

† Inż. ADAM WICIŃSKI  
(LWÓW)

## Realizacja problemu bezkorbowej silnikowo-sprężarki.

(Dokończenie).

### ROZDZIAŁ III.

#### Regulacja wydatku.

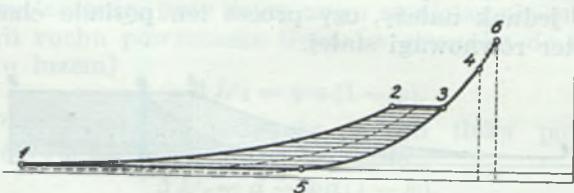
W budowie bezkorbowej silnikowo-sprężarki możliwe są 2 sposoby regulacji, której zadaniem jest stałe dostosowywanie mocy silnika do chwilowej mocy sprężarki, lub naodwrot, a to:

1. Regulacja ciśnieniowa (przymusowa), której zadaniem jest dostosowywanie mocy silnika do mocy zużywanej — w danej chwili przez sprężarkę.

2. Proces samoregulacyjny, w którym moc sprężarki dostosowuje się samoczynnie do chwilowej mocy rozwijanej przez silnik.

#### 1. Regulacja ciśnieniowa.

Ryc. 25 przedstawia wykres ciśnień występujących po stronie sprężarki w wypadku stosowania regulacji ciśnieniowej. Tłok otrzymuje od strony silnikowej taką ilość energii, że wywołuje po stronie sprężarki: sprężanie 1—2, wytłaczanie 2—3, oraz dalsze sprężanie 3—4 w poduszce sprężarki, która tworzy się między tłokiem a głowicą, z chwilą przesłonięcia przez tłok szczeliny



Ryc. 25.

tłocznych, za pomocą których cylinder komunikuje się z zaworami tłocznymi. Z chwilą wyczerpania energii kinetycznej tłoka (punkt 4) tłok zawraca, przy czym rozprężanie powietrza nadaje tłokowi energię potrzebną na wykonanie sprężania po stronie silnika. Jeżeli strona silnikowa rozwija moc równą mocy pobieranej przez sprężarkę, plus opory ruchu, to końcowe ciśnienie sprężania w poduszce sprężarki jest wielkością stałą. Gdyby praca silnika była większa od pracy sprężarki, plus opory ruchu, wówczas nadwyżka wywoływałaby stały przyrost ciśnienia w poduszce sprężarki, co prowadziłoby do uszkodzenia maszyny. Widać z tego, że bezkorbowa silnikowo-sprężarka, opisująca po stronie sprężarki wykres jak na ryc. 25, posiadać musi uzależnienie ilości wstrzykniętego paliwa od końcowego ciśnienia sprężania w poduszce sprężarki.

W zależności od charakteru podporządkowania zmian ilości wstrzykniętego paliwa zmianom ciśnienia końcowego sprężania w poduszce sprężarki, otrzymać możemy analogicznie jak w silnikach korbowych trojaki charakter regulacji: regulację stałą, chwiejną i niestabilną. Załóżmy, że mamy zrealizowaną regulację, posiadającą tę cechę, że na całym zakresie jej pracy, przyrost ciśnienia końcowego w poduszce, wywołany ujawnioną w danym cyklu nadwyżką pracy silnika nad pracą sprężarki (oporów ruchu możemy nie uwzględniać) w wielkości np. „a” *kgm*, powoduje takie zmniejszenie ilości wstrzykniętego paliwa, że zmniejszenie pracy wytwarzanej w silniku w cyklu następnym wystąpi w wielkości  $(\varphi \cdot a)$ . Załóżmy, że w pewnej chwili mamy równowagę między pracą silnika a pracą sprężarki, (ciśnienie końcowe sprężania w poduszce, stałe, wynoszące np.  $p_1 \text{ kg/cm}^2$ ). Jeżeli w sposób nagły zwiększymy ilość wstrzykniętego paliwa, wówczas w suwie sprężania w sprężarce ujawni się nadwyżka pracy w wielkości *a* - *kgm*, która wywoła przyrost ciśnienia sprężania w poduszce do  $p_2 \text{ kg/cm}^2$ . Ciśnieniu temu podporządkowane jest zmniejszenie pracy silnika w stosunku do poprzedniego cyklu w wielkości  $(\varphi \cdot a) \text{ kgm}$ . Wobec tego w drugim cyklu otrzymujemy nadwyżkę pracy silnika nad pracą sprężarki w wielkości

