = 1 - \dot{\theta} / (\dot{x} / r_e) \quad (5)$$

ここに Sw : ホイール角速度の関数として定義されるすべり率, $\dot{\theta}$: ホイール角速度 $\dot{x}$: 軸の並進速度 r_e : タイヤころがり半径

実験では、ブレーキトルクが加えられている時の接地面のタイヤの速度を求めるのは、きわめて困難であるが、ホイールの角速度は容易に測定できるので、式(5)にはホイールの角速度が使われている。しかし運動方程式(式(1)~(4))は、タイヤ速度に対する解を与えるので、この解析ではタイヤと路面との間のすべり率が使われ、次式が定義される。

$$Sr = 1 - \dot{\phi} / (\dot{x} / r_r) \quad (6)$$

ここに Sr : タイヤ角速度の関数として定義されるすべり率, $\dot{\phi}$: タイヤ角速度 r_r : タイヤ半径 (図-1)

μ と ST との間の関係を定義するために、自由回転ホイールにトルクが加えられたとき、見かけの摩擦係数が最大になるまでタイヤと滑走路面との間にすべりが生じないと仮定する。最大の見かけ摩擦係数をタイヤ-路面接点に発生する最大摩擦係数と定義する。これを μ_{max} と書くこととする。自由回転から μ_{max} になる瞬間までの範囲に生じる摩擦係数が、基本的にはタイヤの剛性に依存することを前提として、この間にすべりが生じないと仮定するのである。この前提は多くの研究者⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾により表明されている意見と一般的には一致する。このシミュレーションを証明するいくつかの実験結果を次に検討する。

ブレーキトルクが大きくなり、 μ_{max} に達すると、タイヤは路面に対しすべり始め、すべり率 Sr の値は大きくなる。 $Sr = 1$ ということは、タイヤが完全にすべっていて回転運動をしていないこと、すなわち $\dot{\phi} = 0$ ということを示す。完全にすべっているときの摩擦係数を μ_{skid} で表わす。一般に航空機が止まろうとしているときには、 μ_{max} が μ_{skid} より大きいと考えられる。

摩擦係数は μ_{max} と μ_{skid} との間の領域では、すべり率により変化するが、この変化のしかたは、例えば、路面粗さ、タイヤレッド、タイヤと路面の温度、

滑走路の汚れ具合、タイヤ内圧などの多くの変数に左右される。しかし、摩擦係数が、これらの多くのパラメータでどのように変化するかということは、あまりよく解っていないし、また、あるものは止まろうとしている間ランダムに変化するので、アナログ計算機による研究には、実験的関係を式にして使った。この関係には、参考文献(6)で報告されているブレーキの実験データを使った。このデータは、最大摩擦係数に対する瞬間の摩擦係数の比 μ/μ_{max} の形に標準化してある。ある乾燥路面走行時の最初のブレーキサイクルで得られた実験データを図-2にプロットしてある。前述のように摩擦係数が多くの変数

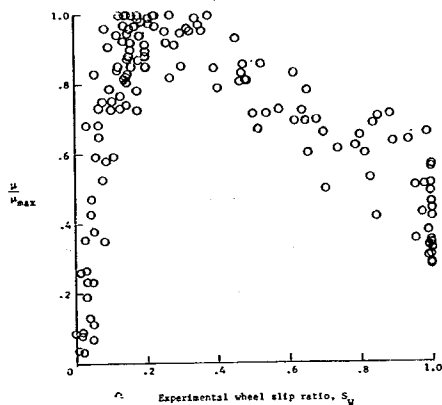


図-2 32×8.8タイプⅧタイヤでの乾燥コンクリート面上のブレーキ実験から得られたホイールすべり比に対する摩擦係数の変化(参考文献6から得られたデータ)

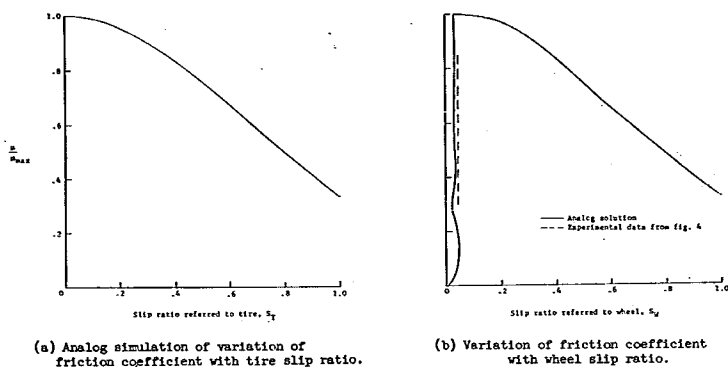
めた。

計算に使った S_T と μ_{max} との関係を図-3(a)に示す。 S_T はタイヤについてのすべり率であり、また μ が μ_{max} に達するまではすべりが起らないと仮定したので、すべり S_T はこの領域(自由回転 $\mu=0$ から $\mu=\mu_{max}$ までの)では0である。 μ_{max} に達した右側すなわち $S_T > 0$ の変化を決めるのに使った実験式は、

(この中には予想できない振舞をするものもある)に依存するので、これらのデータは、広い幅にちらばっている。このために実験的立場からは $S_T > 0$ の S_T に対する μ の変化を示す曲線がたゞ一つであるというわけにはいかない。したがってアナログ計算での $S_T > 0$ に対する μ と S_T との関係は、実験データの平均値を与えるような式を選んで求

$$\frac{\mu}{\mu_{\max}} = \left(\frac{1}{3}\right) S_T^2$$

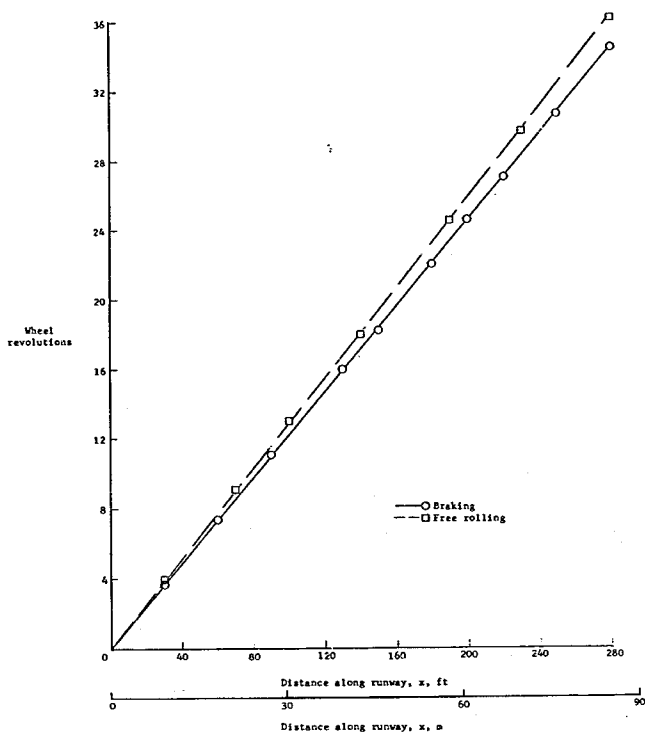
$S_T > 1$ での摩擦係数の値は $S_T = 1$ の時の値に等しくとる。



図一3 最初のブレーキサイクルに対するタイヤおよびホイールすべり比と摩擦係数との関係の実験データおよびアナログ計算結果

図一3 (b) は、図一1に示されるシミュレーションで最初のサイクルのブレーキング変化についてアナログ計算して得られた曲線である。此の図では、 $\mu/\mu_{\max}$ がホイールのすべり率 S_w に対してプロットしてある。一般にこの最初のブレーキングサイクルでは、ブレーキ試験で普通にもとめられる曲線の形を持つことが解る。すなわち $\mu_{\max}$ は、0 より大きいすべり率で起り、またピークより左 (場合によりホイールの μ -すべり曲線の 前側ともいう) の S_w の値は、基本的にはタイヤ剛性による。

$\mu = 0$ と $\mu = \mu_{\max}$ との間の領域でのアナログ計算による研究で使われる μ と S_T とのシミュレーションが正しいことを示すために、参考文献6で報告されたブレーキテストデータを図一4に示す。四角記号で示される曲線は、32 × 8.8 タイプⅦのタイヤが 150 ft/sec (45.72 m/sec) の速さで自由回転し



図一4 32×8.8 タイプⅦタイヤでのブレーキングテストおよび自由回転テストで得られた移動距離に対するホイール回転数の実験値。タイヤ静荷重11,000 lb (44,800 N)；水平速度150 ft/sec (45.72 m/sec)。 (参考文献6のテストデータ)

ているときのものであり、もう一つの曲線は、ブレーキトルクがホイールに加えられたものである。後者の場合は、データに示される距離を通じて時間とともにほぼ直線的に増加するブレーキトルクがホイールに加えられた。測定の始まる点では、ホイールをロックするに要するブレーキトルクの4分の1が加えられ、最終データを求める点では、 $\mu_{\max}$ を生じるに要するブレーキトルク値に近づいている。これらのテストには移動距離 x と、ホイールの角変位 θ とを

きわめて正確に測定して相関を求める装置が使われた。両者の静的垂直荷重は 10,000 ポンド (44,480 N) でタイヤ内圧は 260 psi (179.26 N/cm²) であった。Sw の値は、ブレーキトルクが増加しても、ほぼ一定で曲線は直線となり同一の原点をもつことが解る。ブレーキ走行時の Sw の値は、参考文献 7 に示される次の式から計算される。

$$Sw = \frac{r_e - r_{e,0}}{r_e}$$

r_e : 制動中の有効タイヤころがり半径, $r_{e,0}$: 自由回転中の有効ころがり半径

図一 4 に示されるデータでは, r_e は 1.31 ft (0.3993 m), $r_{e,0}$ は 1.25 ft (0.3810 m) であり $Sw = 0.046$ である。

図一 3 (b) の Sw の計算値は, $\mu - Sw$ 曲線 (今後はホイールに対する μ - すべり曲線と呼ぶ) の前側の 75% 以上ではほぼ一定であり, 0.03 を少しこえた値である。この図の点線は, 図一 4 のブレーキ実験値である。ブレーキ実験結果と, アナログ計算結果とがきわめて良く合うということは, ブレーキトルクが加えられている間の弾性タイヤの作用をシミュレートするために選ばれた $\mu - S_r$ の関係 (図一 3 (a)) が, 実際の変化を良く表わしているということである。

図一 3 (a) の S_r に対する変数 μ を使うためには, μ を計算するのに二つの異った方法で計算機をプログラムする必要があった。すなわち S_r が 0 に等しいときと, 0 より大きいときとに分け, それぞれ特定の計算方法を使った。 $S_r = 0$ の間では, 変数 φ とその時間誘導関数が次式を使って式 (2) および (3) から消去された。

$$\varphi = \frac{x}{r_r}$$

この式はタイヤがすべらないで回転している場合, すなわち $S_r = 0$ のときの変数 φ と x との間の運動関係を示す。この間では, 計算機は変数 μ, x, θ, β を計算するように働らき, この場合の μ は, タイヤ弾性, 減衰, 慣性の関数で

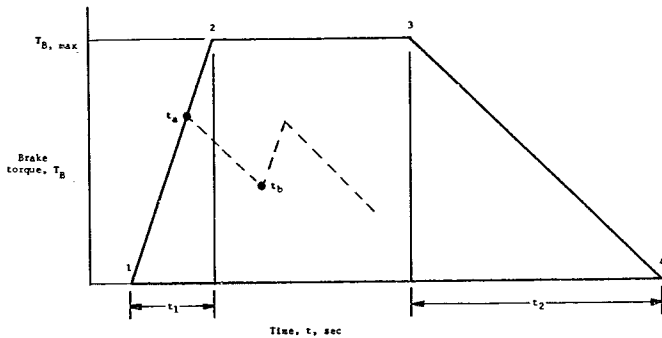
あった。この形式の計算では、この特定の走行時に与えられる μ_{max} と μ の計算値とを比較するように計算機をプログラムした。 μ の計算値が μ_{max} より大きくなると、計算機は計算の第2の形式へスイッチされた。この第2の形式では、計算機は、式(7)で与えられる μ の値を計算し、式(1)から(4)を使って x, θ, ϕ, β の値を計算した。この形式の計算中、計算機は S_T の値を検査するようにプログラムされていて、 S_T が0より大きい間はこの形式で計算を続けた。 S_T が0になったとき計算機は計算の第1の形式にスイッチバックされた。計算機はこのようにして全走行を通して計算し、前述のような論理システムで計算形式をスイッチした。第1の形式で計算された μ の値は変化し、またすべりが生じないので、真の意味での摩擦係数ではなく、見かけの摩擦係数と解釈される。

ブレーキ トルク

この研究では、ブレーキを有限トルクとして考え、限界値を T_{max} と表わす。さらに、ブレーキトルクが加えられたり、ゆるめられたりするときは、時間に対し直線的に変化すると仮定する。実際には直線の変化は得られないが、ブレーキとブレーキ装置* (brakes and brake installation) との間の実際の違いも大きいし、またこの最初の解析では、簡素化を重んじたので直線の変化を選んだ。ここで使われたブレーキトルク-時間変化を図-5の実線で示す。トルクが0から T_{max} まで増加する間の時間を t_1 、 T_{max} から0まで減少する間の時間を t_2 とする。 t_1 と t_2 の値には、ブレーキが種々の応答時間をもつようシミュレートするのに適した値を選ぶ。

計算機はブレーキが T_{max} に達する前にゆるめられたり、ゆるみ行程中0トルクに達する前に再びブレーキがかけられるようにプログラムされた。例えば図-5で、ブレーキトルクが増加しているとき、時刻 t_s で加速度計によりゆるめる信号が発信され、ブレーキトルクは3-4の線に示される割合で減少し始める。解放信号が1-2の線の2の点より後で発信されたときは、ブレーキ

* 訳註 実際のブレーキとブレーキ実験装置を指すと思われる。



図一五 アナログ計算機でのブレーキングの研究に使われた時間とブレーキトルクとの関係

トルクは2の点から信号が出される点まで一定の限界値に保たれる。トルクが0になる前に時刻 t_b でブレーキを加える信号が出されると、1-2の線と同じ割合でトルクが増加し始める。この周期的過程は、全着陸走行を通じて計算機により繰返えされ、ブレーキトルクは制御装置の出す命令信号に従う。

ホイール ロック

計算機の多くの計算例の中には、取扱う問題の動的条件によって走行のある部分でホイールがロックされることがあった。すなわちブレーキが制御装置またはその両方の応答が遅く、ブレーキトルクをゆるめるのが間に合わず、完全に停止してしまう。そこで長期間のホイールロックをなくするために、計算機はホイール角速度が 10 rad/sec 以下になったらブレーキをゆるめる信号を出すようにプログラムされた。ホイールロックが起っている間は、ホイールに加えられるブレーキトルクはタイヤの慣性と加えられたグラウンド抗力トルクの関数である。ロックされたホイールのブレーキトルク $T_{B,L}$ は次式であることが付録Bに示されている。

$$T_{B,L} = I_T \ddot{\phi} - \mu W I_T$$

ホイールロックが起ると計算機は T_B と $T_{B,L}$ の両方を計算し、比較するようにプログラムされた。 T_B が $T_{B,L}$ より大きい間は、ホイールはロックされたまゝとなりこの式に使われるブレーキトルクは $T_{B,L}$ とした。 T_B が $T_{B,L}$ より小さいときは T_B の値が使われ、ホイールは、再び回転し始めた。ホイールロックの状態の間、 $T_{B,L}$ はタイヤ振動数と同じブレーキトルク振動として現われたが、これに ϕ の振動の性質が直接ホイールに影響するためである(図-6)。

タイヤのすべり

ブレーキシステムの性質を判断するために使われる重要な要素は、ブレーキ走行中に起るタイヤのすべりの量である。特に高い摩擦係数ではタイヤの摩耗はすべっている間になされる仕事量に大きく依存する。また、コーナリング力の大きさもタイヤのすべりに影響される。すべっている間になされる全仕事量は次式で得られることが付録Cに示されている。

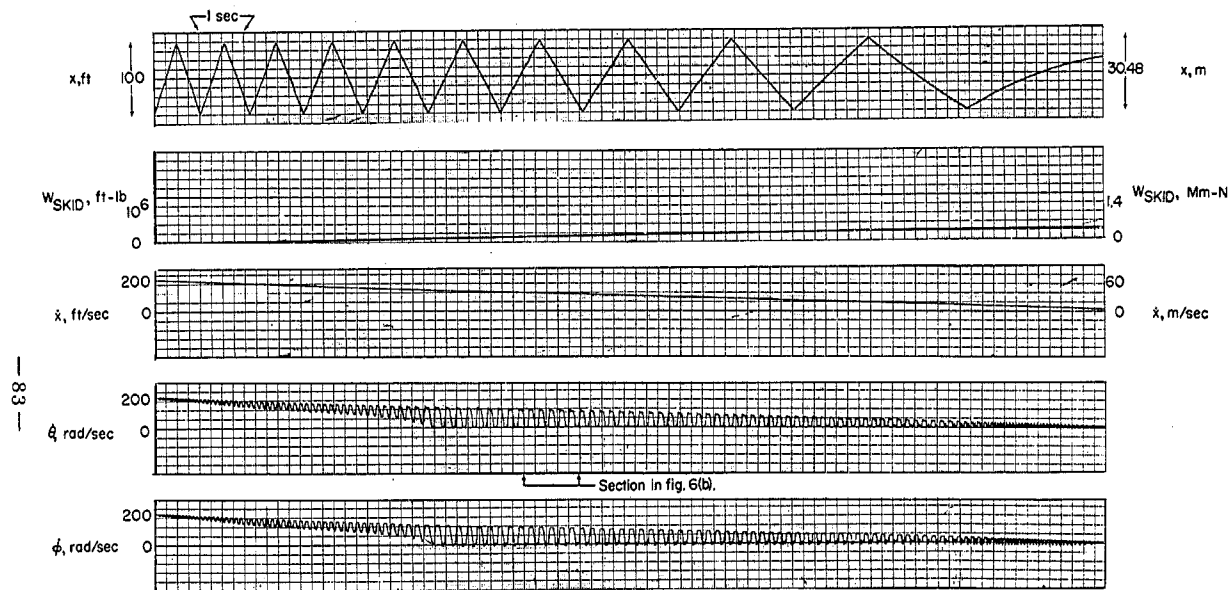
$$W_{skid} = W \int_{t=0}^{t=T} \mu S_T \dot{X} dt \quad (9)$$

W_{skid} : すべりの間になされた仕事, W : 垂直ホイール荷重

μ : 瞬間の摩擦係数 S_T : タイヤに関する瞬間のすべり率

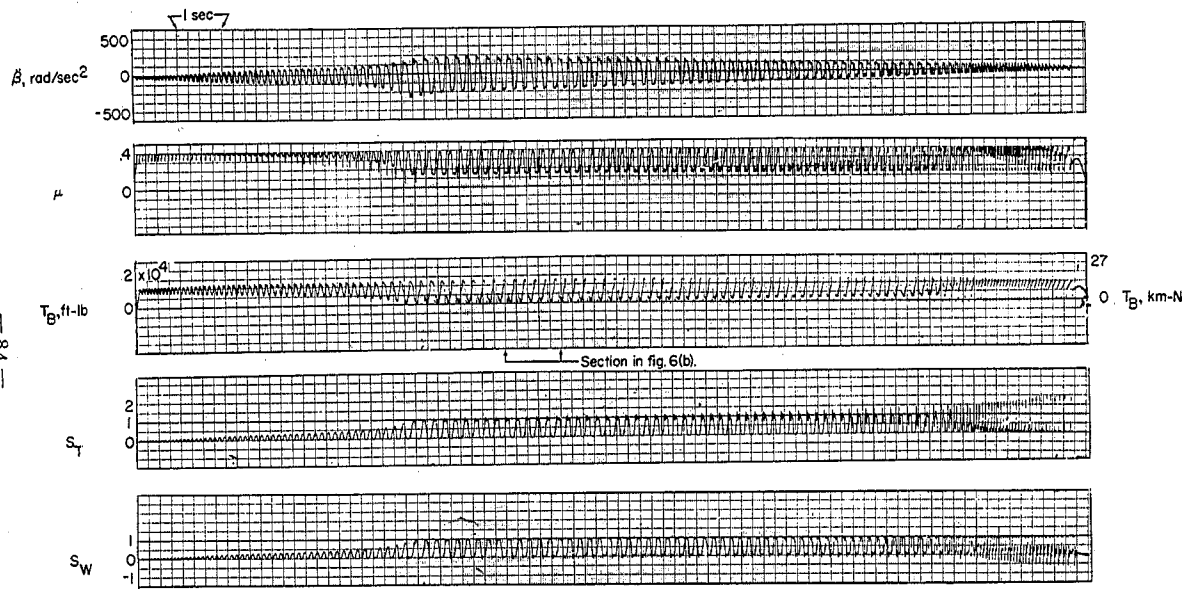
$\dot{X}$: 瞬間の前進速度 t : 時間

アナログ計算機で式(9)を解くようにプログラムし、ブレーキがかゝつて停止するまでのすべっている間になされる仕事の時間経過を計算した。



(a) $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ radians/second}^2$; $t_1 = t_2 = 0.1 \text{ second}$; $\frac{\omega_{n, \beta}}{2\pi} = 0.5 \text{ cycle/second}$; $\mu_{\max} = 0.4$.

図—6 アナログ計算機時間経過解



图—6 (a) 统计

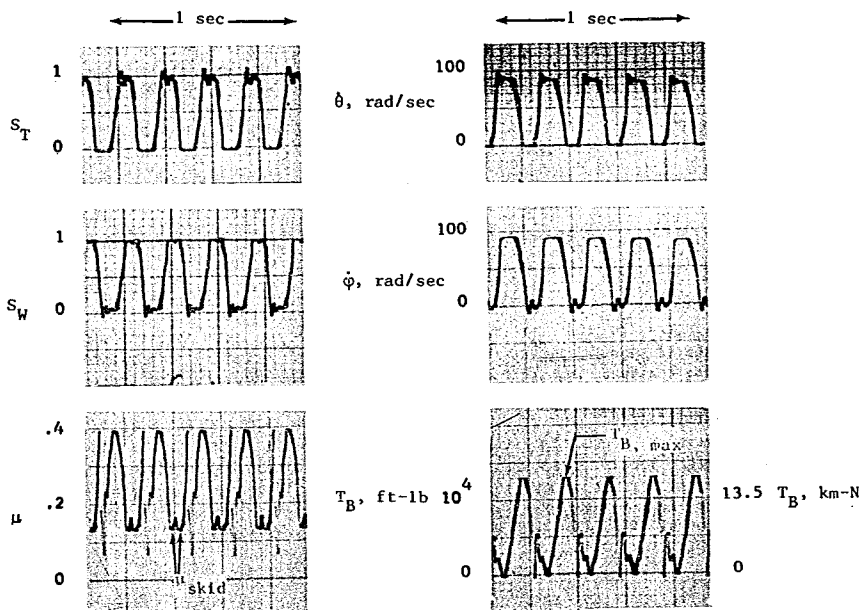


図 - 6 (a) の拡大図

計算手法

物理定数

前述のように、アナログ計算機で、ある特定のホイール・タイヤの組合せに対するブレーキシステムの運動方程式を解くようにプログラムした。速度の初期条件は、全走行につき 200 ft/sec (60.96 m/sec) とした。物理定数としては、 32×8.8 タイプ III 22 プライレーティングのタイヤとホイールとの組合せのものを選んだ。これらの定数を表 1 に示す。この特定のホイールとタイヤサイズとを使うことにした理由は、このサイズについて Langley Landing-Loads Track で数多くのブレーキデータが得られていることにある（参考文献 6）。 r_T に選んだ 1.16 ft (0.3536 m) という値は、ブレーキがかかっていないタイヤころがり半径と、たわんだ時の半径^{*}との平均とした。このタイ

* 訳註 タイヤ静荷重半径のこと

ヤに対しては垂直荷重 22,000 ポンド (97,856 N) でのブレーキがかかっている
 ないタイヤころがり半径は 1.22 ft (0.3719 m) で、一方この荷重でのたわんだ
 時の半径は 1.10 ft (0.3353 m) である。タイヤのねじりばね定数 k_r の値
 は参考文献 7 に示される経験式から求めた。

表-1 ブレーキシステム定数

Tire radius, r_T , ft (m)	1.16	(0.3536)
Tire moment of inertia, I_T , ft-lbf-sec ² (kg-m ²) . . .	1.875	(2.542)
Tire spring constant, k_T , lbf/ft (N/m)	120,000	(175,080,000)
Tire damping ratio, ξ_ϕ	0.1	
Wheel radius, r_W , ft (m)	0.713	(0.2173)
Wheel moment of inertia, I_W , ft-lbf-sec ² (kg-m ²) . . .	0.855	(1.1592)
Maximum brake torque, $T_{B,max}$, ft-lbf (m-N)	13,400	(18,167.72)
Vertical load, W , lbf (N)	20,000	(97,856)
Initial horizontal velocity, $\dot{x}_0$, ft/sec (m/sec) . . .	200	(60.96)
Sensor control damping ratio, ξ_β	0.7	

テスト変数

テストプログラムは、ブレーキ応答時間 t_1 と t_2 、ブレーキがかけられたり、
 ゆるめられたりする制御加速度 $\ddot{\beta}_1$ と $\ddot{\beta}_2$ 、そして角速度計制御円振動数 ω_β^* の
 ある選ばれた値に対して解が得られるように構成された。これらの変数のある
 組合せを、0.1 から 0.8 までの範囲で変化するタイヤ滑走路間の最大摩擦係数
 μ_{max} とともに使用した。制御加速度計の減衰係数 ξ_β は、全走行を通じて 0.7
 とした。この調査では、ブレーキと制御とのパラメータをある範囲内に限定し
 た。これはたとえ実用の範囲に限定したとしても、これらの多数の変数と、こ
 れらの変数の可能な組合せは、ぼう大なものとなり、計算機プログラムもぼう
 大なものとなるからである。この研究の予備的なものであるという性格上、研
 究の範囲を最少に限定するのは当を得ていると感じる。

* 訳註 記号欄と用語が少し異なるが本文の通りに訳した。以下このような事が他のものにもある。

精度チェック

回路の自然変化や計算機誤動作から生じる誤りを避けるために、毎日の計算の前に、個々のプログラム成分について一連の周波数応答チェックを実施し、さらに最終チェックとして標準テスト条件を計算機にかけた。標準テスト条件には、表一1の初期条件および定数を編込んだ。この計算に使われる他のパラメータは、次の通りである。

$$\mu_{\max} = 0.4, t_1 = 0.1 \text{ sec}, t_2 = 0.1 \text{ sec}, \omega_n, \beta / 2\pi = 0.5 \text{ cps}$$

$$\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2, \ddot{\beta}_1 = 0 \text{ rad/sec}^2$$

