

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIECONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

- O regulacji gaźników, nap. Dr. Inż. Bolesław Szczeniowski.
- O rozmieszczeniu naprężeń tnących w przekrojach łuku kołowego pod wpływem działania siły tnącej w kierunku promienia, nap. Dr. Inż. Witold Billewicz.
- Obliczenie płyty żelbetowej, rozpiętej ścianami tunelu kolejowego w Warszawie, napisali Inżynierowie W. Żenczykowski i Z. Wasułyński.
- Nowoczesna budowa zapory i zakładu wodnego (dok.), nap. Inż. Z. Śliwiński.
- Przegląd pism technicznych.
- Nekrologja.

SOMMAIRE:

- Sur la régulation des carburateurs, par M. B. Szczeniowski, Dr. ès sc. techn., Ingénieur.
- Sur la répartition des tensions au cisaillement dans les sections d'un arc circulaire sous l'action d'une force tranchante radiale (suite et fin), par M. W. Billewicz, Dr. ès sc. techn., Ingénieur.
- Le calcul de la dalle en béton armé s'opposant à la poussée des murs du tunnel ferroviaire de Varsovie, par MM. W. Żenczykowski et Z. Wasułyński, Ingénieurs.
- Construction moderne d'un grand barrage et d'une usine hydro-électrique (suite et fin), par M. Z. Śliwiński, Ingénieur.
- Revue documentaire.
- Nécrologie.

O regulacji gaźników^{*)}.

Napisał Dr. Inż. Bolesław Szczeniowski.

Występujące w gaźniku samochodowym zjawiska hydrodynamiczne są bardzo złożone, a ich ścisłe ujęcie teoretyczne jest o tyle trudne, że dotychczas nie zostało opracowane w sposób zadawalający. Oparcie się na prawie Bernoulli'ego byłoby bardzo grubym przybliżeniem, nie wystarczającym nawet do prowizorycznych obliczeń praktycznych. Jednakże w wypadkach, gdy chodzi o wartości porównawcze, w stosunku do pewnego typowego paliwa, dla którego zasadnicze wymiary gaźnika (dysza powietrzna, rozpylacz, kompensator i t. d.) są już w sposób doświadczalny, np. przy pomocy analizowania spalin, ustalone dla najlepszych warunków spalania, wyrażających się przez osiągnięcie odpowiedniej, możliwie jednakowej w całym zakresie działania silnika, wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ , przybliżony rachunek, w myśl prawa Bernoulli'ego, pozwala na osiągnięcie wystarczającej w praktyce dokładności.

W pracy niniejszej nie zamierzam podawać ogólnej teorii gaźnika, lecz jedynie podać proste, oparte na pewnych założeniach upraszczających wzory, pozwalające na określenie, jak należy zmienić zasadnicze wymiary gaźnika w wypadku, gdy zmieniamy rodzaj środka napędowego, np. gdy gaźnik, dotychczas zasilany benzyną, ma zacząć pracować na mieszankę napędową, złożoną z innych składników.

Zagadnienie to zyskuje obecnie coraz bardziej na aktualności ze względu na to, że postulat niepreregulowywania gaźnika przy zamianie benzyny na mieszankę napędową, przestrzegany u nas dotychczas, z różnych względów, konsekwentnie i z uporem, ogranicza udział środka uszlachetniającego, jakim jest alkohol, do 20% najwyżej, o ile

chcemy aby *wszystkie* cechy dodatnie napędu mieszanką przewyższały, lub conajmniej dorównywały benzynie. Przy tego rodzaju sztucznie postawionej zaporce wyczuwać się już dziś daje pewien nadmiar pomysłów w dziedzinie tworzenia nowych mieszanek napędowych, przynajmniej w stosunku do wyników tą drogą osiągniętych.

Opierając się na dotychczasowych wynikach badań mieszanek napędowych stwierdzić można niewątpliwie, że uszlachetniający wpływ alkoholu w mieszance napędowej nie ustaje bynajmniej na zawartości 20%, lecz rozciąga się znacznie dalej, o ile stworzymy odpowiednie po temu warunki konstrukcyjne i fizyko-chemiczne. Mam wrażenie, że świadomość tego faktu stawać się będzie już wkrótce, częściowo z konieczności, coraz powszechniejszą.

Pierwszym krokiem ku stworzeniu wspomnianych warunków jest przyjęcie możliwości przeregulowywania gaźnika, jako stosunkowo najprostszego. Dalszym etapem byłoby podniesienie do odpowiedniej granicy stopnia sprężania w silniku. Jest to jednak trudniejsze do przeprowadzenia i możliwe do osiągnięcia jedynie drogą ewolucji, ze względu na szeroko rczbudowany i przystosowany do masowej produkcji przemysł samochodowy oraz ogromną liczbę samochodów wykonanych i posiadanych przez odbiorców.

Poniżej wyłożona teoria może się stać nietylko ułatwieniem przy dość żmudnym ustalaniu zasadniczych wymiarów gaźnika dla nowego środka napędowego drogą prób, ale również być pomocną przy opracowywaniu nowych pomysłów mieszanek napędowych.

*) Referat wygłoszony na tegorocznym Zjeździe Inż. Mecz. Polskich.

Niech średnica rozpylacza dla paliwa porównawczego, ustalona doświadczalnie, wynosi d mm.

D. 251/53

Paliwo wypływa przez ten otworek pod wpływem różnicy ciśnień $p_0 - p$, przytem p_0 jest ciśnieniem atmosferycznym, panującym również w komorze pływakowej gaźnika, mającej z zasady zapewnioną komunikację z otaczającym powietrzem przez otwór w przykrywie, p jest ciśnieniem, panującym w najwyższym przekroju dyszy powietrznej, w którym również znajduje się wylot rozpylacza. Różnica ciśnień $p - p_0 = \Delta p$, w myśl równania Bernoulli'ego, zależy od szybkości powietrza w najwyższym przekroju dyszy, która znowu jest funkcją położenia przepustnicy w gaźniku, regulującej ilość mieszanki gazowej dążącej do cylindra, ilości obrotów silnika oraz średnicy najwyższego przekroju dyszy powietrznej, czyli, inaczej mówiąc, zależy od rodzaju gaźnika i silnika oraz od jego obciążenia i szybkości. Okoliczność ta utrudniałaby przeprowadzenie ogólnego rachunku, jednak można ją ominąć, uwzględniając, że gaźnik posiada zwykle lepszą lub gorszą korekcję, tak że stosunek paliwa do powietrza w mieszance gazowej, otrzymywanej z gaźnika, można uważać w przybliżeniu za stały, niezależnie od warunków pracy silnika i jego typu. Wówczas wystarczy brać pod uwagę tylko podciśnienie Δp w dyszy, od którego zależy ilość przepływającego powietrza i paliwa.

Jeżeli więc porównujemy ze sobą dwa paliwa przy pewnym tem samym, zresztą dowolnym, podciśnieniu, w tym samym gaźniku i przy tej samej dyszy, to w obu wypadkach mamy do czynienia z niemal identycznymi ilościami objętościowymi i wagowymi powietrza, przepływającymi w jednostkę czasu, wystarczy więc tak dobrać otworek w rozpylaczu, aby w obu wypadkach ilość wypływającego paliwa była odpowiednia ze względu na spalanie. Ilość wypływającego w jednostkę czasu paliwa, według równania Bernoulli'ego, jest

$$G = \gamma \frac{\pi d^2}{4} \alpha \sqrt{\frac{2g \Delta p}{\gamma}} = \frac{\pi}{4} \alpha \sqrt{2g \Delta p} d^2 \sqrt{\gamma} \text{ kg/sek, (1)}$$

gdzie γ — ciężar właściwy paliwa, g — przyspieszenie ziemskie, α — współczynnik wypływu, ujmujący opory hydrauliczne. W powyższym wzorze nie uwzględniono różnicy poziomów; zwykle w gaźnikach wylot rozpylacza daje się z pewnych względów o kilka milimetrów wyżej od poziomu paliwa w komorze pływakowej, przytem czasami otworek kalibrowany umieszcza się o parę centymetrów poniżej poziomu, jednakże różnica ta w porównaniu z Δp , wynoszącą 20 do 60 cm słupa wody, czasami nawet więcej, jest niewielka, i można ją pominąć, zwłaszcza dlatego, że w następstwie przyjmować będziemy nie same szybkości, lecz ich stosunek.

Załóżmy, że wzór (1) odnosi się do paliwa porównawczego, zaś dla paliwa badanego mamy analogicznie

$$G' = \frac{\pi}{4} \alpha' \sqrt{2g \Delta p} d'^2 \sqrt{\gamma'}, \dots (2)$$

przytem mamy tu już inny współczynnik wypływu α' . Współczynnik wypływu zależy w dużej mierze od kształtu rozpylacza oraz od lepkości przepły-

wającej cieczy, bierzemy jednak pod uwagę pewien określony typ gaźnika, do którego rozpylacze wykonywane są w sposób geometrycznie identyczny, a różnią się jedynie średnicą otworka; jej zmiany mają w pewnych granicach wpływ stosunkowo nieznaczny, pozostaje więc do uwzględnienia jedynie lepkość. Lepkości paliw takich, jak benzyna, benzol, alkohol i t. d., różnią się między sobą niewiele, większe różnice możnaby zaobserwować jedynie w wypadku paliw ciężkich, jak nafta lub olej gazowy.

W celu wykrycia różnic lepkości paliw najczęściej używanych, nie rozporządzając narazie specjalnym przyrządem do badania rozpylaczy, przeprowadziłem w Laboratorium Maszyn Politechniki Warszawskiej badania tych paliw aparatem Englera. Warunki przepływu w aparacie Englera nie odpowiadają ściśle warunkom zachodzącym w gaźniku, gdyż otworek jest większy i znacznie dłuższy. Wogóle przepływ przez rozpylacz jest zjawiskiem złożonym, nie będącym ściśle ani ruchem burzliwym, ani laminarnym, przytem im dłuższy jest otworek i im mniejsza jego średnica, tem bardziej ruch zbliża się do laminarnego. W aparacie Englera średnica otworu jest parokrotnie większa niż w rozpylaczach, zato jego długość jest większa kilkanaście razy, tak że ruch jest bardziej zbliżony do laminarnego, a współczynnik α wypadnie mniejszy. Ponieważ jednak chodzi nam nie o wartości bezwzględne, lecz o porównanie, wyniki uzyskane na aparacie Englera uważać będziemy za wystarczające do naszych celów.

W aparacie użytym do badań wysokość początkowa słupa cieczy, od ostrzy do dolnego wylotu z otworka, wynosiła $h_p = 50,0$ mm, średnica naczynia $D = 105,8$ mm, przytem mierzono czas wypływu 200 cm^3 cieczy, zatem końcowy słup cieczy $h_k = 50 - \frac{4.200.000}{\pi.105,8^2} = 27,24$ mm. Średnica otworka na wylocie wynosiła $d = 2,8$ mm.

Oznaczmy wysokość słupa cieczy w aparacie w chwili τ przez x , wówczas wydatek

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \alpha \sqrt{2gx} \text{ m}^3/\text{sek,}$$

czyli w ciągu czasu $d\tau$ wypłynie cieczy

$$\frac{\pi d^2}{4} \alpha \sqrt{2gx} d\tau,$$

przytem poziom w naczyniu obniży się o dx , czyli

$$-\frac{\pi D^2}{4} dx = \frac{\pi d^2}{4} \alpha \sqrt{2gx} d\tau;$$

stąd otrzymamy czas wypływania 200 cm^3 cieczy:

$$\begin{aligned} \tau &= -\frac{D^2}{d^2} \int_{h_p}^{h_k} \frac{d\alpha}{\sqrt{2gx}} = \frac{2D^2}{d^2 \sqrt{2g}} \alpha (\sqrt{h_p} - \sqrt{h_k}) = \\ &= \frac{2.4.0,0002}{\pi d^2 \sqrt{2g} \alpha (\sqrt{h_p} + \sqrt{h_k})} = \end{aligned}$$

$$= \frac{2.4 \cdot 0,0002}{\pi \cdot 0,0028^2 \cdot 2.9,81 (1 - 0,05 + 1) \cdot 0,02724} =$$

$$= \frac{37,8}{\alpha} \text{ sek,}$$

albo

$$\alpha = \frac{37,8}{\tau}$$

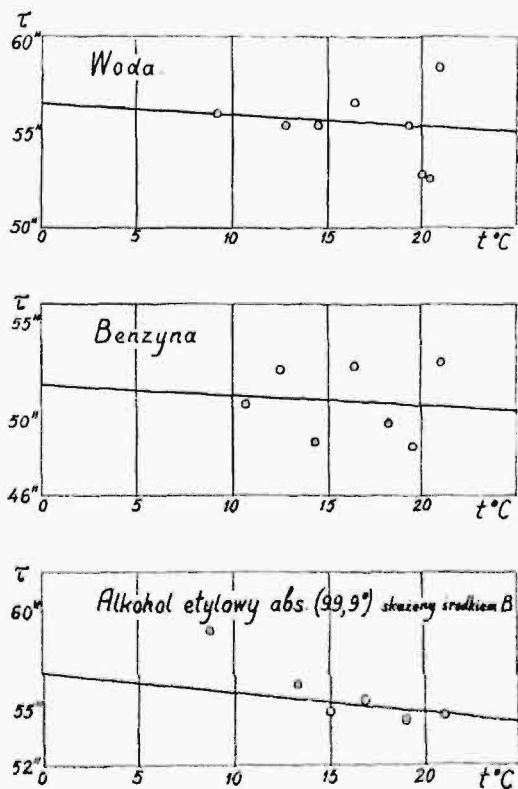
Jeżeli porównujemy dwie ciecze o spłczynnikach wypływu α' i α , wówczas

$$\frac{\alpha'}{\alpha} = \frac{\tau}{\tau'}$$

czyli spłczynniki wypływu są odwrotnie proporcjonalne do lepkości.

