

HARLEY DAVIDSON CAP型 Engine 改造仕様

I. 改造目的

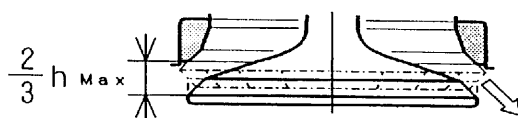
HARLEY DAVIDSON CAP型 エンジンの行程容積増加と4弁化により、出力を増大する。

II. 改造対象 および 改造範囲

- 改造対象：HARLEY DAVIDSON'91～XLH車 搭載 CAP型 エンジン
- 改造範囲：シリンダバレル・シリンダヘッド・動弁機構・吸排気系、(除、変速機)

III. 仕様概要

エンジン 型 式		H. DAVIDSON CAP (Original)	Hot Dock CAP改
気 筒	気筒数 & 気筒配列	45°V2	45°V2
	行程容積 cm^3	1189	1360
	内径×行程 mm	88.8 × 96	95 × 96
圧 縮 比 —		9.0	9.6 (Flat Piston, C/H:33mm)
性 能	最高出力 $\text{kW}/\text{min}^{-1}$	50.73kW/6000 {69PS/6000}	88.26kW/7200 {120PS/7200}
	最大トルク $\text{N}\cdot\text{m}/\text{min}^{-1}$	97.6N·m/4500 {9.95kg-m/4500}	124.8N·m/6000 {12.7kg-m/6000}
弁頭径 × リフト	吸気 mm/mm	$\phi 43.55/11.55$	$\phi 42 \times 2/11.76$ <i>P.408</i>
	排気 mm/mm	$\phi 37.6 / 11.55$	$\phi 36 \times 2/11.76$ <i>P.408</i>
吸気弁 総開口 面積 $\pi d_i \left(\frac{2h_{\text{max}}}{3\sqrt{2}} \right) n$ cm^2		14.9	29.3 (+96%)
バルブ タイミング	吸気 開閉	—	30° ABDC 76.5° BTDC
	排気 開閉	—	76.5° BBDC 30° ATDC



IV. 改造経緯

(1). シリンダバレル

4弁シリンダヘッド搭載により、クランクケースへの取付けは、スタッドボルトと弁装置との干渉回避のため、ヘッドとの共締めを廃しシリンダバレル単独締めとする。

ボアとスタッドの間隔が短く、取付ナットの座面面積が小さいため、ライナーに高力鋳鉄

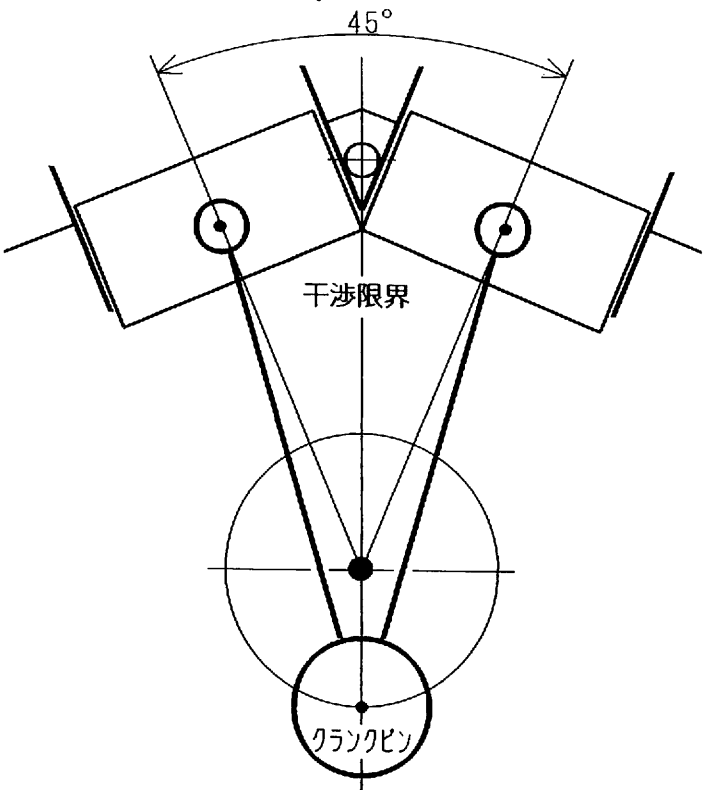
を用い、取付スタッド用ボスを一体化して高い座面々圧に対処する。

ボス一体化により、シリンダライナーは異形断面の外径となり、シリンダバレルへの焼嵌々合は不能となるため、鑄包とする。

コンロッド 88.8→95
連結桿の長さ不変で ポアアップ するため、クランクピンが直下の状態に在るときの気筒Vバンク間干渉限界がより厳しくなる。

Vバンク間の左右クランクケースを締結するボルトの異形断面化や、ピストンピン下寸法短縮、シリンダライナー挿入部長さ縮小が必要になる。(詳細：別紙参照)