$$a - \varphi a = a(1 - \varphi).$$

Nadwyżka ta wywoła dalsze zmniejszenie pracy silnika w wielkości

$$\varphi a(1 - \varphi).$$

Następna nadwyżka wynosić będzie:

$$a(1 - \varphi) - \varphi a(1 - \varphi) = a(1 - \varphi)^2.$$

Nadwyżka ta wywoła dalsze zmniejszenie pracy silnika w wielkości

$$\varphi a(1 - \varphi)^2,$$

przy czym nowa nadwyżka wynosić będzie

$$a(1 - \varphi)^2 - \varphi a(1 - \varphi)^2 = a[(1 - \varphi)^2 - \varphi(1 - \varphi)^2] = a(1 - \varphi)^3$$

itd. Widać z tego, że kolejno po sobie następujące nadwyżki utworzą ciąg liczb w postaci

$$a, a(1 - \varphi), a(1 - \varphi)^2, a(1 - \varphi)^3, \dots, a(1 - \varphi)^n.$$

Gdy osiągnięty zostanie stan równowagi, ciśnienie końcowe sprężania w poduszce sprężarki musi być tak wysokie, że całkowity przyrost pracy sprężania  $L_p$  musi być równy sumie kolejnych nadwyżek. Czyli

$$L_p = a[1 + (1 - \varphi) + (1 - \varphi)^2 + (1 - \varphi)^3 + \dots + (1 - \varphi)^n].$$



Szereg ten jest szeregiem zbieżnym w granicach

$$\begin{aligned} -1 < (1 - \varphi) < +1, \\ \text{czyli: } 0 < \varphi < 2 \end{aligned}$$

przy czym suma tego szeregu dla  $n$  dążącego do nieskończoności

$$L_p = \frac{a}{1 - (1 - \varphi)} = \frac{a}{\varphi}.$$

Dyskusja szeregu.

A) Jeżeli  $\varphi$  obierzemy w granicach:

$$0 < \varphi < 1,$$

to wówczas wszystkie kolejno po sobie następujące nadwyżki mają ten sam znak. Wynika z tego, że końcowe ciśnienie sprężania w poduszce sprężarki stopniowo wzrasta ku ciśnieniu równowagi, które ustalić można obliczając  $L_p$  i wyznaczając, jakiemu przyrostowi ciśnienia nadwyżka ta odpowiada. Jeżeli, poruszając się w obranych granicach  $0 < \varphi < 1$ , obierać będziemy wartości na  $\varphi$  zbliżające się do 1, to przy stałym charakterze pełnienia ciśnienia w poduszce ku ciśnieniu równowagi otrzymywać będziemy coraz to niższe wartości  $L_p$ . Przy regulacji dla  $\varphi = 1$ , czyli przy takim podporządkowaniu przyrostowi ciśnienia w poduszce zmniejszenia ilości wstrzykniętego paliwa, aby zaakumulowaniu w poduszce „a”  $kgm$  nadwyżki odpowiadało zmniejszenie pracy silnika o „a”  $kgm$ , nowe położenie równowagi osiągnięte zostaje w ciągu jednego cyklu pracy. Zatem regulacja w zakresie  $0 < \varphi < 1$  posiada charakter równowagi stałej, zaś wypadek  $\varphi = 1$  daje optimum jej zachowania się pod względem czasu prześcia z jednego stanu równowagi na inny.

B)  $1 < \varphi < 2$ .