Badaniu poddane były następujące ciecze: 1) woda, 2) benzyna gazolinowana z f. „Karpaty”, o ciężarze właściwym $\gamma = 0,740 \text{ kg/l}$, 3) benzol motorowy oczyszczany 60%, z Fabryki Chemicznej gazowni warszawskiej, o ciężarze właściwym $\gamma = 0,844$, 4) alkohol etylowy absolutny (99,9%), skazony środkiem „B” w ilości 1% obj., 5) mieszanka 50% benzyny i 50% alkoholu etyl. objętościowo, 6) mieszanka 50% benzolu i 50% alkoholu etyl., 7) mieszanka 50% benzyny i 50% benzolu. Wykonano po kilka pomiarów przy różnych temperaturach, wahających się od 8 do 23°C. Wyniki badań ujęto wykreślnie na rys. 1 do 7. Analitycznie wyniki te dają się ująć dla zakresu $0 \leq t \leq 25^\circ \text{C}$ linjowo:

- dla wody $\tau = 56,5 - 0,055 t$,
- „ benzyny $\tau = 51,8 - 0,053 t$,
- „ benzolu $\tau = 50,26 - 0,053 t$,
- „ alkoholu etyl. $\tau = 56,8 - 0,1 t$;



Rys. 1—3.

dla mieszanki 50% benzyny i 50% alkoholu etylowego (objętościowo)

$$\tau = 53,6 - 0,077 t,$$

dla mieszanki 50% benzolu i 50% alkoholu etylowego

$$\tau = 53,46 - 0,132 t$$

oraz dla mieszanki 50% benzyny i 50% benzolu

$$\tau = 50,4 - 0,099 t.$$

Chcąc oprzeć się przy obliczaniu spłczynników α dla mieszanek na wartościach określonych dla składników, można przyjąć zależność linjową

$$\alpha_m = x \alpha_x + y \alpha_y + z \alpha_z,$$

gdzie x, y, z oznaczają udziały objętościowe benzyny, benzolu i alkoholu, zaś $\alpha_x, \alpha_y, \alpha_z$ — ich spłczynniki wypływu, przytem popełniamy błąd, który w zakresie temperatur od 0 do 20°C waha się w granicach:

dla mieszanki

50% benzyny i 50% alkoholu etylowego od $-1,17\%$ do $-1,3\%$,

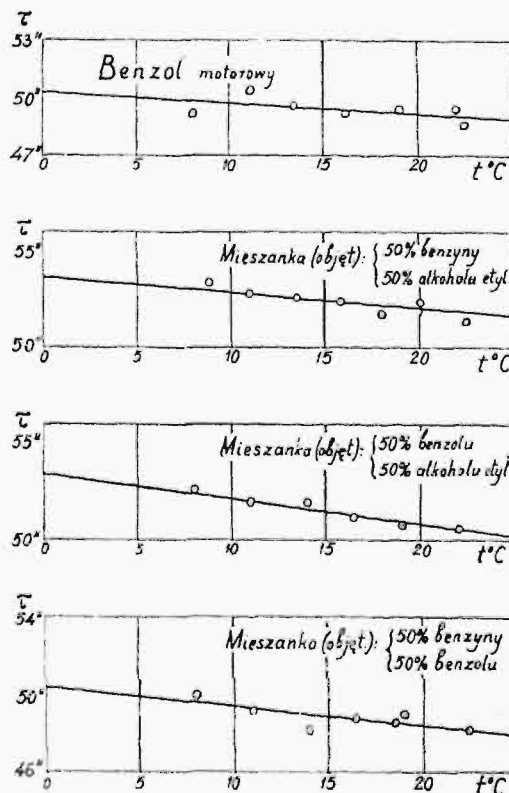
50% benzolu i 50% alkoholu etylowego od $+0,2674\%$ do $-2,03\%$,

50% benzyny i 50% benzolu od $-1,21\%$ do $-3,122\%$.

Błędy te, wobec i tak niewielkich różnic lepkości rozważanych paliw, można uznać za zupełnie dopuszczalne.

Przy obliczaniu regulacji gaźnika dla paliwa zastępczego, bezwzględne wartości spłczynników wypływu nie są potrzebne; wystarczy znać stosunek

$$\varepsilon = \frac{\alpha'}{\alpha} = \frac{\tau}{\tau'}$$



Rys. 4—7.

Jeżeli paliwem zastępczym ma być mieszanka potrójna, zaś porównawczem benzyna, wówczas

$$\varepsilon = \frac{\alpha_m}{\alpha_x} = x + y \frac{\alpha_y}{\alpha_x} + z \frac{\alpha_z}{\alpha_x} = x + y \varepsilon_y + z \varepsilon_z.$$

Wartości ε dla benzyny, benzolu, alkoholu etylowego i mieszanin tych trzech składników dają się łatwo wyznaczyć przy pomocy podanych wyżej wzorów lub wykresów 1—7, przytem okazuje się, że, przy porównaniu benzolu z benzyną, ε jest niezależne od temperatury, przynajmniej w zakresie $0 \leq t \leq 20^\circ \text{C}$, i wynosi stale 1,031, zaś przy porównaniu alkoholu etylowego z benzyną, w zakresie $0 \leq t \leq 20^\circ \text{C}$, ε zmienia się zaledwie od 0,912 do 0,926, wystarczy więc przyjąć wartość średnią 0,919 dla wszelkich temperatur od 0 do 20°C . Dla mieszanki potrójnej, składającej się z x benzyny, y benzolu i z alkoholu etylowego objętościowo, będzie w porównaniu z benzyną:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= x + 1,031 y + 0,919 z = \\ &= 1 + 0,031 y - 0,081 z \dots \quad (x) \end{aligned}$$

Zapotrzebowanie powietrza w kg na kg paliwa o wagowym składzie pierwiastkowym: węgla C%, wodoru H%, tlenu O%, siarki S% i t. d., określa się wzorem:

$$\left[\frac{C}{100} \cdot \frac{32}{12} + \frac{H + 0,125 (S - O)}{100} \cdot \frac{32}{4} \right] \frac{100}{23} =$$

$$= 0,1159 \left\{ C + 3 [H + 0,125 (S - O)] \right\} \text{ kg/kg,}$$

czyli na 1 kg powietrza należy doprowadzić paliwa

$$B = \frac{1}{0,1159 \{ C + 3 [H + 0,125 (S - O)] \}} \text{ kg/kg} \quad (3)$$

Załóżmy, że wzór (3) odnosi się do paliwa porównawczego, zaś dla paliwa badanego, o składzie C' , H' , S' , ..., będzie analogicznie:

$$B' = \frac{1}{0,1159 \{ C' + 3 [H' + 0,125 (S' - O')] \}} \text{ kg/kg} \quad (4)$$

Jeżeli dla paliwa porównawczego ustalono w sposób doświadczalny, że, przy pewnym odpowiednim do dobrego spalania spólczynniku nadmiaru powietrza λ , średnica otworka rozpylacza musi wynosić d , to chcąc dla paliwa badanego zachować tę samą wartość λ , musimy zwiększyć średnicę otworka do d' , tak aby

$$\frac{G'}{G} = \frac{B'}{B},$$

czyli otrzymamy

$$\begin{aligned} d' &= \frac{d}{\sqrt{\varepsilon}} \sqrt{\frac{C + 3 [H + 0,125 (S - O)]}{C' + 3 [H' + 0,125 (S' - O')]} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma'}} = \\ &= \beta d \dots \dots \quad (5) \end{aligned}$$

W rozważaniach powyższych nie uwzględniono zmiany poziomu w komorze pływakowej, spowodowanej zmianą ciężaru właściwego paliwa, wobec tego, że zmiana ta zwykle w praktyce nie przekracza 3 milimetrów, co, w porównaniu z podciśnieniem w dyszy, jest wielkością znikomą.

Wzór (5), odnoszący się, ściśle biorąc, jedynie do tak zwanego rozpylacza głównego, stosuje się również i do rozpylacza „wolnych obrotów“, który przy wolnych obrotach silnika nieobciążonego pracuje w sposób zupełnie podobny, zaś przy większym obciążeniu i obrotach wogóle nie podaje paliwa, lecz tylko pewną, zresztą znikomą, ilość powietrza dodatkowego, tak że

$$d_r' = \beta d_r \dots \dots \quad (6)$$

Dla gaźników nie posiadających kompensacji, a tylko urządzenie do t. zw. dodatkowego powietrza, powyższy rachunek jest wystarczający i daje dostateczną dla praktyki dokładność, bowiem ilość dodatkowego powietrza jest funkcją podciśnienia w dyszy, niezależną od zjawisk, zachodzących w rozpylaczach, ustaloną w sposób odpowiedni dla danego gaźnika. W wypadkach, gdy spólczynnik β różni się niewiele od jedności, można nie dokonywać zmiany rozpylaczy, o ile tylko przytem spólczynnik nadmiaru powietrza, zmieniwszy się z λ na λ' , pozostanie w dopuszczalnych granicach. Wartość λ' obliczamy ze wzoru

$$\lambda' = \frac{\lambda}{\varepsilon} \sqrt{\frac{C + 3 [H + 0,125 (S - O)]}{C' + 3 [H' + 0,125 (S' - O')]} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma'}} = \beta^2 \lambda \dots \quad (7)$$

Najodpowiedniejsza wartość λ dla silnika samochodowego mieści się w granicach od 1,0 do 1,1, przytem wartości niższe odpowiadają większej, możliwej do uzyskania, mocy, zaś większe — mniejszemu jednostkowemu rozchodowi paliwa. Poniżej $\lambda = 1,0$ moc maksymalna jeszcze wprawdzie do pewnego stopnia wzrasta, ale silnik pracuje już w całym obszarze swej charakterystyki zbyt nieekonomicznie, zaś powyżej $\lambda = 1,1$ jakość spalania jeszcze do pewnego stopnia się polepsza, ale moc maksymalna już zbyt szybko się obniża; poza pewną granicą wystąpić może nawet pogorszenie się jakości spalania i pojawić się spalanie przewlekłe, spowodowane obniżeniem się temperatur. Przypuśćmy, że dla paliwa porównawczego $\lambda = 1,02$, wówczas największą dopuszczalną wartością β przy niewymie-

nieniu rozpylaczy byłyby $\beta = \sqrt{\frac{1,1}{1,02}} = 1,039$, zaś

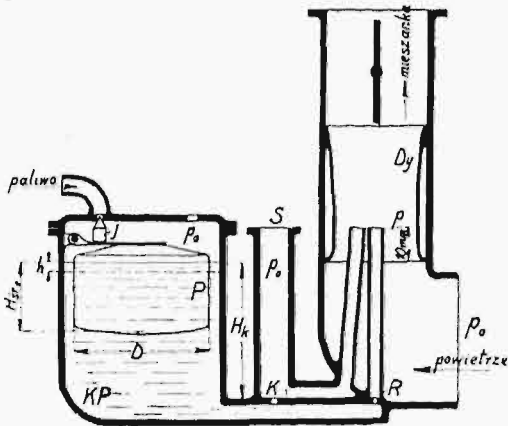
najmniejszą $\beta = \sqrt{\frac{1,0}{1,02}} = 0,991$.

O ile rozpylacze ulegają wymianie, ale dajemy je nie według obliczenia (d'), lecz nieco inne (d''), wówczas

$$\lambda' = \lambda \left(\frac{d'}{d''} \right)^2 = \lambda \beta^2 \left(\frac{d}{d''} \right)^2.$$

Dla gaźników, w których korekcja osiągnięta jest przez zastosowanie kompensacji, niezbędne jest przeprowadzenie osobnego rachunku dla kompensatora. W tym wypadku nietylko w komorze pływakowej KP, ale również w komorze kompensatora S (rys. 8) panuje ciśnienie atmosferyczne, zaś wpływ przez otworek w kompensatorze K odbywa się jedynie pod wpływem różnicy poziomów H_k . Różnica ta wynosi zazwyczaj zaledwie kilkadziesiąt milimetrów, wobec czego konieczne

jest uwzględnienie zmian poziomu w komorze pływakowej, spowodowanych zmianami ciężaru wła-



Rys. 8. Schemat gaźnika z kompensacją.
 P — pływak, KP — komora pływakowa, K — kompensator,
 R — rozpylacz główny, Dy — dysza powietrzna, S — komora
 kompensatora rozpylacza i rozruchowego, I — igła regulująca
 dopływ paliwa.

ściwego paliwa. Załóżmy, że ciężar pływaka wynosi G_p , a pojemność części zanurzonej V , wówczas

$$V\gamma = G_p,$$

gdzie γ oznacza ciężar właściwy paliwa. W wypadku paliwa o większym ciężarze właściwym, wynoszącym γ' , część zanurzona pływaka będzie miała pojemność V' , przyczem

$$V'\gamma' = G_p, \text{ czyli } \frac{V'}{V} = \frac{\gamma}{\gamma'}.$$

Przyjmujemy, że w obu wypadkach dopływ paliwa jest dostateczny, to znaczy igła I przymyka otworek paliwowy niemal zupełnie, zaś pływak znajduje się w swem położeniu najwyższym, gdyż zmiany położenia igły, wywołane zmianą zapotrzebowanej ilości paliwa, są tak minimalne, że można je pominąć. Wobec tego obniżenie się poziomu o h w komorze pływakowej obliczymy ze związku

$$\frac{\pi D^2}{4} h = V - V' = (1 - \frac{\gamma}{\gamma'}) V,$$

gdzie D oznacza średnicę pływaka; wyniesie ono

$$h = \frac{4(1 - \frac{\gamma}{\gamma'}) V}{\pi D^2}.$$

Dno pływaka ma zwykle kształt nieco wypukły, możemy jednak wprowadzić średnią wysokość H_{sr} i określić pojemność V jako

$$V = \frac{\pi D^3}{4} H_{sr},$$

wobec czego

$$h = (1 - \frac{\gamma}{\gamma'}) H_{sr}. \quad (8)$$

Weźmy dla przykładu benzynę średnią $\gamma = 0,740$ i benzol $\gamma' = 0,880$, jako najcięższy z paliw, stosowanych bez domieszek do napędu silników samochodowych, oraz gaźnik „Zenith” nowego typu, dla którego $H_{sr} = 20$ mm; wówczas

$$h = \left(1 - \frac{0,74}{0,78}\right) 20 = 3,16 \text{ mm}.$$

Przez otworek kompensatora o średnicy d_k wypływa w jednostkę czasu

$$G_k = \frac{\pi d_k^2}{4} \alpha \sqrt{2g H_k} = \frac{\pi \alpha^2}{4} 2g d_k^2 \sqrt{H_k}. \quad (9)$$

Niech wzór ten odnosi się do paliwa porównawczego, zaś dla paliwa badanego będzie analogicznie

$$G'_k = \frac{\pi d_k'^2}{4} \alpha' \sqrt{2g H'_k}. \quad (10)$$

przytem

$$H'_k = H_k - h = H_k - (1 - \frac{\gamma}{\gamma'}) H_{sr}. \quad (11)$$

Ponieważ wogóle powinno być

$$\frac{G' + G'_k}{G + G_k} = \frac{B'}{B} = \frac{G'_k}{G_k},$$

zatem, uwzględniając równania (3), (4), (9) i (11), otrzymamy ostatecznie:

$$d'_k = d_k \sqrt{\frac{C + 3[H + 0,125(S - O)] \sqrt{\gamma/\gamma'}}{\alpha' C + 3[H' + 0,125(S' - O)] \sqrt{\gamma'/\gamma - (\gamma'/\gamma - 1)H_{sr}/H_k}}} = \delta d_k; \quad (12)$$

przytem łatwo zauważyć, że

$$\delta = \frac{\beta}{\sqrt{\gamma'/\gamma - (\gamma'/\gamma - 1)H_{sr}/H_k}}, \quad (13)$$

zatem współczynniki δ i β różnią się tem bardziej, im większa jest różnica ciężarów właściwych porównywanych paliw, przytem $\delta \leq \beta$, o ile $\gamma' = \gamma$ i naodwrot.

Pozostaje do rozstrzygnięcia pytanie, jak zmieni się współczynnik nadmiaru powietrza λ w wypadku, gdy, przy zmianie paliwa, pozostawimy stare rozpylacze i kompensator. Ilości paliwa, wypływające przez rozpylacz i kompensator, nie pozostają w stałym stosunku do siebie, gdyż stosunek $\frac{G_k}{G}$ jest funkcją Δp . Uwzględniając wzory (1) i (9) oraz zakładając, że w obu wypadkach współczynniki wypływu α są identyczne, otrzymamy

$$\frac{G_k}{G} = \frac{d_k^2}{d^2} \sqrt{\frac{\gamma H_k}{\Delta p}},$$

albo

$$k = \frac{100 G_k}{G + G_k} = 100 \frac{(d_k/d)^2 \sqrt{\frac{\gamma H_k}{\Delta p}}}{1 + (d_k/d)^2 \sqrt{\frac{\gamma H_k}{\Delta p}}} = 100 \frac{\varphi^2 \sqrt{\gamma H_k}}{\sqrt{\Delta p} + \varphi^2 \sqrt{\gamma H_k}}, \quad (14)$$

gdzie k oznacza tę ilość paliwa, która przepływa przez kompensator, w procentach od całej ilości paliwa, otrzymywanej z gaźnika, zaś $\varphi = \frac{d_k}{d}$.