標準計算で得られた計算結果の時間経過の記録を図一6 (a) に示す。各チャンネルの標準計算結果と親標準計算結果とを目視で比較してチェックした。全てが適正に動いている時は、全走行 X に対して得られる各値とすべりの間になされる全仕事 W_{skid} とは、親値の 2 % 以内にあることが確かめられた。

前進変位 X のチャンネルから最大の出力感度が得られるようプログラムするため、X の時間経過をこぎり歯状とした。このチャンネルのガルバノメータは最大で 100 ft (30.48 m) の変位になるようセットし、各 100 ft 毎に左右に振れるので、出力の極性が逆になり、のこぎり歯状の記録が得られる。全変位は上と下のピークを結ぶ各線に 100 を乗じ、最後の線分は比例計算して合計して求める。図一6 (a) に示される記録では、全走行は 2,075 ft (632.46 m) である。

これらの走行での計算機の計算速度は、実作動時間の 1/20 に落してある。このタイムスケールは計算機的能力上から決めた。

いくつかの計算結果を選び、その出力を機械的 XY プロットに記録した。XY プロット要素の慣性のため、プロットした点に誤りを生じていないかどうかを陰極線オシロスコープを使って比較チェックした。

ブレーキングシステムの効率とすべり指数の計算

計算機プログラムのいくつかの結果は、ブレーキングシステム効率の項と、

ブレーキングシステムすべり指数の項とで検討される。効率 η はパーセントで表わした実制動距離に対する最小制動距離の比として定義される。最小制動距離は、初速度と μ_{max} の値とによる。実制動距離は、計算機から得られた X の最終値である。効率 η は、

$$\eta = \frac{(\dot{x}_0/2) \mu_{max} g}{X} \times 100$$

すべり指数 σ は、パーセントで表わした航空機の運動エネルギーに対するすべっている間になされた全仕事の比として定義される

$$\sigma = \frac{\frac{W_{air}}{2}}{Wx^2} \times 100$$

すべっている間になされた仕事は式(9)を使った計算結果から得られ、初運動エネルギーは航空機の初速度と重さとで決まる。このパラメータは、タイヤのすべりにより与えられる全制動エネルギーの量の測度である。ブレーキングシステムが適正に作動するには、効率はできるだけ大きく、すべり指数はできるだけ小さくなくてはならぬ。

結果と検討

結果と検討は2つの部で示される。第1部は有効なタイヤ-滑走路摩擦係数がほとんど乾燥したかまたは湿気のある程度の滑走路上で着陸停止するときあらわれる係数に比し充分大きい時のブレーキングシステムに対するタイヤ弾性ブレーキ時応答、制御周波数の影響に関するものである。しかし使用した係数の大きさは、車輪をロックする最大ブレーキトルクよりは充分低いものである。すなわち $T_{b, max} > \mu_{max} W_{fr}$ 。第2部は、ブレーキシステム上のより低い摩擦係数の影響を検討している。低い係数は滑走路面が水、泥、雪、氷などの異物で汚されたときに経験される。

大きいタイヤ滑走路摩擦係数

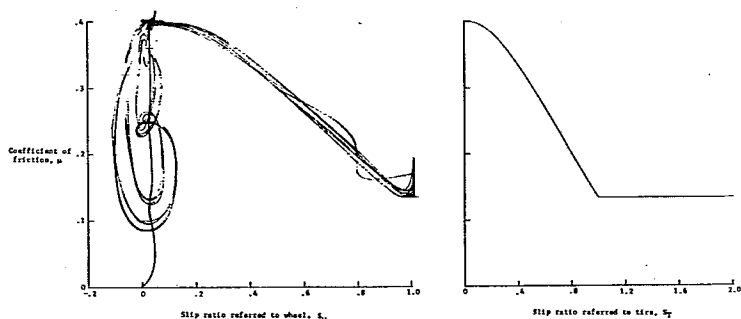
ホイール運動へのタイヤ弾性の影響 前述のようにタイヤのねじり弾性が考えられるときは、ホイールの運動は、接地面でのタイヤの動きと異なる。この状態は、ブレーキトルクが速い割合で周期的にかゝるときに特にみられる。ホイールとタイヤとの間の運動の差が重要なのは、車の運動を減じる力がタイヤ接地面に生じているにもかかわらず、すべり制御用検出器がホイールに取りつけられ、そして前述のようにこの力がタイヤの運動によるためである。したがってブレーキ制御信号がホイールの運動で決められとしてもブレーキトルクがタイヤの運動を望み通りに制御するように、制御装置とブレーキ応答の周波数を選ばなければならぬ。

周期的制御の時のホイールとタイヤの個々の運動の性質の1例が図-6の標準走行記録に見られる。この走行中ブレーキトルクはかなり速い割合で周期的にかけられをよう制御され、完全なロックが1,000 ft (304.80 m) 走行後に始まる。この領域ではホイールの角速度 $\dot{\theta}$ は零となり、ホイールはある短時間(約0.2秒)ロックされたまゝとなり、ブレーキトルクが0となって急に自由回転状態にもどる。自由回転の後にホイールロックというこの周期的状態は、残りの走行の間続く。走行の初めの1,000 ft は、ホイールの角速度は充分大きく、完全なロックを防ぐために適切な加速度計制御とブレーキトルクの応答とがなされる。この区間では、完全なホイールロックは起らないが、ホイールとタイヤのすべり率の記録をみると、ホイールとタイヤのすべりがかなり大きいことがわかる。

ホイールとタイヤとの間の相対運動の性質は、図-6のホイールがロックし、回転が止っている区間のホイールとタイヤの角速度記録 $\dot{\theta}$ と $\dot{\phi}$ とを比較すればよくわかる。 $\dot{\phi}$ の記録からタイヤ角速度は、ホイールが完全ロックすなわち $\dot{\theta} = 0$ になった瞬間に振動し、負の値(後向きに回転)になる。換言すればホイールが完全に止った後、タイヤは軸心まわりに何回かねじり振動する。 $\dot{\theta}$ が0である間の $\dot{\phi}$ の振動は、タイヤの弾性と慣性によるもので、また、タイヤすべり率記録 S_x にも振動がみられ、これはタイヤ角速度が負になったとき1

より大きい値を示す。前述の結果は、ホイールがロックすると、ホイールとタイヤの運動の間に差があることを示し、ホイールとタイヤのすべり率は1付近の値をとる

タイヤの弾性的挙動によるホイールとタイヤとの間の差は、すべり率スケールのもう一方の端でも見られる。すなわち S_w と S_T が0の付近になったときにも見られる。この状態では、ホイールすべり率 S_w の記録をみると、タイヤすべり比が0より小さくなることはないにもかかわらず、ホイールのすべり率が負の値をとることがわかる。この結果は、ホイールの回転中、タイヤにより生じたばね力が、ホイールを前進速度 $\dot{x}$ で自由回転させるのに要する角速度より大きい角速度でホイールを動かすことを示す。ホイールロックする前のホイール角速度より、回転停止直後のホイール角速度が大きい値を持つという現象は、着陸時にもダイナモメータブレーキテストでもよく見られる。実際のブレーキテストでは、さらに抗力が加えられて生じるタイヤの伸びの効果が加わる。



図一7 数多くのブレーキサイクルでのホイールおよびタイヤすべり比と摩擦係数との関係を示すアナログ計算結果

図一7では全体のすべり率の範囲を通じてホイールとタイヤの運動の差がすべり率に対する μ の変化によって示されることがわかる。これらの曲線は、図

6に示されるブレーキ停止中に得られた摩擦係数とすべり率との計算結果を機械式XYプロッタ（こゝではすべり率に対して μ をプロットする）に接続して求めた。右図は、全着陸走行を通じての S_T に対する μ の変化する部分と、変化しない部分とを示し、 S_W に対する μ の変化を示す左図では、各周期によりかなりの変化があることがわかる。 S_W に対してプロットされた μ の曲線の勾配は、 $S_T=0$ で正にも負にもなり得る。この結果は、すべりに対してプロットされた μ の実験データが普通正の勾配で示される最近の概念と対照的である。さらにこの結果はこの走行条件で、ホイールの μ -すべり曲線の勾配を基準にしたのでは、タイヤが自由回転と μ_{max} との間で作動しているのか、 μ_{max} とロックされた条件との間で作動しているのかを決めるために、ホイールに取付けられた制御装置を使うことができないことを示している。

摩擦係数に対するタイヤ弾性の影響 図—6の摩擦係数の記録から、タイヤ弾性の他の面がみられる。ホイールがロックされていると摩擦係数は、基本的には一定で、タイヤ振動により生じる小さい尖頭を除くと μ_{max} に等しい。ブレーキトルクが充分小さい値となってホイールが回り始めると μ の値は急に大きくなる。この急上昇は、ブレーキトルクが減少している間にタイヤが完全すべりから0すべり状態となり、回転上昇抗力が増加することに原因している。すなわちホイールがまわり始めた瞬間には回転上昇抗力（spin-up drag load）は $\mu_{max} W$ に等しく、さらにブレーキが減ずるにしたがって増加し、タイヤすべり率 S_T が0になった瞬間に $\mu_{max} W$ になる。この走行状態に対してホイールが完全にロックされた状態から自由回転するまでに要する時間は、初期のすべり状態から完全にロックされた状態になるまでの時間よりいくぶん少ない。このことは、回転上昇中および回転下降中の μ と θ の時間経過曲線の傾斜を比較すればわかる。

回転が上昇し μ_{max} に達した瞬間に μ の値は0に向って急激に低下する。減少があまりに急でガルバノメーターが高速で動くので記録結果はあまり明確でない。この走行中 μ が減少する時間の割合はほとんどタイヤの自然周期のみで決まる。図—6（b）から、摩擦係数が次の周期に入る前に零にもどらないこと

がわかる。これは時間が短いというものの、この制御とブレーキとが充分なブレーキトルクを再び加え、摩擦係数が零に達しないようにするのに要する時間が充分あるからである。

摩擦係数の値がタイヤの応答時間に影響されるということは、停止する距離もタイヤの弾性に影響されるということである。実用の立場から考えると、この結果は、異なったねじり振動をもつホイールとタイヤを使った時、同じブレーキと制御システムとでも異なった停止効率を示すことを物語る。

制御用検出器とブレーキ応答時間 図-8 は応答時間の異なる A, B, C の3つのブレーキに対するブレーキシステム効率への加速度計制御周波数の効果を示す。ブレーキトルクが0から限界値 $13,400 \text{ ft-lbf}$ ($18,167.72 \text{ m-N}$) まで上がる時間は、3つのブレーキとも 0.1 sec であり、 $\mu_{\max}$ の値は

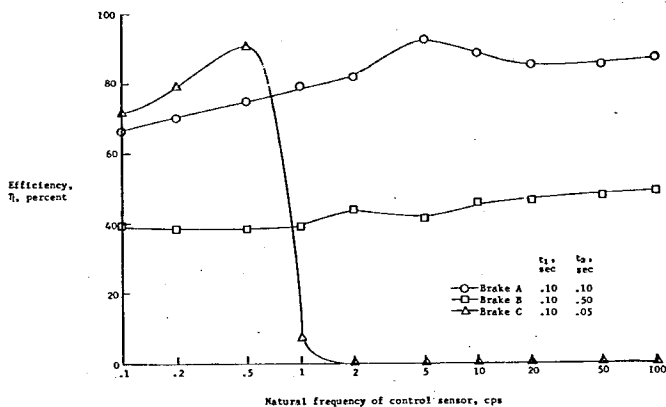
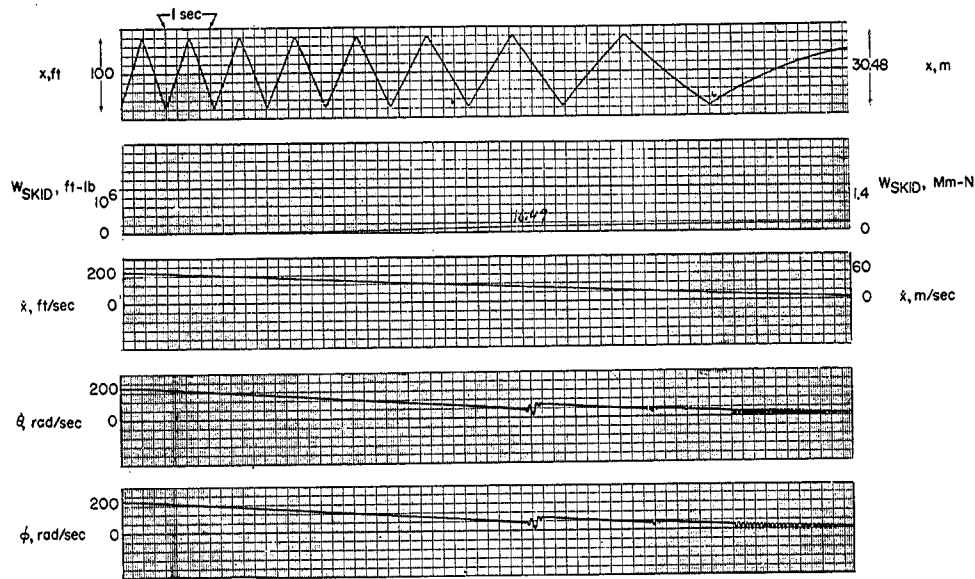


図-8 異なったトルク減少割合をもつ3つのブレーキに対する検出器振動数とブレーキシステム効率との関係。 $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$, $\mu_{\max} = 0.4$

全ての走行に対し 0.4 に選んだ。また3つのブレーキともブレーキをゆるめる信号を発生させる加速度値は -30 rad/sec^2 であり、ブレーキを加えるのは



図—9 プレーキ A のアナログ計算機時間経過解。 $\beta_1 = 0$; $\beta_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$
 $t_1 = t_2 = 0.1 \text{ sec}$; $\omega_n \cdot \beta / 2\pi = 5 \text{ cps}$; $\mu_{max} = 0.4$

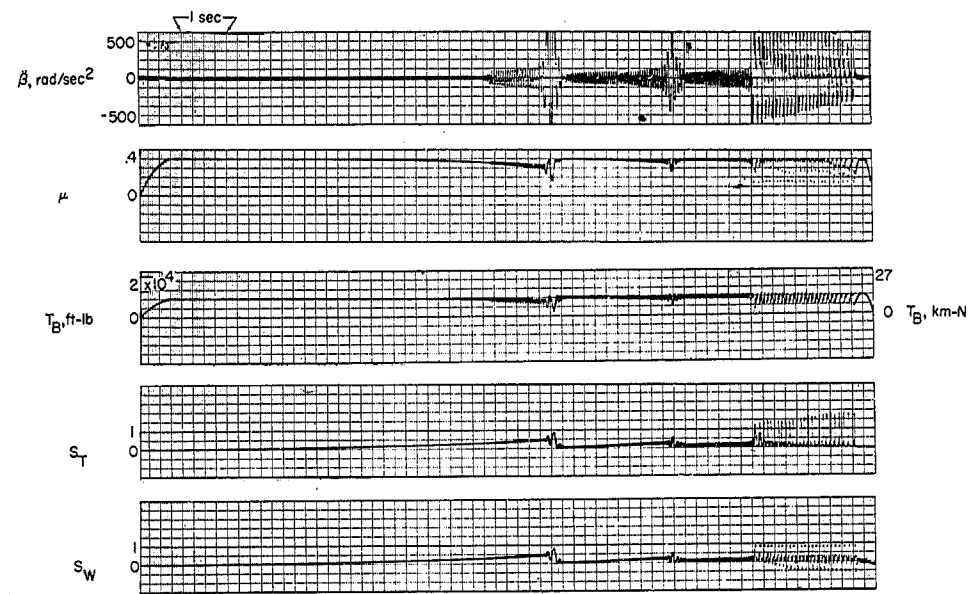
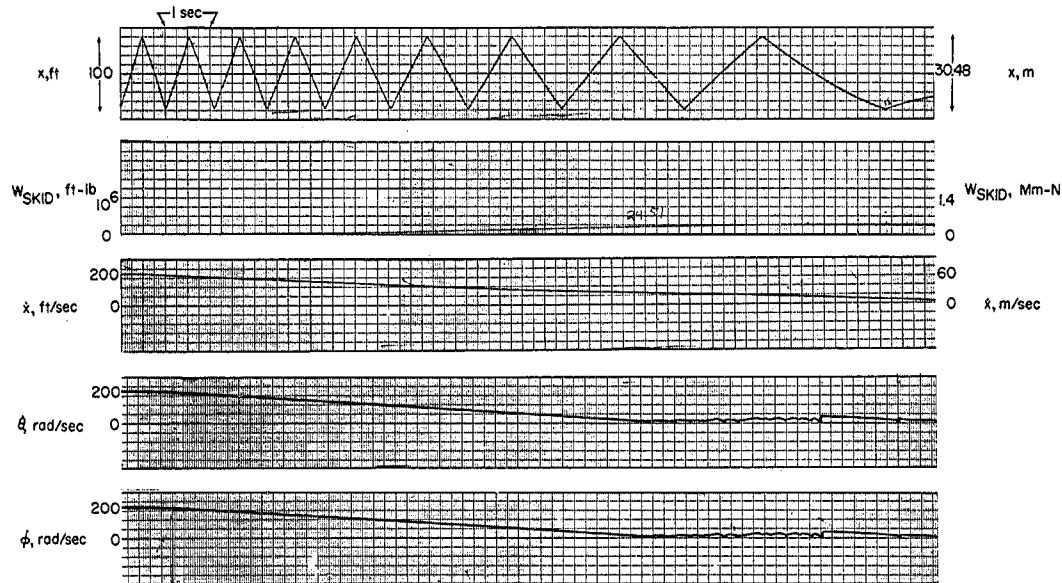


图 9 统计



図—10 ブレーキ A のアナログ計算機時間経過解 $\ddot{\beta}_1 = 0 : \ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$
 $t_1 = t_2 = 0.1 \text{ sec} : \omega_{n, \beta} / 2\pi = 50 \text{ cps} ; \mu_{max} = 0.4$

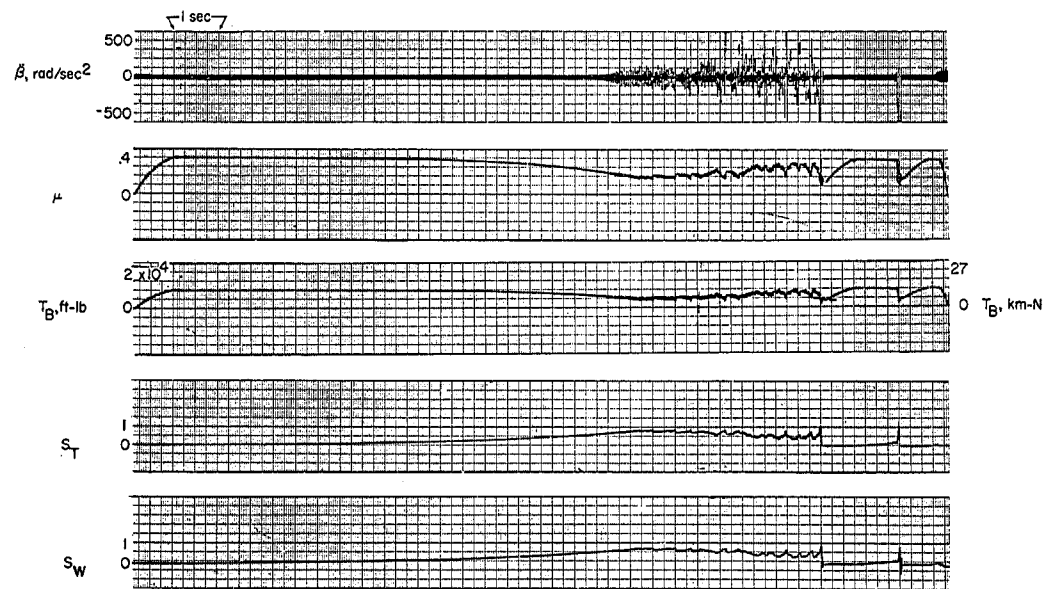


図 - 10 続 き

0 rad/sec^2 である。しかしトルクが最大値から零に減少するに要する時間は、各ブレーキ毎に異なる。すなわち A は $t_2 = 0.1 \text{ sec}$, B は $t_2 = 0.5 \text{ sec}$ C は $t_2 = 0.05 \text{ sec}$ である。ブレーキのゆるむ時間の最も短いのはブレーキ C である。現在のブレーキで得られるブレーキ解放の最も速いものの代表であろう。ブレーキ応答時間についてのデータはきわめて少ないが、新しいブレーキでも、 10 cps 以上の振動数で作動するものはないようだ。

図-8からブレーキ A を約 5 cps の振動数で制御して作動させた時に 92% という最大効率に達していることがわかる。ブレーキ A の最小効率 67% は、この計算で使われた最小制御振動数 0.1 cps で生じたものである。ブレーキ B は、全制御振動数範囲を通じて効率の変化はずっと少ないが、最大値はブレーキ A のものよりかなり低い。ブレーキ B の最大効率 49% は、最大の制御振動数 100 cps で起っている。ブレーキ C は低い方の制御振動数範囲で 3 つのブレーキ中最も高い効率を示している。すなわちこの効率は、 0.1 cps の制御振動数で 71% から、 0.5 cps で約 90% まで上昇している。しかし制御振動数が 0.5 cps を越えると、効率はほとんど零まで急に低下し、停止能力を完全に失う。図-8 に示されるブレーキ A, B, C の挙動の理由は、いくつかの走行で得られた計算機の時間経過記録により説明できる。

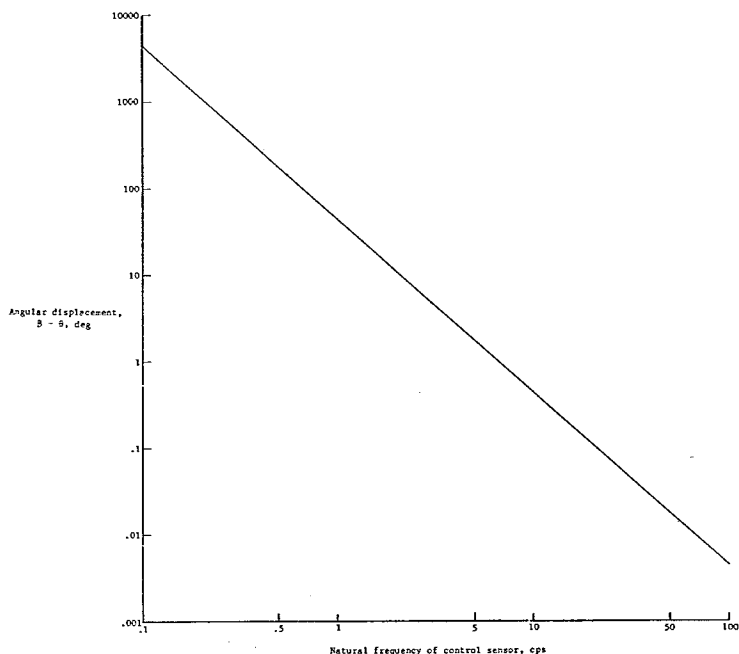
図-9 は、ブレーキ A の最大効率条件すなわち加速度計制御振動数が 5 cps であるときの時間経過を示す。ブレーキサイクルの出発点において、制御加速度計の値 $\ddot{p}$ はきわめて速く振動し、この振動数は 90 cps であることがわかる。さらにブレーキトルクの時間経過記録によるとブレーキトルクがけっして限界値に達しないので、制御装置がブレーキを加え、かつゆるめる信号を発生しなければならぬことを示している。したがって $\ddot{p}$ の値は 0 から -30 rad/sec^2 までの範囲をカバーしなければならない。加速度計が制御を働かせる振動数の自然振動数に対する比は、約 18 で、その結果、応答が大幅に減少するので*
加速度計を動かす加速度はきわめて小さくなくてはならぬ。この高振動数の制御応答は、比較的 low 周波数の加速度計を正確に働かすことができる。すなわ

* 訳註 防振されたと同様の状態になっている。

ち、きわめて高い応答がブレーキ周期を制御することができる。この応答はブレーキトルクの時間変動の形に依存する。すなわちブレーキトルクを加えたり、ゆるめたりする時、時間的にもっとゆるやかに増減するトルクが使われると、 $\bar{\theta}$ の値は、加速度をブレーキ制御に要する振幅まで動かすのに十分な高さにはならない。制御は、ブレーキトルクが角速度 0 において加えられ、また -30 rad/sec^2 においてゆるめられるように調整されるので、ブレーキトルクは各制御周期の大部分にわたって加えられている。したがってブレーキトルクは、走行の出発点からタイヤが最大摩擦係数で働らくまで増加する。この点からタイヤはすべり始める。しかし今述べたように制御はきわめて高い応答が可能なので、この状態は、ホイールが直ぐロックするのを妨げ、 S_T 時間経過曲線が示すように、タイヤがすべっているにもかかわらずブレーキをスムーズに制御する。小さいすべり率においては、タイヤの μ -すべり曲線の勾配が小さいので、ブレーキシステムの能力範囲内で良く制御される。しかしすべり率が増すにつれ、タイヤの μ -すべり曲線の勾配は増し、もっと不安定な状態に進む (図-3 (a) 参照)。タイヤすべり率が 0.5 近くの値に達すると加速度計はシステムをスムーズに制御する能力を失うことがわかる。この点においては、時間経過の全性質は変化し、ホイールとタイヤは、回転が減り、この周期は低回転速度に達するまで繰返される。

図-8 に示されるように、もっと高い周波数の加速度計が μ -すべり曲線の後の部分の大部分にわたってスムーズにコントロールし得るので高い制御周波数で、ブレーキ A の効率が減少する。したがって、タイヤは不安定になる前に走行のほとんど大部分をより高いすべり比と同時により低い摩擦係数で走る。50 cps の制御加速度計周波数で求めたブレーキ A について、時間経過を示した図-10 からこのことがわかる。

低制御周波数でブレーキ A に対して得られた低効率値は、基本的には加速度計の低応答に原因している。ブレーキ A を使って 0.5 cps のコントロール周波数で計算された図-6 (a) の β および T_s の記録で示されるように、一つの



図—1 1 単振動で、検出器最大角加速度 30 rad/sec^2 の検出器自然振動数と検出器質量の角変位との関係。

ブレーキ解放信号から次の信号までの時間は約 0.2 sec である。この比較的長い時間は、ブレーキがホイールをロックするのを許し、したがってタイヤの走行の大部分で完全すべり摩擦 μ_{skid} は比較的低い摩擦値なので、ブレーキシテムの効率は落ちる。制御器の動き β は、きわめて複雑で、系の種々の質量および弾性の性質に左右されるが、制御周波数 5 cps に比べ応答が 0.5 cps という低い値になる理由の大略の物理的説明が図—1 1 は $\beta - \theta$ を最大加速度が 30 rad/sec^2 にて単振動をおこなっている制御装置の自然振動数の関係として示している。 5 cps の自然振動数では角変位が 2° 以下であるのに反して、 0.5 cps の自然振動数に対しては 170° である。