Regulacja w tym zakresie posiada również charakter równowagi stałej, gdyż suma szeregu kolejnych nadwyżek jest wielkością skończoną a posiadając mniejsze wartości niż w zakresie  $0 < \varphi < 1$ , daje mniejsze zmiany energii ruchu powrotnego tłoka i związane z tym zmiany ciśnienia kompresji w silniku. Charakter pracy regulacji w tym zakresie nie daje zjawiska podpełzowania ciśnienia końcowego w zderzaku ku ciśnieniu równowagi, lecz występuje tu zjawisko stale zmniejszającego się przeregulowywania, aż do osiągnięcia stanu równowagi, przy czym ciśnienie końcowe sprężania w poduszce oscyluje ze zmniejszającą się amplitudą około ciśnienia równowagi. Charakter ten występuje tym wybitniej, im bardziej  $\varphi$  zbliża się do 2. Dla  $\varphi = 2$  szereg staje się rozbieżny a ciąg kolejny nadwyżek przyjmuje kolejno wartości  $a, 0, a, 0, a, 0$  itd., dając charakter regulacji, w którym raz powstałe zaburzenia posiadają stale tę samą wartość. (Regulacja chwiejna).

C) W wypadku  $\varphi > 2$  szereg staje się rozbieżny, co prowadzi do stałego wzrostu wywołanych zaburzeń. (Regulacja niestała).

Z powyższych dyskusji wynika, że w całym zakresie ( $0 < \varphi < 2$ ) regulacja ma charakter równowagi stałej. Techniczne znaczenie posiadać może jednak tylko zakres

$$1 < \varphi < 2,$$

gdyż zakres ten wykazuje mniejsze wartości  $L_p$ , które oznaczając zmianę energii ruchu powrotnego tłoka przy zmianie obciążenia, decydują o zmianach ciśnienia kompresji w silniku.

## 2. Proces samoregulacyjny.

Proces samoregulacyjny występuje w bezkorbowej silnikosprężarce wówczas, gdy ruch maszyny prowadzony jest w ten sposób, że tłok po stronie sprężarki nie przesłania sobą szczelin tłoczących a zmiana kierunku jego ruchu odbywa się w czasie wytlaczania. Ryc. 26 przedstawia występujący wówczas przebieg ciśnień po stronie sprężarki.



Ryc. 26.

Jeżeli po stronie silnika wstrzykujemy ilość paliwa dokładnie pokrywającą opory własne maszyny, wówczas tłok wywołuje po stronie sprężarki kompresję po linii 1—2. W punkcie 2 tłok zawraca i rozprężanie odbywa się po tej samej linii, jeżeli pominiemy nieszczelności tłoka i wymianę ciepła między sprężanymi gazami a ścianką cylindra. Przy zwiększeniu ilości wstrzykniętego paliwa wzrośnie energia kinetyczna tłoka i tłok zawróci dopiero w takim punkcie linii wytlaczania, że wywołana nadwyżka pracy silnika ponad wielkość na biegu luzem, ulokowana zostanie w pracy wytlaczania. Im więcej wstrzykujemy paliwa, tym więcej powietrza wytloczy sprężarka. Widać z tego, że w procesie samoregulacyjnym moc sprężarki samoczynnie dostosowuje się do chwilowej mocy silnika. Zbadać jednak należy, czy proces ten posiada charakter równowagi stałej.



Ryc. 27.

Weźmy pod uwagę ryc. 27. Jeżeli założymy, że sprężanie i rozprężanie posiada ten sam wykładnik politropy, oraz, że nie dławimy powietrza ssanego, to niezależnie od przeciwcisnienia praca rozprężania po linii 3—4 stoi w takim stosunku do pracy sprężania 1—2, jak odcinek 2—5 do 3—5,

$$\frac{L_{3-4}}{L_{1-2}} = \frac{3-5}{2-5} = \frac{L_{3-5}}{L_{2-5}}.$$

Wynika to z prawa, że praca sprężania w tych samych warunkach proporcjonalna jest do ilości sprężanego gazu. Nazwijmy stosunek pracy sprężania  $L_{1-2}$  do pracy pod odcinkiem 2—5 przez  $\varphi$ :

$$\varphi = \frac{L_{1-2}}{L_{2-5}} = \frac{L_{3-4}}{L_{3-5}}.$$



Ponieważ

$$L_{1-2} = \varphi L_{2-5}$$

$$L_{3-4} = \varphi L_{3-5}$$

zatem:

$$L_{1-2} - L_{3-4} = \varphi \cdot (L_{2-5} - L_{3-5}) = \varphi \cdot L_{2-3}.$$