この結果、下死点に於けるピストンピン
設計ガイドライン
下部嵌合長さは10.6mm (0.11D) となり、0.2Dを大幅に下回る。



(2). ピストン

Vバンク間干渉限界により、[ピストンピン下寸法] < 15.916mm となり、不足である。

コンプレッション ハイット
スカート長さ確保のため、ピストンピン上寸法を 約2mm 増寸する。(航空発動機に実例あり)

(3). シリンダヘッド

弁配置は放射4弁とし、平行4弁配置では得られない大径の吸気弁 ($d_i = 0.442D$) を実現した。燃焼室は Rounded Pentroof.

吸排気ポートは隣接するシリンダヘッドを避け、斜め方向に開口する。

このため、叉状の吸排気ポートの形状は非対称で、開口部に対し、手前のブランチと奥のブランチでは、長さや曲がり異なるため、分岐後の各々の弁部流量が同一になるとは限らない。

シリンダヘッド取付のヘッドボルト位置は、シリンダバレル取付ナットと吸排気ポートを避けて配置したため、非常に変則的な配列となる。 [数] × [サイズ] { $2 \times 5/16-18 \text{ UNC}$
 $4 \times 3/8-16 \text{ UNC}$

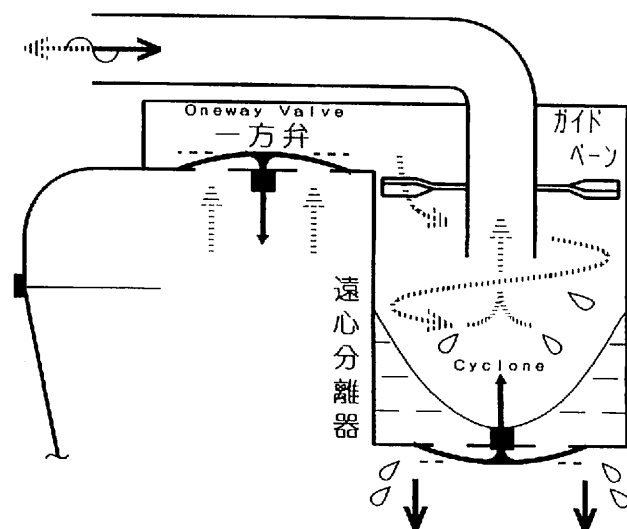
4弁化に伴い、ヘッド上面に冷却空気の導入が困難になり、空冷方式では冷却不良の懸念が生じたため、ヘッド上面のみ潤滑油による油冷とする。

弁 配 置		
項 目 \ 吸 排	吸 気	排 気
正面弁傾角	30°	27.5°
弁間挟角	15°	15°
平面弁傾角	14.751444914°	15.913765315°
実 弁 傾 角	30.213620964°	27.702122917°

油温上昇に対応するため、オイルクーラーの設置が必要。さらに、開発状況如何によつては、オイルポンプ調圧弁からのレリーフオイルを直接ヘッド上面に供給する等の対策が必要。

ヘッド上部の構成は、現行の多重構造（ロッカーシャフトホルダー・バルブケース・ロッカーカバー）を廃し、ロッカーカバーのみとした。

ロッカーカバー内には、クランクケースの呼吸作用による往復流を利用したオイルセパレータを設けた。油滴およびブローバイガスを含む空気がクランクケースから押出されると、上方の一方弁を押上げ、ガイドベーンにより旋回流となって遠心分離器に流入し、油を分離して外部に流出する。



ピストンの上昇によりクランクケースが負圧になると、外気がエンジンに流入し、遠心分離器底部の一方弁を押下げ、分離した油もろともクランクケースに吸引される。

ヘッドガスケットは3層ハードガスケットを用い、全屈高さは 0.7mm。

(4). 動弁機構

カム軸駆動機構は、ベースモデルのそれを流用。(モジュール (DP=16) 工角圧力角 転移係数 クランクギヤ歯数
減速ギヤ歯数 カムギヤ歯数 ①～②軸間距離 ②～③軸間距離 ①～②噛合率 ②～③噛合率
 $Z_2 = 36$, $Z_3 = 28$, $a_{12} = 42.8625$, $a_{23} = 44.45$, $\varepsilon_{12} = 1.729$, $\varepsilon_{33} = 1.759$.)