全制御周波数範囲を通じて、ブレーキ B がきわめて低い効率 (40~50%) であるのは、基本的には $t = 0.5 \text{ sec}$ という比較的長いブレーキ解放時間に原因がある。図—12には、5 cps の制御周波数を使って、このブレーキで行なわれた走行の時間経過を示す。ブレーキのかけはじめで、制御は、同じ制御周波数で作動しているブレーキ A で説明されたと同様の理由で、系を急に μ_{max} にいたらしめた。このブレーキでのトルクの上昇は、ブレーキ A に比べて実際には速い。もちろんその理由は、ブレーキトルクが解放信号の発生後、きわめて遅い割合で下がるということである。ブレーキ低下のこの遅い割合は、また $S_T > 0$ において加速度計が正確な制御をするのを妨げた。したがって、ホイールは、ブレーキ A の場合に比し、比較的短かい時間で完全すべり状態に達した。さらにタイヤは、ブレーキトルク低下の割合が遅いので完全すべりに達した後は、ノンスリップ状態にもどることができなかった。そして走行の残りを μ_{slid} かこれに近い値で作動した。走行のこの部分では、ブレーキ解放信号は、低いホイール速度コントロールで発生された。

他のブレーキシステムに比し、制御周波数でのブレーキ C のきわだった差異は基本的には、ブレーキをかける時間 t_1 よりブレーキをゆるめる時間 t_2 がきわめて短い点にある。図—13は 0.2 cps のコントロール周波数での、このブレーキによる走行を示す。図—8に示されるように、効率は約 79% である。このブレーキングシステムはタイヤに対する μ -すべり曲線のピークのあたりで作動する (図—3 (a))。そしてほとんどの走行でこの最終点の前後の行程は比較的短時間しか持続しない。このことは、 S_T と μ との時間経過上でも見られる。 μ の時間経過から走行の終りの数百 ft を除けば摩擦係数がほとんど μ_{max} に保たれることがわかる。制御の応答は低いけれどもホイールが、ほとんど全走行中、ブレーキをかけたりゆるめたりする信号を毎秒約 10 回発生するため、充分高い加速度まで制御装置を働らかすことができ、したがって μ_{max} に保つことができる。さらに図—13にみられるように、制御信号の応答はひずんだ波に見え、またこの形からブレーキトルクが各ブレーキサイクルの時間の大部分の間加えられているようである。長い時間ブレーキをかけているにもかかわらず

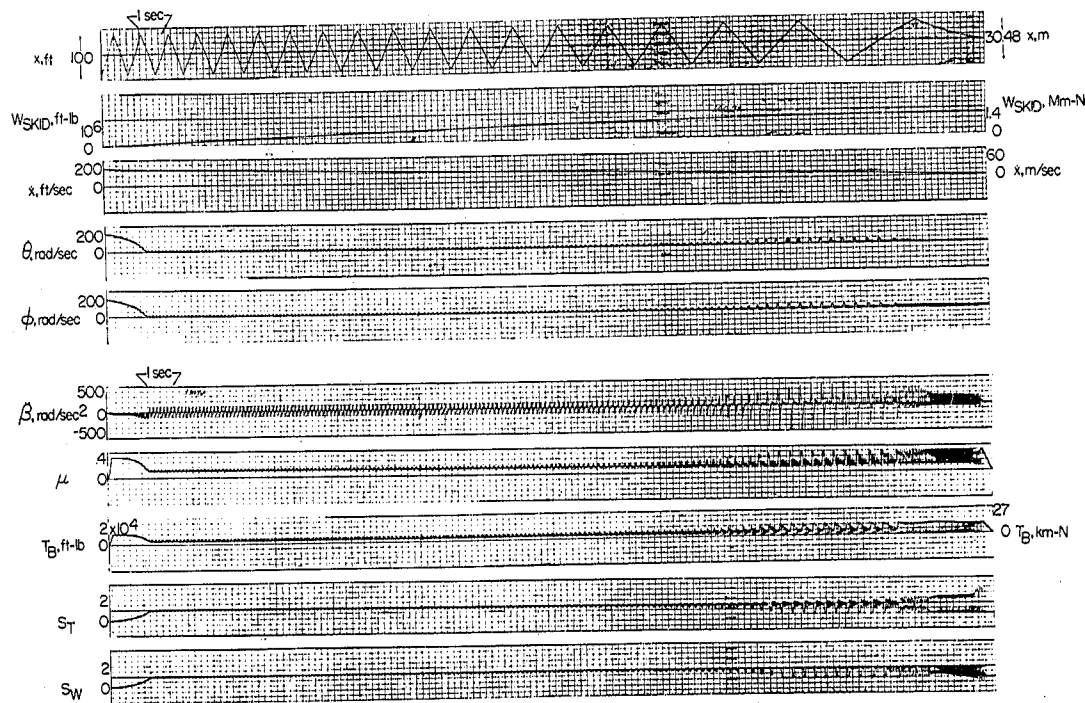


図-12 ブレーキBのアナログ計算機時間経過解。 $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$;
 $t_1 = 0.1 \text{ sec}$; $t_2 = 0.5 \text{ sec}$; $\omega_{\beta} / 2\pi = 5 \text{ cps}$; $\mu_{\max} = 0.4$

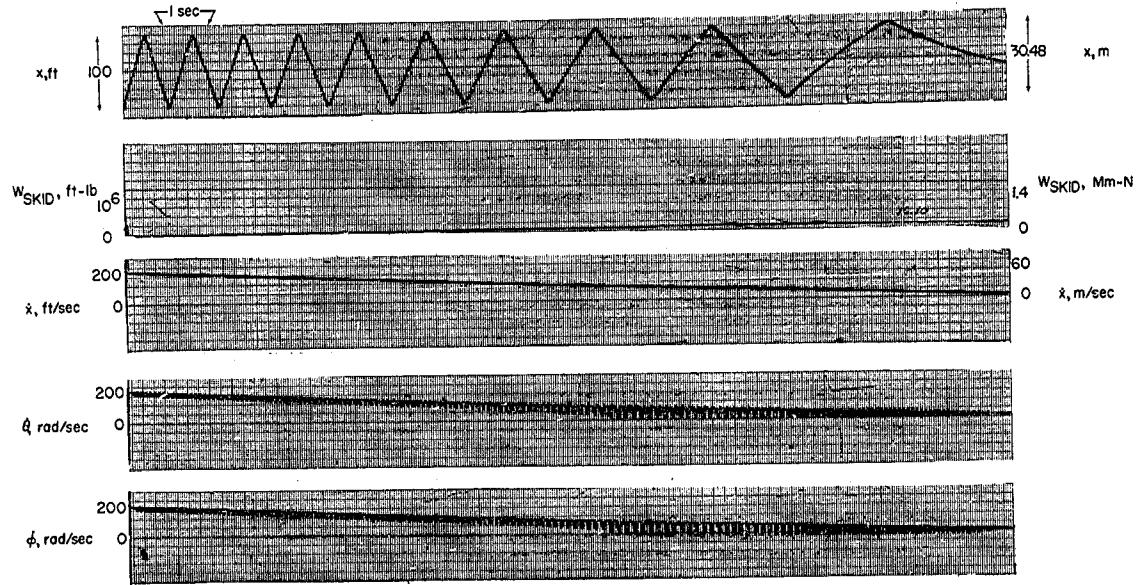
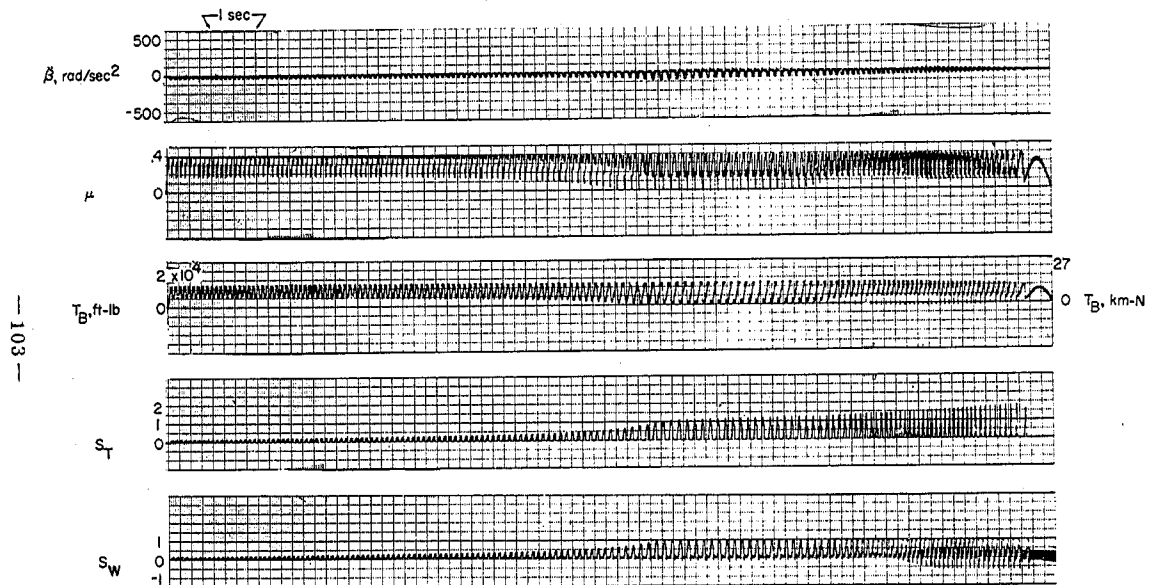
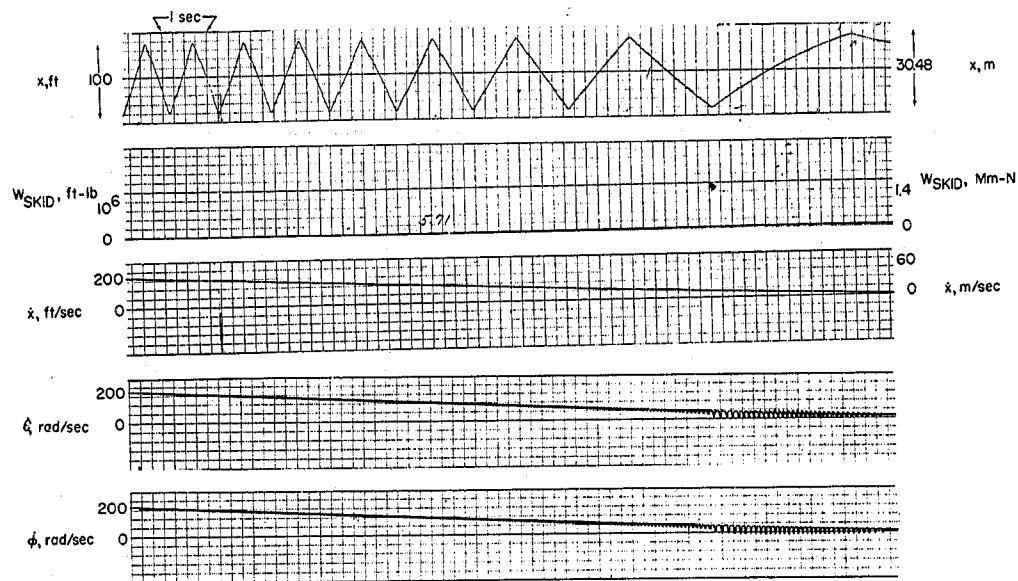


図 13 ブレーキ C のアナログ計算機時間経過解。 $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$;
 $t_2 = 0.05 \text{ sec}$; $\omega_{n, \phi} / 2\pi = 0.2 \text{ cps}$; $\mu_{max} = 0.4$



圖—13 統 參



図—14 ブレーキCのアナログ計算機時間経過解。 $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$;
 $t_1 = 0.1 \text{ sec}$; $t_2 = 0.05 \text{ sec}$; $\omega_{n, \beta} / 2\pi = 0.5 \text{ cps}$; $\mu_{max} = 0.4$

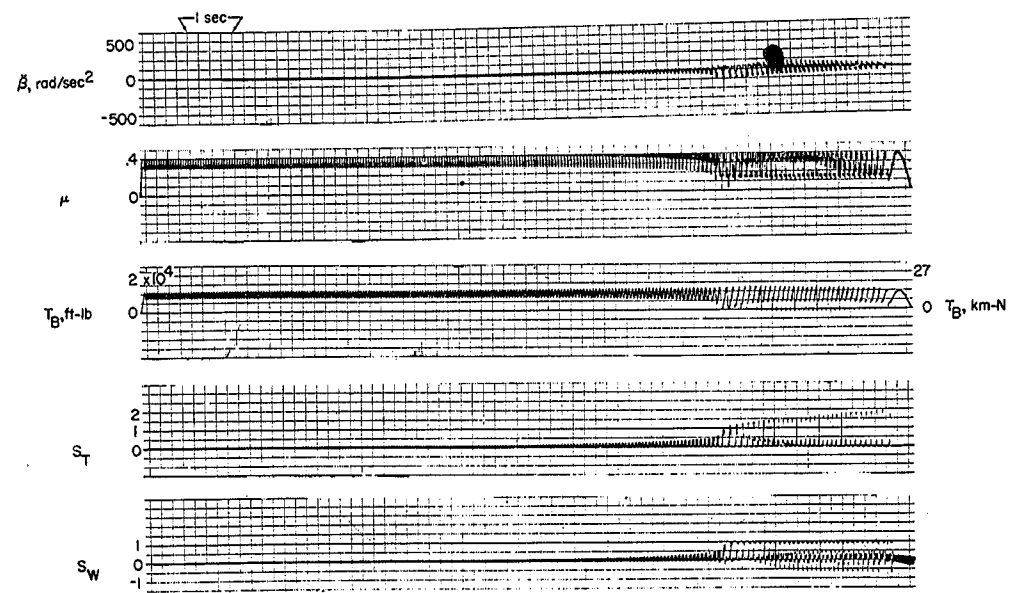


圖-14 統

らず、解放信号が発生すると直ちにブレーキトルクが急な割合で減るので、タイヤはすべり率の大きな値に達し得ない。ブレーキ C では、0.5 cps の制御周波数で最も高い効率が得られるが、これは、この制御が 0.2 cps で働いているブレーキの場合より、単位時間当たりより多くブレーキ解放信号を発生するためである。かくして最大値の前後での摩擦係数は低くなる。この効果は図-14 に見られる。

制御周波数が 0.5 cps を越えて増加したとき、ブレーキ効率が急激に低下するが、これはこのホイール角速度 $\dot{\theta}$ に対するコントロールの振幅応答が充分大きくきわめて高い周波数でブレーキ解放信号を発生することができるためである。さらにこの高周波制御加速度は、正しい純粹の波形であり、これに加えられる割合の 2 倍でブレーキトルクが低下するので、このシステムではブレーキトル

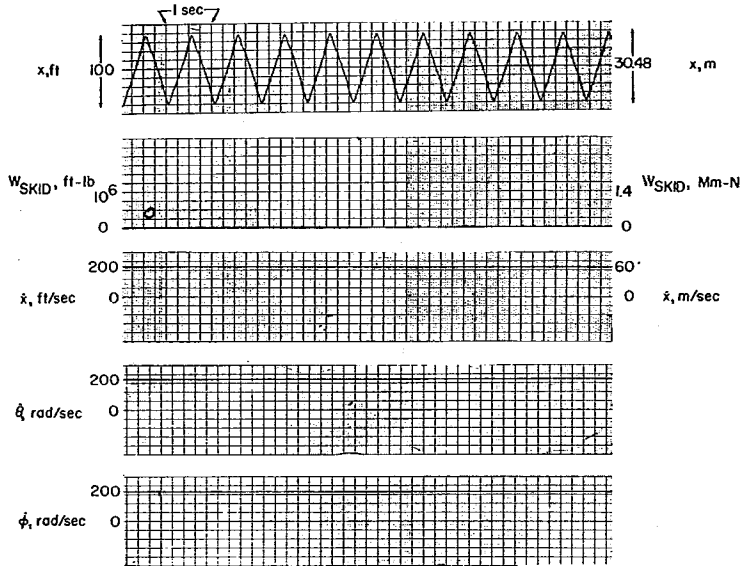
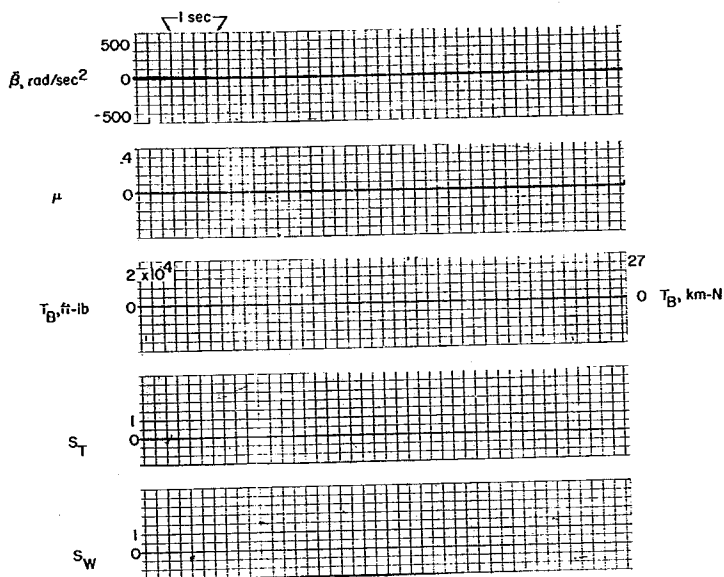


図-15 ブレーキ C のアナログ計算機時間経過解。 $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$;
 $t_1 = 0.1 \text{ sec}$; $t_2 = 0.05 \text{ sec}$; $\omega_{\beta} / 2\pi = 0.5 \text{ cps}$; $\mu_{\max} = 0.4$



図—15 続 き

クが生じ得ない。この効果は10 cps の制御周波数でのブレーキCの走行の短かい部分を示す。図—15に見られる。

前述の図—8の検討から、ブレーキングシステムの効率がタイヤ周波数、ブレーキ応答、制御周波数、タイヤの μ -すべり曲線の勾配の間の複雑なからみ合いに依存することがわかる。検討された組合せでは、ブレーキシステムの効率が90%以上から0%まで変化しているので、この結果、ブレーキングシステムを含む個々のハードウェアユニットの選択と統合をするに当っては注意深い分析とテストとを必要とする。これらの結果はまたある動的条件下で比較的低い応答の加速度計がタイヤの μ -すべり曲線の後側の大部分でブレーキトルク制御を正しく作動させ得ることを示している。

低いタイヤ滑走路摩擦係数

低い摩擦係数の原因 前述のように最近のブレーキシステムは、乾燥したまたは、湿った滑走路面では満足に作動する。これらのケースでは着陸走行中ブレーキシステムによって実質的な減速力が生じる。しかし、タイヤ滑走路の摩擦係数がきわめて低い場合でも作動しなければならない。低摩擦係数となるもっとも普通の原因は、滑走路上に水か泥が存在することである。このような条件に対しては、普通、タイヤハイドロブレーニングまたはアクアブレーニングと呼ばれる現象が生じる。完全なハイドロブレーニング中は、航空機タイヤは、流体に完全に乗り、航空機は相当の前進速度を持っているにもかかわらずホイールは完全に停止し、ブレーキトルクはかゝらない。この現象に関しては文献に多くの情報が見られる。（例えば参考文献6, 8, 9参照）

簡単には、完全なハイドロブレーニングは、基本的にタイヤ空気圧、トレッドパターン、水深に依存するある速度で生じる。タイヤ空気圧 150 lbf/in^2 (103.4 N/cm^2)の最近の大きい輸送機に対しては、完全なハイドロブレーニングが始まる。速度は約110ノットで、本解析に使われたタイヤでは150ノットで生じる。前進速度は、完全なハイドロブレーニングの臨界速度以下まで低下し、ホイールは再び滑走路に接触し、タイヤの荷重は、流体と滑走路との両方に振り分けられる。^{*}この部分的ハイドロブレーニングに対する流体と滑走路の間の荷重の分布は、基本的には前進速度の大きさに依存する。荷重の水と滑走路への分布具合によってブレーキングシステムが生じる減速力の量が決まる。すなわち荷重の小さい部分が、滑走路で支えられる高速においては、出し得るブレーキ力は、荷重の多くを滑走路で支える低速において発生するブレーキ力より小さい。完全なハイドロブレーニングを生じる速度では、ブレーキシステムは全く効果がなく、この間では、空気力学的抗力が航空機スポイラーにより生じたウイングフラップと逆エンジン推力が速度を減じるのみである。しかし速度が、タイヤが滑走路と接触するまでに減じると、ブレーキシステムが働

^{*} 訳註 タイヤ接地面の水膜が一部切れ、接地面はある部分が水膜の上に、残りの部分は水膜がなく、直接地面に接触していること。

らいて、航空機は次の2点により安全に停止する。第1は有効な滑走路長内で航空機を充分安全に止めるために、全距離を通じて充分な減速力を生じることであり、第2は、ホイールがロックしたり、タイヤが高いすべり率で作動して、方向安定性を失うことのないようにコーリング力を発生するに必要な最小のすべり率でタイヤをまわすことである。前述のようにハイドロプレーニングは速度により左右される。しかし氷面のような低いタイヤ表面摩擦係数は、一般に速度には独立で全ての速度範囲を通じて低い係数を示す。

ブレーキングシステム効率 μ_{max} を0.1から0.8までの範囲で変えて一連の計算を行ない検討した。前述の結果から5 cpsのコントロール周波数で作動しているブレーキでは $\mu_{max} = 0.4$ のとき最も効率の良いシステムとなった(図-8参照)ので、このシステムが先ず最初の走行に使われた。このブレーキシステムの効率を示す結果は、○印で描かれた曲線で図-16に示される。0.5より大きい μ_{max} でなされた走行ではブレーキトルクの限界13,400 lbf ft は $\mu_{max} W_{fr}$ より小さい。したがって、これらの走行中、このシステムにお

*1 訳註 この場合 $\dot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$

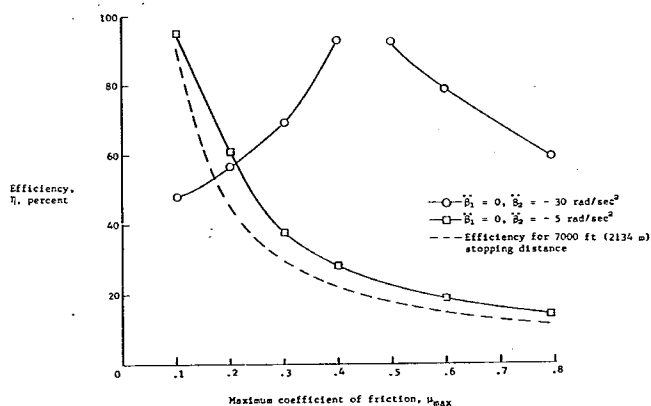


図-16 最大摩擦係数とブレーキングシステム効率との関係に対するブレーキコントロール信号の変化の影響。 $t_1 = t_2 = 0.1 \text{ sec}$; $\omega_n, \beta/2\pi = 5 \text{ cps}$ 。

るタイヤはすべることなく、システム全体としては全走行を通じて最大のブレーキトルクで働いていて、かつ停止距離はほぼ同じである。0.8から0.5までの μ_{max} で減力しているとき、効率が見かけ上増加するのは効率パラメータを計算するのに使われた最小走行距離の値が増加するためである。0.4以下に μ_{max} が減少すると、ブレーキシステム効率は減少し、 $\mu_{max} = 0.1$ のとき5%以下の値に達する。これでは安全な航空機の動作を確保できない。この点を例証するために、7000 ft (2,133.60 m)で、与えられた摩擦係数範囲で航空機を停止させるに要する効率を図-16の破線にて示す。 $\mu_{max} = 0.1$ に対しては、7000 ft (2,133.60 m)で停止するには、約90%の効率が必要であるのに反し、 $\mu_{max} = 0.8$ では約20%の効率で良い。 $\mu_{max} = 0.1$ における走行に対して計算された停止距離は(○印で表わされている)約15,000 ft (4,572 m)である。この結果は、比較的高い、中位の摩擦係数で満足に働いているブレーキシステムは、低い摩擦係数では満足には働かないことを示す。

ブレーキシステムに対し最小の修正ですむ正しい測定を探しているとき、同じブレーキで定められた摩擦係数の範囲で、コントロールがブレーキ解放信号を発生する加速度 $\ddot{\beta}_2$ の値を変化させて一連の計算が行なわれた。これらの計算の中で $\ddot{\beta}_2$ は -5 rad/sec^2 とし、 $\ddot{\beta}_1$ を前の計算と同じく零とした計算結果を図-16の口印で示す。この場合は、検討した μ_{max} の範囲では全ての走行距離が7000 ftより少し少なくて済む、図-16に示されている両走行中 $\mu_{max} = 0.2$ の場合の計算時間経過は、図-17と18とに示される。

図-17は $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$ で行なわれた計算を示す。走行の初めの数千フィートに対してはブレーキトルクは、前述の方法で、コントロールによりきわめて短い周期で加えられる。コントロールはタイヤの μ -すべり曲線の後側ではスムーズに働かし、全ての意図と目的に対し、タイヤが完全にすべるまでコントロールを働かせつづける。しかしこの低い μ_{max} 条件では、ホイールは完全な転動速度まで上昇できない。そして、コントロールは走行の残り部

*2 訳註 $\ddot{\beta}_2 = -5 \text{ rad/sec}^2$ と、 $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$ とを指す。

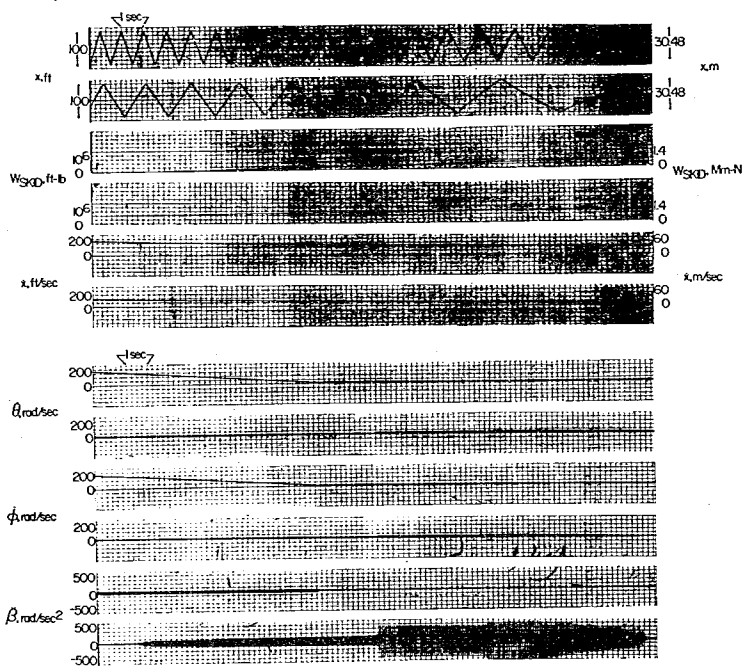
分に対して $S_T = 1$ にきわめて近い点で働らく。もちろん、この条件では、大きいタイヤすべりを生じる。低い車輪速度ではコントロールにより再びブレーキ解放信号が発生される。