Weźmy dla prostoty wypadek bezkorbowej silnikosprężarki, nie posiadającej oporów ruchu a będącej na biegu luzem (bieg tam i z powrotem po linii 1—2). Wówczas praca sprężania po stronie silnika równą jest pracy  $L_{1-2}$ . Wynika z tego, że tłok w każdym suwie przynosi w formie energii kinetycznej ze strony sprężarki na stronę silnika i na odwrót energię w wielkości  $L_{1-2}$ . Jeżeli w pewnym momencie wstrzykiwać zaczniemy po stronie silnika taką ilość paliwa, że wywołana praca silnika wynosząc będzie w każdym cyklu „a” *kgm*, to wówczas w pierwszym suwie następującym bezpośrednio po ujawnieniu tej nadwyżki ulokowana ona zostanie w pracy wytlaczania między np. punktem 2 i 3.

$$a = L_{2-3}.$$

Przy ruchu powrotnym tłoka zostanie jemu odana energia w wielkości

$$L_{3-4} = L_{1-2} - \varphi L_{2-3},$$

(co wynika z poprzednio wyprowadzonego równania).

Widać z tego, że zmniejszenie energii ruchu powrotnego tłoka wyniesie

$$L_{1-2} - L_{3-4} = -\Delta L_k = \varphi a.$$

W następnym cyklu w czasie sprężania w sprężarce tłok będzie posiadał energię przekazaną mu z poprzedniego suwu  $L_{3-4}$  zwiększoną o pracę silnika w wielkości „a” *kgm*. Zatem ujawniona nowa nadwyżka energii tłoka ponad energię, którą posiadamy przy biegu luzem

$$L_e = (L_{3-4} + a) - L_{1-2} = a - \varphi a = a(1 - \varphi).$$

Nadwyżka ta ulokowana zostaje w formie pracy wytlaczania, przy czym nowe zmniejszenie energii ruchu powrotnego tłoka (w stosunku do biegu luzem)

$$-\Delta L'_k = \varphi a(1 - \varphi).$$

Przy sprężaniu nadwyżka energii tłoka ponad energię na biegu luzem wyniesie

$$\Delta L'_e = a - \varphi a(1 - \varphi).$$

W następnym cyklu

$$-\Delta L''_k = \varphi [a - \varphi a(1 - \varphi)]$$

$$\Delta L''_e = a - \varphi [a - \varphi a(1 - \varphi)].$$

W następnym cyklu

$$-\Delta L'''_k = \varphi (a - \varphi (a - \varphi a(1 - \varphi))) \text{ itd.}$$

Rozwijając powyższe równania otrzymujemy następujący ciąg na  $-\Delta L_k$ :

$$a\varphi, a\varphi - a\varphi^2, a\varphi - a\varphi^2 + a\varphi^3,$$

$$a\varphi - a\varphi^2 + a\varphi^3 - a\varphi^4, \text{ itd.}$$

ostatni wyraz tego ciągu, podający całkowite zmniejszenie energii ruchu powrotnego tłoka w stosunku do biegu luzem przy osiągnięciu równowagi regulacyjnej przedstawia się następująco:

$$-\Delta L_k = a\varphi - a\varphi^2 + a\varphi^3 + \dots + (-1)^{n-1} \cdot a\varphi^n$$

dla  $n \rightarrow \infty$ .