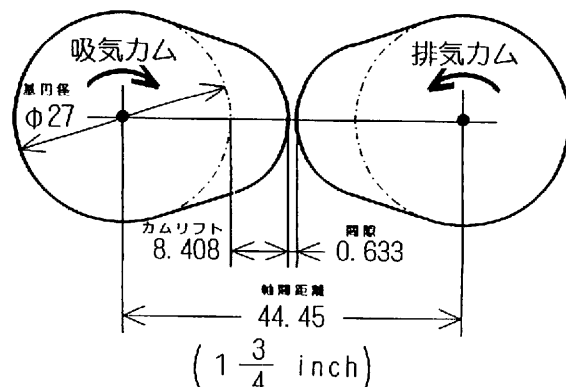
平面フォロワ ($R \rightarrow \infty$)ではなく、ローラーフォロワ ($R \neq \infty$)であり、かつローラー径が小さいため、カムの正加速度がある値を超えると、その部分のカムロブが凹面になり、汎用のカム研削盤では研削不能である。

カムプロフィール設計の要諦は、[狭い作動角][広い時間面積][高い限界速度]を高いレベルで成立させることであり、短く大きい正加速度と長く小さい負加速度の組合せが原則である。

ローラーフォロワに於ける正加速度の大きさは、カムの基円径とフォロワのローラー径の和に比例するので、基円径とローラー径の和を干渉限界まで大きくする。(詳細：別紙参照)

ローラー付HLAは、ベースモデルのそれを流用するため、ローラー径は不変 ($\phi 17.78$) があるので、カムの基円径のみを増径する。

$$\phi 24.765 \Rightarrow \phi 27$$



既述の理由で、正加速度の上限は「基円径」+「ローラー径」で定まり、高加速度カムの設定は不能で、短い区間で高いリフトを取り得ず、高リフトを得るためには ^{Wide Event Angle} 長い区間 広作動角が必要になり、作動角に占める正加速度区間の割合・遷移点係数は 0.4と異様に大きくなる。

設定したカムプロファイルは、作動角:286.5° 最大リフト:11.8mm 限界回転速度:8000rpm

高リフト、高回転で2本の弁を駆動するHLAは、高荷重による大きなリークダウンが予想されるため、下りランプの高さを ^{Ramp height} 0.7mm弱の大きな値とした。(詳細：別紙参照)

一方、作動角の長大化を防ぐため、負の加速度区間を相対的に小さく設定したことにより、負の加速度の値が大きくなり、それに打ち勝つ弁ばね荷重も大きなものが必要になる。

エンジン全高をベースモデルのそれと同一以下に納めるため、弁軸方向の高さには制限が生ずる。ロッカーアーム調整ねじの揺動範囲や、吸排気ポートの太さ等に ^{Adjust Screw} 必要な空間を差し引いた残りの空間が弁ばねの生存空間となる。

高リフト・大荷重の弁ばねを狭い空間で成立させるため、2段ピッチばねの採用は諦め、正常作動時には機能せず、制振機能のみで設けられる密巻部を廃止してばね高さを低減する。

振動対策は、固有振動数を離れた二重ばねの内外径を干渉気味に設定し、振動時には相対運動による摩擦で制振する。

動弁機構は、強大な作動力に対処する方策を考慮した。ロッカーシャフトは4弁化に伴い長くなったので、曲げ剛性維持のため増径した。(φ14⇔φ20)

ロッカーアームのプッシュロッド側腕には、8000rpmで700kgを超える荷重が発生するので、^{アーム} プッシュロッドシートは面圧低減策を講じ、材料は焼入硬化の高炭素鋼を用いる。(別紙参照)