反対に図-18は、 $\ddot{\beta}_2 = -5 \text{ rad/sec}^2$ で全停止距離を通じてタイヤがすべることなく走行することを示す。この両走行に対して、走行距離または効率が実際には同じであるという事実は、両方とも摩擦係数の平均値が同じであることを示す。 $\ddot{\beta}_2 = -5 \text{ rad/sec}^2$ では、摩擦係数の平均がほぼ同じ値であって、その作動は、タイヤのすべりが生じないタイヤ μ -すべり曲線の前方でなされるが、 $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$ での走行では、ブレーキシステムは $\mu = \mu_{max}$ におけるタイヤの μ -すべり曲線の後部で作動する。

作動のこの最適な形式は、 -5 rad/sec^2 でのホイールの回転加速度が、直線的前進加速度 $-0.18g$ に等しいことに注意すれば説明づけできる。 μ_{max} は0.2なので、ブレーキトルクはタイヤが滑走路に対する限界摩擦値に達する前に解放される。そして $\ddot{\beta}$ の高周波数の振動は、振幅が小さいので図-18に示される記録上ではほとんど目で見わけられないが、ブレーキトルクは、タイヤが μ_{max} の少し下の見かけ上の摩擦係数ですべることなく回転するようコントロールされる。換言すれば、 $\ddot{\beta}_2 = -5 \text{ rad/sec}^2$ の場合は、減速度 $\ddot{x}$ は0.2の μ の値に対して、式(1)により示されるより少し小さい値となる。

図-19は $\ddot{\beta}_2 = -5 \text{ rad/sec}^2$ 、 $\mu_{max} = 0.1$ のときのブレーキシステムの走行を示す。タイヤは μ_{max} が0.18を越えないので走行のほとんどを通じてすべるが、すべりの増加は漸進的で図-16に示されるようにこのシステムに対する効率は90%を越す。

ブレーキシステム性能 全摩擦係数の範囲でタイヤのすべりを最小にする2つのブレーキシステムの効果を図-20に示す。 $\ddot{\beta}_2$ を -30 rad/sec^2 にセットしたブレーキングシステムでは、タイヤのすべりにより生じる停止エネルギーのパーセンテージは、有効な摩擦係数が減ずるにつれて急に上昇する。そして $\mu_{max} = 0.1$ では停止エネルギーのほとんど80%がタイヤのすべりによりもたらされる。他方 $\ddot{\beta}_2 = -5 \text{ rad/sec}^2$ のシステムでは、タイヤのすべりは、最小摩



図—17 アナログ計算機時間経過解。 $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -30 \text{ rad/sec}^2$; $t_1 = t_2 = 0.1 \text{ sec}$; $\omega_{n,\theta} / 2\pi = 5 \text{ cps}$; $\mu_{max} = 0.2$

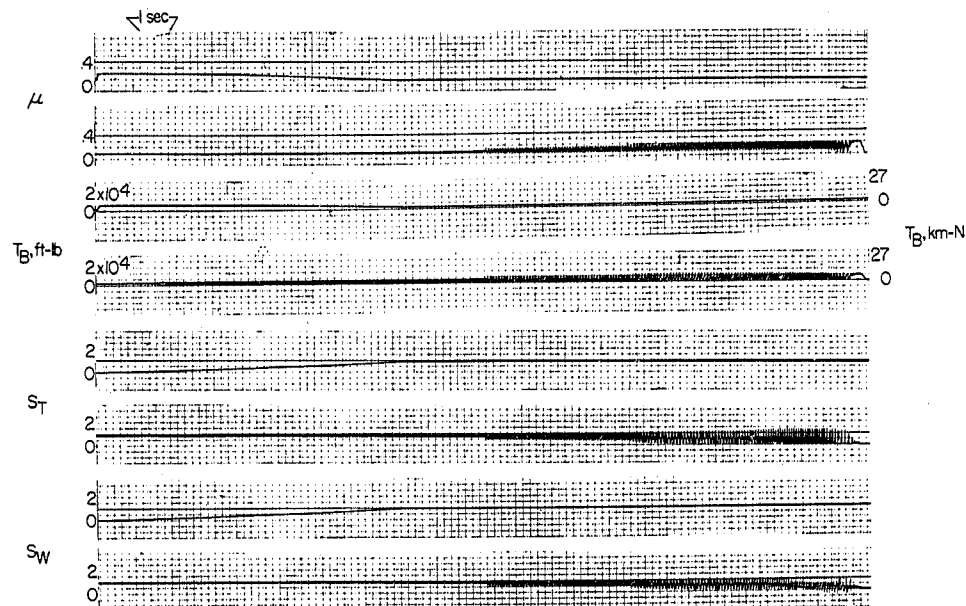
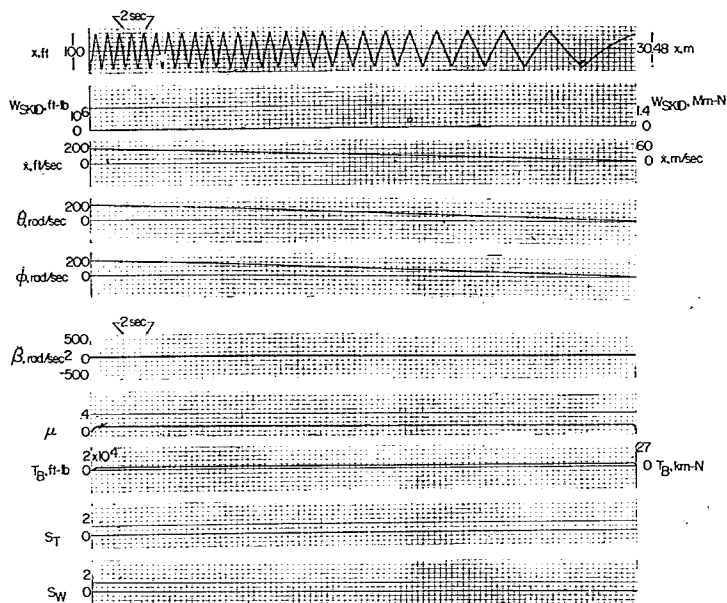
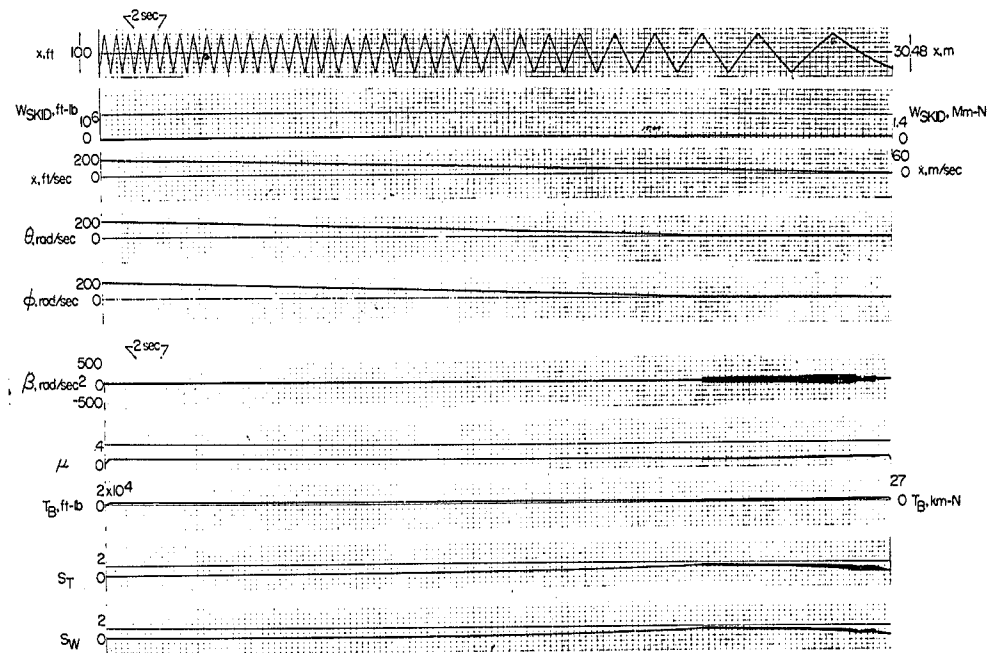


图 - 17 续

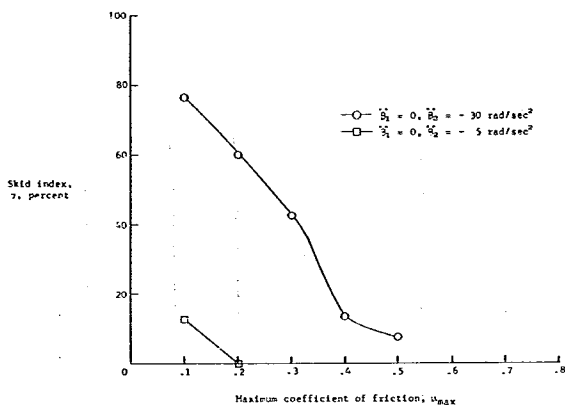
resulted in a linear deceleration $\ddot{x}$ slightly under that specified by equation (1) for a μ value of 0.2.



図—18 アナログ計算機時間経過解。 $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -5 \text{ rad/sec}^2$;
 $t_1 = t_2 = 0.1 \text{ sec}$; $\omega_{\beta} / 2\pi = 5 \text{ cps}$; $\mu_{\max} = 0.2$



図—19 アナログ計算機時間経過解。 $\ddot{\beta}_1 = 0$; $\ddot{\beta}_2 = -5 \text{ rad/sec}^2$;
 $t_1 = t_2 = 0.1 \text{ sec}$; $\omega_n, \beta/2\pi = 5 \text{ cps}$; $\mu_{max} = 0.1$



図—20 最大摩擦係数とすべっているタイヤによりなされた仕事との関係に対するブレーキコントロール信号の変化の影響。 $t_1 = t_2 = 0.1 \text{ sec}$; $\omega_0, \beta/2\pi = 5 \text{ cps}$

摩擦係数 0.1 のときだけ生じ、この場合は、全停止エネルギーのたかだか 10 % である。

ブレーキシステムの性能がタイヤのすべりを制限する能力で評価されるときは、有効な摩擦係数の大きさと性能とを一諸に

考えることが重大である。高い摩擦係数でのすべりは大きいタイヤ摩耗を起すしかし低い摩擦係数でのすべりでは、タイヤ摩耗は大幅に減る。低摩擦係数でのすべりでは、タイヤ摩耗は大幅に減る。低摩擦係数での停止中、すべりを最小に保たなければならぬ大きな理由は、方向制御を失なわないようにするためである。すべっている間は有効なコーナリング力が減少し、完全にロックされたタイヤでは、零となる。言うまでもなく、とくに前進速度の大きい着陸初期に完全ロックが生じると、この状態は危険なものである。この条件での危険性については、参考文献 10 で検討されている。

ブレーキ解放信号の調節 図—16 と 20 で示される結果は、前進速度の関数として $\ddot{\beta}_2$ の値を調節するブレーキシステムが、冠水または泥をかぶっている滑走路上で航空機を安全に停止するのに、きわめて有効であることを示している。このようなシステムは、エンジン逆推力とフラップおよびスポイラとによって生じる減速度がブレーキトルクを解放させる $\ddot{\beta}_2$ の初期値より大きいように調節される。結果として、ホイール減速度は $\ddot{\beta}_2$ より大きいので、着陸

の初期の段階ではブレーキはかゝらない。したがって着陸走行の臨界段階で、自由回転しているホイールのコーナリング能力が航空機の方向制御を完全に保つことができる。参考文献11によると空気抵抗力は前進速度が減ずるにつれて小さくなるが、着陸走行の初期の空気抵抗力とエンジン逆推力との両方により生じ、平均減速度は約 $0.2 g$ である。速度が減じ、航空機重量のうち滑走路で支えられる部分が増すので、ブレーキによる停止力は、大きなホイール減速度ではブレーキトルクを解放するための $\ddot{\beta}_2$ の値を調節してブレーキによる停止力を増大することができる。

氷のような速度にはあまり左右されない低摩擦係数の条件では μ_{max} は実際には、全ブレーキ停止中を通じて同じ値なので、前述の調節システムは使われない。全走行中 $\ddot{\beta}_2$ は初期の小さい値を保たなければならない。しかし図—16中の口印で示された曲線で示されるようにブレーキ過程はなお高い効率でブレーキ作用がなされる。もちろん $\ddot{\beta}_2$ の調節は停止距離に影響する。

なお、前進速度にほとんど左右されない低い摩擦係数は、きわめてなめらかな湿気のある路面で経験される。しかし、このような路面は、面を粗にするだけで摩擦係数の値を大きくすることができる。したがってブレーキシステム問題は、滑走路面を適正な状態にしておくことが基本的な問題軽減方法となる。

効率 効率を定義するのに使われた方法を実際に使うのは困難である。この理由は、効率を求める式の分子の最小停止距離が、ある特定の摩擦係数に対して求められるためである。したがって、ここで定義される効率は摩擦係数のある範囲にわたる曲線として定義されるほうが真の意味をもつ。図—16の破線は $7,000 \text{ ft}$ ($2,133.60 \text{ m}$) の一定停止距離に対する効率曲線の例である。

$S_T > 0$ での S_T と μ との変化 ブレーキ A の働きの検討では、 $S_T > 0$ の範囲のタイヤの μ —すべり曲線の勾配はブレーキングシステムの安定性に影響し、したがってシステムの効率と働きに大きい影響をもつことがわかった。 $S_T > 0$ の領域に対し、 μ と S_T との実際の変動は、ランダムに変化するものも含めた多くの変数に依存するので、一つの曲線では表わせない。ここに示された全ての結果は、乾燥面でのブレーキテスト中に得られた実験値にもとずいた

勾配を使用して求めた。 μ_{xid} の値は μ_{max} の値の約1/3であった。しかし、低摩擦係数の路面での実験データでは、ブレーキングして停止するときの μ_{xid} と μ_{max} とは、乾燥路面の値ほどは差がない。もちろんこの違いは、タイヤの μ -すべり曲線の勾配に影響する。ブレーキシステムの設計に使うために実際に遭遇する条件と両立する S_T に対する μ の臨界の値を求めるためにさらに研究を要する。

結 論

自動的にコントロールされるブレーキシステムの働きについて、タイヤの弾性とブレーキの応答時間とを考慮に入れたシステムの運動方程式を使って予備的にアナログ計算を行なった。これらの方程式は、単純化した一本のホイールとタイヤについて一般化した形で誘導された。そして、32×8.8タイプⅦのタイヤを装着したホイールのある特殊なケースについて、アナログ計算機で解を求めた。すべり率と摩擦係数との間の一つの関係を定めたが、この関係は、いくつかの実験結果と一致した。こんど使用したシミュレーションでは、トルクを制限し、また、ブレーキをかけたり、解放する時間に対するブレーキトルクの変化は、直線的であると仮定した。解は、タイヤの弾性がシステムの働きにきわめて重要な影響を持つことを示した。弾性タイヤの場合、ブレーキング中一つの結果として、ホイールすべり率に対する摩擦係数の変化では、自由回転の状態と最大摩擦係数に達した状態との間の領域で、正と負の両方の勾配を持つ。この結果は、実験データから一般にこの勾配が正であると言う最近の概念と対照的であることを示す。また、この結果より、自動ブレーキングシステムの効率または停止能力がタイヤの弾性に影響されることがわかった。

さらに時間に対するトルクの減少のしかたの単なるいくつかのブレーキについても研究した。ブレーキングシステムの効率はタイヤの振動数の値とブレーキ応答時間とすべり制御用検出器の振動との複雑な相互作用により左右されることがわかった。ブレーキングシステムの効率は、前述の各要因の組合せに影響され、解析の結果、組合せにより良いものは90%から低いものは0%まで

に変化することがわかった。またある動的条件下では、比較的低い応答をもつすべり制御用検出器は、自分の自然振動数の約 18 倍の振動数のとき、ブレーキトルクがよくコントロールされることがわかった。

さらにまた、自動ブレーキシステムの働きに対する低いタイヤ路面間摩擦係数の影響についても検討した。その結果、比較的高いか、中程度の摩擦係数では充分働くブレーキシステムも、低い摩擦係数では充分に働かないことがわかった。低摩擦係数の場合には、ブレーキ解放信号を発生するために使われるホイールの減速度の値を適切に選べば、大幅に停止距離を短かくし、タイヤのすべりを減らし得る。この結果は、このコントロール信号の調節が、水または泥をかぶった滑走路で安全な停止を得るのにきわめて有効であることを暗示している。

しかし、ブレーキシステムの作動に影響する多くの要因が、現在まだ良くわかっていないので、この予備的研究の結果がコントロールシステムの作動について十分に説明しているとは考えられない。ここで示された傾向は、正当であるが、さらに回転しているタイヤの機械的性質や、ブレーキトルクの影響下のタイヤにより生じた力の性質や、ブレーキトルクの変化の時間特性などに関する分野について研究を要する。アナログシミュレーションの精度をもっと改善すればこれらの現象をより良く理解することができ、実際のブレーキによる停止中に得られる現象をもっと説明できるであろう。また実際に遭遇する条件に矛盾しないタイヤすべり率に対する摩擦係数の臨界値を定める研究がさらに必要である。

NASA Langley Research Center,

August 16, 1965

附 録 A 運動方程式の誘導

図-1に示される数学モデルの運動エネルギーはラグランジュの方程式から求められる。ラグランジュの方程式は次式である(参考文献13)

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i \quad (i=x, \theta, \varphi, \beta) \quad (A1)$$

この系の運動エネルギーは

$$T = \frac{1}{2} \frac{W}{g} \dot{X}^2 + \frac{1}{2} I_w \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_r \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_\beta \dot{\beta}^2 \quad (A2)$$

この系の弾性要素のポテンシャルエネルギーは

$$V_r = \int_0^{y_r} k_r y_r dy_r = \frac{k_r y_r^2}{2} \quad (A3)$$

$$V_\beta = \int_0^{y_\beta} k_\beta y_\beta dy_\beta = \frac{k_\beta y_\beta^2}{2} \quad (A4)$$

一般化された力 Q_i の内容は,

$$Q_x = -\mu W \quad (A5)$$

$$Q_\theta = T_b + r_w C_\theta (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \quad (A6)$$

$$Q_\varphi = r_r \mu W - r_w C_\varphi (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \quad (A7)$$

$$Q_\beta = -n C_\beta (\dot{\beta} - \dot{\theta}) \quad (A8)$$

T_b の符号はブレーキトルクが常にホイール運動 θ と反対方向になるように選んだ。

$i = x, \theta, \varphi, \beta$ のそれぞれの運動方程式は次のようになる。

$i = x$ のとき : 式 (A2), (A5) を式 (A1) に代入して

$$\ddot{x} = -\mu g \quad (A9)$$

$i = \theta$ のとき : 式 (A2), (A3), (A4), (A6) を式 (A1) に代入して

$$y_r = r_w (\varphi - \theta)$$

$$y_\beta = n (\beta - \theta)$$

を注意すれば

$$I_w \ddot{\theta} - k_r r_w^2 (\varphi - \theta) - k_\beta n^2 (\beta - \theta) = T_b + r_w C_\theta (\dot{\varphi} - \dot{\theta})$$

制御用のたわみにより生じるトルクは, 弾性タイヤにより生じるトルクに比し無視できるので, $-k_\beta n^2 (\beta - \theta)$ の項は省略して次のようになる。

$$I_w \ddot{\theta} - k_r r_w^2 (\varphi - \theta) = T_b + r_w C_\theta (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \quad (A10)$$

また

$$C_{c, \theta} = \frac{2 I_w \omega_{n, \theta}}{I_w} \quad (A11)$$

こゝに

$$\omega_{n, \theta} = \sqrt{\frac{k_T I_w^2}{I_w}}$$

式 (A10) の両辺を式 (A11) で除し、さらに両辺に $2 \omega_{n, \theta} / I_w$ を乗じると

$$\ddot{\theta} - 2 \omega_{n, \theta} \xi_{\theta} (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) - \omega_{n, \theta}^2 (\varphi - \theta) = T_n / I_w \quad (A12)$$

$$\text{こゝに, } \xi_{\theta} = C_{\theta} / C_{c, \theta} \quad (A13)$$

$i = \varphi$ のとき: 式 (A2), (A3) を (A7) に代入して

$$I_T \ddot{\varphi} + k_T I_w^2 (\varphi - \theta) = r_T \mu W - r_w C_{\varphi} (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \quad (A14)$$

また

$$C_{c, \varphi} = \frac{2 I_T \omega_{n, \varphi}}{I_w} \quad (A15)$$

こゝに

$$\omega_{n, \varphi} = \sqrt{\frac{k_T I_w^2}{I_T}}$$

(A14) の両辺を (A15) で除し、さらに $2 \omega_{n, \varphi} / I_w$ を乗じると

$$\ddot{\varphi} + 2 \omega_{n, \varphi} \xi_{\varphi} (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) + \omega_{n, \varphi}^2 (\varphi - \theta) = r_T W / I_T \quad (A16)$$

$$\text{こゝに, } \xi_{\varphi} = C_{\varphi} / C_{c, \varphi} \quad (A17)$$

$C_{\varphi} = C_{\beta}$ に注意すると

$$\xi_{\varphi} = \xi_{\theta} \sqrt{\frac{I_w}{I_T}} \quad (A18)$$

$i = \theta$ のとき: 式 (A2), (A4), (A8) を (A1) に代入して

$$I_{\beta} \ddot{\beta} + k_{\beta} n^2 (\beta - \theta) = -n C_{\beta} (\dot{\beta} - \dot{\theta}) \quad (A19)$$

また

$$C_{c, \beta} = \frac{2 I_{\beta} \omega_{n, \beta}}{n} \quad (A20)$$

こゝに

$$\omega_{n, \beta} = \sqrt{\frac{k_{\beta} n^2}{I_{\beta}}}$$

式 (A19) の両辺を式 (A20) で除し、さらに $2 \omega_{n, \beta} / n$ を乗じると

$$\ddot{\beta} - 2 \omega_{n, \beta} \xi_{\beta} (\dot{\beta} - \dot{\theta}) - \omega_{n, \beta}^2 (\beta - \theta) \quad (A21)$$

$$\text{こゝに } \xi_{\beta} = C_{\beta} / C_{c, \beta} \quad (A22)$$

式 (A9), (A12), (A16), (A21) は、システムの運動方程式で、式 (1), (2), (3), (4) と同じものである。

附 録 B

完全にロックされたホイールのブレーキトルク方程式の誘導

完全にロックされたホイールの場合のブレーキトルク方程式は、この附録で導びかれる。

完全にホイールがロックされている間は、

$$\ddot{\theta} = \dot{\theta} = 0 \quad (\text{B1})$$

また、附録Aから

$$\omega_{n,\theta}^2 = k_{\tau} r_w^2 / I_w \quad (\text{B2})$$

$$\omega_{n,\varphi}^2 = k_{\tau} r_w^2 / I_{\tau} \quad (\text{B3})$$

(B1), (B2), (B3) を (A12), (A16) に代入し、さらに両方の式を加えると、

$$I_{\tau} \ddot{\varphi} + 2\dot{\varphi} (\omega_{n,\varphi} I_{\tau} \xi_{\varphi} - \omega_{n,\theta} I_w \xi_{\theta}) - \mu W r_{\tau} = T_{B,L} \quad (\text{B4})$$

ここに $T_{B,L}$ はホイールが完全にロックされている間のブレーキトルクに対する記号である。

$\omega_{n,\varphi}, \omega_{n,\theta}, \xi_{\varphi}, \xi_{\theta}$ に対し附録Aの式を使うことにより、(B4) の 2φ の係数 (括弧内の式) は 0 に等しいことがわかる。したがってホイールがロックされている間のブレーキトルクを示す式は、

$$T_{B,L} = I_{\tau} \ddot{\varphi} - \mu W r_{\tau} \quad (\text{B5})$$

式 (B5) は式 (8) と同一のものである。

附 録 C

すべっているタイヤがなした仕事を決めるための方程式の誘導

すべっている間になされる仕事はすべった距離とグラウンド抗力との積に等しい。増分の形で示すと

$$dW_{skid} = dX_{skid} \mu W \quad (C1)$$

$$\text{しかし } dX_{skid} = \dot{x} S_T dt \quad (C2)$$

式 (C2) に代入して

$$dW_{skid} = \dot{x} S_T \mu W dt \quad (C3)$$

式 (C3) の両辺を dt で除し, dt を 0 に近づけたときの極限は

$$\lim_{dt \rightarrow 0} \frac{dW_{skid}}{dt} = \frac{dW_{skid}}{dt} = \dot{x} S_T \mu W$$

したがって

$$W_{skid} = W \int_{t=0}^{t=1} \dot{x} S_T \mu dt \quad (C4)$$

式 (C4) は, 式 (9) と同一のものである。

参 考 文 献

1. Horne, Walter B.; and Joyner, Upshur T.: Traction of Pneumatic Tires on Wet Runways. Conference on Aircraft Operating Problems, NASA SP-83, 1965, pp. 9-17.
2. Mechtly, E. A.: The International System of Units - Physical Constants and Conversion Factors. NASA SP-7012, 1964.
3. Kummer, H. W.; and Meyer, W. E.: Rubber and Tire Friction. Eng. Res. Bull. B-80, Pennsylvania State Univ., Dec. 1960.
4. Milwitzky, Benjamin; Lindquist, Dean C.; and Potter, Dexter M.: An Experimental Study of Applied Ground Loads in Landing. NACA Rept. 1248, 1955. (Supersedes NACA TN 3246.)
5. Bausback, R. F.; and Steketee, F. D.: Development of a High Efficiency Brake System for Jet Transports. GDC-62-95, Gen. Dyn./Convair, Apr. 5, 1962.
6. Horne, Walter B.; and Leland, Trafford J. W.: Influence of Tire Tread Pattern and Runway Surface Condition on Braking Friction and Rolling Resistance of a Modern Aircraft Tire. NASA TN D-1376, 1962.
7. Smiley, Robert F.; and Horne, Walter B.: Mechanical Properties of Pneumatic Tires With Special Reference to Modern Aircraft Tires. NASA TR R-64, 1960. (Supersedes NACA TN 4110.)
8. Horne, Walter B.; and Dreher, Robert C.: Phenomena of Pneumatic Tire Hydroplaning. NASA TN D-2056, 1963.
9. Sawyer, Richard H.; Batterson, Sidney A.; and Harrin, Eziaslav N.: Tire-to-Surface Friction Especially Under Wet Conditions. NASA MEMO 2-23-59I, 1959.
10. Cobb, Jere B.; and Horne, Walter B.: Performance on Slippery Runways in Crosswinds. J. Air Traffic Control, vol. 6, no. 6, May 1964, pp. 16-20.
11. Nichols, Donald E.: Overall Braking for Jet Transports. Paper No. 60-AV-2, ASME, June 1960.
12. Batterson, Sidney A.: Braking and Landing Tests on Some New Types of Airplane Landing Mats and Membranes. NASA TN D-154, 1959.
13. Timoshenko, S.: Vibration Problems in Engineering. D. Van Nostrand Co., Inc., 1928.