Szereg ten jest szeregiem zbieżnym w wypadku:

$$-1 < \varphi < +1.$$

Ponieważ przedział  $-1 < \varphi < 0$  nie ma tu żadnego znaczenia fizycznego, przez to technicznie rzecz biorąc regulacja będzie posiadała charakter stały, jeżeli:

$$0 < \varphi < 1.$$

W wypadku tym po osiągnięciu stanu równowagi, zmniejszenie energii ruchu powrotnego tłoka w stosunku do biegu luzem równać się musi sumie szeregu

$$-\Delta L_k = a\varphi - a\varphi^2 + a\varphi^3 - a\varphi^4 + \dots + (-1)^{n-1} \cdot a\varphi^n$$

$$\lim_{n \rightarrow \infty} -\Delta L_k = \lim_{n \rightarrow \infty} a\varphi \frac{1 - (-\varphi)^n}{1 + \varphi} = \frac{a\varphi}{1 + \varphi}.$$

Ponieważ

$$\varphi = \frac{L_{1-2}}{L_{2-5}},$$

przeto  $\varphi$  zależy od stosunku sprężań i wykładników politropy. Ponieważ  $L_{1-2}$  oznacza pracę sprężania z uwzględnieniem ciśnienia atmosferycznego, a  $L_{2-5}$  pracę wytlaczania również z uwzględnieniem ciśnienia atmosferycznego, przeto:

$$\varphi = \frac{p_0 v_0 \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - p_0 (v_0 - v_1)}{v_1 (p_1 - p_0)},$$

gdzie  $p_0 = 1 \text{ kg/cm}^2$ ,  $V_0$  oznaczają ciśnienie i objętość początkową w punkcie 1, zaś  $p_1$ ,  $v_1$  ciśnienie absolutne i objętość w punkcie 2.

$$p_0 v_0^n = p_1 v_1^n, \quad \frac{v_0}{v_1} = \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Przekształcając i uwzględniając otrzymujemy:

$$\varphi = \frac{\frac{p_0}{n-1} \left( \frac{v_0}{v_1} \right) \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - \frac{p_0}{n-1} \left( \frac{v_0}{v_1} \right) - \left( \frac{v_0}{v_1} \right) + 1}{p_1 - p_0}$$

$$\varphi = \frac{\frac{p_0}{n-1} \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - \left( \frac{p_0}{n-1} + 1 \right) \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} + 1}{p_1 - p_0}$$

$$\varphi = \frac{\frac{p_0}{n-1} \left( \frac{p_1}{p_0} \right) - \left( \frac{p_0}{n-1} + 1 \right) \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} + 1}{p_1 - p_0}$$

$$\varphi = \frac{\frac{p_1}{n-1} + 1 - \left( \frac{p_0}{n-1} + 1 \right) \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}}}{p_1 - p_0} =$$

$$= \frac{\frac{p_1}{n-1} + 1 - \left( \frac{n}{n-1} \right) p_1^{\frac{1}{n}}}{p_1 - 1}.$$

Funkcję tę przedstawia ryc. 28. Z wykresu tego widać, że  $\varphi$  rośnie z rosnącym stosunkiem sprężań i malejącym wykładnikiem politropy. W wypadku ciśnienia roboczego w sprężarce  $p_r = 8 \text{ atn}$  i  $n = 1,25$ , otrzymujemy  $\varphi = 1$ , czyli stałe utrzymywanie się raz wywołanych zaburzeń. Przy tym samym ciśnieniu roboczym i  $n = 1,35$ , wypada  $\varphi = 0,885$ , czyli proces samoregulacyjny, zrealizowany w tych warunkach, posiada charakter równowagi stałej.



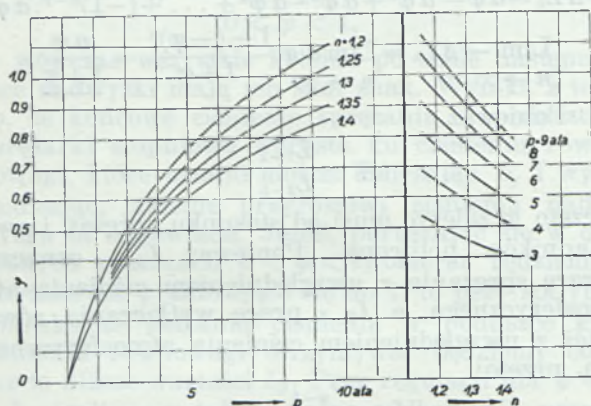
Można tu wprowadzić pojęcie stateczności