W rzeczywistości współczynnik α nie zawsze jest dla obu otworków ściśle taki sam ze względu na różnicę kształtów, zaś przy ich geometrycznym podobieństwie, co ma miejsce w gaźniku „Zenith” nowego typu, otworek rozpylacza głównego jest

„zatopiony“, a kompensator podaje paliwo do wolnej przestrzeni, należy jednak przypuszczać, że różnica ta w najgorszym razie jest niewielka.

Z powyższych rozważań wynika, że właściwie stosunek d_k/d winien być dobierany inaczej dla każdego stosowanego paliwa, jednakże dla benzyn średnich, stosowanych do napędu samochodów, stosunek ten jest niemal stały. Opierając się na nomogramach firmy „Zenith“ i biorąc wartość przeciętną, określić można ten stosunek jako

$$\varphi = d_k/d = 1,665,$$

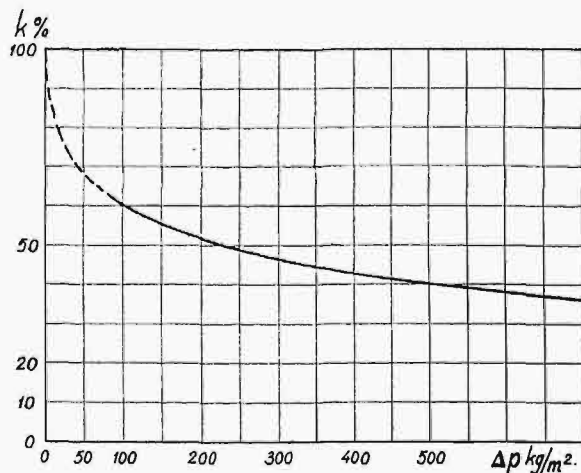
przytem dla gaźnika „Zenith“ pionowego (nowy typ), $H_k \cong 40$ mm, zatem

$$\begin{aligned} k_{\text{zenith}} &= \frac{100 \cdot 1,665^2 \sqrt{0,04} \sqrt{\gamma}}{\sqrt{\Delta p} + 1,665^2 \sqrt{0,04} \sqrt{\gamma}} = \\ &= \frac{100 \sqrt{\gamma}}{1,803 \sqrt{\Delta p} + \sqrt{\gamma}} \quad \dots \quad (14') \end{aligned}$$

Załóżmy, że środkiem napędowym jest benzyna o ciężarze właściwym $\gamma = 740$ kg/m³, wówczas

$$k_{\text{zenith}} = \frac{100 \sqrt{740}}{1,803 \sqrt{\Delta p} + \sqrt{740}} = \frac{1508}{\sqrt{\Delta p} + 15,08} \quad \dots \quad (14'')$$

Zależność tę ujęto wykreślić na rys. 9.



Rys. 9. Procentowy udział kompensatora w funkcji podciśnienia w dyszy, dla gaźnika „Zenith“.

Wzory (14 — 14'') obowiązują dla wszelkich wartości Δp większych od pewnego minimum, zależnego od wymiarów gaźnika, a warunkującego wpływ przez otworek kompensacyjny pod pełnym ciśnieniem słupa H_k . Przy podciśnieniach Δp bardzo małych, komora S kompensatora nie jest całkowicie opróżniona z paliwa, zatem kompensator pracuje przy różnicy poziomów mniejszej od H_k i wogóle zmiennej, przytem równolegle działa rozpylacz wolnych obrotów. Tego okresu pracy gaźnika, odnoszącego się do biegu jałowego na małych obrotach silnika, nie bierzemy pod uwagę. Okres ten mija, gdy podciśnienie Δp jest dostateczne, aby pokonać różnicę poziomów między wylotem rurki kompensacyjnej a otworkiem kompensatora, oraz występujące przy tem opory. Ta różnica poziomów wynosi również H_k , w odniesieniu do paliwa, zwykle lżejszego od wody. Uwzględniając powyższe oraz opory, powiedzieć można,

że, w każdym razie przy $\Delta p \geq 50$ kg/m² napewno komora S jest już zupełnie opróżniona z paliwa. Jako wartość górną, przyjmijemy $\Delta p \leq 600$ kg/m².

Chcąc określić, w jakich granicach zmieniać się będzie współczynnik nadmiaru powietrza λ' przy zmianie paliwa o ciężarze właściwym γ na inne paliwo o ciężarze wł. γ' , ale przy zachowaniu starych rozpylaczy i kompensatora, to znaczy bez zmiany φ na $\varphi' = \frac{\delta}{\beta} \varphi$, — musimy się oprzeć na wartości

$$k'' = \frac{100 \varphi^2 \sqrt{\gamma' H_k}}{\sqrt{\Delta p} + \varphi^2 \sqrt{\gamma' H_k}},$$

podstawiając ją do wzoru

$$\lambda' = \lambda \left[\frac{(100 - k'')}{100} \beta^2 + \frac{k''}{100} \delta^2 \right] = \frac{\lambda \beta^2}{100} \left[(100 - k'') + \frac{k''}{\sqrt{\gamma'/\gamma} - (\gamma'/\gamma - 1) H_{sr}/H_k} \right],$$

czyli

$$\lambda' = \lambda \frac{\beta^2}{\sqrt{\Delta p} + \varphi^2 \sqrt{\gamma' H_k}} \left[\sqrt{\Delta p} + \frac{\varphi^2 \sqrt{\gamma' H_k}}{\sqrt{\gamma'/\gamma} - (\gamma'/\gamma - 1) H_{sr}/H_k} \right] \quad \dots \quad (15)$$

Z powyższego wzoru, zakładając krańcowe wartości $\Delta p = 50$ i 600 kg/m², przy znanych pozostałych wielkościach, sprawdzić można, czy λ' mieści się w dopuszczalnych granicach. Dla gaźnika „Zenith“ pionowego, nowego typu, wzór (15) upraszcza się na

$$\left(\frac{\lambda'}{\lambda} \right)_{\text{Zenith}} = \frac{\beta^2}{\sqrt{\Delta p} + 0,555 \sqrt{\gamma'}} \left[\sqrt{\Delta p} + \frac{0,555 \sqrt{\gamma'}}{\sqrt{0,5(\gamma'/\gamma + 1)}} \right] \quad \dots \quad (15)$$

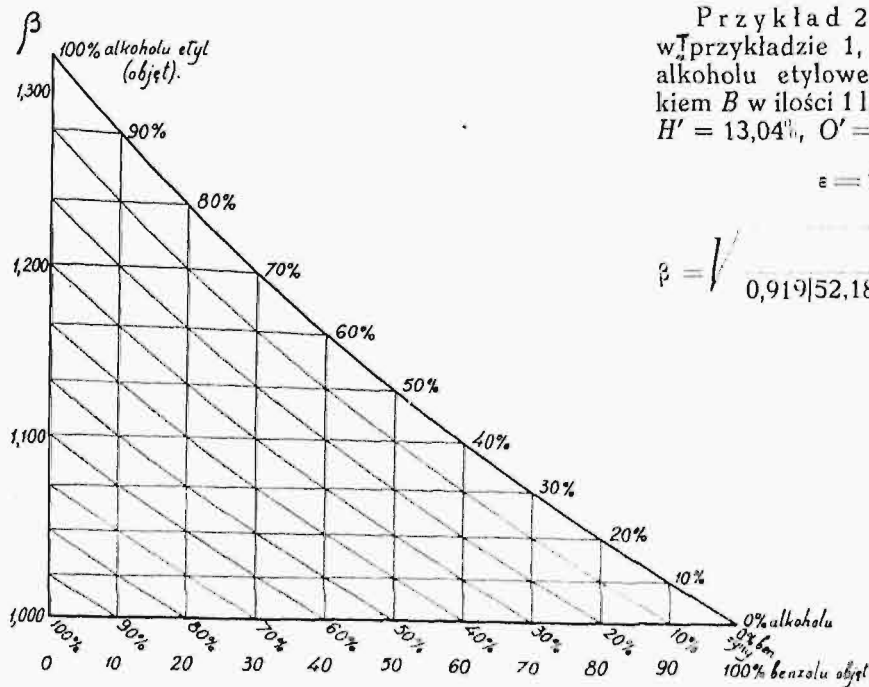
Spółczynnik λ' , wyrażony równaniem (15), jest funkcją (Δp); rosnącą stale wraz z Δp , skąd wynika, że w razie niewymienienia rozpylacza i kompensatora gaźnik będzie przekompensowany dla paliwa o ciężarze właściwym γ' większym od γ , czyli będzie miał charakterystykę, dążącą do zwiększania nadmiaru powietrza wraz ze wzrostem obciążenia silnika. Naodwrot, dla paliwa o $\gamma' < \gamma$, gaźnik będzie niedokompensowany. Wypada podkreślić, że wzór (15) daje nie wartość bezwzględną współczynnika nadmiaru powietrza λ' , lecz jedynie jego porównanie z λ , który to współczynnik wogóle nie jest ściśle stały i niezależny od Δp , gdyż charakterystyka nawet najlepiej uregulowanego gaźnika nie jest linią prostą poziomą.

*

*

*

Przykład 1. Gaźnik „Zenith“ nowego typu (model „U“) uregulowano poprawnie na zasadzie analiz spalin dla benzyny o ciężarze właściwym $\gamma = 0,740$ kg/l i wagowym składzie pierwiastkowym: C = 85%, H = 15%, otrzymując następujące wymiary: rozpylacz główny $d = 0,90$ mm, rozpylacz wolnych obrotów $d_r = 0,50$ mm, kompensator $d_k = 1,45$ mm. Jak należy zastosować rozpylacz i kompensator dla benzolu motorowego o ciężarze właściwym $\gamma' = 0,881$ kg/l i wagowym składzie pierwiastkowym C' = 92,15%, H' = 7,85%?



Rys. 10.

Przykład 2. Przy danych tych samych, jak w przykładzie 1, chcemy przystosować gaźnik do alkoholu etylowego absolutnego, skażonego środkiem B w ilości 1 l/100 l, czyli $\gamma' = 0,795$, $C' = 52,18\%$, $H' = 13,04\%$, $O' = 34,78\%$, zatem:

$$\epsilon = 1 - 0,081 \cdot 1 = 0,919,$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{85 + 3 \cdot 15}{0,919[52,18 + 3(13,04 - 0,125 \cdot 34,78)]}} \sqrt[4]{\frac{0,74}{0,795}} = 1,32,$$

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{1,32}{0,5 \left(\frac{0,795}{0,74} + 1 \right)}} = 1,308.$$

Wobec tego należy zastosować rozpylacz główny

$$d' = 1,32 \cdot 0,90 = 1,188 \cong 1,20 \text{ mm},$$

rozpylacz wolnych obrotów

$$d'_r = 1,43 \cdot 0,50 = 0,66 \cong 0,65 \text{ mm},$$

Obliczamy współczynniki ϵ , β i δ ze wzorów (x), (5) i (13):

$$\epsilon = 1 + 0,031 \cdot 1 = 1,031;$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{85 + 3 \cdot 15}{1,031 (92,15 + 3 \cdot 7,85)}} \sqrt[4]{\frac{0,74}{0,881}} = 0,9988;$$

$$\delta = \sqrt[4]{\frac{0,9988}{0,5 \left(\frac{0,881}{0,740} + 1 \right)}} = 0,9768.$$

Wobec tego należy zastosować rozpylacz główny

$$d' = 0,9988 \cdot 0,9 = 0,8988 \cong 0,90 \text{ mm},$$

rozpylacz wolnych obrotów

$$d'_r = 0,9988 \cdot 0,5 = 0,4992 \cong 0,50 \text{ mm}$$

oraz kompensator

$$d'_k = 0,9768 \cdot 1,45 = 1,416 \cong 1,40 \text{ mm}.$$

Jeżeli współczynnik nadmiaru powietrza przy napędzie benzyną i podciśnieniu w dyszy $\Delta p = 400 \text{ kg/m}^2$ wynosi $\lambda = 1,02$, to, w razie niewymienienia rozpylaczy i kompensatora, w tych samych warunkach, otrzymamy dla benzolu współczynnik nadmiaru

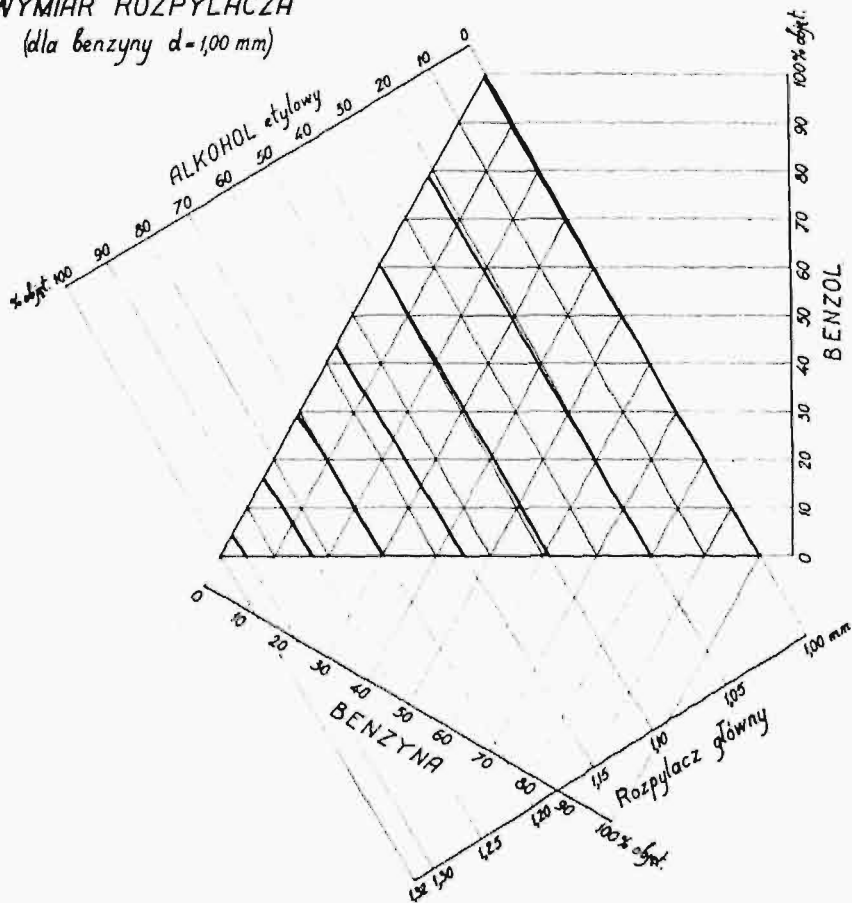
$$\lambda' = \frac{1,02 \cdot 0,9988^2}{\sqrt[4]{400 + 0,555 \cdot 881}} \left[\sqrt[4]{400 + 0,555 \cdot 881} + \sqrt[4]{\frac{0,81}{0,740} + 1} \right] = 0,997.$$

oraz kompensator

$$d'_k = 1,308 \cdot 1,45 = 1,897 \cong 1,90 \text{ mm}.$$

Przykład 3. Przy danych tych samych, jak w przykładzie 1, chcemy przystosować gaźnik do mieszanki, zawierającej objętościowo 80% benzyny