NASA TN D-3515

**GROUND-RUN TESTS WITH A BOGIE LANDING GEAR
IN WATER AND SLUSH**

By Robert C. Dreher and Walter B. Horne

**Langley Research Center
Langley Station, Hampton, Va.**

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION

水および雪融け路面に於けるボギー着陸台車を用いた陸上走行テスト

概 要

陸上走行テストは、水および雪融けで履れた走路上で流体排除抵抗、車輪スピンドダウン、車輪から出るスプレーパターン、流体噴霧力などのデータを得るために、ボギータイプの着陸台車で行われた。テストは普通の4輪(dual tandem)配列と、ボギー台車の異った位置で1および2輪と見なせる配列とで行われた。陸上速度は15~110ノット(28~200Km/h)、走路の水深は0.15~2.0インチ(0.38~5.08cm)の間にした。タイヤ内圧は25, 50, 75, psi (17.2, 34.5, 51.7N/cm²)とし、タイヤ当りの垂直荷重は車輪の配列に応じて大体5,000, 6,000, 12,000ポンド(22,200, 26,688, 53,378N)であった。或るテストは、離陸時と着陸時の車輪の後部にフラップ類似のものを取りつけて行われた。加うるに一部のテストは、デュアルタンデム車輪配列の間に取り付けられたスプレー緩衝装置をつけて行われた。

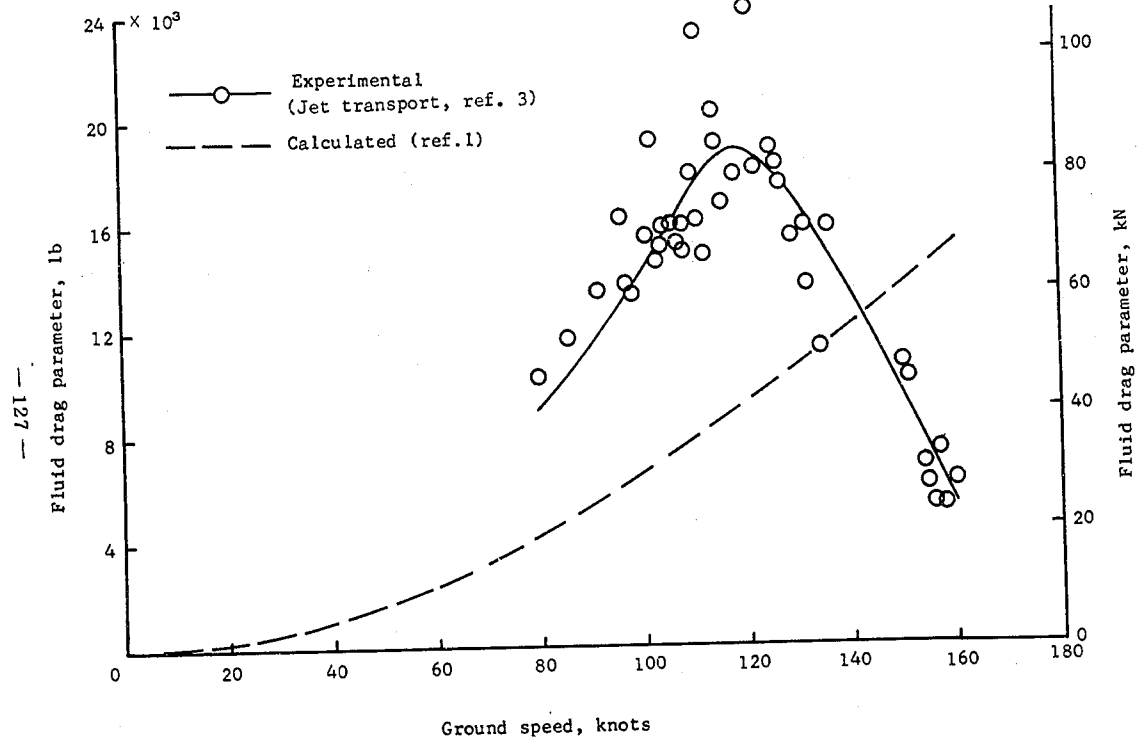
テストの結果については、陸上速度、垂直荷重、タイヤ内圧、流体の粘度および深度、そしてこの着陸装置(台車)によって明らかにされた、流体排除抵抗および車輪のスピンドダウン特性、車輪の水煙状況(スプレーパターン)、流体噴霧力などを示した。着陸姿勢時の状態に似せた補助翼(ウィングフラップ)に突き当たる流体噴霧は着陸台車(装置)で測定された力よりもほぼ70%も大きい最大力を上部構造物に与えた。デュアルタンデムに配置された車輪に取り付けられたスプレー緩衝装置は、最大流体抵抗を約45%低下させ得た。

序 文

過去数年の間NASAは航空機の離着陸時に及ぼす水または雪融けで履れた走路上での悪影響について研究して来た。1960年NASAはラングレイの試験走路に於て、航空機用タイヤと輪を用いて雪融け路面でのテストを行って来た。これら雪融けに於る航空機の離陸距離を予測する方法はこれらのテ

ストを基に行われ、詳しくは参考文献 1 に示されている。この方法では、航空機に突き当たる「しぶき」とハイドロプレーニング現象のために力を測定することはできなかった。というのは、着陸台車の前輪進行方向から路上へ逃げた流体によってのみしか力を測定することができなかった。これらのテストおよび文献 2 のフルスケールテストの結果として連邦航空局は、1/2 インチ法（水または雪融けで 1/2 インチ以上履われた走路からジェット機を離陸させない様にする方法）を確立した。とは言えども、単一車輪を共に発達して来た雪融けの抵抗の予測方法が、特殊な航空機に適用されていた時代にはタイヤサイズ、内圧、車輪の数、高速前進および垂直荷重などの不確定要素が存在していた。これらの不確定要素の存在理由は雪融け路面に於るジェット機のフルスケールテストが雪融け抵抗の推定法を確実にし、改善するに有効な結果を与えるものと信じられていないからである。これらのテストは F A A によって就航した、営業ジェット輸送に対する N A S A の技術援助と平行して、F A A 自身によって 1961 年以来実施された。これらのテスト結果は参考文献 3, 4, 5 に報告され、その一部は図—1 に示されている。これらの結果は雪融けスプレーの干渉および衝撃力の影響、それにハイドロプレーニングの影響が大きかったことを示している。それ故文献 1 の簡単な理論では雪融けの抵抗を推定するには不十分であった。

走路上での流体排除抵抗、車輪スピンドル、車輪から発するスプレー状況および流体スプレー力についての情報を得るために、N A S A はラングレーの雪融けに履われた路上コースで走行テストを行った。4 輪がデュアルタンデムに接続された着陸台車はこれらのテストに有益であった。7 個の並列車輪、着陸台車の異った位置につけられた 1 または 2 輪から成る 6 個の車輪、および普通のデュアルタンデムの 4 輪配列等がこのテスト期間中使用された。テストは後輪にウィングフラップ類似のものを付けたテストも行われた。また他の 2 ～ 3 のテストはボギータイプ車輪付の台車に流体スプレー力緩和装置がつけられた。テストは種々の走行速度、タイヤ内圧、走路の水深および垂直荷重で行われた。



図一 1 ジェット輸送機の雪融け抵抗 (文献 3) と文献 1 の単輪法による抵抗との比較

この報告書の目的は、研究期間に得られた結果を示すことである。従ってこれらの結果は、着陸装置（台車）力に対する流体で履かれた走路の影響、異った車輪配列によって表われる流体スプレー状況およびスピンドダウン特性、および類似フラップに突き当たる流体スプレーによって作られる抵抗力などについて示している。それにこの結果は緩衝器によるスプレー力の除去可能性も示している。

記 号

この研究に於る測定は U.S. Customary Units を採用し、等価値は International System of Units (SI) で示された。SI 使用の詳細関係は物理定数と一緒にし、換算係数は文献 6 の中に示されている。

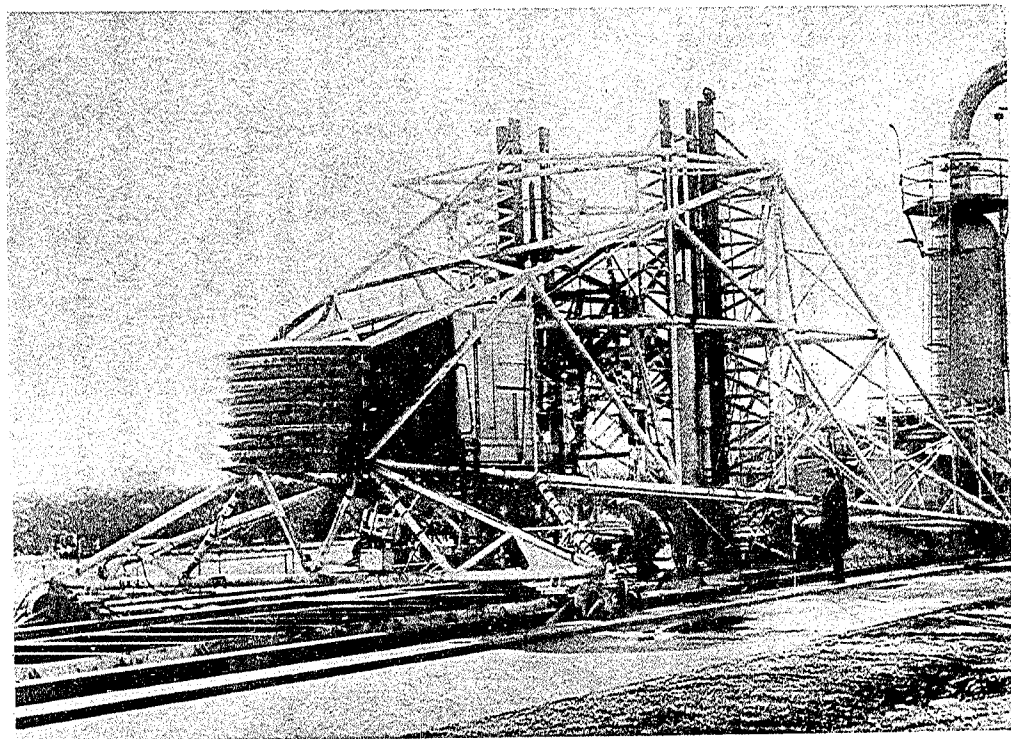
- b : タイヤ巾 インチ (cm)
- b_{st} : 75psi の内圧時のタイヤ巾 インチ (cm)
- D : 流体抵抗 ポンド (KN=キロニュートン)
- d_1 : 走路の水深 インチ (cm)
- d_{st} : 走路基準水深 1.0 インチ (2.54 cm)
- $F_{t,g}$: 着陸台車にかかる垂直荷重 ポンド (N=ニュートン)
- p : タイヤ内圧 psi (N/cm^2)
- V_G : 陸上速度 ノット (Km/h)
- V_P : タイヤハイドロプレーニング速度 ノット (Km/h)
- $\omega_{wet}/\omega_{dry}$: 乾燥路面に対する湿潤路面の角速度比

試 験 装 置

試験用主台車

この研究はラングレー試験走路で行われた。装置は図-2に示すような台車であり、重量は約 100,000 ポンド (444.8KN) である。

この台車は間隔 30 フィート (9.14 m), 延長 2,200 フィート (670.56m) のレールに沿って水圧噴射によって 120 ノット (220 Km/h) 以上のスピード



図—2 ラングレイの試験走路の実験装置

で発射される。として、これは滑走路に類似したコンクリート走路を設いでいる。テスト車輪が付いている台車は、主台車の中に組み込まれている。

この設備の操作に関する更に詳しい報告は文献7に掲げられている。

着 陸 台 車

この研究に使用されたボギータイプデュアルタンデム着陸台車にはディムブルトレッドの12.50-16, タイプ II, 10PR(公称径38インチ=96.52cm)のタイヤが供された。テスト装置の概略図と着陸台車については図-3に示してある。台車の油圧衝撃支柱は8インチ(20.32cm)径の棒で支えられた。着陸台車の幾何学的問題より全静的垂直荷重は前軸46%, 後軸54%に振り分けた。

車 輪 の 配 列

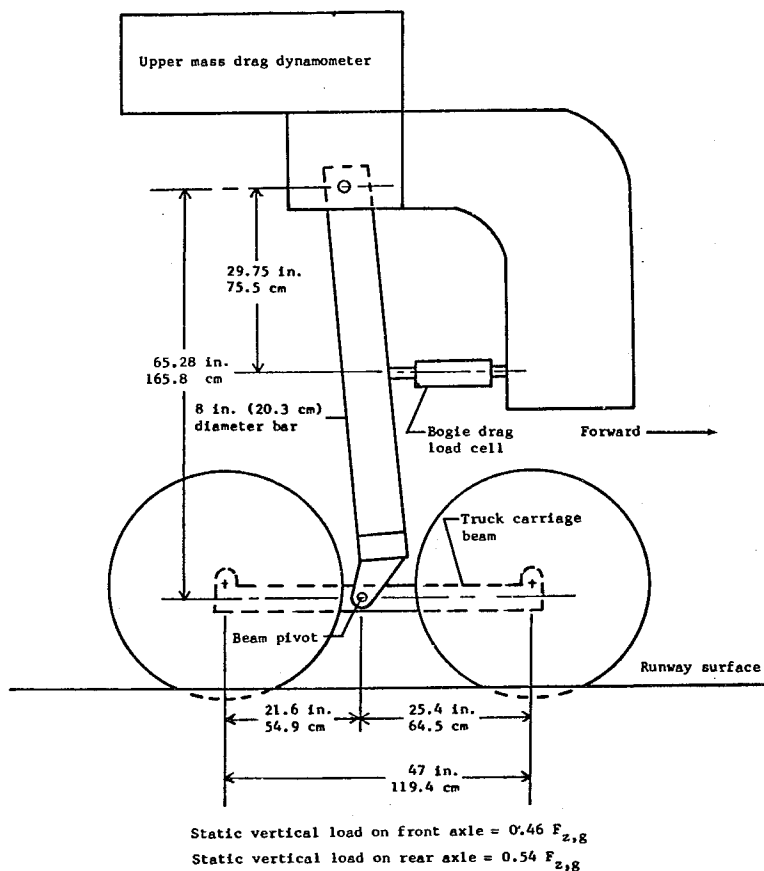
着陸台車輪の7つの配列は、このテスト期間中使用された。これら7つの配列については、表-1にスケッチしてある。車輪配列I, IV, Vおよび着陸台車IAは、傾斜した緩衝機が動く故に、台車梁の中心まわりで縦ゆれしていた。

ワイヤーロープはそれが空中を飛行しているとき急な角度で台車が落ち込まない様に、台車固定金具と前軸の間を結びつけている。

Iの配置は4輪全てが、着陸台車に組み込まれている普通の形態であった。IIの配列では後2輪は取りはずし可能であり、車軸から真下の台車に付けて取りはずすことができた。同じようにIIIの配列では前2輪が取りはずし可能であり、スチール棒で交換できた。対角配列車輪は、前輪右、後輪左のIV配列であった。Vの配列はタンデムの2つの単輪から構成され、VI, VII配列の単輪は各々前輪左と後輪右とから成っている。一部のテストのためのスプレー力緩衝器はタンデム複輪の間に取りつけられ、その配置はIAに示されている。

水および雪融け槽

走路の側に沿って設置されたコンクリート溝は図-4に示されている如き長



図一 3 試験に用いたデュアルタンデム着陸台車の略図

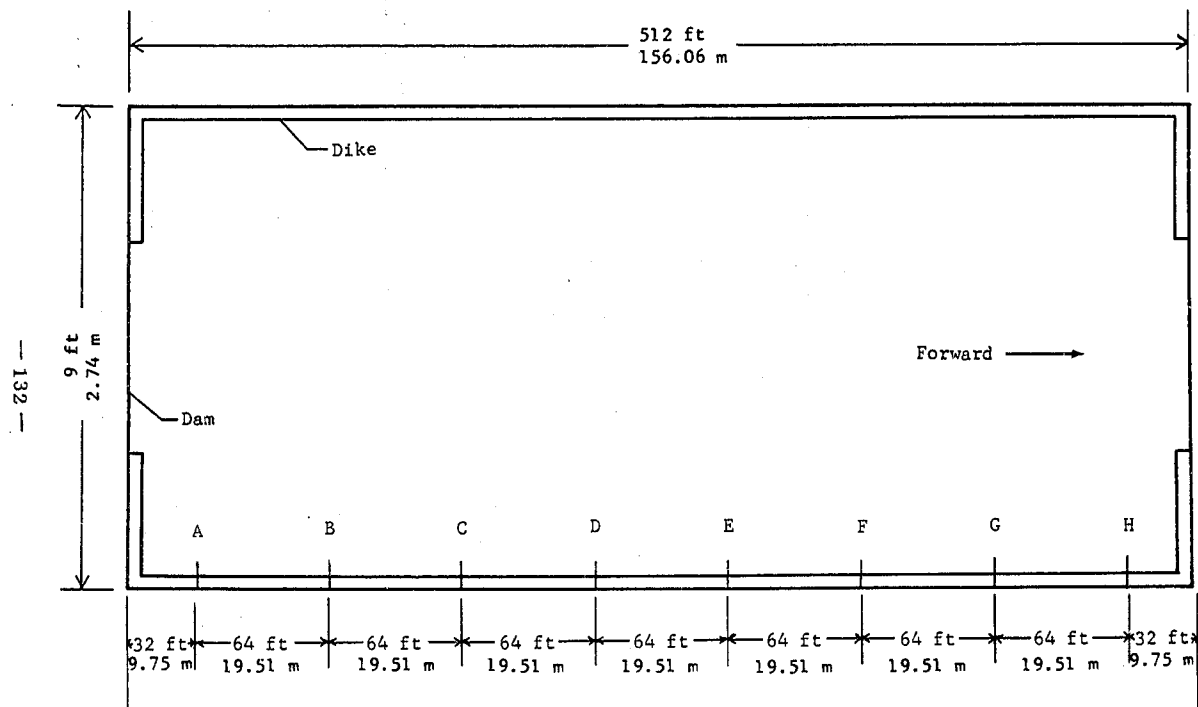


図-4 水および雪融け槽の略図

さ 512 フィート (156.06 m), 巾 9 フィート (2.74 m) である。

パテ状物質の入った仮の水標はテストの間、水、雪融けを保持しておくため走路の端に置いた。また、雪融け状態は図-5 に示す如き砕氷機で作られた。これらの写真および施設に関する説明は文献 5 に示してある。砕氷は先ず望む試験水深にするよう人為的にレベルを合せた。走行開始直前図-6 に示す機械で希望するテスト水深に調整された。砕氷はテスト前にぬかるみ状になるまで融けるまゝにした。この研究に使われた雪融けの比重は平均で 0.88 であった。

試 験 順 序

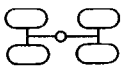
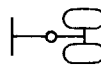
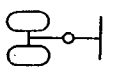
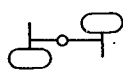
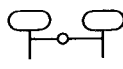
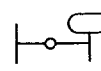
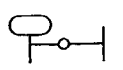
雪融けテストの場合に走路の流体深さ d_1 と雪融けの比重は図-4 に示す槽に沿って 8 ケ所で各テスト毎に直ちに測定した。各テストの前に垂直落台下台車は着陸台車輪が走路表面上のほぼ 2.0 インチ (5.08 cm) に来るよう設計された。それ故テスト台車はジェット放水によって希望する車速で発射された。車輪の揺れをより小さくするために、着陸台車がテスト区間の直前で走路に接するようにされた。代表的なテスト直後の雪融け床の状況については図-7 および 8 に示す。全てのテストはフリーローリングの車輪で行った。この研究の一連のテストは表-1 に示す如き、各々の車輪配列で行なわれた。

陸上速度 V_0 は 15 ~ 110 ノット (28 ~ 200 Km/h), また 25, 50, 75 psi (17.2, 34.5, 51.7 N/cm²) のタイヤ内圧 p が使われ走路水深 d_1 は水の場合は、ほぼ 0.15 ~ 2.0 インチ、雪融け床テストの場合は 1.0 ~ 2.0 インチ (2.54 ~ 5.08 cm) に決められた。異った車輪配列に対するタイヤ当りの垂直荷重は表-1 に示す。加うるに 2 ~ 3 のテストはほぼ 12,000 ポンド (53,378 ニュートン) の垂直荷重で、I 配列のタンデム複輪で行なわれた。フラップは図-9 に示す如く、着陸台車輪の後部に取付けられた。このフラップは VI 配列の場合は 55° の角度で、その他の全ての車輪配列ではテストの間 22° で組み込まれた。

テストには、また図-10 に示す如く、タンデム複輪 (I A 配列) に取り付けられたスプレー力緩和装置 (緩衝器) が用いられた。

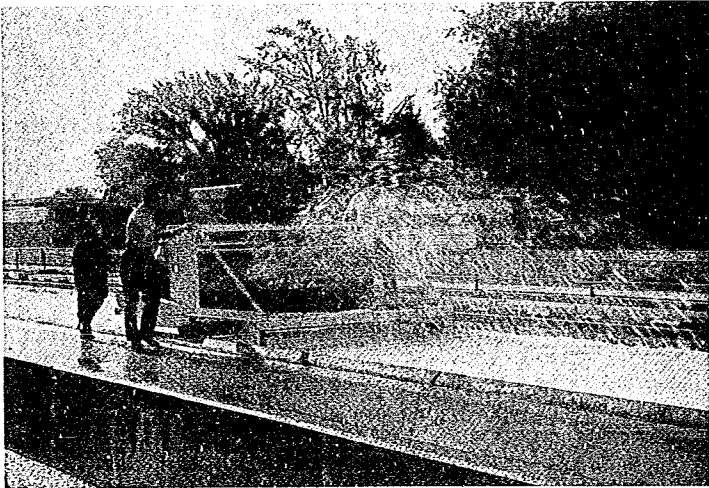
表一 1 試験された車輪配列

$[p = 75 \text{ lb/in}^2 (51.7 \text{ N/cm}^2); d_1 \approx 1.0 \text{ in. (2.54 cm)}]$

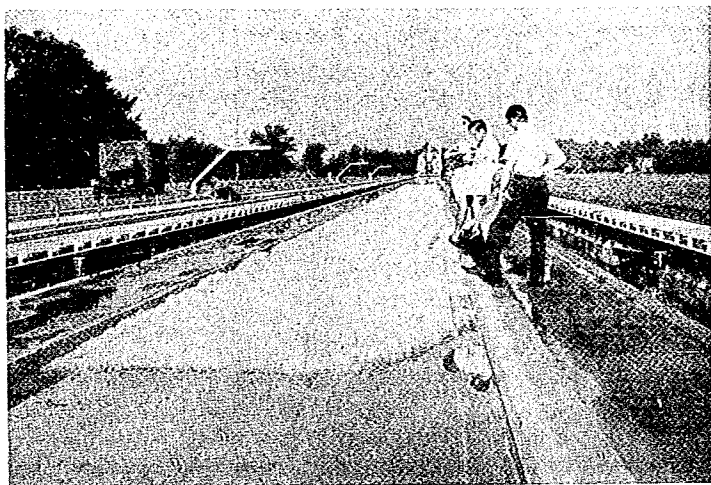
Configuration				Approximate load per tire, lb (N)	Fluid drag factor at maximum drag
Number	Number of wheels	Wheel arrangement			
		Description	Schematic Direction of motion →		
I	4	Dual tandem		Front: 5 125 (22 797) Rear: 6 025 (26 800) Total: 22 300 (99 195)	3.33
II	2	Dual front		Each: 6 000 (26 689) Total: 12 000 (53 378)	2.04
III	2	Dual rear		Each: 6 000 (26 689) Total: 12 000 (53 378)	1.59
IV	2	Diagonal		Front: 5 520 (24 554) Rear: 6 480 (28 824) Total: 12 000 (53 378)	2.66
V	2	Single tandem		Front: 5 520 (24 554) Rear: 6 480 (28 824) Total: 12 000 (53 378)	1.15
VI	1	Single front		12 000 (53 378)	1.08
VII	1	Single rear		12 000 (53 378)	1.00
IA	4	Dual tandem with fluid-spray-drag alleviator		Front: 5 125 (22 797) Rear: 6 025 (26 800) Total: 22 300 (99 195)	1.86



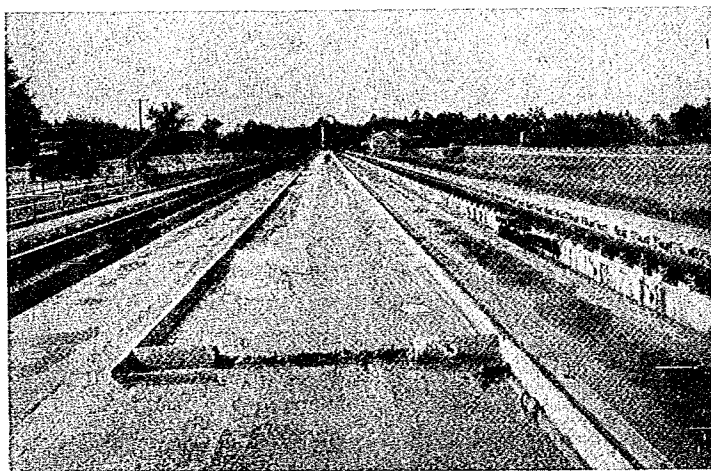
図一5 用いられた碎氷機



図一6 雪融け深を一定にする機械



図一 7 実験前の雪融け走路



図一 8、実験後の雪融け走路

使 用 機 器

上部動力計が図-9のフラップと着陸台車輪に現われる抵抗力を測定するのに対し、図-3に示す引っ張り型ロードセルは、着陸台車輪と走路からの抵抗を測定するのに使われた。これら2つの力の差はフラップのみから得られる抵抗となる。使用器械は角速度および、各々の着陸車輪の変位垂直落下台車の垂直方向変位等の測定用に分けられた。水平方向変位と主台車の速度は光電管で測定した。光電管からの光源は走路に沿って10フィート間隔で切られ、オシロ記録追跡にパルスを入れた。使用機器からの電氣的出力は18チャンネルオシログラフで、テスト中連続的に記述した。

200コマ/秒で作動された幾つかの16mmカメラと10コマ/秒で作動された70mmカメラは、各々のテストの間着陸車輪の挙動を見るために主台車各部に取りつけられた。

結 果 と 考 察

流体に覆われた路面を扱った最近の研究は、タイヤのハイドロプレーニング現象が航空機のタイヤ路面間の力に大きく影響することを明らかにしている。ハイドロプレーニングに関する有益な実験データは文献8にまとめられている。これによれば、タイヤハイドロプレーニング速度は、次の簡単な式で表現される。

$$V_F = 9 \sqrt{p} \quad (1)$$

ここで V_F : タイヤハイドロプレーニング速度 ノット

p : タイヤ内圧 psi

この研究の主目的の一つは、ハイドロプレーニング状態の下で着陸車輪に影響を及ぼす流体抵抗を決定することであった。そして、テスト台車の最高速度(120ノット)に達する前に、テストタイヤにハイドロプレーニングを起させる研究に対して、この式はタイヤ内圧を選定するのに役立った。