バルブ側腕で揺動運動を直線

運動に変換する部位は、

放射4弁による

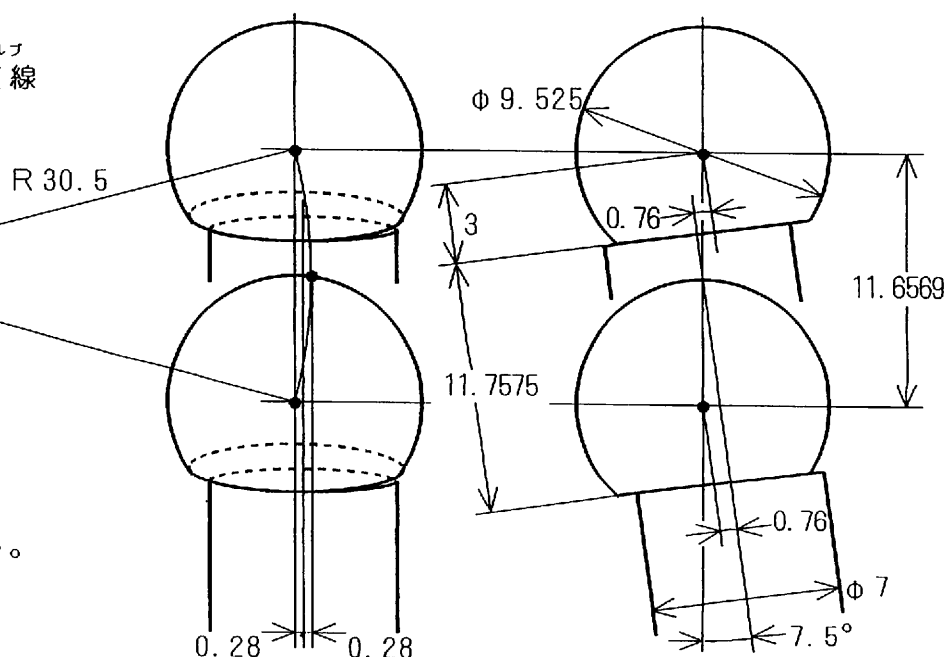
弁挟角(15°)

のため、滑り

が生ずるので

^{Spherical sliding joint} 球面滑り接手を

調整ねじの先端に取り付ける。



球体 & 円錐体の接触面圧

2001. 5. 20
石川

I. 接触線分布荷重の最小値

$$F = 2\pi r \cos\theta \cdot f_v \Rightarrow f_v = \frac{F}{2\pi r \cos\theta}$$

$$f = \frac{f_v}{\sin\theta} = \frac{F}{2\pi r \sin\theta \cos\theta} = \frac{F}{\pi r \sin 2\theta}$$