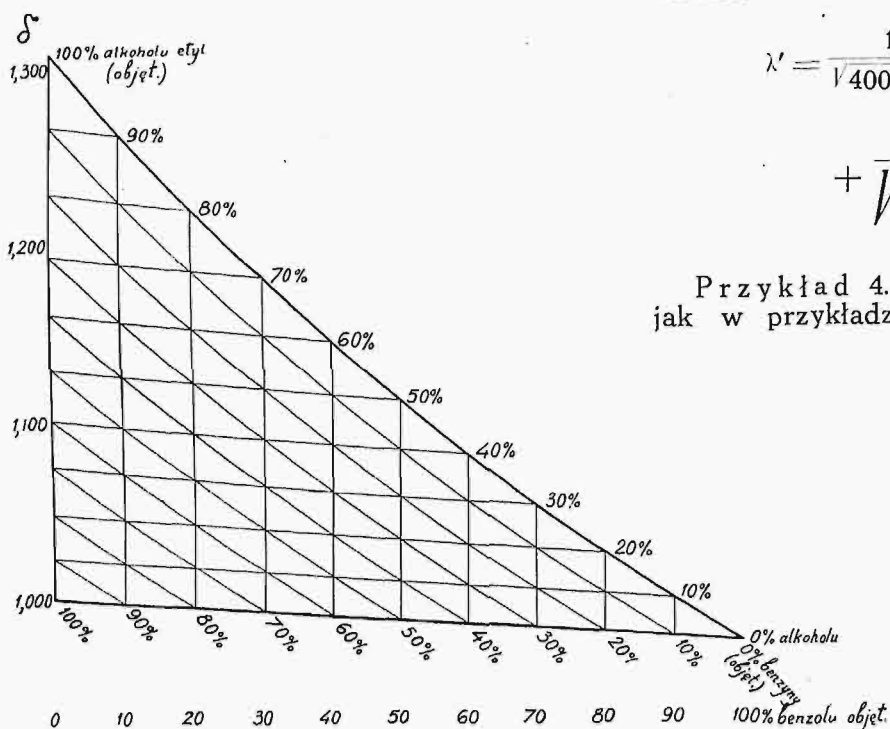
WYMIAR ROZPYLACZA
(dla benzyny $d = 1,00 \text{ mm}$)



Rys. 11.

oraz 20% alkoholu etylowego. Ciężar właściwy mieszanki jest

$$\gamma' = 0,2 \cdot 0,795 + 0,8 \cdot 0,74 = 0,751 \text{ kg/l,}$$



Rys. 12

zaś wagowy skład pierwiastkowy:

$$C' = \frac{0,2 \cdot 0,795 \cdot 52,18 + 0,8 \cdot 0,74 \cdot 85}{0,751} = 78,06\%,$$

$$H' = \frac{0,2 \cdot 0,795 \cdot 13,04 + 0,8 \cdot 0,74 \cdot 15}{0,751} = 14,58\%,$$

$$O' = \frac{0,2 \cdot 0,795 \cdot 34,78}{0,751} = 7,36\%,$$

zatem

$$\varepsilon = 1 - 0,081 \cdot 0,2 = 0,9838,$$

$$\beta = \sqrt{\frac{85 + 3 \cdot 15}{0,9838[78,06 + 3(14,58 - 0,125 \cdot 7,36)]}} \sqrt{\frac{0,74}{0,751}} = 1,05;$$

$$\delta = \frac{1,05}{\sqrt[4]{0,5\left(\frac{0,751}{0,74} + 1\right)}} = 1,048.$$

Wobec tego należy zastosować rozpylacz główny

$$d' = 1,05 \cdot 0,9 = 0,945 \cong 0,95 \text{ mm,}$$

rozpylacz wolnych obrotów

$$d'_r = 1,05 \cdot 0,5 = 0,525 \cong 0,50 \text{ mm}$$

oraz kompensator

$$d'_k = 1,048 \cdot 1,45 = 1,52 \cong 1,50 \text{ mm.}$$

W razie niewymienienia rozpylaczy i kompensatora w warunkach takich samych, jak w przykładzie 1, otrzymamy współczynnik nadmiaru powietrza:

$$\lambda' = \frac{1,02 \cdot 1,05^2}{\sqrt{400 + 0,555 \sqrt{751}}} \left[\sqrt{400} + \frac{0,555 \sqrt{751}}{\sqrt{0,5\left(\frac{0,751}{0,74} + 1\right)}} \right] = 1,121.$$

Przykład 4. Przy danych tych samych, jak w przykładzie 1, chcemy przystosować gaźnik do mieszanki, zawierającej objętościowo 70% benzolu motorowego o ciężarze właściwym 0,881 i wagowym składzie pierwiastkowym $C = 92,15\%$, $H = 7,85\%$ oraz 30% alkoholu etylowego skażonego. Ciężar mieszanki jest

$$\gamma' = 0,3 \cdot 0,795 + 0,7 \cdot 0,881 = 0,8552 \text{ kg/l,}$$

zaś wagowy skład pierwiastkowy:

$$C' = \frac{0,3 \cdot 0,795 \cdot 52,18 + 0,7 \cdot 0,881 \cdot 92,15}{0,8552} = 81,0\%,$$

$$H' = \frac{0,3 \cdot 0,795 \cdot 13,04 + 0,7 \cdot 0,881 \cdot 7,85}{0,8552} = 9,3\%,$$

$$O' = \frac{0,3 \cdot 0,795 \cdot 34,78}{0,8552} = 9,7\%,$$

zatem

$$\varepsilon = 1 + 0,031 \cdot 0,7 = 1,0217,$$

$$\beta = \sqrt{\frac{85 + 3 \cdot 15}{1,0217[81 + 3(9,3 - 0,125 \cdot 9,7)]}} \sqrt{\frac{0,74}{0,8552}} = 1,0715,$$

$$\delta = \frac{1,0715}{\sqrt[4]{0,5\left(\frac{0,8552}{0,74} + 1\right)}} = 1,052.$$

Wobec tego należy zastosować rozpylacz główny

$$d' = 1,0715 \cdot 0,90 = 0,964 \cong 0,95 \text{ mm,}$$

rozpylacz wolnych obrotów

$$d'_r = 1,0715 \cdot 0,50 = 0,536 \cong 0,55 \text{ mm}$$

oraz kompensator

$$d'_k = 1,052 \cdot 1,45 = 1,526 \cong 1,55 \text{ mm.}$$

W razie niewymienienia rozpylaczy i kompensatora, w warunkach takich samych, jak w przy-

kładzie 1, otrzymamy współczynnik nadmiaru powietrza:

$$\lambda' = \frac{1,02 \cdot 1,0715^2}{\sqrt{400 + 0,555 \sqrt{855,2}}} \left[\sqrt{400} + \frac{0,555 \sqrt{855,2}}{0,5 \left(\frac{0,8552}{0,74} + 1 \right)} \right] = 1,152.$$

Przykład 5. Przy danych tych samych, jak w przykładzie 1, chcemy przystosować gaźnik do mieszanki, zawierającej objętościowo 20% benzyny, 60% benzolu motorowego oraz 20% alkoholu etylowego. Ciężar właściwy mieszanki jest

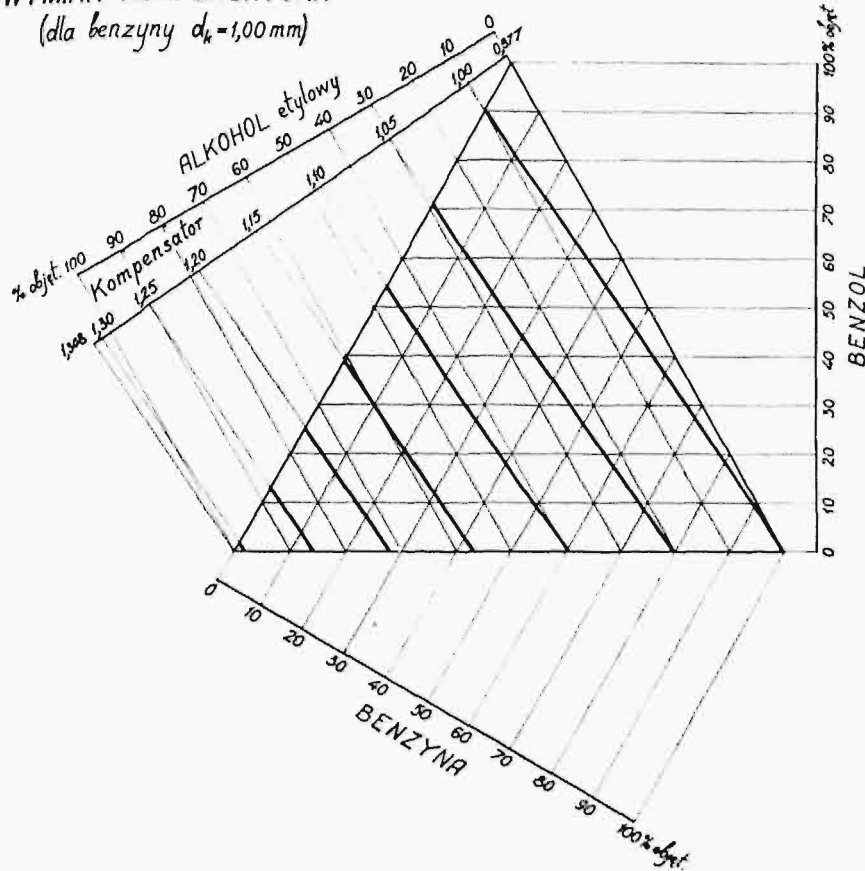
$$\gamma' = 0,2 \cdot 0,74 + 0,6 \cdot 0,881 + 0,2 \cdot 0,795 = 0,8356 \text{ kg/l,}$$

zaś wagowy skład pierwiastkowy:

$$C' = \frac{0,2 \cdot 0,74 \cdot 85 + 0,6 \cdot 881 \cdot 92,15 + 0,2 \cdot 0,795 \cdot 52,18}{0,8356} = 83,27\%,$$

$$H' = \frac{0,2 \cdot 0,74 \cdot 15 + 0,6 \cdot 0,881 \cdot 7,85 + 0,2 \cdot 0,795 \cdot 13,04}{0,8356} = 10,11\%,$$

WYMIAR KOMPENSATORA
(dla benzyny $d_k = 1,00 \text{ mm}$)



Rys. 13.

$$O' = \frac{0,2 \cdot 0,795 \cdot 34,78}{0,8356} = 6,62\%,$$

zatem

$$\varepsilon = 1 + 0,031 \cdot 0,6 - 0,081 \cdot 0,2 = 1,0024,$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{85 + 3 \cdot 15}{1,0024[83,27 + 3(10,11 - 0,125 \cdot 6,62)]}} \sqrt[4]{\frac{0,74}{0,8356}} = 1,047,$$

$$\delta = \frac{1,047}{\sqrt[4]{0,5 \left(\frac{0,8356}{0,74} + 1 \right)}} = 1,031.$$

Wobec tego należy zastosować rozpylacz główny

$$d' = 1,047 \cdot 0,90 = 0,9423 \cong 0,95 \text{ mm,}$$

rozpylacz wolnych obrotów

$$d'_r = 1,047 \cdot 0,50 = 0,5235 \cong 0,50 \text{ mm}$$

oraz kompensator

$$d'_k = 1,031 \cdot 1,45 = 1,495 \cong 1,50 \text{ mm.}$$

W razie niewymienienia rozpylaczy i kompensatora, w warunkach takich samych, jak w przykładzie 1, otrzymamy współczynnik nadmiaru powietrza

$$\lambda' = \frac{1,02 \cdot 1,047^2}{\sqrt{400 + 0,555 \sqrt{835,6}}} \left[\sqrt{400} + \frac{0,555 \sqrt{835,6}}{0,5 \left(\frac{0,8356}{0,74} + 1 \right)} \right] = 1,101.$$

W poniższej tabeli podano wartości współczynników β i δ , obliczone według wzorów (5) i (13), dla mieszanek benzyna — benzol — alkohol etylowy, przyjmując benzynę gazolinowaną średnią o ciężarze właściwym $\gamma = 0,740 \text{ kg/l}$ i wagowym składzie pierwiastkowym $C = 85\%$, $H = 15\%$, benzol motorowy $\gamma = 0,881 \text{ kg/l}$, $C = 92,15\%$, $H = 7,85\%$, oraz

alkohol etylowy absolutny, skażony środkiem „B” w ilości 1 l/100 l, składającym się z 0,2 l spirytusu drzewnego, 0,42 l oleju ketonowego, 0,081 zasad pirydonowych, 0,31 solvent-nafty II + 15% naftaliny.

Objętościowo	% benzyny	100	80	60	40	20	0	80	60	40	20	0	60	40	20	0	40	20	0	0	20	0	0
	% benzolu	0	0	0	0	0	0	20	20	20	20	20	40	40	40	40	60	60	60	70	80	80	100
	% alkoholu etylowego	0	20	40	60	80	100	0	20	40	60	80	0	20	40	60	0	20	40	30	0	20	0
Spółczynnik β		1,000	1,050	1,104	1,167	1,338	1,320	1,000	1,049	1,103	1,165	1,235	1,000	1,048	1,102	1,162	1,000	1,047	1,101	1,0715	0,9995	1,046	0,999
Spółczynnik δ		1,000	1,048	1,101	1,161	1,229	1,308	0,996	1,043	1,094	1,153	1,220	0,992	1,037	1,088	1,146	0,987	1,031	1,082	1,052	0,982	1,026	0,977

Ujęcie wykresne podano w dwu odmianach (rys. 10 do 13).

Powyższą tabelę i wykresy uważać należy za orientacyjne.

O rozmieszczeniu naprężeń tnących w przekrojach łuku kołowego pod wpływem działania siły tnącej w kierunku promienia.

Napisał Dr. Inż. Witold Billewicz.

Z rozważań elementarnych teorii wytrzymałości znany jest wpływ krzywizny pręta na zmianę rozkładu naprężeń normalnych w przekroju $(K-L)$ pod wpływem działania momentu gnącego.

Rozpatrzmy teraz rozkład naprężeń tnących w tym przekroju dla układu jak na rys. 1, dla łuków o różnych wartościach stosunku promieni $\frac{b}{a}$.

Oznaczenia naprężeń przyjęte są jak na rys. 2 dla układu dwuwymiarowego.