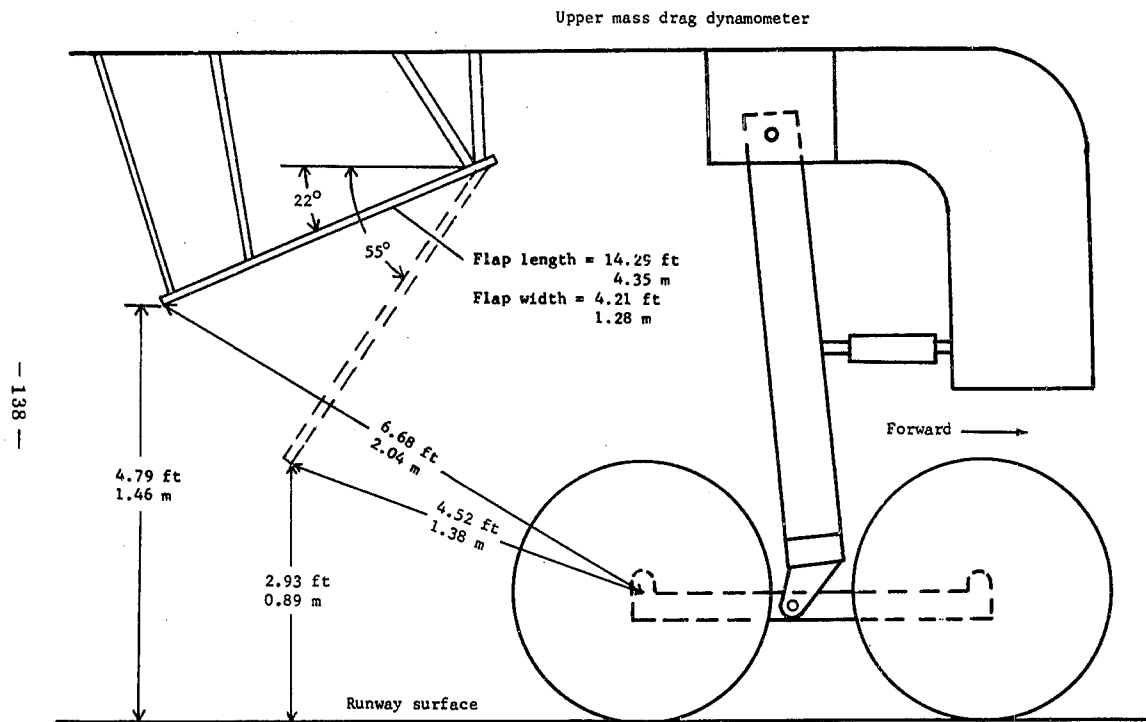
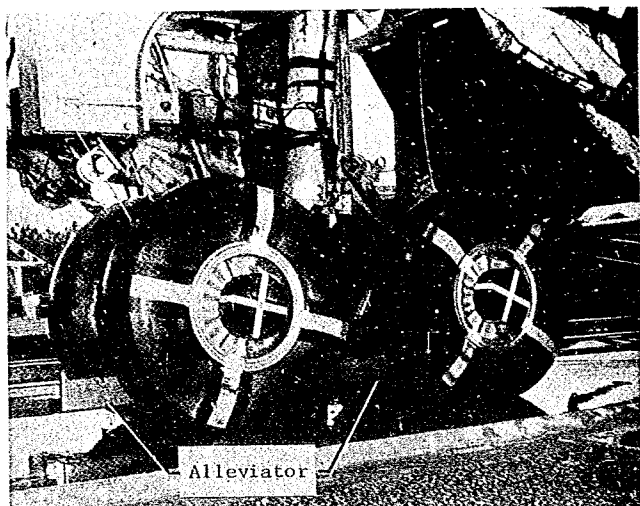
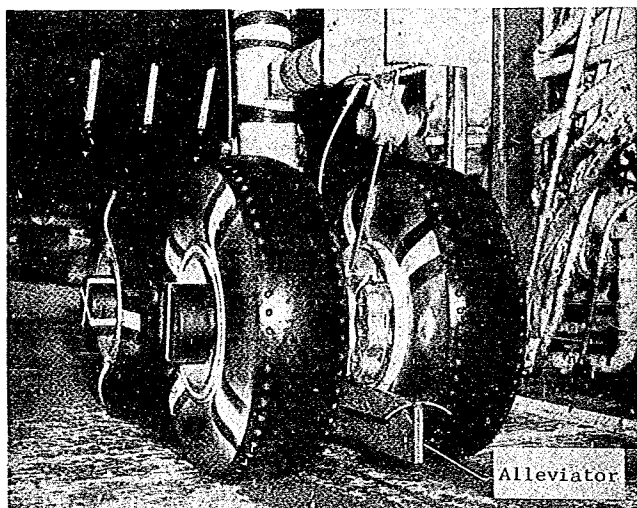


図-9 デュアルタンデム着陸台車とウィングフラップ位置



(a) Side view.



(b) Front view.

L-66-1183

図-10 デュアルタンデム車輪に取付けられた
スプレー緩衝装置（配列ⅠA）

流体抵抗変数

航空機の離陸のように流体で履われた走路上を、フリーローリングのタイヤが転動するとき、そのタイヤは走路上の流体と接し、且つ押しのけている。流体慣性の変換によりタイヤと走路面間に動水圧が生ずる。動水圧の水平方向成分は流体排除抵抗と呼ばれ、鉛直方向成分は流体排除浮力と呼ばれる。

流体スプレー力および流体スプレー揚力と呼ばれる付加的流体力は、排除された走路の流体がスプレーとなって、タイヤや、着陸装置や翼のような航空機の各部分に連続的に衝突するとき、航空機に作用するものである。

流体抵抗変数は、1インチ(2.54 cm)の水深の影響を基準にした、全ての流体、排除抵抗と流体スプレー抵抗力源とから発生する力の増加分として定義される。

この変数の値は試験装置で計測した力の和から、タイヤのドライ路面の転がり抵抗を差し引くことによって得られるものである。この増加分は文献の係数を掛けて1インチの水深の効果に置き換えるか、またはテスト水深を標準水深(1.0インチ)に合わせるかにした。雪融け走路走行について、この結果は、雪融けの比重による流体の密度効果によるものと、けん引データを基準にしたものとに分けられた。

日によってまた時間によって雪融けの溶解度が違って来ることから、走路間の水深を2通り作ることが不可能であったという理由から、この標準化の手法が必要であった。また、風の影響である走行テストでは、水深が相当変わって来ることを発見した。

この研究結果は、流体抵抗変数が種々の要素に影響されることを示し、これらの要素の影響については次の章で考察されている。

陸上速度の影響 水や雪融けに履われた走路上で、内圧 25, 50, 75 psi (17.2, 34.5, 51.7 N/cm²)のタイヤが付いたタンデム複輪の陸上速度に対する流体抵抗変数の変動は図-11に示されている。水深は0.5~2.0インチ(1.27~5.08 cm)に定めた。データから明らかなように、曲線は予測されたハイドロプレーニング速度 V_F に近い速度になるまで、路上速度増加と共に、抵抗変数

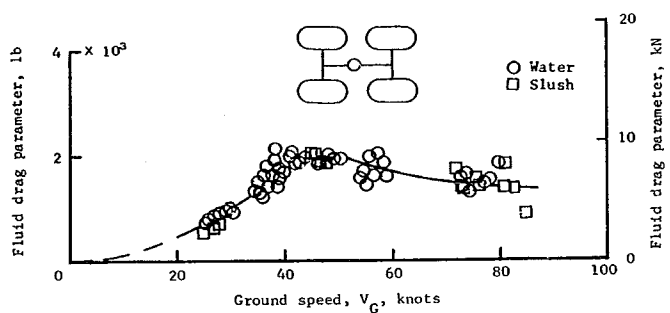
は放物状に増加することを示している。この速度以上では抵抗力は減少する。この減少は流体の上にタイヤが乗るためであり、走路からわずかな流体しか排除しないためであり、またスプレー状態の変化によるものである。

流体密度の影響 図—1 1 は水または雪融け路のテスト中に得た、抵抗変数の差が極くわずかなものであることを示している。それ故流体抵抗が流体密度に比例するという文献 9 にある結果を確認するために、基準水深 1 インチに対する雪融け路のデータを標準化している。

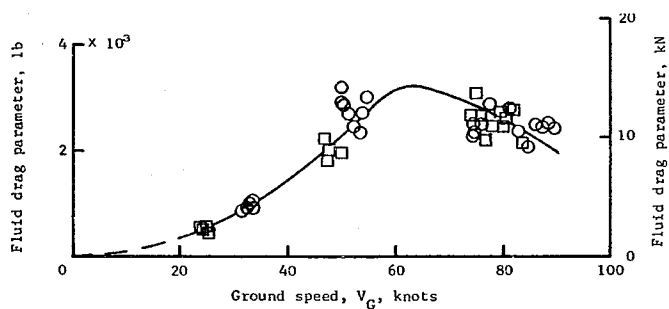
タイヤ巾の影響 最大抵抗に達する以前の速度で抵抗変数曲線の勾配が、図—1 2 (a) に示されているように、タイヤ円圧が減少すると抵抗変数は増加している。同一垂直荷重でタイヤ巾 b が $75 \text{ psi } (51.7 \text{ N/cm}^2)$ で 10.1 インチ (25.65 cm) から、 $25 \text{ psi } (17.2 \text{ N/cm}^2)$ で 12 インチ (30.48 cm) に増加している。

結果的に見て、低内圧タイヤは走路の流体にさらしている前面積が大きいので、車輪の間から排除されるべき、流体の量が大となる。それ故抵抗変数として増加することになる。タイヤ内圧 $25 \text{ psi } (17.2 \text{ N/cm}^2)$ と $50 \text{ psi } (34.5 \text{ N/cm}^2)$ のときの抵抗変数の値が $75 \text{ psi } (51.7 \text{ N/cm}^2)$ のときのタイヤ巾 b として標準化されるとき、図—1 2 (b) に示した曲線が得られる。これによるとハイドプレーニング速度より低い陸上速度では 3 本の曲線は等しくなることがわかる。この結果は流体抵抗力がタイヤ巾と走路の流体表面とに比例しているという文献 1 の説を裏付けている。

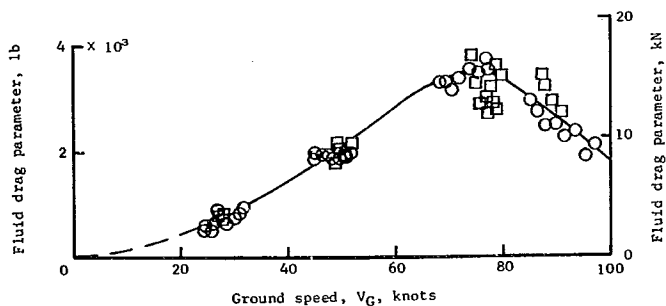
円圧の影響 図—1 2 (a) はタイヤ内圧の変化による、抵抗変数の影響を示す。例えばタイヤ内圧 $75 \text{ psi} \sim 25 \text{ psi}$ への減少は着陸台車に対する最大抵抗力を 50% も減少させることになる。(また抵抗力ピークの位置をほぼ $78 \sim 45$ ノット ($144 \sim 83 \text{ Km/h}$) に変えることになる) 勿論この効果はハイドロプレーニングの結果であり、タイヤ内圧の減少が着陸台車から知ることが出来る、最大流体抵抗力を減らすだろうと推測される。このタイヤ円圧の減少は、タイヤ内圧が 75 から 25 psi に減少したとき、抵抗力のピークが 78 から 45 ノット ($144 \sim 83 \text{ Km/h}$) へ変化することからも明らかなように、タイヤが制動



(a) $p = 25 \text{ lb/in}^2$ (17.2 N/cm^2).

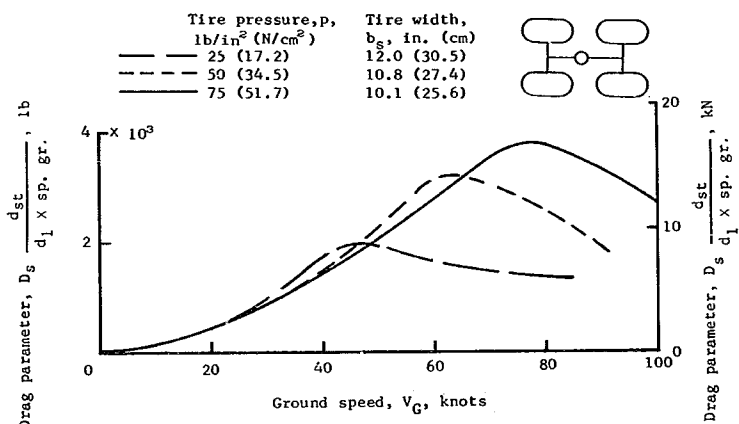


(b) $p = 50 \text{ lb/in}^2$ (34.5 N/cm^2).

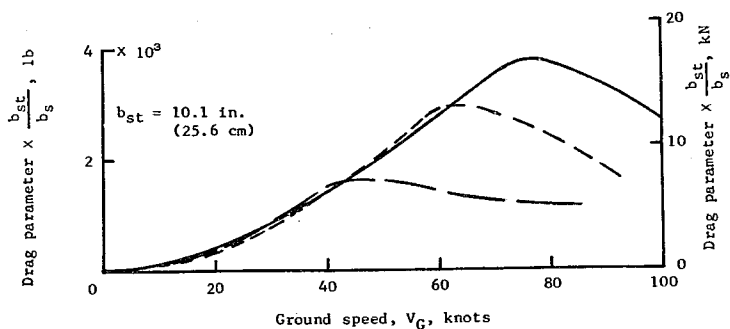


(c) $p = 75 \text{ lb/in}^2$ (51.7 N/cm^2).

図一 11 デュアルタンデム配列 (配列 I) の速度と流体抵抗変数, $F_{t,s} = 22,300 \text{ ポンド}$ ($99,195 \text{ N}$), $d \ell = 0.5 \sim 2.0$ インチ ($1.27 \sim 5.08 \text{ cm}$)



(a) Drag parameter in terms of tire pressure, with tire width not considered.



(b) Drag parameter in terms of tire width at 75 lb/in² (51.7 N/cm²).

図—12 デュアルタンデム配列（配列Ⅰ）の流体抵抗変数と、タイヤ幅およびタイヤ内圧

力や操舵力を失なう。陸上速度もまた低下することになることを知るべきである。

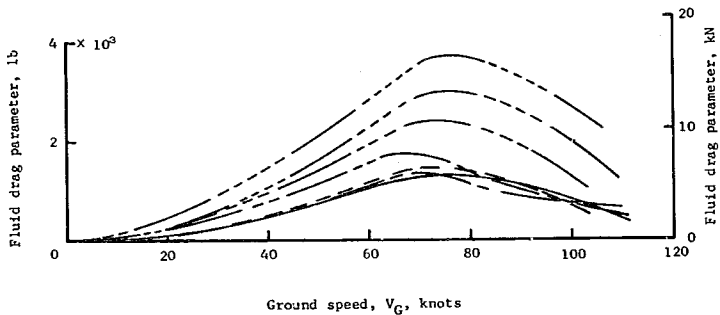
車輪配列の影響 抵抗変数の値に影響する他の要素は、ボギー台車についている車輪の配置である。図—1 3 (a)はタイヤ内圧 75psi に於いて異った車輪配列に対して、水および雪融けでの陸上走行速度に対する抵抗変数の値をまとめたものである。この図は後部に組み込まれた複輪または一輪の方が前部に組み込まれた相当車輪よりも小さな抵抗しか出ないことを示している。この抵抗力の相違は、流体スプレーによるものと考えられる。前方に組み込まれた車輪から出るスプレーは後方に投げやられ、後方にある着陸台車のいろんな部品に衝突する。それ故に抵抗力は増加する。一方後部の車輪から出るスプレーは、これらの車輪の後方には何もないので、着陸台車に対しては抵抗を増加させない。加えるに、テスト中撮影した 16 mm および 70 mm カメラは後部に組み込まれた車輪から出る前面波は、車輪前方の着陸台車構成物に突き当たり、抵抗変数を減少させる力を生んでいることを示している。

抵抗変数に対する車輪配列の影響は、対角配列輪とタンデム 1 輪配置を表わしているカーブによって、図の中に示している（配列ⅣとⅤ）。もしこれらの 2 つの配列が類似しているとしたら、対角に配置された車輪から発する最大抵抗はタンデム配列単輪によって発生する抵抗の 2 倍以上のばずである。タイヤ内圧 25 psi で配列Ⅰ，Ⅱ，Ⅳ，Ⅴのときに陸上速度に対する抵抗変数の変化を表わした結果は図—1 3 (b)に示している。そしてそれは流体スプレー力によるのは勿論の事、流体排除抵抗によるものであった。

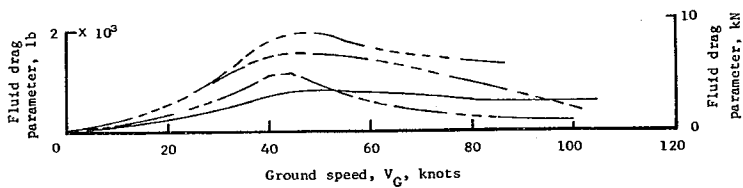
対角配列車輪に於ては前、後輪の両方共、走路の流体を排除せねばならない案内輪となっていた。それ故タンデム単輪配列に於ては、前輪が後輪の走路から流体の全てではないにしても、その殆んどを排水した。対角配列輪では、前輪によるスプレーが、側、後方へ浴びせるために、後輪に直接当たってしまい、より大きな流体スプレー力を計測した。

流体抵抗要素の各値は表—1 に示し、また抵抗変数に対する車輪配列の影響を示している。この要素は垂直荷重を修正し、単後輪配列によって得た抵抗変

		Approximate load per tire			
		lb		N	
Configuration		Front	Rear	Front	Rear
I	Dual tandem wheels	5 125	6 025	22 797	26 800
IV	Diagonal wheels	5 520	6 480	24 554	28 824
II	Dual front wheels	6 000		26 689	
III	Dual rear wheels		6 000		26 689
VII	Single rear wheel		12 000		53 378
VI	Single front wheel	12 000		53 378	
V	Single tandem wheels	5 520	6 480	24 554	28 824



(a) $p = 75 \text{ lb/in}^2$ (51.7 N/cm^2).



(b) $p = 25 \text{ lb/in}^2$ (17.2 N/cm^2).

図一 13 車輪配列と流体抵抗変数および速度

数の最大値で、各々の車輪配列から得た抵抗変数の最大値を割ることによって得られた。文献 10 の中に於る予測では、流体抵抗に相当影響すると思われる着陸台車輪位置で行われた。この文献は、復輪は単輪抵抗の 2 倍以上であり、タンデム単輪が計測するよりも抵抗は少ないだろうと言っている。表 1 に示している流体抵抗要素の値は、この予見を一般的に裏付けるに役立っている。

垂直荷重の影響 抵抗変数に対する垂直荷重の影響は、図 13 (a) に見ることができる。2 つの単輪配列 (VI と VII) のカーブが示している値は、タンデム単輪配列 (V) から得た値に近い。これは明らかにタイヤ 1 本当りの荷重に依存している。図に示している如く、全鉛直荷重は 3 つの配列全てに対し、12,000 ポンド (53378 N) であった。とは言っても単輪配列時のタイヤ 1 本当りの荷重のほぼ 2 倍であった。即ち、この大きな荷重は、より大きいタイヤ撓みを生じ必然的により広いタイヤ接地巾を生じた。それ故、これら 2 つの単輪配列の車輪は走路からより多くの流体を排除し、従ってより大きな抵抗変数値となった。

車輪スピンドダウン

タイヤハイドロプレーニングの簡単な挙動形跡は車輪スピンドダウンである。乾燥路面でのスピンドダウンモーメントはタイヤ表面摩擦によって発生する。またタイヤの変形 (撓み) は鉛直方向路面反力の進行方向成分によって生ずるスピンドダウンモーメントと均合っている。タイヤが流体で覆われた走路を転動するとき、流体のくさびは走路面からタイヤ接地面を離し、値がゼロになるスピンドアップモーメントを生ずる。またこの流体くさびは軸を更に前方へ動かすためのタイヤに働く、鉛直方向路面反力の圧力中心に起因している。それ故により大きいスピンドダウンモーメントを発生する。一般にハイドロプレーニング速度に近いある限界速度でこのスピンドダウンモーメントは、全ての抵抗源から発生するトータルスピンドアップモーメントを上回るためにタイヤが低速回転になりうる条件の下で、完全に停止する。この現象についてのフィルムは文献 11 に示されている。

流体に履かれた走路に於ける車輪スピンドウン特性の測定によると、乾燥路面に対する湿潤路面の車輪角速度の比率 $\omega_{wet}/\omega_{dry}$ は、各々の車輪配列について計算され、また何種類かの陸上速度で走路流体を通り抜けた着陸台車の距離に対してプロットした。違った車輪配列に対してのデータは、図—14または21に掲げてある。

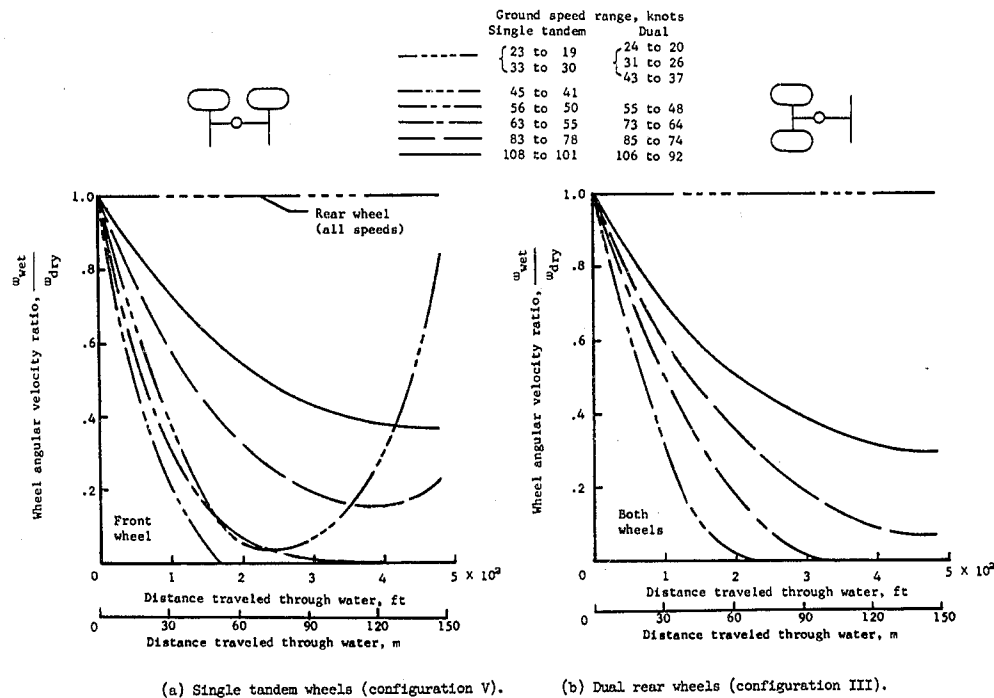
車輪が水槽に突入または脱出する陸上速度は、図に示された速度区分で与えられた。車輪スピンドウン特性に影響する、いくつかの要因については次の章で述べる。

陸上速度の影響 この研究中に得られたデータは、陸上速度がハイドロプレーニング速度に達するかまたは超過するまで着陸台車の案内輪に車輪スピンドウンが起らないことを示している。図—14は、水深約10インチ(2.54cm)タイヤ内圧25 psi (17.2 N/cm²)に於いて、複輪(配列Ⅲ)とタンデム単輪(配列Ⅴ)に対するこの影響を示している。車輪は陸上速度が45ノット(83 Km/h)のハイドロプレーニング臨界速度に達するまでスピンドウンしなかった。この影響は標準距離〔(図—4参照)水槽に入ってから352フィート(107.29m)の地点〕Fで得た $\omega_{wet}/\omega_{dry}$ の値として、図—15に明示されている。そして単輪配列は(ⅤとⅥ)速度比 V_0/V_F に対してプロットした。この図の中で示したデータは、タイヤハイドロプレーニング速度 V_F の70%に等しい速度に達したとき、車輪スピンドウンが始まることを示している。

トータルスピンドウン(車輪停止)または、最大スピンドウンはタイヤハイドロプレーニング速度の80~120%で起きる。そして速度比または陸上速度が増して行くと車輪スピンドウンは少なくなる結果となる。この車輪スピンドウン減少効果は文献3と5に示されており、次のような結果であると信じられている。

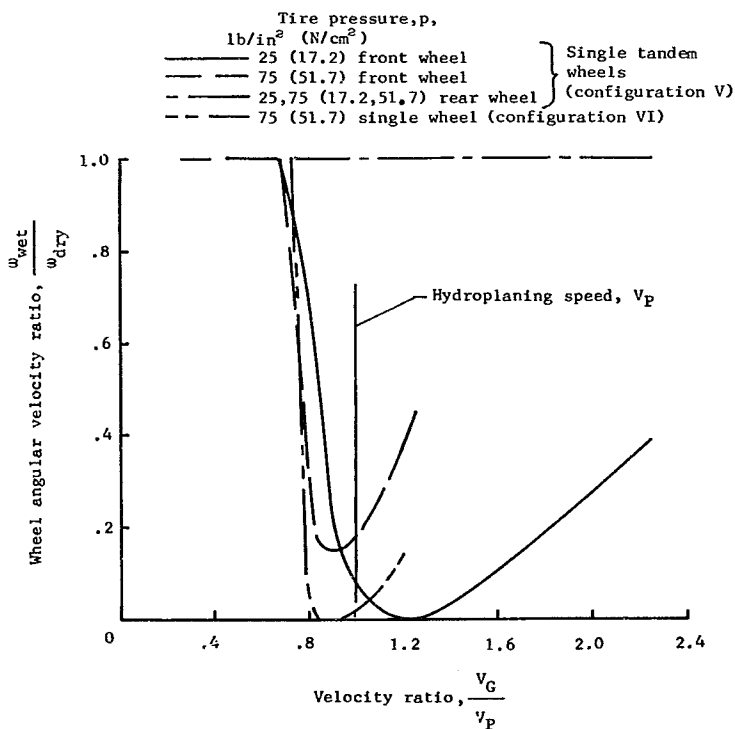
- (1) 陸上速度が増加するために、水槽に在るタイヤ露呈時間の減少
- (2) タイヤスピンドウンモーメントを減らすに役立つ全てのハイドロプレーニング条件下に於けるタイヤ接地域でのより均一な動水圧