$$\varepsilon = \frac{1}{\varphi} - 1.$$

Dla  $\varphi = 1$ ,  $\varepsilon = 0$  (charakter równowagi chwiejny),

„  $\varphi > 1$ ,  $\varepsilon < 0$  (charakter równowagi niestabilnej),

„  $\varphi = 0$ ,  $\varepsilon = \infty$  (stateczność nieskończenie wielka).



Ryc. 28.

Podkreślić należy, że w wypadku procesu samoregulacji o małej stateczności lub nawet niestabilności ( $\varphi > 1$ ) nie ma żadnych niebezpieczeństw dla maszyny. Wypadek  $\varphi > 1$  daje ciągle wzrost powstałych zaburzeń. Przy bliższym jednak rozpatrzeniu okazuje się, że jeżeli obciążenie jest mniejsze od połowy maksymalnego obciążenia, to zaburzenie tak długo rośnie, aż tłok w jednym z suwów nic nie wytłoczy. Wówczas zaburzenie zostaje momentalnie stłumione do pewnej wielkości i znów rozpoczyna swój wzrost. Analogicznie przedstawia się sprawa dla obciążeń większych, niż połowa maksymalnego obciążenia, lecz tłumienie to odbywa się, gdy tłok w jednym z suwów przesłoni sobą szczeliny tłoczące (widać z tego, że w bezkorbowej silnikosprężarce o procesie samoregulacyjnym wentyle tłoczące nie mogą być wbudowane w denku głowicy, lecz umieszczone być muszą w odpowiednim miejscu na gładzi cylindra). Ciągłą tą zmiennością ilości wytłoczonego powietrza można bardzo silnie zmniejszyć w wypadku zastosowania „wypustowej regulacji zewnętrznej“, która operuje tylko dwoma ilościami dostarczanego paliwa, tj. takimi, jakie potrzebne są na bieg luzem i na maksymalne obciążenie. Przy takim rozwiązaniu istnienie zaburzeń będzie miało miejsce w tak wąskich granicach, że może być pominięte.

#### Wnioski ogólne.

Jedna i druga regulacja może znaleźć zastosowanie w bezkorbowej silnikosprężarce. Pod względem jednak przebiegów fizycznych proces samoregulacyjny posiada tą wyższość nad procesem regulacji ciśnieniowej, że nie wymaga dławienia powietrza ssanego, co prowadzi do wyższej sprawności użytecznej i daje możliwość zmian obciążenia w dowolnych granicach. Pod

względem konstrukcyjnym i ruchowym ma on również wyższość, gdyż nie wymaga osobnej aparatury, a wskutek tego jest niezawodny. Proces regulacji ciśnieniowej daje w pewnym wykonaniu możliwość utrzymania bez względu na obciążenie stałego ciśnienia sprężania po stronie silnika, a to w tym wypadku, gdy mechanicznie połączymy urządzenie dławiące powietrze ssane przez sprężarkę z pompką paliwową w ten sposób, iż zmianie ilości zasysanego powietrza automatycznie podporządkowana zostanie odpowiednia zmiana ilości wstrzykniętego paliwa. Zadaniem zaś regulacji byłoby wygładzanie tylko ewentualnych błędów w dozowaniu ilości wstrzykniętego paliwa. Proces samoregulacyjny posiada również możliwość utrzymania, bez względu na obciążenie, stałego ciśnienia sprężania po stronie silnika, a to w wypadku zastosowania dławienia powietrza ssanego przez sprężarkę i wykonania analogicznego połączenia między danym urządzeniem dławiącym a pompką paliwową.