Z warunków równowagi elementu $r \cdot dr \cdot d\theta$ oraz z warunków ciągłości odkształceń, znana jest funkcja naprężeń Φ dla danego wypadku:

$$\Phi = \left(A \cdot r^3 + \frac{B}{r} + C \cdot r + D \cdot r \cdot \log r \right) \cdot \sin \theta, \quad (1)$$

która pozwala na wyznaczenie naprężeń podług wzorów:

$$\left. \begin{aligned} \overline{r\theta} &= -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \right) \\ \overline{rr} &= \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} \\ \overline{\theta\theta} &= \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} \end{aligned} \right\} \dots (2)$$

Wobec tego wartość naprężeń tnących $\overline{r\theta}$ wyrazi się wzorem

$$\overline{r\theta} = - \left(2A \cdot r - \frac{2B}{r^3} + \frac{D}{r} \right) \cdot \cos \theta \quad (3)$$

Wartości współczynników A, B, D określić można z warunków obciążeń zewnętrznych:

$$\begin{aligned} \text{a) dla } \angle \theta = 0 & \int_a^b (\overline{r\theta})_{\theta=0} dr = P \\ \text{b) ,, } r = a & \overline{rr} = 0 \\ \text{c) ,, } r = b & \overline{rr} = 0, \end{aligned}$$

które dają układ trzech równań:

$$\left. \begin{aligned} \text{a) } A(a^2 - b^2) + B \left(\frac{1}{a^2} - \frac{1}{b^2} \right) + \\ + D \cdot \log \frac{a}{b} = P \\ \text{b) } 2 \cdot A \cdot a - \frac{2B}{a^3} + \frac{D}{a} = 0 \\ \text{c) } 2 \cdot A \cdot b - \frac{2B}{b^3} + \frac{D}{b} = 0 \end{aligned} \right\} \dots (4)$$

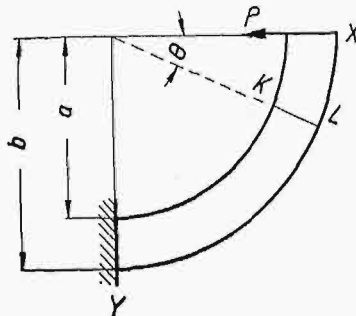
Po rozwiązaniu układu równań (4) i po podstawieniu wartości parametrów A, B, D do równania (3), otrzymujemy wzór na rozkład naprężeń tnących $(\overline{r\theta})$, który po wprowadzeniu oznaczeń:

$$\begin{aligned} b &= k \cdot a \\ i \\ r &= m \cdot a \end{aligned}$$

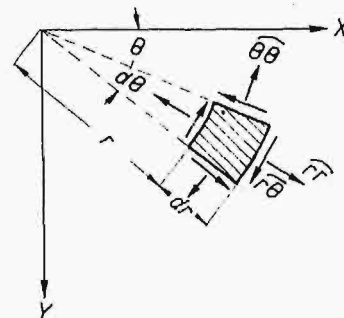
przybiera postać:

$$\overline{r\theta} = \frac{m^2 \cdot (m^2 - k^2 - 1) + k^2}{m^3 \cdot [k^2 - 1] - [k^2 + 1] \cdot \log k} \cdot \frac{P \cos \theta}{a} \quad (5)$$

Dla znalezienia punktu o maksymalnej wartości $\overline{r\theta}$, korzystamy z warunku $\frac{d(\overline{r\theta})}{dm} = 0$; we wzorze (5) k i θ są uważane za stałe.



Rys. 1.



Rys. 2.

Stąd: $m^4 + m^2(k^2 + 1) - 3k^2 = 0$

i $m = \sqrt{\frac{-(k^2 + 1) + \sqrt{k^4 + 14k^2 + 1}}{2}} \dots (6)$

Punkt przegięcia z warunku $\frac{d^2(\bar{r}^\theta)}{dm^2} = 0$

odpowiada $m = \sqrt{\frac{6k^2}{k^2 + 1}} \dots (7)$

lecz $m \leq k$, więc $\sqrt{\frac{6k^2}{k^2 + 1}} \leq k$, stąd $k \geq 1,5$,

czyli dla łuków o promieniu $b < \sqrt{5} \cdot a$ wykres naprężeń tnących nie posiada punktu przegięcia, co jest widoczne z rys. 3.

Dla zobrazowania wykresu naprężeń rozpatrujemy 3 poszczególne wypadki:

- 1) $k = 3$; 2) $k = 2$; 3) $k = 1,3$.

1) $k = 3$.

Punkt przegięcia odpowiada wartości

$m = \sqrt{5,4} = 2,324$ (Punkt M na rys. 3).

Punkt ekstremum ze wzoru (6), gdy $m = 1,487$

i $(\bar{r}^\theta)_{\max} = 0,837 \cdot \frac{P \cos \theta}{a}$,

podczas gdy z przybliżonego (parabolicznego) rozkładu naprężeń wypada

$(\bar{r}^\theta)_{\max} = 0,750 \cdot \frac{P \cos \theta}{a}$, przy $m = 2,0$.

2) $k = 2$.

Krzywa nie posiada punktu przegięcia.

Punkt ekstremum przy $m = 1,331$

i $(\bar{r}^\theta)_{\max} = 1,566 \cdot \frac{P \cos \theta}{a}$.

Z parabolicznego rozkładu naprężeń:

$(\bar{r}^\theta)_{\max} = 1,500 \cdot \frac{P \cos \theta}{a}$ przy $m = 1,5$.

3) $k = 1,3$

Krzywa nie posiada punktu przegięcia.

Punkt ekstremum przy $m = 1,1304$

i $(\bar{r}^\theta)_{\max} = 5,030 \cdot \frac{P \cos \theta}{a}$.

Z parabolicznego rozkładu naprężeń:

$(\bar{r}^\theta)_{\max} = 5,000 \cdot \frac{P \cos \theta}{a}$

przy $m = 1,150$.

Wogóle wzór (5) przyjęty być może w postaci:

$(\bar{r}^\theta) = d \cdot \frac{P \cos \theta}{a}$,

gdzie wartości współczynnika d podane są w tablicach poniższych.

Wartości współczynnika d

Dla $k = 3$.

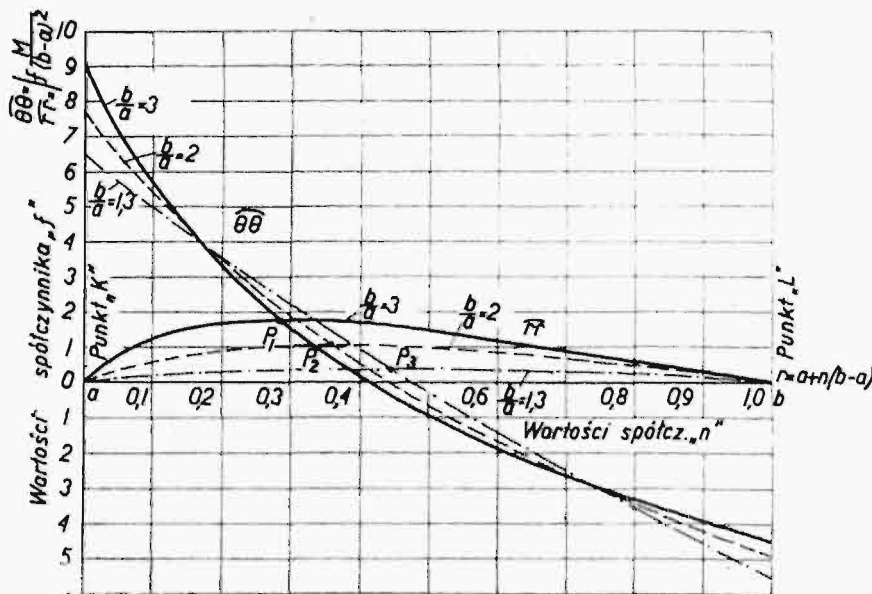
$m = 1,0$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0
$d = 0$	0,645	0,825	0,821	0,741	0,628	0,502	0,374	0,246	0,121	0

Dla $k = 2$.

$m = 1,0$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$d = 0$	0,905	1,400	1,558	1,532	1,392	1,178	0,917	0,627	0,310	0

Dla $k = 1,3$.

$m = 1,00$	1,04	1,08	1,10	1,14	1,18	1,20	1,24	1,28	1,30
$d = 0$	2,800	4,389	4,805	5,009	4,510	4,039	2,727	0,997	0



Rys. 3. Rozkład naprężeń \bar{r}^θ i \bar{r}^θ w pierścieniach kołowych pod wpływem czystego zginania.

Na rysunku 3 pokazane są wykresy naprężeń tnących w przekroju $K = L$ dla trzech powyższych wypadków oraz wykres odpowiadający parabolicznemu rozmieszczeniu naprężeń.

Dla porównania zmienności naprężeń przy zmianie krzywizny pręta, przyjęta jest grubość pręta za stałą $b - a = c$ (stała). Wówczas we wzorze (5) przyjąć należy:

$a = \frac{c}{2}$ dla $k = 3$

$a = c$ „ $k = 2$

$a = \frac{10}{3} c$ „ $k = 1,3$,

zaś promień bieżący $r = a + n(b - a)$,

$$\text{gdzie } n = \frac{m - 1}{k - 1}.$$

Z wykresów na rys. 3 widać, iż krzywa rzeczywistego rozkładu naprężeń tnących zbliża się do przybliżonego (parabolicznego) rozkładu, gdy

wartość stosunku promieni $\frac{b}{a}$ dąży do jedności.

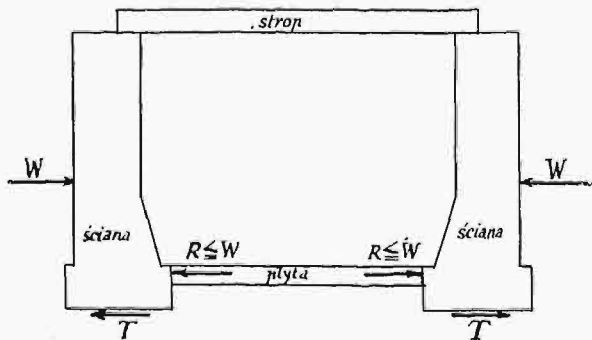
Praktycznie biorąc, nie robimy wielkiego błędu, przyjmując krzywą paraboliczną, gdyż zwykle ustosunkowanie promieni jest tego rodzaju, że wartość

$\frac{b}{a}$ niezbyt daleko odbiega od jedności.

Obliczenie płyty żelbetowej, rozpierającej ściany tunelu kolejowego w Warszawie.

Napisali Inżynierowie W. Żenczykowski i Z. Wasiutyński.

Po wykonaniu ścian i stropów tunelu linii średnicowej, Rada Techniczna Ministerstwa Komunikacji zaleciła ułożyć pod balastem torów płytę żelbetową na całej szerokości dna tunelu. Płyta ta, przylegając do fundamentów przeciwnych ścian, miałaby za zadanie przejąć na siebie wszelkie poziome reakcje R , które mogłyby powstać po przewyżczeniu przez parcie ziemi W sił tarcia T , występujących pomiędzy podstawą murów i podłożem (rys. 1). Wprawdzie przed ułożeniem płyty nie



Rys. 1.

dostreżono żadnych objawów przesunięć ścian tunelu, niemniej jednak ułożenie płyty uznano za konieczne, chciano bowiem mieć absolutną gwarancję, że przy wielkiej niejednorodności podłoża równowaga statyczna tunelu będzie zawsze zachowana, niezależnie od obciążeń ruchu ulicznego i dynamicznego działania przejeżdżających pociągów.

Płyta na swojej całkowitej długości, wynoszącej 1145 m, została podzielona spoinami dylatacyjnymi na 106 odcinków po 10,8 m. Grubość przyjęto w obliczeniu 30 cm, zaś uzbrojenie w obu kierunkach, poprzecznym i podłużnym, dano podwójne $A_x = A'_x = 10 \cdot 12 \text{ mm} = 11,3 \text{ cm}^2$. Ze względu na ciekawy rodzaj pracy płyty, uważamy za pożądane podać pokrótce sposób jej obliczenia.

Na płytę działają następujące obciążenia:

1) siły poziome, wywołane przez parcie ziemi na ściany tunelu, conajwyżej równe wypadkowym

tych parć (w założeniu, że tarcie podstawy o podłoże nie istnieje), wynoszącym 10530 kg na metr bieżący płyty;

2) obciążenie parowozu, przekazywane przez balast i wywołujące zginanie płyty w obu jej kierunkach.

Pierwsze z tych obciążeń wywołuje naprężenie ściskające płytę w poprzek i wynoszące

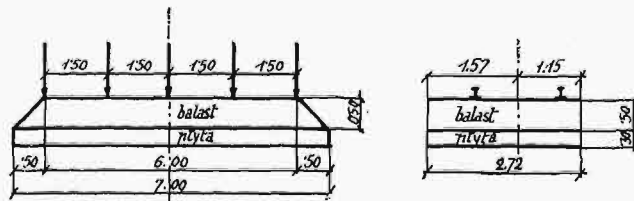
$$10530 : (30 \cdot 100 + 2 \cdot 15 \cdot 11,3) = 3,15 \text{ kg/cm}^2.$$

Naprężenie to jest tak niewielkie, że pozwala na wykonanie dalszego obliczenia płyty na obciążenie od parowozu według zwykłych wzorów gięcia z pominięciem ściskania mimośrodkowego.

Drugie obciążenie — pod działaniem pięciu osi parowozu po 25 t — rozkłada się na pole $7,00 \times 2,72 \text{ m}$ i wynosi $Q = 65,65 \text{ kg/cm}^2$ pasa płyty o szerokości 1 m (rys 2).

Obliczenie odkształceń i naprężeń gnących płyty oparto na założeniu proporcjonalności odkształceń podłoża do obciążeń jednostkowych, przyjętem w znanej pracy Zimmermanna¹⁾. Ponieważ podłoże na całej długości tunelu jest, jak już poprzednio zaznaczyliśmy, bardzo różnorodne i zmienia się, poczynając od mułu z drobnym piaskiem, aż do twardej i zbitnej gliny, przeto obliczenie płyty przeprowadzono w dwóch skrajnych przypadkach: podłoża słabego i mocnego.

Spółczynnik podłoża, to jest ciśnienie w kg/cm^2 podłoża, wywołujące osiadanie równe jednemu cen-



Rys. 2.

tymetrowi, przyjęto w pierwszym przypadku $N = 3 \text{ kg/cm}^2/\text{cm}$, zaś w drugim przypadku $N = 8 \text{ kg/cm}^2/\text{cm}$.

Podczas ruchu pociągu powstają w płycie zginania w kierunku podłużnym i poprzecznym, zaś

¹⁾ Die Berechnung des Eisenbahnoberbaues. Berlin 1888

pozioma płaszczyzna osiowa płyty odkształca się w powierzchnię krzywą, wygiętą zarówno wzdłuż, jak i w poprzek tunelu. Aby uprościć obliczenie tego skomplikowanego przypadku zginania płyty

A. Płyta jako belka ułożona w kierunku osi tunelu.

Obciążenie stanowią w tym przypadku dwa parowozy, posuwające się równolegle na obydwu torach; obciążenie to wynosi 65,65 kg/cm b. pasa płyty o szerokości 1 m. Całą długość jednej sekcji płyty, wynoszącą 10,8 m, dzielimy na 10 części. Równomierne obciążenie ruchome ustawiamy w 4 położeniach: 1) od punktu 2 do punktu 10, 2) od punktu 4 do punktu 10, 3) od punktu 6 do punktu 10 i 4) od punktu 8 do punktu 10.