流体密度の影響 図—16は水と雪融け2種類の走路流体に対する同一速



図—14 単タンデム車輪と後デュアル配列のスピンダウン特性, $p = 25\text{psi}(17.2\text{N}/\text{cm}^2)$,
 $F_{s,x} = 12,000\text{ポンド}(63,378\text{N})$, $d\ell = 1.0\text{インチ}(2.54\text{cm})$

度でⅡ，Ⅴの着陸台車で得られた。 $\omega_{wet}/\omega_{dry}$ 比の値を示す。実験に使われた両方の車輪配列に対し、水よりも雪融けの方が車輪スピンドウンが起りにくいことはこの図から分かる。この実験に使われた雪融けの平均比重はほぼ 0.88 であった。それ故雪融けの動圧は雪融けが流体とに作用するならば、動水圧よりも大きくはないだろうし、それ故より小さなスピンドウンモーメントしか発生しないだろう。この影響については、車輪が雪融けの中よりも水の方がスピンドウンし易いことから、単輪配列で得たデータによって図—17に示す。



図—15 単タンデム配列と単輪配列についての速度比と角速度比

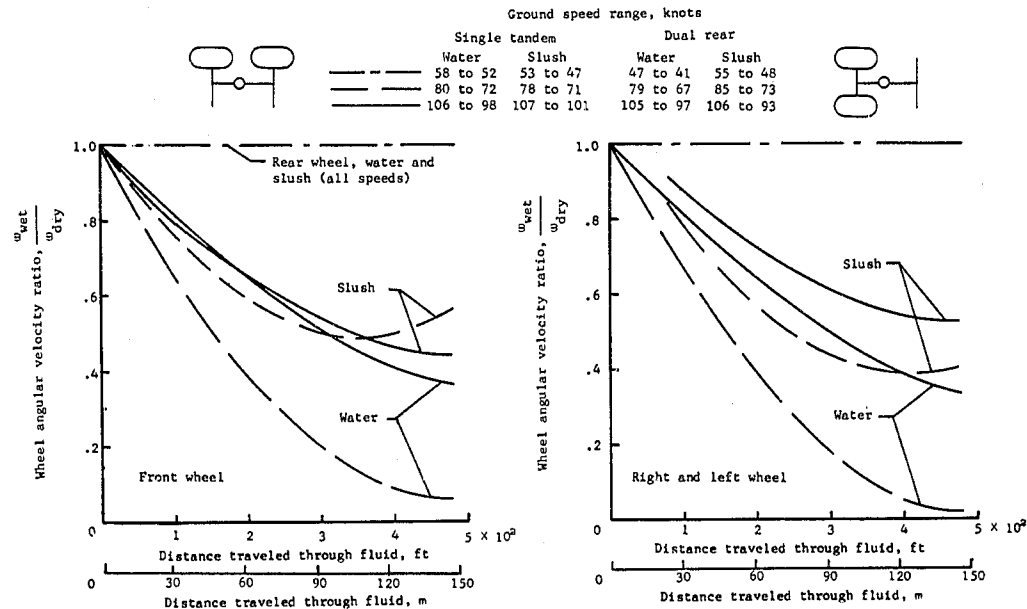


図-16 単タンデム配列と後デュアル配列のスピンダウン特性と流体密度の影響, $P=75\text{psi}$ (51.7N/cm^2), $F_{\text{推}}=12,000\text{ポンド}$ ($53,378\text{N}$), $d\ell=1.0\text{インチ}$ (2.54cm)

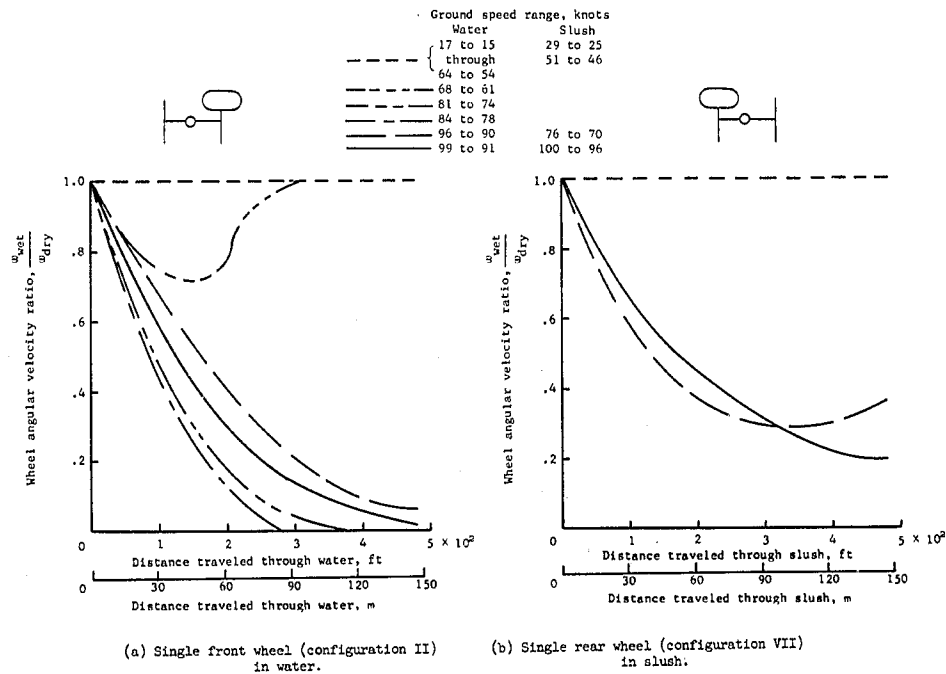
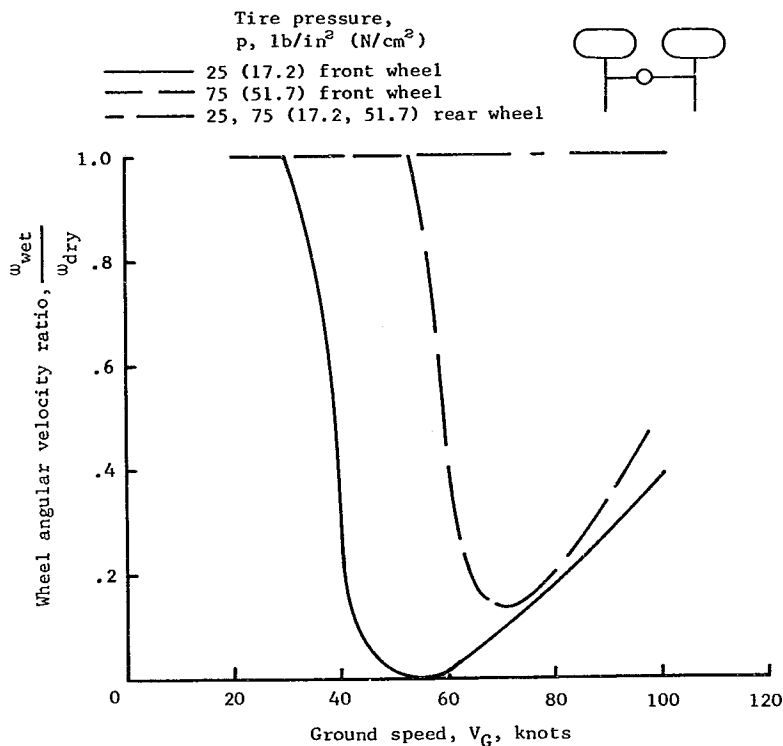


図-17 単輪配列の水と雪融けのスピンダウン特性の比較, $p=75\text{psi}$ (51.7N/cm^2),
 $F_{x,g}=12,000\text{ポンド}$ ($53,378\text{N}$), $d_\ell=1.0\text{インチ}$ (2.54cm)

タイヤ内圧の影響

車輪スピンドウンに対するタイヤ内圧の影響は図一

18に示す。この図はタイヤ内圧 25 と 75 psi (17.2 ~ 51.7 N/cm²) で、タンデム単輪 (配列 V) に於て、陸上速度に対する車輪角速度比 $\omega_{wet}/\omega_{dry}$ の変化を示している。鉛直荷重 $F_{1,z}$ は両方の円圧に対し同一であった。タイヤ内圧 25 psi のときほゞ 30 ノット (55 Km/h) で車輪スピンドウンが発生するようと思われる、50 ノット (92 Km/h) で最大であると考えることができる。タイヤ内圧 75 psi のとき、スピンドウンは 55 ノット (100 Km/h) で始まり 72 ノット (133 Km/h) で最大であった。各々のタイヤ円圧でスピンドウ



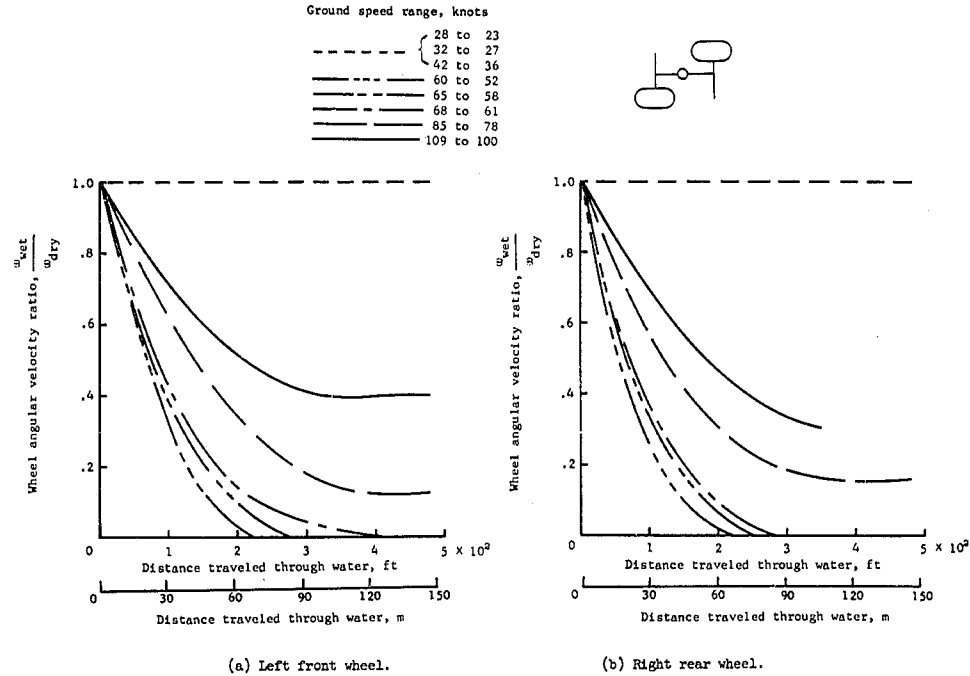
図一 18 単タンデム配列 (配列 V) のスピンドウンとタイヤ内圧の影響

ンが始まる速度は、ハイドロブレーニング速度の約70%である。タイヤ円圧を増やせば、車輪がスピンドウンを始めようとする速度もあがることは、これらのデータから明白である。タイヤ圧が及ぼす他の影響については図-18に示す。

タイヤ円圧 25 psi で車輪は完全に停るためにスピンドウンする、しかし 75 psi ではスピンドウンしない。この相違は一定荷重でタイヤ円圧が減少すると、増加するタイヤの接地面積によるものと考えられる。タイヤ圧 25 psi のときのより大きな接地面積は恐らく、75 psi のときのそれよりもより大きなスピンドウンモーメントを生じして、このように停止すべく車輪をスピンドウンさせる。

車輪配列の影響 対角配列（配列 V）の各車輪の水中に於けるスピンドウン特性は、図-19に示す。このデータでは45ノット（83 Km/h）のハイドロブレーニング速度以下の陸上速度ではいかなる車輪もスピンドウンしない。とは言えども、より速い陸上速度では、後輪がスピンドウンするや否や両輪ともスピンドウンする。この車輪配列での特性は、各車輪の下に車輪をスピンドウンさせる源となる水くさびが存在することが条件である。後輪の前にある水は勿論の事後輪にぶち当たる。前輪からの流体スプレーは、後輪をより早くスピンドウンさせる原因となり、さらにスピンドウン程度を大きくする原因となるだろう。配列 V に於ける車輪配置は後輪が案内輪のまうしろに置かれていることを除けば配列 IV によく似ている。このタンデム単輪の後輪は、図-16(a)に示す如く、いかなるテスト速度でもスピンドウンすることはなかった。この配列の前輪は、明らかに後輪の走路から十分な水量を排除していた。（後輪をスピンドウンさせるに十分な水量がないために）

鉛直荷重の影響 同一タイヤ内圧のときの垂直荷重を増加させることは、かなりの程度で車輪をスピンドウンさせる原因となる。この効果については、図-15に示してある。タンデム単輪がスピンドウンしないのに対して、75 psi の単輪は停止すべくスピンドウンする。単輪にかかる垂直荷重は、タンデム単輪配列の各車輪の約2倍であった。結果的にタイヤ接地面積は単輪の方が

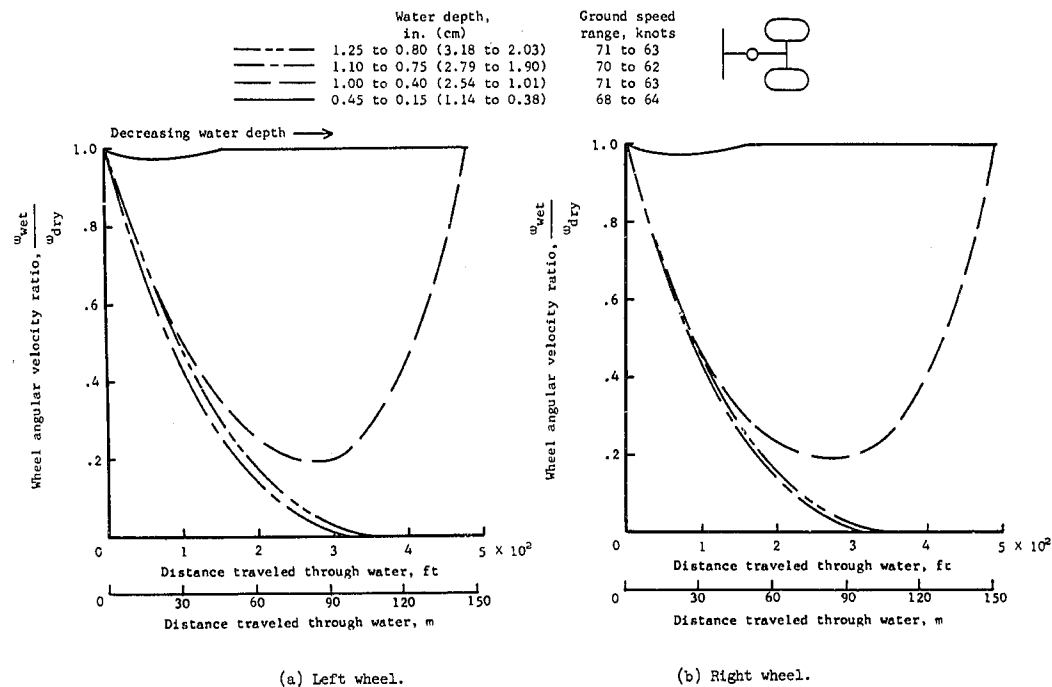


図—19 斜輪配列（配列Ⅳ）の左前輪と右後輪のスピンダウン特性の比較。p=25psi (17.2N/cm²), F_{s,s}=12,000ポンド(53,378N), d_ℓ=1.0インチ(2.54cm)

大きく、車輪を完全に停止させるためのより大きなスピンドウンモーメントを発生した。

水深の影響 タイヤ内圧 25psi ($17.2\text{N}/\text{cm}^2$) で配列Ⅱの前複輪のスピンドウンに対する水深の影響については図—20に示す。水深は $0.15\sim 1.25$ インチ ($0.38\sim 3.18\text{cm}$) の間で変えた。また陸上速度は 70 ノット ($130\text{Km}/\text{h}$) 近辺であった。それはハイドロプレーニング発生速度の 45 ノット ($83\text{Km}/\text{h}$) よりもかなり早い速度である。この実線カーブは、水深が浅くなったときスピンドアップする以外は、車輪が水中に突入するや否やスピンドウンを始めることを示している。これに似た効果は、水深が大きいときの他は破線で示す。より大きな水深で、車輪は完全に停止すべくスピンドウンする。これらのデータは、この車輪配列のときほど 0.4 インチ (1.01cm) の水深が車輪のスピンドウンを発生させることを示している。とは言うもののタイヤトレッドパターンや路面状態や流体密度のような他の要因が車輪スピンドウン特性に大きく影響することを認識すべきである。それにこの車輪配列によって発生するスプレーと、流体流出も車輪スピンドウン特性に影響するだろう。テストの間撮影したフィルムは、2つの車輪が隣り合って組まれたこの配列に影響するスプレーと流れがあることを示している。

図—21は、車輪スピンドウンに対する水深の影響を示している。この図に示すデータは、タイヤ内圧 50psi ($34.5\text{N}/\text{cm}^2$)、水深 0.5 インチ (1.27cm) とタイヤ内圧 75psi ($51.4\text{N}/\text{cm}^2$)、水深 2.0 インチ (5.08cm) のタンデム複輪でテストして得たものである。タイヤ内圧 50psi 、水深 0.5 インチのとき、ハイドロプレーニング速度 63 ノット ($116\text{Km}/\text{h}$) 以上の陸上速度に於いて、この配列の前輪はスピンドウンしたが、後輪はどんな速度でもスピンドウンしなかった。しかし水深 2.0 インチ、タイヤ圧 75psi 、 78 ノット ($144\text{Km}/\text{h}$) のハイドロプレーニング速度以上の陸上速度で、前輪は勿論後輪もスピンドウンした。これは明らかに、このように大きな水深では、前輪が後輪の走路から全ての水を排除し得ないために前輪は浮き、後輪が排除すべきいくらかの水を残すことが、後輪もスピンドウンさせる原因となっている。



図—20 前デュアル配列 (配列Ⅱ) のスピンドウン特性と水深の影響。p=25psi
(17.2N/cm²), F_{s, s}=12,000ポンド(53,378N)

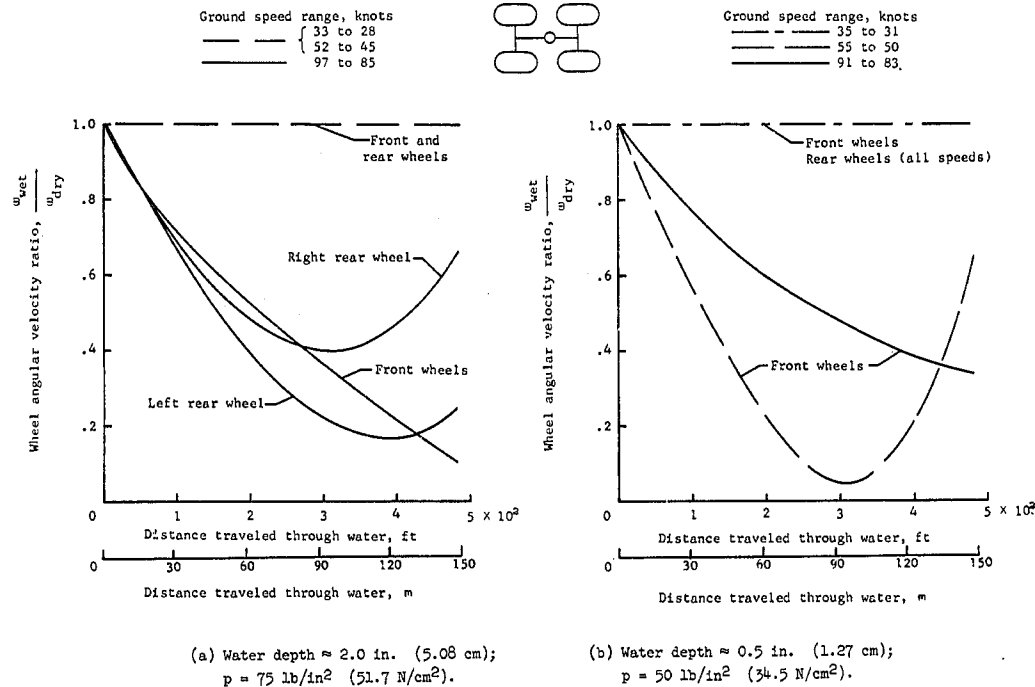


図-21 デュアルタンデム配列の前輪と後輪のスピンダウン特性比較。F_{1,2} = 22,300ポンド (99,195 N)

車輪スプレー形状

16mmと70mmカメラで撮影したフィルムは、車輪スプレー状況研究の方法を与えている。図-22と28は異った車輪配列条件でのテストで得た、スプレー状況を70mmカメラから写しとった写真を示している。図-23と28に於ては、流体深さと陸上速度が各テスト条件に対して与えられている。加うるにハイドロプレーニング限界速度(式(1)で決められた)に対する陸上速度の比が与えられている。1.0よりも小さいこの値に対して、車輪は部分的ハイドロプレーニングの状態にあると見なされる。1.0ないしそれ以上の速度係数値に対しては、車輪は完全なハイドロプレーニングの状態にあると見なされる。

スプレー状況の形態 この研究中に得た16mmフィルムからは勿論の事、図-22と23の写真は、水と雪融けでの3つのはっきりしたスプレー状況形態がタンデム複輪(配列I)から発生していることを示している。すなわち

- (1) 波はタイヤの前方の交点の路上で形成した。

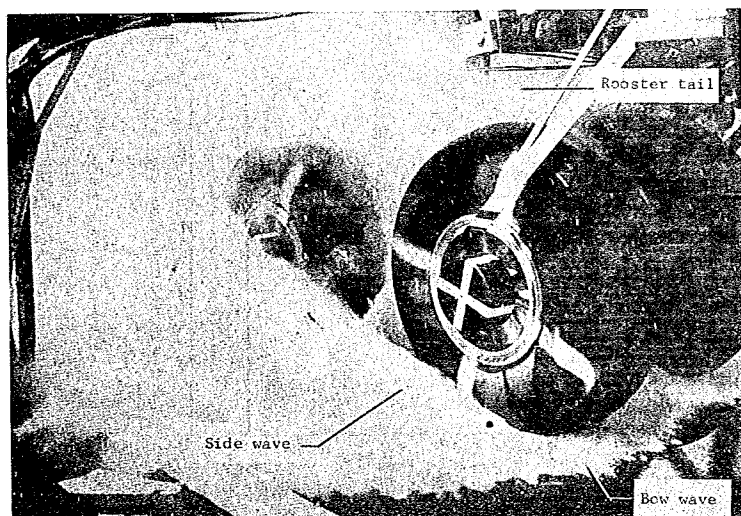
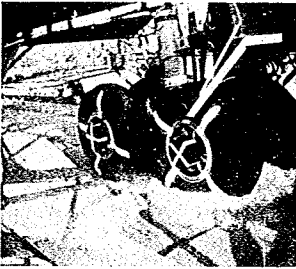
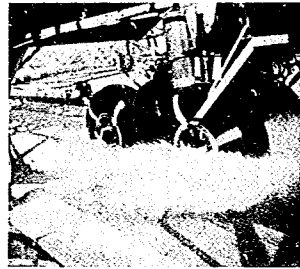


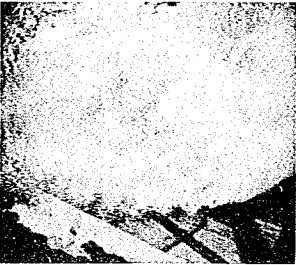
図-22 デュアルタンデム配列(配列I)の典型的スプレー形状



(a) Entrance into water;
 $V_G = 25$ knots.



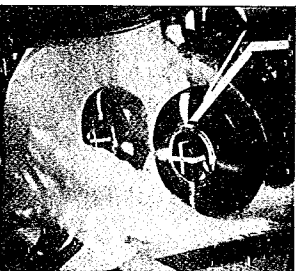
(b) $V_G/V_P \approx 0.32$;
 $V_G = 25$ knots.



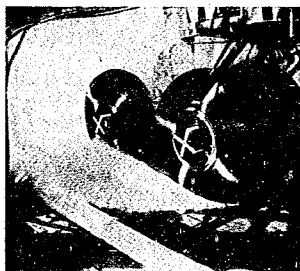
(c) $V_G/V_P \approx 0.32$;
 $V_G = 25$ knots.



(d) $V_G/V_P \approx 0.64$;
 $V_G = 50$ knots.



(e) $V_G/V_P \approx 0.96$;
 $V_G = 75$ knots.



(f) $V_G/V_P \approx 1.23$;
 $V_G = 96$ knots. L-66-1185

図-23 デュアルタンデム配列 (配列Ⅰ) でのスプレー形状。
 $F_{r,s} = 22,300$ ポンド (99,195 N), $p = 75$ psi
(51.7 N/cm²), 水深 0.5 インチ (1.27 cm)

(2) 側前面波は複輪タイヤの外側の点の走路上で形成した。

(3) “ロースターティル”または強制波は、着陸台車の複輪タイヤの内側で発生する、両側面波の混成によって形成した。

車輪配列の相違 フィルムはこの強制波が2つの他の複輪配列（配列Ⅱ，Ⅲ）のタイヤの内側から発生するものであることを示している。図—24(e)は、配列Ⅱでテスト中のこの波形を示している。おんどりの尾っぽに似たスプレー状態は、図—25(d)(e)に示されている如く、タンデム単輪配列（配列Ⅴ）によって観察された。タンデム配列輪に於るこの特殊なスプレー状態は、着陸台車の後軸を除くことによってそらされ、そして後軸に当るタンデム前輪からの側面波スプレーから発生するものと信じられる。タンデム複輪配列から発生する多量のスプレーは、この着陸台車の車輪の間から発生するスプレー干渉状況を観察できない様にした。

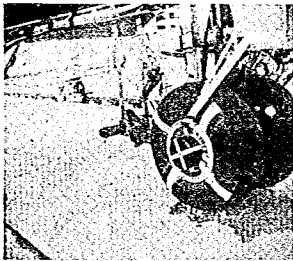
このスプレー効果に対する或る種の評価は、図—26に示すところの対角車輪配列（配列Ⅳ）から得た写真を調査することに行った。更に早い陸上速度で得た写真26(e)と(f)は、前輪で作られた側面波が後輪に向って直接、且つ連続的にぶち当たることを示している。

もう一つの興味ある車輪スプレー状況効果が注目された。後部に取りつけられた車輪配置（配列ⅡとⅢ）から得た映画フィルムは、この配列のタイヤで作られた前面波が、後部に取り付けたタイヤの前方にある着陸台車構造物（支柱と前輪軸）の後部に、或る速度で衝突することができることを示している。このスプレー衝撃はわずかな前進力となって、着陸台車に供給されることになる。この効果を明らかにしている写真は、図—27と28に示している。

全ての配列から発生した車輪スプレーの強さと厚さは、流体深さが増すと各々増加するように見えた。

単後輪配列から発生したスプレー状況を示す。図—28はスプレー状況が雪融けでも水でも同じような形状をしていることを物語っている。

スプレー形状に対する陸上速度の影響 全ての車輪配列に対し、前面波と路上との間に形成される角度は、ハイドロプレーニング速度以下の陸上速度で



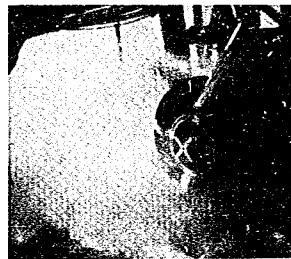
(a) Prior to entrance
into water;
 $V_G = 23$ knots.