Widać z tego, iż proces regulacji ciśnieniowej góruje nad procesem samoregulacyjnym, a ma w stosunku do tego ostatniego następujące ujemne strony:

1. Konieczność dławienia powietrza ssanego.
2. Możliwość zawiedzenia.
3. Trudności uzyskania czystego biegu luzem, gdyż zupełne dławienie powietrza ssanego wobec niedokładności prowadzi do nieokreślonego charakteru pracy takiej jednostki.
4. Konieczność używania wysokich stosunkowo ciśnień w poduszce powietrznej, które dają dodatkowe straty termiczne, oraz niebezpieczeństwo wybuchu smarów.

Oprócz tego konieczność użycia dławienia powietrza ssanego po stronie sprężarki w wypadku stosowania regulacji ciśnieniowej pociąga za sobą dodatkowe trudności związane z rozruchem maszyny. Wynikają one z tego, że przed rozruchem w sprężarce znajdują się inne ilości gazu, niż w czasie ustalonej równowagi regulacyjnej, co wywołuje zaburzenia w ciśnieniu kompresji w silniku na okres rozruchu i pierwszych taktów pracy.

Widać z tego, że najprościej i najpewniej tak pod względem konstrukcyjnym jak i ruchowym przedstawia się proces samoregulacyjny, bez użycia dławienia powietrza ssanego po stronie sprężarki.

#### ROZDZIAŁ IV.

Krytyka układów: ruchomych tłoków-głowic i dwu swobodnych tłoków przeciwbieżnych.

Słabym punktem układu ruchomych tłoków-głowic jest kwestia ustabilizowania ich środka oscylowań. Możliwe są dwa rozwiązania:

1. Przy pomocy sprężyn (jak na ryc. 7).
2. Przy pomocy osobnego urządzenia pneumatycznego, składającego się z dwu cylinderków umieszczonych na obu końcach maszyny, w których poruszają się tłoczki połączone z ukła-



dem ruchomym tłoków-głowic. Ruch tych tłoków wywołuje sprężanie powietrza, które użyte być może dla ustabilizowania środka oscylowań.

Jedna i druga idea już w założeniu swoim posiada tą wadę, że w razie wystąpienia jakiegokolwiek siły zewnętrznej działającej w osi cylindra, środek oscylowań musi ulec przesunięciu i dopiero wówczas zostanie ona zrównoważona, przez oddziaływanie urządzenia stabilizacyjnego. Siła taka powstać może, wskutek odchyłki od poziomego ustawienia cylindra, oraz w wypadku przyspieszania lub opóźniania całego układu w razie ustawienia bezkorbowej silnikosprężarki tego typu na pojazdach mechanicznych.

Jest jednak i czynnik wewnętrzny występujący w maszynie, który będąc zależny od obciążenia powoduje stałą zmienność położenia środka oscylowań. Czynnikiem tym jest przyspieszenie słupa spalin w cylindrze, występujące z chwilą odsłonięcia przez tłok szczelin wydmuchowych na stronę silnika. Im większa jest powierzchnia szczelin i rurociągu wydmuchowego (im większa średnia szybkość tłokowa), tym większa jest szybkość gazów spalania w cylindrze, przy czym reakcja bezwładności tego słupa oddziałując na głowicę po stronie silnika, daje siłę starającą się przesunąć środek oscylowań. Ponieważ siły dawane przez sprężyny lub urządzenie pneumatyczne w martwych położeniach tłoków-głowic muszą być mniejsze, niż ich siła tarcia spoczynkowego, (ze względu na możliwość ustawienia przed rozruchem tłoka roboczego oraz tłoków-głowic w odpowiadających sobie martwych położeniach), przeto małe nawet siły „zewnętrzne“ odgrywać muszą dość poważną rolę w zmianie położenia środka oscylowań.

Wady te spowodowały, że dalsze prace poszły w kierunku układu o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych, w którym powstanie sił „zewnętrznych“, których wielkość wyraża się ułamkiem siły ciężkości tłoka, starających się oba tłoki przesunąć w pewnym kierunku, nie odgrywają, wobec istnienia synchronizacji, technicznie rzecz biorąc żadnej roli.