W każdym z tych położeni ciężarów ruchomych obliczamy: ugięcia, momenty giące i obciążenia giące we wszystkich 11 punktach podziału sekcji płyty. Równania różniczkowe ugięcia płyty są:

w połączi nieobciążonej:

$$y = C_1 ns + C_2 ns + C_3 \frac{c}{n} + C_4 \frac{s}{n}$$

$$y' = \alpha \left[nC_1(c-s) + nC_2(s+c) - \frac{C_3}{n}(c-s) + \frac{C_4}{n}(s-c) \right]$$

$$y'' = 2\alpha^2 \left[-nC_1s + C_2nc + C_3 \frac{s}{n} - C_4 \frac{c}{n} \right]$$

$$y''' = 2\alpha^3 \left[-nC_1(s+c) + nC_2(c-s) + \frac{C_3}{n}(s+c) + \frac{C_4}{n}(c+s) \right]$$

$$y'''' = ky;$$

w połączi obciążonej:

$$y = C_1 nc + C_2 ns + C_3 \frac{n}{c} + C_4 \frac{s}{n} + \frac{q}{k}$$

$$y' = \alpha \left[nC_1(c-s) + nC_2(s+c) - \frac{C_3}{n}(c+s) + \frac{C_4}{n}(c+s) \right]$$

$$y'' = 2\alpha^2 \left[-nC_1s + C_2nc + C_3 \frac{s}{n} - C_4 \frac{c}{n} \right]$$

$$y''' = 2\alpha^3 \left[-nC_1(s+c) + nC_2(c-s) + \frac{C_3}{n}(-s+c) + \frac{C_4}{n}(s+c) \right]$$

$$y'''' = ky - q.$$

W równaniach tych wprowadzono następujące oznaczenia:

$$n = e^{\alpha x}, \quad c = \cos \alpha x, \quad s = \sin \alpha x, \quad \alpha = \sqrt[4]{\frac{k}{4EJ}}$$

x — odcięte poszczególnych punktów płyty, liczone od prawego końca,

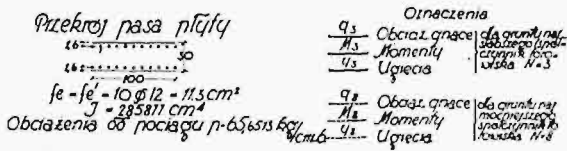
E — współczynnik sprężystości żelbetu; przyjęto $E = 210\,000 \text{ kg/cm}^2$,

J — moment bezwładności płyty,

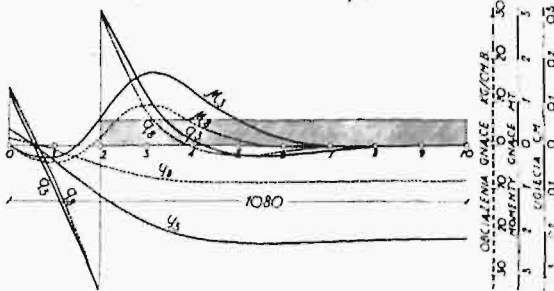
k — współczynnik proporcjonalności reakcji podłoża do odkształceń; $k = 100N$.

Uzbrojenie podłużne płyty stanowi $10\phi 12 \text{ mm} = A_z = A'_z = 11,30 \text{ cm}^2$ (rys. 5).

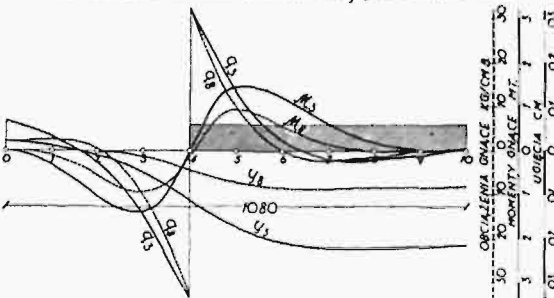
$$J = 285871 \text{ cm}^4, \quad \alpha = \sqrt[4]{\frac{k}{4EJ}}$$



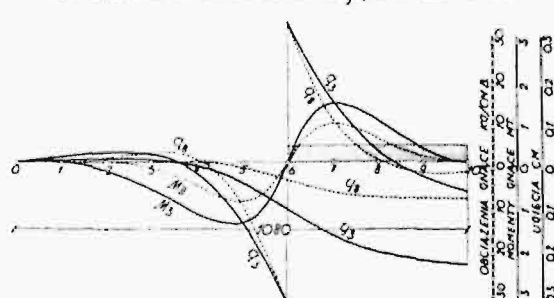
I. Obciążenie ruchome między punktami 2 i 10



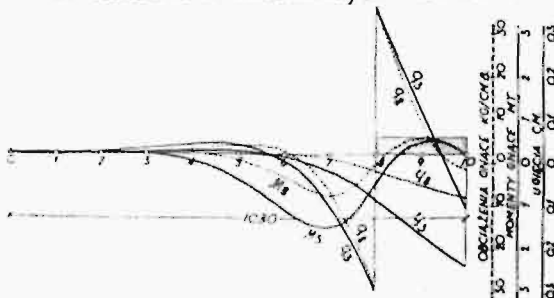
II. Obciążenie ruchome między punktami 4 i 10



III. Obciążenie ruchome między punktami 6 i 10



IV. Obciążenie ruchome między punktami 8 i 10



Rys. 3.

na sprężystym podłożu, zdecydowaliśmy się rozpatrzyć zginanie płyty, jako zginanie oddzielnych i niezależnych belek, wyciętych myślowo w kierunku podłużnym i poprzecznym tunelu.

przy $N = 3$ $\alpha = 0,0059452$; $\frac{q}{k} = 0,218838$

przy $N = 8$ $\alpha = 0,0075973$, $\frac{q}{k} = 0,082064$.

Równania warunkowe w punkcie 0 dają²⁾:

$$C_1 = C_2 \quad (y_1' = 0)$$

$$C_3 = C_1 - 2C_2 \quad (y_1''' = 0).$$

Równania warunkowe w punkcie 10 są:

$$-C_1'ns + C_2'nc + C_3'\frac{s}{n} - C_4'\frac{c}{n} = 0 \quad (y_{11}'' = 0).$$

$$-C_1'(ns + nc) + C_2'(nc - ns) + C_3'\left(\frac{c}{n} - \frac{s}{n}\right) + C_4'\left(\frac{c}{n} + \frac{s}{n}\right) = 0 \quad (y_1''' = 0).$$

Równania warunkowe na granicy połączy obciążonej i nieobciążonej są:

$$y_1 = y_{11}; \quad (C_1 - C_1')nc + (C_2 - C_2')ns + (C_3 - C_3')\frac{c}{n} + (C_4 - C_4')\frac{s}{n} = \frac{q}{k} \quad (y_1 = y_{11});$$

$$y_1' = y_{11}'; \quad (C_1 - C_2')n(c-s) + (C_2 - C_2')n(s+c) - (C_3 - C_3')\frac{s+c}{n} + (C_4 - C_4')\frac{c-s}{n} = 0 \quad y_1' = y_{11}';$$

$$y_1'' = y_{11}''; \quad -(C_1 - C_1')ns + (C_2 - C_2')nc + (C_3 - C_3')\frac{s}{n} - (C_4 - C_4')\frac{c}{n} = 0 \quad (y_1'' = y_{11}'');$$

$$y_1''' = y_{11}'''; \quad -(C_1 - C_1')n(s+c) + (C_2 - C_2')n(c-s) + (C_3 - C_3')\frac{c-s}{n} + (C_4 - C_4')\frac{c+s}{n} = 0 \quad (y_1''' = y_{11}''').$$

Cztery ostatnie równania dają:

$$C_1 - C_1' = \frac{c}{2} \cdot \frac{q}{k} \cdot \frac{k}{n} \quad C_2 - C_2' = \frac{s}{2} \cdot \frac{q}{k} \cdot \frac{k}{n}$$

$$C_3 - C_3' = \frac{c}{2} \cdot n \cdot \frac{q}{k} \quad C_4 - C_4' = \frac{s}{2} \cdot n \cdot \frac{q}{k}.$$

Podstawiając te równania do poprzednich czterech równań, znajdujemy 8 stałych całkowania w każdym z czterech położań ciężarów ruchomych, przyjmując kolejno obie wartości współczynnika podłoża; następnie obliczamy obciążenia i momenty gnące oraz ugięcia, przedstawione na rys. 3.

Jeśli płyta leży na podłożu słabym ($N = 3$), to największy moment gnący wynosi $M = 168725$ cmkg, największe ugięcie $y_{\max} = 0,226$ cm, największe naprężenia gnące w płycie $\sigma_b = 18,35$ at, $\sigma_z = 962$ at.

²⁾ A. Föppl, Vorlesungen über technische Mechanik, wyd. 1914 r. tom III, str. 242.

Jeśli płyta leży na podłożu mocnym ($N = 8$), to $M_{\max} = 94022$ cmkg, $y_{\max} = 0,084$ cm, $\sigma_b = 10,2$ at, $\sigma_z = 536$ at.

Z rozpatrzenia przytoczonych wykresów dają się wyprowadzić następujące wnioski: 1) wraz z poruszającym się pociągiem płynie wzdłuż płyty fala momentów, której część dodatnia posuwa się tuż przed parowozem, a część ujemna rozpoczyna się prawie w tym miejscu, gdzie zaczyna działać obciążenie pociągu; fala ta zanika w miarę oddalania się od początku obciążenia.

2) krzywa ugięcia podłoża posuwa się wraz z pociągiem, przechodząc w linię poziomą, gdy obciążenie parowozu zajmie dłuższy odcinek płyty:

3) krzywa obciążeń gnących q , przedstawiająca sumę algebraiczną reakcji podłoża i obciążeń od parowozu, zmienia raptownie znak w punkcie, w którym rozpoczyna się obciążenie ruchome, przyczem jej odcinki dodatnie i ujemne mają w tym miejscu długość prawie jednakową;

4) ugięcia i momenty są większe wówczas, gdy płyta leży na słabym podłożu; ugięcia wrażliwe są prawie dokładnie w stosunku odwrotnie proporcjonalnym do współczynnika podłoża N , natomiast momenty rosną w stosunku mniejszym; w danym przypadku, przy $\frac{N_1}{N_2} = \frac{8}{3} = 2,67$, stosunek największych momentów w płycie wynosi $\frac{M_{1\max}}{M_{2\max}} = 1,79$.

B. Płyta jako belka, ułożona wpoprzek tunelu.

Przy badaniu płyty wpoprzek osi tunelu, należy rozpatrzyć następujące dwie możliwości:

1) końce płyty nie dotykają do fundamentów ścian i nie są obciążone żadnymi skupionymi siłami pionowymi, któreby mogły hamować swobodny przesuw tych końców. Największe naprężenia występują w tym przypadku wtedy, kiedy pociąg stoi na jednym torze (rys. 4). Ale będzie to przypadek



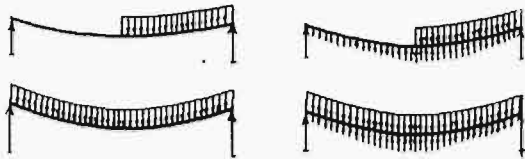
Rys. 4 i 5.

zblizony do rozpatrywanego na wykresie 3, kiedy obciążenie ruchome zajmuje tylko część płyty. Naprężenia w obu tych przypadkach będą się niewątpliwie mało różniły, ponieważ, jak to można sądzić z wykresu 3, zmiana długości płyty z 10,8 m na 7 m nie ma większego wpływu na wartości momentów gnących. Nie robimy więc dla danego przypadku nowego obliczenia w przeświadczeniu, że naprężenia będą prawie takie, jak na wykresie 3 przy obciążeniu II lub III.

2) swobodny przesuw pionowy końców płyty jest zahamowany przez pionowe siły skupione, przyłożone w jej końcach. Rozpatrujemy dla tej możliwości trzy odmienne założenia: a) nacisk poziomy na płytę od parcia ziemi na ściany, wynoszący $W = 10530$ kg, wywołuje pionową siłę

$S = mW = 0,5 W^3$), która przeciwstawia się obniżeniu końca płyty; b) końce płyty są zamocowane niesprężysto w fundamencie ściany; c) końce płyty są podparte swobodnie na nieobniżającym się fundamencie ściany.

We wszystkich tych trzech założeniach największe naprężenia będą zachodzić przy równoległym ustawieniu parowozów na obydwu torach, a nie przy ustawieniu tylko jednego parowozu na jednym z torów. Można to sobie wytłumaczyć przez analogję ze zwykłą belką na dwóch podporach, w której momenty są większe przy obciążeniu belki na całej długości, niż przy obciążeniu tylko połowy długości belki (rys. 6 i rys. 7).



Rys. 6 i 7.

Przyjęto, że obciążenie parowozów rozkłada się równomiernie na całej rozpiętości płyty, dając $q = 125000 \cdot 2 \cdot 100 : (700 \cdot 650) = 55,0 \text{ kg/cm}$ b. pasa płyty o szerokości 1 m (rys. 8). Obliczenie zginania płyty w kierunku poprzecznym przeprowadzono przyjmując trzy przytoczone wyżej założenia, lecz tylko w przypadku słabego podłoża ($N = 3$), w którym występują większe naprężenia.

Równania różniczkowe ugięcia płyty są:

$$y = C_1 nc + C_2 ns + C_3 \frac{c}{n} + C_4 \frac{s}{n} + \frac{q}{k}$$

$$y' = \alpha \left[nC_1 (c - s) + nC_2 (s + c) - \frac{C_3}{n} (c + s) + \frac{C_4}{n} (-s + c) \right]$$

$$y'' = 2\alpha^2 \left[-nC_1 s + C_2 nc + C_3 \frac{s}{n} - C_4 \frac{c}{n} \right]$$

$$y''' = 2\alpha^3 \left[-nC_1 (s + c) + nC_2 (c - s) + \frac{C_3}{n} (-s + c) + \frac{C_4}{n} (c + s) \right]$$

$$y'''' = ky - q,$$

przyczem

x — odcięta poszczególnych punktów płyty, liczona od środka rozpiętości. $k = 100N$, $E = 210000 \text{ kg/cm}^2$, $J = 285871 \text{ cm}^4$.

1-sze założenie. Obniżenie końców płyty jest hamowane przez siłę tarcia $S = 5265 \text{ kg}$.

Równania warunkowe, wyznaczające cztery stałe całkowania, są:

³⁾ Uwaga: $m = 0,5$ jest współczynnikiem tarcia betonu po betonie.

w punkcie A (rys. 8) $y'' = 0$; $y''' = \frac{P}{EJ}$;

w punkcie D . . . $y' = 0$; $y''' = 0$.

Wartości momentów, ugięć i obciążeń gnących podano na wykresie rys. 9. Największy moment wynosi 294800 cmkg, największe ugięcie 0,206 cm, największe naprężenie w betonie 25,74 kg/cm².

2-gie założenie. Końce płyty są sztywno zamocowane na fundamencie ściany, wskutek czego ugięcia i obrót końców płyty równają się zeru.

Równania warunkowe są w tym przypadku (rys. 8):

w punkcie A: $y = 0$; $y' = 0$;

w punkcie D: $y' = 0$; $y''' = 0$;

Moment podporowy, będący zarazem największym momentem w tym przypadku, wynosi: 822500 cmkg; największe ugięcie 0,15 cm, największe naprężenie w betonie 32,6 kg/cm².

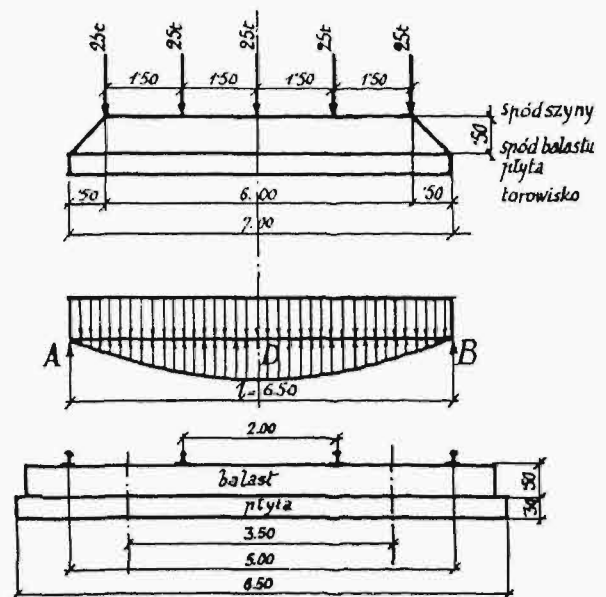
3-e założenie. Końce płyty podparte są swobodnie na nieobniżającym się fundamencie ściany.