$2\theta = 90^\circ$ で $\sin 2\theta = 1 \Rightarrow$ 最大となり

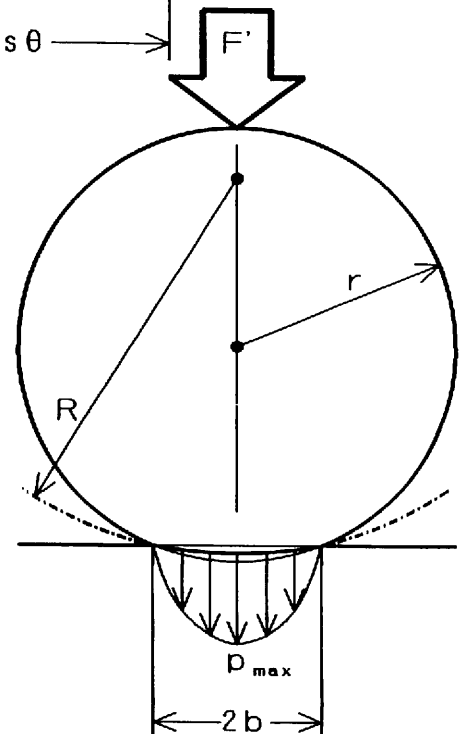
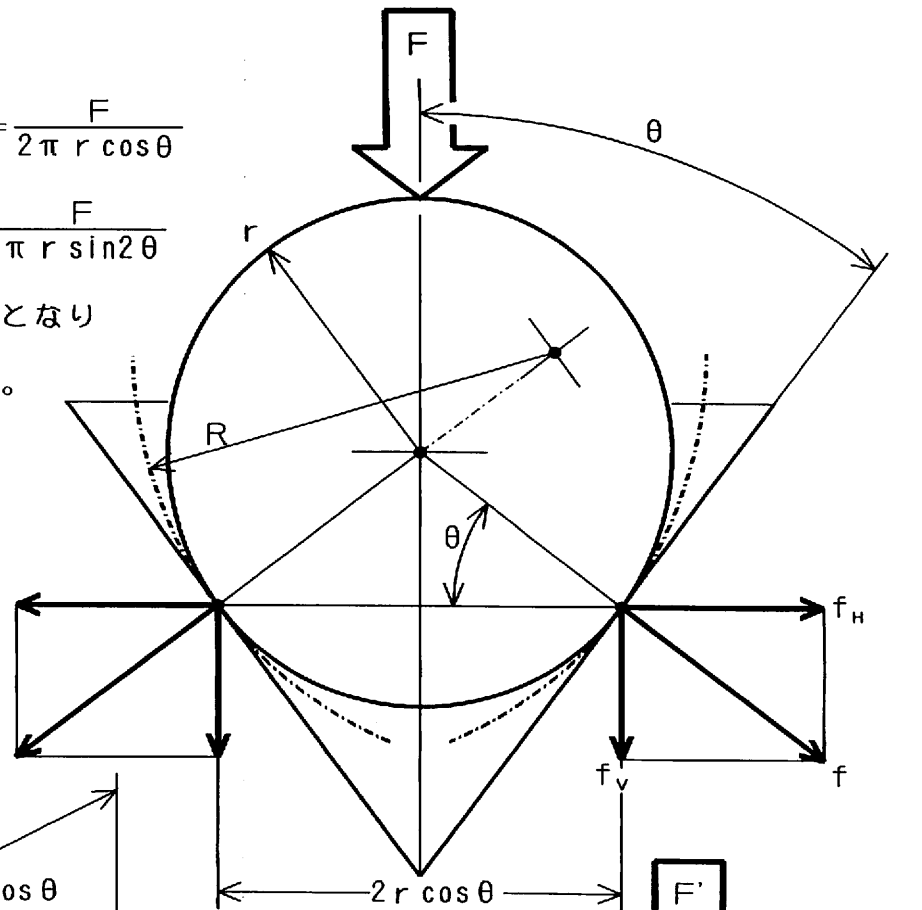
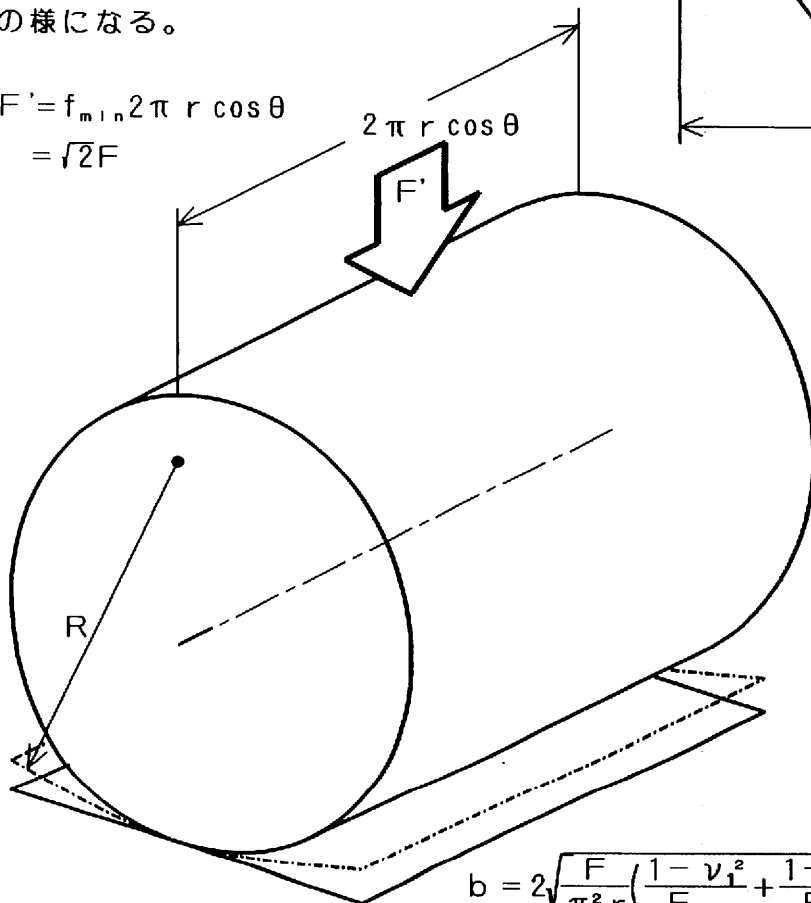
その逆数である f は最小となる。

$$\therefore f_{\min} = \frac{F}{\pi r} \quad \theta = 45^\circ$$

II. 曲面円錐のRと面圧

球の中心と接触線で形成される円錐面を展開すると下図のようになる。

$$F' = f_{\min} 2\pi r \cos\theta = \sqrt{2}F$$



$$b = 2\sqrt{\frac{F}{\pi^2 r} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) / \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{R} \right)} \quad \text{Hertzの応力} \quad p_{\max} = \frac{2F}{\pi^2 b r}$$

$$\left. \begin{array}{l} \nu_1 = \nu_2 = 0.29 \quad E_1 = E_2 = 21000 \text{ kg/mm}^2 \\ r = 4.7625 \quad R = 7.9375 \text{ \& } \infty \quad F = 500 \text{ kg} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} R = \infty : b = 0.133, p_{\max} = 160.0 \text{ kg/mm}^2 \\ R = 7.9375 : b = 0.210, p_{\max} = 101.2 \text{ kg/mm}^2 \end{array} \right.$$