(b) $V_G/V_P \approx 0.29$;
 $V_G = 23$ knots;
Water depth = 1.0 in. (2.54 cm).



(c) $V_G/V_P \approx 0.72$;
 $V_G = 56$ knots;
Water depth = 2.0 in. (5.08 cm).



(d) $V_G/V_P \approx 1.01$;
 $V_G = 79$ knots;
Water depth = 1.0 in. (2.54 cm).



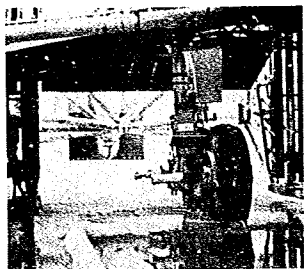
(e) $V_G/V_P \approx 0.69$;
 $V_G = 54$ knots;
Slush depth = 1.0 in. (2.54 cm).



(f) $V_G/V_P \approx 1.01$;
 $V_G = 79$ knots;
Slush depth = 1.0 in. (2.54 cm).

図-24 前輪デュアル配列(配列Ⅱ)のスプレー形状。
 $F_{t,g} = 12,000$ ポンド(53,378N), $p = 75$ psi
(51.7N/cm²), 水深 1.0~2.0インチ(2.54~5.08cm)
雪融け深 1.0インチ(2.54cm)

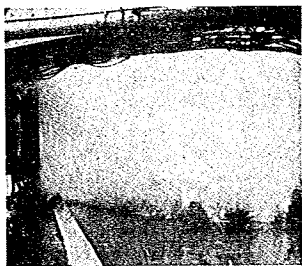
L-66-1186



(a) Entrance into water;
 $V_G = 20$ knots.



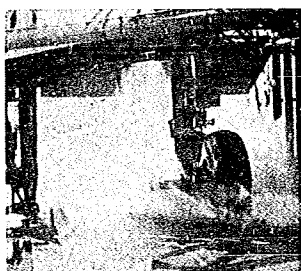
(b) $V_G/V_P \approx 0.44$;
 $V_G = 20$ knots.



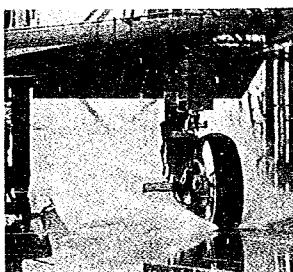
(c) $V_G/V_P \approx 0.93$;
 $V_G = 42$ knots.



(d) $V_G/V_P \approx 1.29$;
 $V_G = 59$ knots.



(e) $V_G/V_P \approx 1.71$;
 $V_G = 77$ knots.



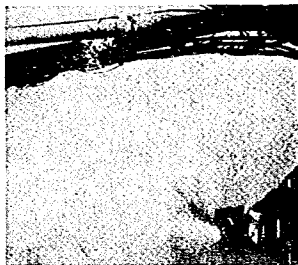
(f) $V_G/V_P \approx 2.22$;
 $V_G = 100$ knots.

L-66-1187

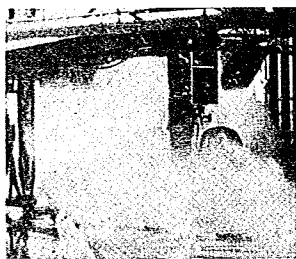
図—25 単タンデム配列 (配列 V) によるスプレー形状。
 $F_{t,s} = 12,000$ ポンド (53,378 N), $p = 25$ psi
(17.2 N/cm^2), 水深 1.0 インチ (2.54 cm)



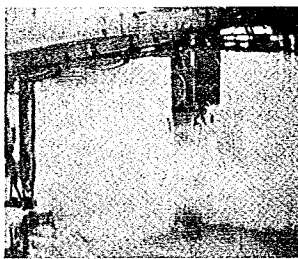
(a) Prior to entrance
into water;
 $V_G = 24$ knots.



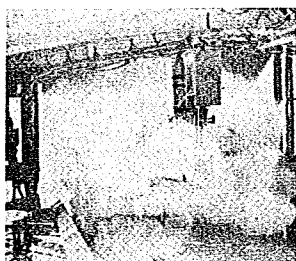
(b) $V_G/V_P \approx 0.53$;
 $V_G = 24$ knots.



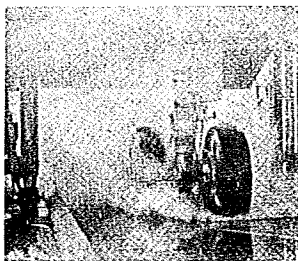
(c) $V_G/V_P \approx 1.20$;
 $V_G = 54$ knots.



(d) $V_G/V_P \approx 1.29$;
 $V_G = 59$ knots.

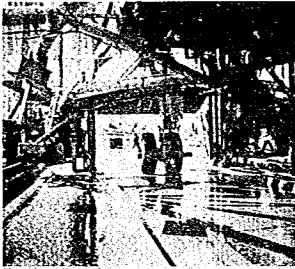


(e) $V_G/V_P \approx 1.71$;
 $V_G = 77$ knots.



(f) $V_G/V_P \approx 2.22$;
 $V_G = 100$ knots. L-66-1188

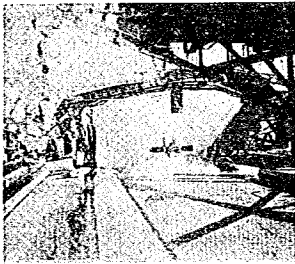
図-26 斜配列(配列Ⅳ)によるスプレー形状。
 $F_{x,s} = 12,000$ ポンド(53,378N), $p = 25$ psi
(17.2N/cm²), 水深1.0インチ(2.54cm)



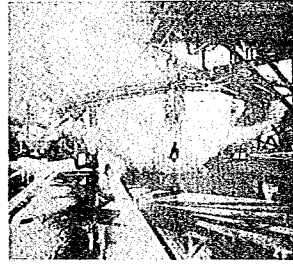
(a) Prior to entrance
into water;
 $V_G = 37$ knots.



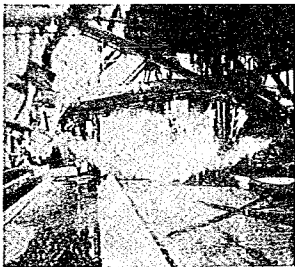
(b) Entrance into water;
 $V_G/V_P \approx 0.47$;
 $V_G = 37$ knots.



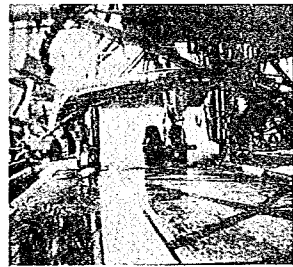
(c) $V_G/V_P \approx 0.55$;
 $V_G = 43$ knots.



(d) $V_G/V_P \approx 0.87$;
 $V_G = 68$ knots.



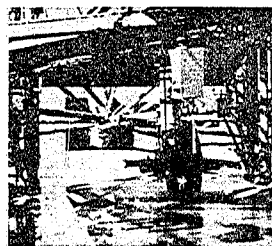
(e) $V_G/V_P \approx 1.00$;
 $V_G = 78$ knots.



(f) $V_G/V_P \approx 1.23$;
 $V_G = 96$ knots.

図-27 後デュアル配列(配列Ⅲ)によるスプレー形状。 L-66-1189
 $F_{1,s} = 12,000$ ポンド(53,378N), $p = 75$ psi
 (51.7N/cm²), 水深1.0インチ(2.54cm)

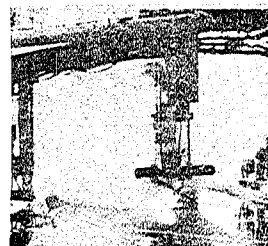
Water depth = 1.0 in. (2.54 cm)



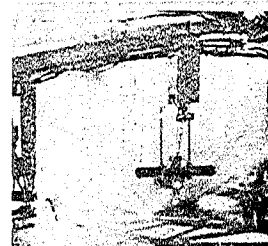
(a) Prior to entrance
into water;
 $V_G = 20$ knots.



(b) $V_G/V_P \approx 0.25$;
 $V_G = 20$ knots.

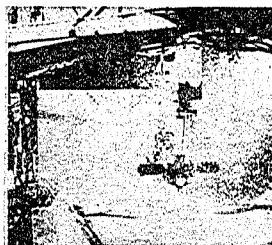


(c) $V_G/V_P \approx 0.55$;
 $V_G = 43$ knots.

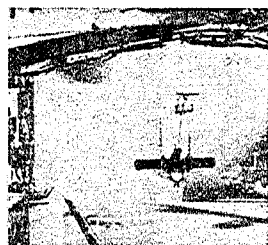


(d) $V_G/V_P \approx 0.80$;
 $V_G = 63$ knots.

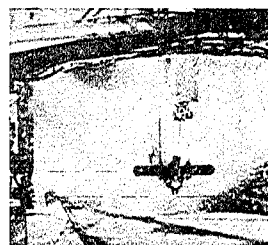
Slush depth = 1.0 in. (2.54 cm)



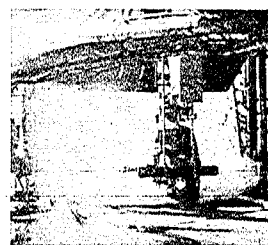
(e) $V_G/V_P \approx 0.35$;
 $V_G = 27$ knots.



(f) $V_G/V_P \approx 0.60$;
 $V_G = 47$ knots.



(g) $V_G/V_P \approx 0.91$;
 $V_G = 71$ knots.



(h) $V_G/V_P \approx 1.33$;
 $V_G = 104$ knots.

図-28 単後輪 (配列Ⅶ) によるスプレー形状。 $F_{1,z} = 12,000$ ポンド (53,378 N), $p = 75$ psi
(51.7 N/cm²)

は非常に大きかった。そして多量の流体スプレー着陸装置の他の部分と試験台車の構造物に連続的に衝突し、その多くは空中に垂直に打ち上げられた(図-23, 24 参照)。前面波から発したスプレーが達した最高点は約30フィート(9.0 m)と見られた。ハイドロプレーニング臨界速度以上の陸上速度ではある速度に達するまで、前面波と路面との角度は漸減し、ついに前面波は着陸台車上から完全に消えた。側面波は陸上速度が上がっても完全には消えなかったが、ある意味では前面波に似た動きをしていた。前面波と側面波とを観察した結果を比較すると、“おんどりの尾っぽ”は、通常陸上速度の全ての範囲で路面に対し大きな角度を持っていた。

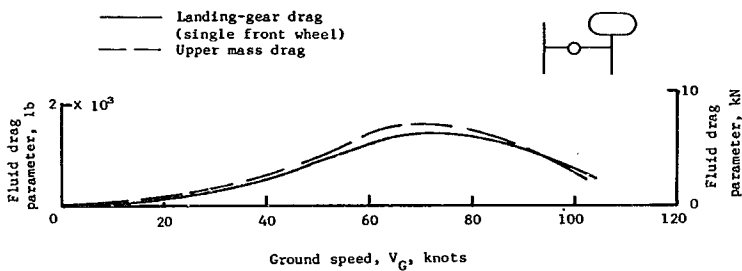
類似フラップに対する流体スプレー

文献4, 5はフラップが22°の離陸位置にセットされたとき、主輪から発する小さな流体スプレー衝撃が航空機のウィングフラップに発生することを示している。それはフラップが55°にセットされたとき、フラップが路面を着陸車輪に近づくために、より多くのスプレー衝撃が航空機に現われるものと推定されるべきである。テストは、フラップをつけた研究の間、2種類の位置で行われた。(図-4を参照)

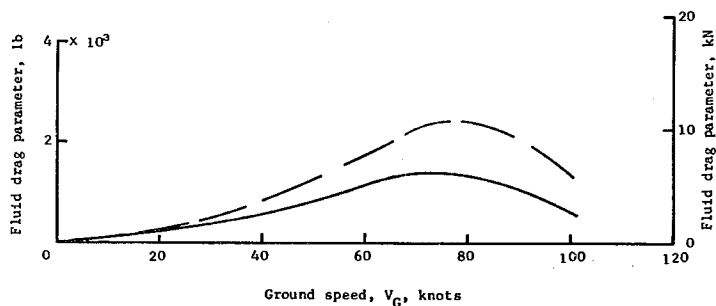
前車輪配列(配列Ⅵ)で得た流体スプレー衝撃力のカーブを図-29に示す。図-29は22°にセットしたフラップをつけた着陸台車抵抗よりもわずかに大きい上部質量抵抗を示している。わずかなスプレーは明らかにフラップが当たっていた。この車輪がフラップの前の方に在ったがために、スプレーはフラップに達するに十分な高さまで達した。55°の着陸体勢にセットされたフラップに関して、スプレーのわずかな量は、図-29(b)のカーブに示してあるように、フラップに明らかに突当っている。上部質量上で測定された最大抵抗は、着陸台車上で測定された値よりも約70%も大きかった。

ボギー着陸台車のピッチング運動

あるテストは、タイヤ内圧75psi (5.17 N/cm²)、水深1インチ(2.54 cm),



(a) Flap angle = 22° .



(b) Flap angle = 55° .

図—29 単前輪（配列Ⅵ）で異なる翼度と流体抵抗変数の比較。
 $F_{L,0} = 12,000$ ポンド (53,378 N), $p = 75 \text{ psi}$ (51.7 N/cm²)
 $d \ell = 1.0$ インチ (2.54 cm)

およそ 12,000 ポンド (53,378 N) の軽い重量で、タンデム複輪（配列Ⅰ）で行われた。着陸台車輪は台車梁の中心点の回りでピッチング可能であったから、そのピッチング緩衝器も勿論可動のものであった。この様な状態であったから、ハイドロブレーニング速度近辺またはそれ以上の速度で、ピッチングに対し着陸台車は極めて不安定であった。大きなピッチングは、図—30の写真に示し

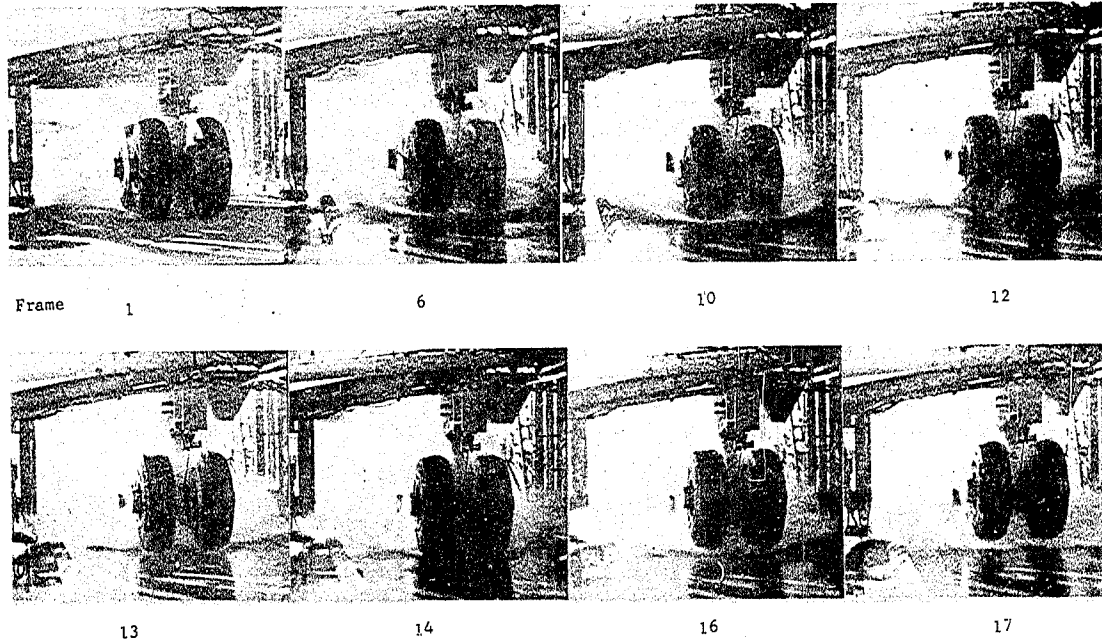
ているようなものである。これらの写真は陸上速度が約100ノット(185km/h)のときのテスト中に撮ったフィルムからの一コマである。その振動は各軸の端についている計器カバーの相対位置を注視することによって見る事ができる。図-30の17と24では、前輪は完全に水面の上に出ている。このピッチング運動はハイドロプレーニングによるものと信じられる。前輪がハイドロプレーニングを始めたとき、それは水中で発生するので、わずかな水が後輪の走路から排除された。

これは後輪に作用すべき流体力を供給するので、後輪は浮き上り、前輪を無理に下げる力を与える事になる。前輪を下げて水に接触させている状態では、後輪に対する流体力は作用せず、前輪の挙動に応じて作用するので、振動はくり返されていた。これらの振動は非常に激しいので、着陸装置が離陸に失敗したとき、極端なノーズダウン姿勢に転じないように、台車梁にワイヤーロープが使用された。

流体スプレー力緩衝装置

図-13(a)に示すタンデム複輪(配列Ⅰ)と前複輪(配列Ⅱ)の抵抗変数に於ける大きな違いは、流体スプレーによる抵抗がスプレーや緩衝器をとりつけることによって除去されるであろうことを暗示していることである。それ故テストは図-31に示す様なボギー着陸台車梁の下、または平行に取付けられた3種類のスプレー緩衝器が用いられた。各々のスプレー緩衝器がついた着陸台車の速度に対する抵抗変数の変化は、データーに基づいた実線カーブで示し、緩衝器なしで得た変化は破線で示した。図-31(a)と(b)は、伸縮性の大きいゴムの緩衝器と鉄のそれとはわずかに、最大抵抗変数が増していることを示している。鉄板緩衝器は図-10の様に、複輪の間すれすれに付いた湾曲したものである。これによって、最大抵抗変数は、図-31(c)に示す如くほぼ45%減少した。この緩衝器の効果については、図-31(c)に於る実線カーブの変化によって示している。そしてこれは、このスプレー緩衝器で得た抵抗変数を図-13(a)のカーブと共に示している。デュアルタンデム輪にとりつけたスプレー

Film speed = 10 frames per second



図一30 軽輪重, 高内圧, 超ハイドロプレーニング速度の試験に於けるピッチング運動。

$V_0 = 100$ ノット(185Km/h), $F_{1,2} = 12,000$ ポンド(53,378N), $\frac{V_0}{V_p} = 1.29$,
 $p = 75$ psi (51.7N/cm²), 水深1.0インチ(2.54cm),
 台車にはピッチングのダンパーが装着されていない。



18

21

23

24



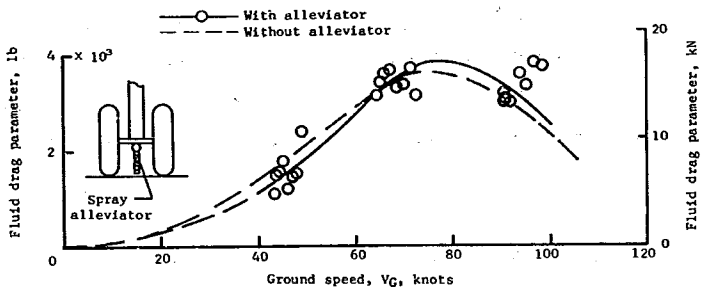
27

29

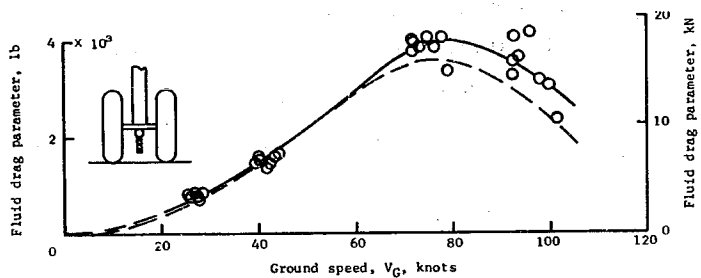
30

32

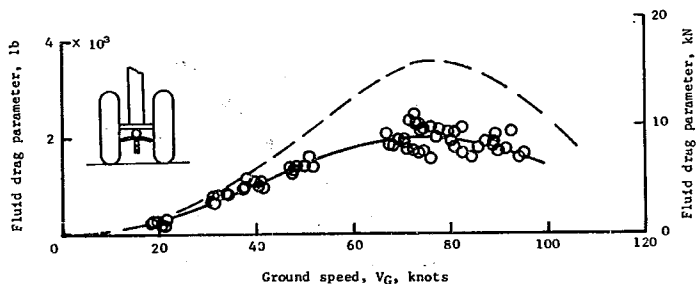
圖—30 統



(a) Flexible rubber alleviator.



(b) Rigid metal alleviator.



(c) Rigid metal alleviator with curved top.

図一31 デュアルタンデム車輪配列で、スプレー緩衝装置の有無と速度と流体抵抗変数。 $p=75\text{psi}$ (5.17N/cm^2)

緩衝器は、最大抵抗変数をデュアル前輪（配列Ⅱ）で得た値よりも小さくしている。このスプレー緩衝器のついたデュアルタンデム輪は、表—1の配列ⅠAと同じに設計されている。この表は、デュアルタンデム輪上のスプレー緩衝器が流体抵抗ファクターを3.33から1.86に減少せしめたことを示している。

結 論

陸上走行速度は15ノット（26.7Km/h）レンジで110ノット（200Km/h）、水および雪融けの深さ2.0インチ（5.08cm）以上の条件でボギー着陸台車で行われた。タイヤ内圧は25, 50, 70psi（17.2, 34.5, 51.7kg/cm²）が使用された。普通の4輪（デュアルタンデム）配列は勿論の事、ボギー台車の異った位置で単輪または2輪と見られる車輪配列は、テスト期間中使用された。いくつかのテストは車輪の後部に取りつけられた類似のウィングフラップが使われた。それにテストは、デュアルタンデム輪配列の車輪の間に組み込まれたスプレー緩衝器が用いられた。

これらのテストについて結果は次の結果に示した。

流 体 抵 抗 変 数

1. 流動抵抗は、抵抗が大きく減少した後、ドロブレーニング近辺速度以上の速度で、ほぼ放物線状に増加する。
2. 流体抵抗は、NASA TND-552で報告されたように、ドロブレーニング速度以上の流体表面でタイヤ巾を、流体密度に比例して現われる。
3. タイヤ内圧の減少は最大流体抵抗を減少させるばかりでなく、タイヤドロブレーニングの起る速度も低下させる。
4. 流体抵抗の考察から、タンデム輪配列の方が、複輪着陸台車より望ましい。
5. 同一内圧で、タイヤにかかる鉛直荷重が増加することは、流体抵抗を増加させる原因となるタイヤ接地巾を増加させる。

車輪スピンドウン

1. 車輪スピンドウンは、タイヤハイドロブレーニング速度の70%近辺の陸上速度で始まり、ハイドロブレーニング速度の80%と120%の間で、トータルスピンドウン（車輪停止）が起る。
2. 車輪スピンドウンは、雪融けよりも水の方が起り易い。
3. タイヤ内圧の減少は、より低い陸上速度で車輪をスピンドウンさせ、その程度をより大きくする。
4. ボギー着陸装置台車の車輪の位置は、車輪のスピンドウン特性に影響する。
5. 同一タイヤ内圧で、鉛直荷重を増加させることは、より大きな程度で車輪をスピンドウンさせる原因になる。
6. デュアルタンデム配列輪の前輪は無論の事、後輪も2.0インチ（5.08cm）の水深でスピンドウンした。

スプレー形状

1. デュアルタンデム配列で3つの顕著なスプレー形状がみられた。即ち前面波、側面波、ロースターティルである。
2. スプレーの強度、厚さは路面水深が増せば増加する。
3. 路面と前面波（および側面波）との角度は、速度が増加すれば減少する。しかし、路面とロースターティルのなす角度は速度によってほとんど変らない。

ウィングフラップの流体抵抗

1. 前輪単輪配列では、ウィングフラップに衝突する流体スプレーによる抵抗は、離陸位置（22°）よりも着陸位置（55°）の方が大きい。
2. ウィングフラップが着陸位置にあるとき、上部質量に働く流体スプレー抵抗は最大になり、着陸台車に働く抵抗の70%増になる。

ボギー着陸台車のピッチング運動

1. 上下運動が減衰されないボギー着陸台車では，小さなタイヤ変形をおこすタイヤ内圧と垂直荷重のある組合せのとき，ハイドロプレーニングによるピッチング振動が発生する。

流体スプレー緩衝装置

1. デュアルタンデム車輪配列の間に設置された流体スプレー力緩衝装置は，合計最大流体抵抗を約45%減少させる。

NASA Langley Research Center

August 16, 1965

参 考 文 献

1. Horne, Walter B.; Joyner, Upshur T.; and Leland, Trafford J. W.: Studies of the Retardation Force Developed on an Aircraft Tire Rolling in Slush or Water. NASA TN D-552, 1960.
2. Sparks, Allan R.: Report on Effect of Slush on Ground Run Distance to Lift-Off. Doc. No. D6-5198, Boeing Airplane Co., Jan. 1960.
3. Anon.: Joint Technical Conference on Slush Drag and Braking Problems. FAA and NASA, Dec. 1961.
4. Shrager, Jack J.: Vehicular Measurements of Effective Runway Friction. Final Report, Project No. 308-3X (Amendment No. 1), FAA, May 1962.
5. Sommers, Daniel E.; Marcy, John F.; Klueg, Eugene P.; and Conley, Don W.: Runway Slush Effects on the Takeoff of a Jet Transport. Final Report, Project No. 308-3X, FAA, May 1962.
6. Mechty, E. A.: The International System of Units - Physical Constants and Conversion Factors. NASA SP-7012, 1964.
7. Joyner, Upshur T.; Horne, Walter B.; and Leland, Trafford J. W.: Investigations on the Ground Performance of Aircraft Relating to Wet Runway Braking and Slush Drag. AGARD Rept. 429, Jan. 1963.
8. Horne, Walter B.; and Dreher, Robert C.: Phenomena of Pneumatic Tire Hydroplaning. NASA TN D-2056, 1963.
9. Horne, Walter B.; and Leland, Trafford J. W.: Influence of Tire Tread Pattern and Runway Surface Condition on Braking Friction and Rolling Resistance of a Modern Aircraft Tire. NASA TN D-1376, 1962.
10. Collar, A. R.: On the Drag Due to Slush. Aeronautical Research Council 22,491, E. P. 675, CN 644, Jan. 9, 1961.
11. Anon.: Hazards of Tire Hydroplaning to Aircraft Operation. NASA Langley Research Center Film Serial No. L-775, 1963.