Równania warunkowe są w tym przypadku:

w punkcie A: $y = 0$; $y'' = 0$;

w punkcie D: $y' = 0$; $y''' = 0$.

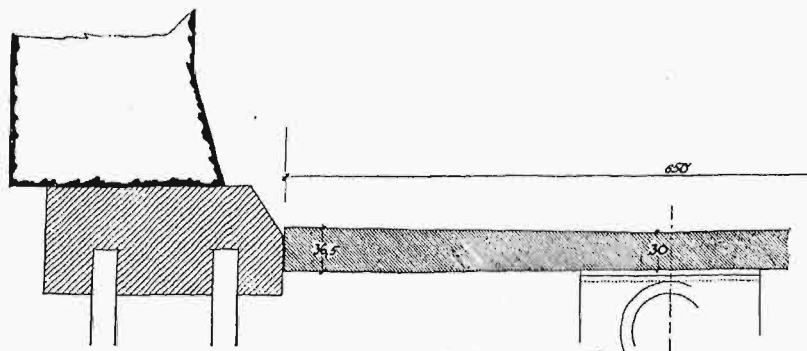
Reakcja podporowa wynosi 4639 kg, największy moment 259700 cmkg, największe ugięcie 0,203 cm, największe naprężenie w betonie 22,38 kg/cm² (rys. 9).



Rys. 8.

Z powyższych obliczeń, ilustrowanych wykresami na rys. 3 i 9, wynikają następujące wnioski:

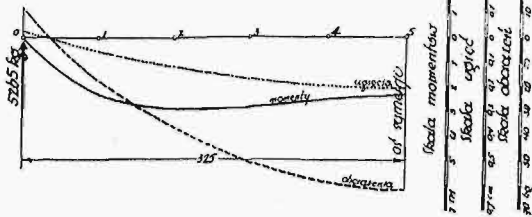
1) największe naprężenia w płycie powstają na skutek niesprężystego jej zamocowania w fundamentach ścian, należy więc tak wykonać oparcie płyty o ścianę, ażeby w tym miejscu nie występowały momenty utwierdzenia.



Przekrój pionowy płyty D
 $f_e - f_e' = 10,0172 = 11,3 \text{ cm}^2$
 $J = 285811$
 Obciążenie od parokładów: 55 kg/cm.l/m

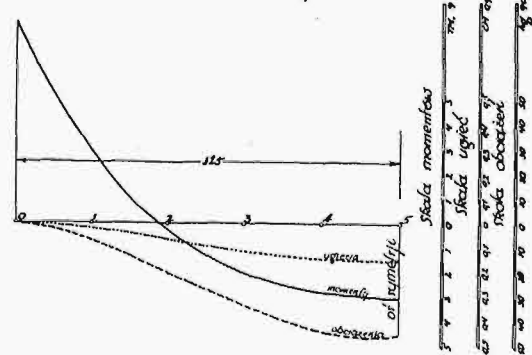
I Przesunięcie płyty na oporze jest liczone przez siłę powstającą wskutek tarcia $\rho = 5265 \text{ kg}$

$M_{max} = 294800 \text{ cm.kg}$
 $\sigma_s = 25,1 \text{ at}$ $\sigma_c = 1072 \text{ at}$



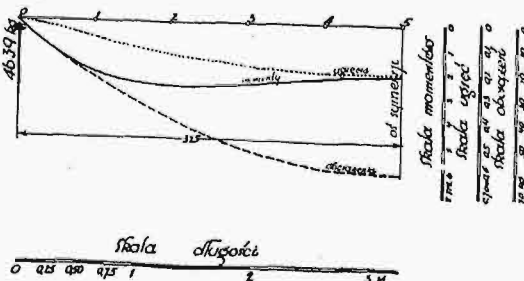
II Płyta sztywno złączona z fundamentem ściśniętym

$M_{max} = 822500 \text{ cm.kg}$
 $\sigma_s = 32,6 \text{ at}$ $\sigma_c = 1063 \text{ at}$



III Płyta swobodnie opiera się na fundamencie ściśniętym

$M_{max} = 259700 \text{ cm.kg}$
 $\sigma_s = 22,4 \text{ at}$ $\sigma_c = 946 \text{ at}$



Rys. 9.

2) naprężenia w płycie są naogół większe przy zginaniu w kierunku poprzecznym; ażeby je zmniejszyć, należy zredukować do minimum

siły skupione pionowe na końcach płyty, co da się osiągnąć przez wstawienie między płytę i ścianę np. dwóch warstw blachy, która w pewnym stopniu uniezależni przesunięcia pionowe płyty od ścian.

3) z porównania wykresów I i III na rys. 9 widzimy, że siła pionowa tarcia, która może wstać na skutek parcia ziemi, jest dostatecznie duża, ażeby wytworzyć na końcu płyty nieobniżającą się podporę, a więc, pomimo powyżej przytoczonej dylatacji z blachy, zawsze może zajść możliwość zginania poprzecznego płyty; nie należy więc zmniejszać uzbrojenia poprzecznego, licząc, że dylatacja w całości lub częściowo usunie to zginanie.

Wykonane obliczenia nie mogą rościć pretensji do rzeczywistego odtworzenia naprężeń, panujących w płycie; pewna dowolność w obiorze współczynników podłoża, niemożność dokładnego ujęcia wpływu oparcia płyty o ścianę oraz zamiana obliczenia zginania przestrzennego płyty na dwa obliczenia zginania niezależnych belek w kierunku podłużnym i poprzecznym są niewątpliwie czynnikami, które mogą wpłynąć na otrzymane wyniki. Należy również zaznaczyć, że przeciw przyjętemu przez nas założeniu proporcjonalności odkształceń podłoża do obciążeń jednostkowych wwsunięto w ostatnich czasach wiele zastrzeżeń, popartych doświadczeniami, a również opracowano nowe teorie odkształceń podłoża, na podstawie odmiennych hipotez⁴⁾. Teoryj tych nie wykorzystaliśmy jednak do obliczenia projektowanej płyty, gdyż z jednej strony nie są one doprowadzone do postaci, nadającej się do bezpośredniego zastosowania, z drugiej zaś teoria, wysunięta przez Zimmermanna, jest jeszcze dotychczas szeroko stosowana⁵⁾, niewątpliwie więc i w naszym przypadku da pewien przybliżony obraz układu naprężeń w płycie, umożliwiając zaprojektowanie przekroju i uzbrojenia.

⁴⁾ Boussinesq & Schleicher. Theorie des elastischen Hebelraumes. Bauingenieur 1926, Bautechnik 1932 r., zes. 7

⁵⁾ Beton u Eisen 1932 r., zes. 3.

Nowoczesna budowa zapory i zakładu wodnego^{*)}.

Napisał Inż. Z. Śliwiński.

Zakład wodny.

Tuż poniżej zapory znajduje się budynek turbin i generatorów. Pełna rozbudowa zakładu obejmuje: cztery jednakowe jednostki o mocy 45 000 kW każdą i małą jednostkę pomocniczą, do krycia własnych potrzeb, około 800 kW mocy. W pier-

konstrukcji żelaznej zawieszano na niej deski szalowania. Betonowanie wykonano w trzech częściach, obciążając szalowanie symetrycznie.

W przygotowaniu fundamentu przystąpiono do betonowania kanałów wylotowych z pod turbin. Każdy z kanałów rozdzielał się na trzy części (rys. 30). Szalowanie przygotowane w warszta-



Rys. 28. Sklepienie - fundament zakładu.
Widac deski szalowania, zawieszane na konstrukcji żelaznej.



Rys. 29. Zakład wodny.
Widok z góry

wszej fazy rozbudowy ma być wykonany budynek zakładu dla pierwszej i drugiej jednostki, fundamenty pozostałej części i ustawienie pierwszej jednostki. Ustawienie drugiej jednostki i dalsza budowa nastąpi i w miarę wzrostu zapotrzebowania energii.

Budynek zakładu jest konstrukcją żelbetową, opartą na betonowym sklepieniu, przerzuconym przez koryto rzeki. Budowa tego sklepienia, jako fundamentu zakładu, pozwoliła na umieszczenie samego zakładu na osi zapory bez nadmiernych kosztów głębokiego fundowania. Szalowanie tego sklepienia było konstrukcją żelazną, która pozostała zabetonowana (rys. 28). Składało się ono z 13 kratowych łuków, opartych na zboczach skały, silnie w niej zakotwionych. Łuki żelazne ustawiano

zapomocą dźwigów w 2 półłukach. Ustawienie jednego łuku trwało około 45 min. Po zmontowaniu

cię ustawiano na miejscu w gotowych członach. Górna część kanału wylotowego miała okładzinę żelazną na długości około 17 st. Betonowanie wykonano do rzędnej + 49,5, t. j. pozostawiono niezabetonowanych około 7 st. Na okładzinę jednostki drugiej ułożono pokrywę, która zostanie do chwili montowania tej jednostki.

Montowanie pierwszej jednostki wykonano w następującej kolejności: I. Zabetonowano pierścień naokoło okładziny, umieszczając w nim kotwy; II. Wykonano betonowe słupki (2) dla umieszczenia dźwigów, podpierających spirale turbin przy montowaniu; III. Podobne betonowe słupki (3) na pierścieniu; IV. Wykonano montaż pierścieni turbin na kotwach i dźwigach, opartych na słupkach

(3) i znitowano z kątownikiem okładziny przy dokładnym sprawdzeniu pierścieni; V. Montaż spirali na dźwigach, opartych na słupkach (2) i umocowanie na kotwach; VI. Sprawdzenie ostateczne poziomów i położenia pierścieni i spirali (dokład-

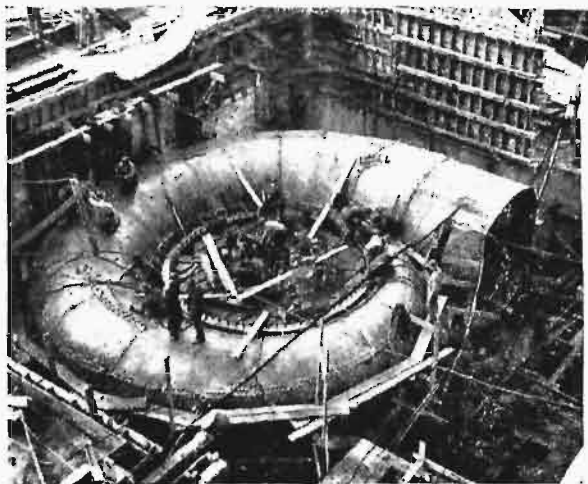


Rys. 30 Widok szalowania kanałów wylotowych z pod turbin.
Widac rozdział kanału na 3 części.

^{*)} Dokończenie do str. 247 w zes. 21 — 22 z r. b.

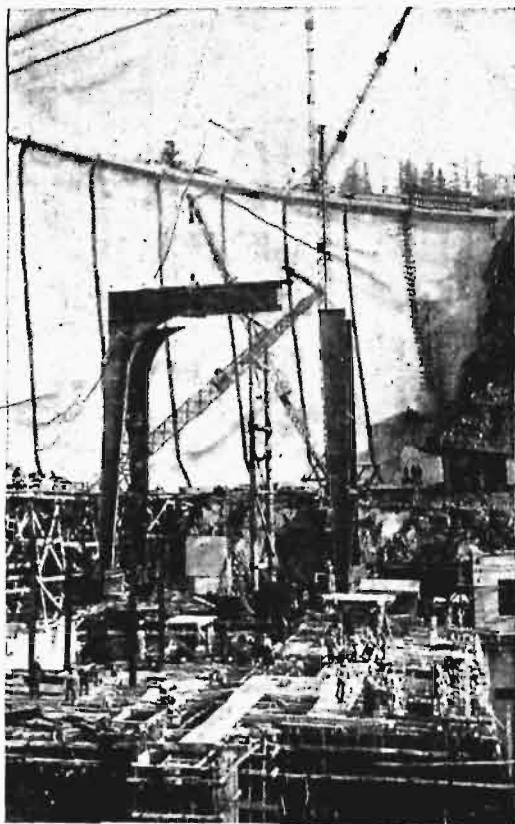
ność do $\frac{1}{16}$ cala (0,4 mm); VII. Zabetonowanie spirali przy ciągłym nadzorze poziomu pierścieni.

Montowana turbina była typu reakcyjnego firmy Morgan Smith o mocy max. 61600 KM i η_{max} 90%



Rys. 31. Nitowanie spirali turbiny.

Prądnice, dostarczone przez firmę General Electric Co, są największe z dotychczas wybudowanych na napięcie 13000 Volt. Trzy transformatory General Electric transformować będą prąd do przesyłania na napięcie 110 000 V.

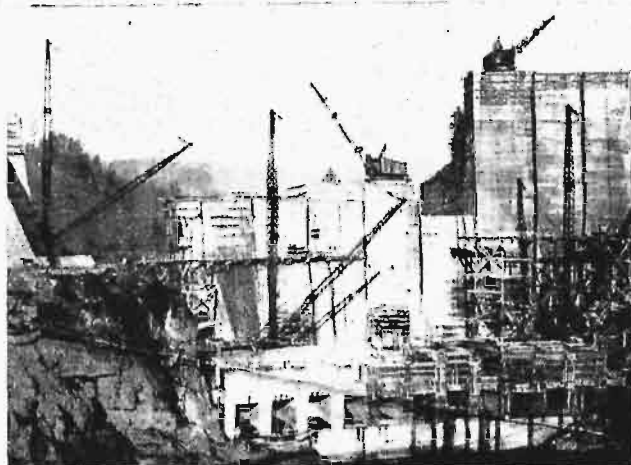


Rys. 32. Zakład wodny. Montowanie dźwigu 350 t.

Rurociągi średnicy 15,5 st. z blach grubości $\frac{3}{8}$ cala doprowadzają wodę do turbiny. Rurociągi turbin Nr. 2, 3, 4 zamknięte są tymczasowo po-

krywami. Na każdym rurociągu przewidziano 2 zasuwę: jedną przy ujęciu na wałkach, a drugą — typu motylkowego przed budynkiem zakładu.

Budynek hali maszyn stanowi konstrukcję żel-



Rys. 33. Zakład wodny od strony dolnej wody.

betową. Szalowania stosowano w postaci lekkich płyt, zbitych z desek. Płyty te zamocowywano ściągaczami i śrubami. Do przenoszenia betonu i ciężkich części budowli służył dźwig masztowy, umieszczony na rusztowaniu. Beton do betonowania ścian i płyt rozwożono ręcznymi wózkami ze zbiornika, do którego go donosił dźwig.

Dla ustawienia ciężkich jednostek generatorów montowano ramowy żelazny dźwig o nośności głównego haka 450 t.

W zakładzie wodnym, ponad kanałami wylotowymi z pod turbin, przechodzi tunel dla ryb. Ryby do tego tunelu wchodzi trzema wejściami i dochodzą do basenu, który podnoszony jest mechanicznie (tak zwany elewator ryb). W ten sposób schwytane ryby są przewożone do wyciorów, a zarybek wpuszczany do rzeki. Podczas budowy umieszczono koło z siatkami do chwytania ryb u wylotu sztolni. Schwytane ryby przewożono również do wyciorów.

Nowe wydawnictwa^{*)}.

Théorie des dalles à champignon. Prof. Dr. M. T. Huber. Odbitka z wydawnictwa Kongresu „Association Internationale des Ponts et Charpentiers. Str. 18, rys. 13. Zurych 1932.

Toczenie się koła. Dr. inż. T. Świeżawski. Odbitka z „Czasop. Technicznego”. Str. 59, rys. 14. Lwów 1932.

Sprawozdanie Stow. Dozoru kotłów parowych w Katowicach z działalności w r. 1931. Str. 98 + XLIII. Katowice 1932.

Allgemeine und technische Elektrometallurgie. Prof. Dr. R. Müller. Str. 580, rys. 90. J. Springer. Berlin 1932. Cena zł. 73.—.

Der Baugrund. Praktische Geologie für Architekten, Bauunternehmer und Ingenieure. Inż. M. Singer. Str. 393, rys. 123. J. Springer. Wiedeń. Cena zł. 62.—.

^{*)} Wszystkie podawane w tym dziale wydawnictwa są do nabycia w Księgarni Technicznej „Przeglądu Technicznego”, Warszawa, ul. Czackiego 3.

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

ELEKTROTECHNIKA.

Gospodarka elektryczna Jugosławji.

Źródła energii Jugosławji stanowią zasoby oleju skalnego i gazu ziemnego, węgiel brunatny, odgrywający dotychczas w gospodarce energetycznej Jugosławji największą rolę, oraz siły wodne. Z ogólnej mocy tych ostatnich — ok. $9 \cdot 10^6$ KM przy wysokiej i $3 \cdot 10^6$ przy niskiej wodzie — wyzyskanych jest obecnie ok. 224 000 KM; na wyzyskanie dalszych 230 000 KM zostały już udzielone koncesje. Jednolitego, ogólnokrajowego ustawodawstwa elektrycznego w Jugosławji jeszcze brak, chociaż wyrobiła się już pewna, mniej więcej ustalona praktyka administracyjna w sprawie udzielania koncesyj elektrycznych, nadających prawo wyłączności zbytu prądu, jak dotychczas jednak obejmujących obowiązek dostarczania energii tylko do światła, do siły zaś — jedynie w granicach rozporządzalnej mocy zakładu.

Dokładnych danych liczbowych, przedstawiających gospodarkę elektryczną Jugosławji, wobec niezupełności statystyki urzędowej, brak. Dane przybliżone z roku 1929 podają liczbę ogólną elektrowni na 550, w czym 220 publicznych (z nich $\frac{1}{3}$ przedsiębiorstw państwowych i komunalnych, reszta — prywatnych) przy wytwórczości ogólnej $450 \cdot 10^6$ kWh (38 kWh/l mieszki). Z ogólnej mocy zakładów elektrycznych — 120 000 kVA — blisko połowa przypada na zakłady wodne ok. 10% — na zakłady o napędzie mieszanym i reszta — na elektrownie ciepłe. Stopień rozwoju zaopatrzenia w prąd w poszczególnych dzielnicach Jugosławji jest bardzo różny: podczas gdy połudn.-zachodnia część kraju (Słowenia, Bośnia) ma gospodarkę elektryczną, stojącą już na dość wysokim poziomie, reszta kraju znajduje się jeszcze pod względem elektryfikacji w stanie zupełnie pierwotnym. (ETZ., t. 53, zesz. 19 i 20, str. 459 — 60, 463—5).

Badania wyładowań elektrycznych pod napięciem 10 milj. woltów.

F. W. Peek jr. wykonał w laboratorium w Pittsfield, należącym do General Electric Co, doświadczenia nad wyładowaniami iskrowymi w zbudowanym przez siebie urządzeniu przy napięciu 10^7 V. Uzyskał przytem iskry o długości 18 m. Natężenie prądu przy wyładowaniu ocenia autor na 50 000 A, co odpowiada mocy 50 000 MW, odłamanej w ciągu 0,001 sek. W innym urządzeniu wytwarzał autor napięcie 10^6 V przy częstotliwości 60 kr. sek. (E. I. World, 18 czerwca r. b., str. 1049).

KOLEJNICTWO.

Parowóz o 4 cylindrach zewnętrznych.

Kolej Paryż — Lyon — M... 6-rodzinne buduje 10 ciężkich lokomotyw 4-cylindrowych typu 1—6—1 o nowym układzie cylindrów. Mianowicie, aby uniknąć wysokich naprężeń w wale wykorbionym, cylindry wysokoprężne umieszczone zostały pomiędzy 3-ą a 4-ą ośią i napędzają 6-ą oś; cylindry zaś niskoprężne, przednie, przenoszą napęd na oś 3-cią. Obydwa mechanizmy napędowe są połączone wiązkami wewnętrznymi pomiędzy 3 a 4-tą ośią. Na wały wykorbione tych osi działa wówczas różnica sił, pochodzących od obu mechanizmów. (Rev. gén. des Chem. de Fer, czerwiec 1932, str. 575).

METALIZNAWSTWO.

Ulepszenie własności miedzi przez domieszkę berylu.

J. Kent Smith podaje w pracy p. t. „Les bronzes cuivre-aluminium” wyniki swych badań własności bronzów berylowych. M. in. otrzymał autor granicę sprężystości taśm z omawianego stopu, walcowanych na zimno, od 34 do 74 kg/mm² przy ubytku przekroju 50% i 90 kg/mm² przy ubytku 75 — 90%. Stop zawierał przytem od 0,34 do 2,75% Be, reszta — miedź. Podobne cyfry uzyskano też po obróbce termicznej taśm walcowanych na zimno.

Autor zaznacza, że stop o zawartości 12—15% Be i 88—85% Cu, o gęstości 6, istnieje już dziś na rynku i może być użyty do wyrobu bronzów berylowych. W tym celu należy stopić miedź, pokrywając ją warstwą ochronną, np. węgla; następnie podgrzewa się kąpiel nieco powyżej temperatury odlewania, dodaje się stopu powyższego w małych kawałkach, miesza się je, zwracając uwagę, by nie niegły utlenieniu atmosferycznemu ze względu na małą gęstość, wobec której wypływają wciąż na wierzch, doprowadza się do właściwego poziomu temperaturę i wyłonywa odlew jak zwykle.

Należy zwrócić szczególną uwagę, by temperatura stopu nigdy nie przekroczyła przy tem 900° , gdy stop wówczas „pali się” po wierzchu i nie uzyskuje się normalnego wzrostu twardości. (Techn. Moderne, t. 24 (1932), zesz. 16, str. 542).

METALURGJA.

4-tonnowy piec wysokiej częstotliwości.

Fabr. Ajax Electrothermic Corp. ustawiła w pobliżu Chicago piec wysokiej częstotliwości o pojemności 4 t do topienia stali nierdzewiącej, wysokowartościowych stali narzędziowych i in. stopów. Piec posiada uzwojenie pierwotne z chłodzonych rur miedzianych, zasilane prądem z jednofazowej prądnicą o mocy 1250 kVA, 800 V, 1000 kr./sek. Przed przechyleniem pieca odłącza się do regulacji dopływu wody chłodzącej, przyłączania kondensatorów i pieca. (wca 1932 r., str. 1056).

SILNIKI SPALINOWE.

50-letnie silnika

W końcu r. b. upłynęło 50 lat od wynalezienia 4-suwowego silnika gazowego. Różne europejskie zamieściły z tego powodu jubilatowi, przy czem Niemcy oczywiście swego rodaka Otta na tem polu. Z pośród sprawozdawczych z okresu 50-lecia wyróżnił się szczególnie odczyt sir Alfr... gloszony w Towarzystwie naukowym a Association. Prelegent wykażał wspaniały silnika na tle również niezwykłych postępów w rozwoju parowego, rozwijającego się w nowszych czasach zrealizowaniu turbiny parowej. Aczkolwiek obecnie para może osiągnąć do 32% sprawności, a w bardzo pod tym względem do wyników osiąganych przez wysokoprężny silnik ropowy, to jednak nie jest wykluczone,

iz w niedługim czasie silnik gazowy dokona znów wielkiego kroku naprzód dzięki turbinie gazowej.

Interesującym szczegółem tego odczytu był nadto fakt, iż przed 50 laty sir Frederic Bromwell, wygłaszając w British Association odczyt o silniku gazowym, przepowiedział, że za 50 lat o maszynie parowej będzie się mówilo jako o „curiosum, które można będzie znaleźć jedynie w muzeum”. Był on tak przekonany o postępie silnika gazowego, że zapisał w testamencie pewną kwotę T-wu British Association na zorganizowanie za 50 lat odczytu na tenże temat. Okazało się, iż prelekcja, jaka zgodnie z powyższym się odbyła, a o której była mowa wyżej, przyniosła potwierdzenie oczekiwań Bromwell'a. (Engineering, 2 paźdź. r. ub., str. 356/58).

TURBINY PAROWE.

Turbina na parę rtęciową General Electric Co.

Od szeregu lat General Electric Co. pracuje nad zastosowaniem pary rtęciowej do turbin. Urządzenie takie stosuje w pierwszym stopniu parę rtęciową, dzięki czemu przy wysokich temperaturach ciśnienie jest niższe, niżby było przy parze wodnej; w drugim stopniu zastosowana jest para wodna. Turbina taka na 10000 kW pracuje od 1.V.1930 w elektrowni South-Meadow, należącej do Hartford Electric Co. Oszczędność paliwa, osiągnięta na tej drodze, wystarczać ma do zamortyzowania kosztów dodatkowych w ciągu 3½ roku. Dane liczbowe urządzenia są:

moc turbiny na parę rtęciową	10 000 kW
ilość wody, odparowywanej przez parę rtęciową	69 000 kg/godz.
średnia temperatura pary wodnej	390°C
średnie nadciśnienie pary wodnej	19,6 atn
średnia temperatura wody zasilającej przed ekonomizerem	101°C
średnia temperatura wody za ekonomizerem	135°C
ciśnienie dolotowe pary rtęciowej	4,9 atn
temperatura pary rtęciowej	471°C
temperatura końcowa pary rtęciowej	230°C
podciśnienie w skraplaczu pary rtęciowej	50 mm Hg
rozchód węgla	7100 kg/godz.
wartość opałowa węgla	8050 Kal
temperatura powietrza podzewanego	238°C
temperatura spalin w kominie	16°C
rozchód węgla - okresie od 1.II do 1.VI 1930 r.:	12 000 t
ilość wody odparowywanej	99 000 t
praca, wytworzona przez urządzenie na parę rtęciową	16 083 000 kWh
praca, wytworzona przez urządzenie na parę wodną	21 550 060 kWh
zużycie własne elektrowni	721 130 kWh
praca oddana na sieć	36 911 930 kWh
rozchód paliwa na kilowatogodzinę,	0,325 kg/kWh
ilość godzin pracy	2032 godz.

Sprawność urządzenia wynosi około 34%, co wskazuje, że teoretyczne obliczenia znalazły w tym wypadku piękne potwierdzenie w praktyce.

Wszystkie części kotła i przewodów do pary rtęciowej są spawane, wobec czego straty rtęci możliwe są tylko w razie przepalenia jednej z rurek kotła, który zbudowany jest na wzór kotłów opłomkowych. Wypadki takie rzeczywiście zdarzały się, jednak ostatnie ulepszenia konstrukcyjne po-

zwalają na całkowite ich uniknięcie. Uchodzenie pary rtęciowej z turbiny jest również zupełnie wykluczone, dzięki celiwej konstrukcji. Turbina posiada 5 stopni prężności; ilość obrotów wynosi 720, bo szybkość wyjściowa pary rtęciowej jest stosunkowo nieznaczna. Ostatnie koło wirnikowe ma 3,35 m średnicy zewnętrznej; łopatki są długości 70 cm, szerokość u podstawy 17,6 cm.

Jedną z najpoważniejszych przeszkód do rozpowszechnienia tego rodzaju urządzeń jest trudność dostarczenia wielkich ilości rtęci, jakie tu byłyby potrzebne. Pierwsza turbina próbna 1800 kW miała napelnienie 20 t rtęci. Przy turbinie omawianej zapotrzebowanie rtęci na kW zostało wydatnie obniżone. (ETZ 1931, zesz. 33).

J. S.

Nekrologja.

Ś. p. Inż. Gustaw Sippko.

W dniu 20 lipca r. b. zmarł w Warszawie inż. Gustaw Sippko, członek Koła Inżynierów Technologów przy Stowarzyszeniu Techników.

Ś. p. Gustaw Sippko urodził się w 1889 roku w Petersburgu, jako wnuk zesłańca polskiego na Syberję. W roku 1911 ukończył 5-te gimnazjum w Petersburgu, a w roku 1915 tamże Instytut Technologiczny ze stopniem inżyniera technologa.

Pracę swą rozpoczął w Moskwie w zakładzie wyrobu amunicji. Po wybuchu rewolucji w Rosji inż. Sippko wraca do kraju i w styczniu 1919 roku wstępuje na ochotnika do armji polskiej, pełniąc służbę wojskową, jako podoficer na pociągach pancernych. W roku 1920 — 1921 zostaje delegowany z ramienia Polskiej Misji Wojskowej do Wiednia dla odbioru amunicji.

W latach 1921 — 1924 pracuje w fabryce „Pocisk” na stanowisku Kierownika Warsztatów również przy wyrobie amunicji. Następnie przenosi się do Skarżyska na stanowisko Kierownika Wydziału drobnej amunicji, gdzie pracuje do roku 1927. W tym roku przenosi się do Starachowic na stanowisko Kierownika Kuźni. W jesieni 1930 r. zostaje zaangażowany na stanowisko Kierownika Warsztatów w Państwowych Zakładach Tele i Radjotechnicznych w Warszawie, gdzie pracuje do ostatniej chwili.

Poza pracą, związaną z prowadzeniem warsztatów, inżynier Sippko interesował się zagadnieniami przemysłowymi i przemysłowo-wojskowymi.

Interesowała go głównie myśl o naszej samowystarczalności gospodarczej, zarówno pod względem przemysłowym, jak i mobilizacyjno-wojskowym.

W dziedzinie gospodarczo-przemysłowej dorobek inżyniera Sippki jest dosyć znaczny, bo sięga 80 artykułów, drukowanych w różnych czasopismach jak Przegląd Artyleryjski, Przegląd Hutniczo-Górnicy, Bellona, Technik i inne.

W sferach fachowców uchodził inżynier Sippko za znawcę spraw samowystarczalności do tego stopnia, że na kilka dni przed śmiercią otrzymał ze Sztabu Głównego zamówienie na poważniejszą pracę z dziedziny samowystarczalności przemysłowej pod względem wojskowym. Niestety, nie zdołał już rozpocząć wykonania tego zadania.

Ciężkie warunki pracy podrywały system nerwowy inż. Sippki do tego stopnia, że w ostatnim tygodniu nie panował nad sobą. W dalszej konsekwencji nastąpił paraliż serca, który spowodował śmierć.

Pogrzeb odbył się w dniu 23 lipca na cmentarzu Powązkowskim. Żegnali zmarłego następujący mówcy: inż. Piotr Modrak w imieniu Państwowych Zakładów Tele i Radjotechnicznych, inż. Jan Jeziorański z ramienia Koła Inżynierów Technologów i Feliks Sikora w imieniu pracowników wytwórni.