Układ o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych, chociaż jest układem półtechnicznym, posiada pewne wady, które zresztą zawiera również i układ ruchomych tłoków-głowic. Do wad tych zaliczyć należy:

a) zanieczyszczanie powietrza wyłaczanego spalinami silnika,

b) konieczność używania niskich stosunków napełnień po stronie sprężarki ( $\lambda \sim 0,25$ ), z czym związane jest niskie średnie ciśnienie indykowane po stronie silnika,

c) duża zmienność ciśnienia końcowego ciśnienia sprężania w silniku w zależności od obciążenia, co wynika z idei regulacji, bez użycia dławienia powietrza,

d) niska stosunkowo sprawność mechaniczna.

O ile punkt a) jest jasny sam przez się, to punkty b), c) i d) wymagają szczegółowego omówienia.

Ad b) i c). Uzyskanie po stronie sprężarki stosunku napełnienia ( $\lambda$ ) większego niż 0,25 jest trudne, gdyż przy  $\lambda = 0,25$  i procesie samoregu-

lacyjnym (bez dławienia powietrza ssanego), energia ruchu powrotnego tłoka maleje również o 0,25 wielkości na biegu luzem, (zmniejszanie energii ruchu powrotnego tłoka jest proporcjonalne do  $\lambda$ ). Przy stosowaniu regulacji ciśnieniowej bez odpowiedniego połączenia pompki paliwowej z urządzeniem dławiącym, zmienność energii ruchu powrotnego tłoka jest jeszcze większa, ze względu na konieczność używania  $\varphi < 1,6$ . Zmienność taka daje dużą zmianę ciśnienia kompresji w silniku w zależności od obciążenia, (tym bardziej, że w miarę wzrostu ciśnienia kompresji maleje praca sprężania potrzebna na wywołanie danego przyrostu ciśnienia). Np. w opisanej sprężarce o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych przy  $\lambda = 0,25$  i ciśnieniu roboczym 8 atm, ciśnienie sprężania w silniku spada z 40 atm, (bieg luzem), na 28 atm, (maks. obciążenie).

Ze związków tych wynika również i ta nieprzyjemna własność, że wobec słabego wykorzystania sprężarki, przy równoczesnym przenoszeniu dużych stosunkowo energii ze sprężarki na silnik, wypada duża objętość, w której odbywają się właściwe procesy silnika (kompresja, ekspansja) przy słabym jej wykorzystaniu (maksymalne  $p_i < 4 \text{ kg/cm}^2$ ).

Ad d) Porównajmy omawianą bezkorbową silnikosprężarkę, której moc maksymalna wynosi około 100 KM, (przy ciśnieniu roboczym 8 atm), z dwusuwowym silnikiem korbowym o dwu tłokach przeciwbieżnych, (Oechelhäuser), napędzającym dwucylindrowy kompresor korbowy, przy czym tak silnik, jak i sprężarka posiadać będą średnice cylindrów  $D = 280 \text{ mm}$  oraz  $n = 400/\text{min}$ . Przy założeniu średniego ciśnienia efektywnego  $p_e = 4,5 \text{ kg/cm}^2$ , (co dla tego typu silnika jest wielkością niską), otrzymamy skok tłoka silnika

$$S = \frac{100 \cdot 450}{2 \cdot F_{dm} \cdot P_e \cdot n} = \frac{100 \cdot 450}{2 \cdot 6,15 \cdot 4,5 \cdot 400} = 2 \text{ dm},$$

$$S = 200 \text{ mm}, \quad C_m = \frac{0,2 \cdot 400}{30} = 2,66 \text{ m/sek.}$$

Skok tłoka sprężarki musiałby wynosić, przy założeniu stosunku napełnienia w sprężarce  $\lambda = 0,7$ :

$$S = \frac{16 \cdot 1000}{2 \cdot F_{dm} \cdot \lambda \cdot n} = \frac{16000}{2 \cdot 6,15 \cdot 0,7 \cdot 400} = 4,6 \text{ dm},$$

$$S = 460 \text{ mm}, \quad C_m = \frac{0,46 \cdot 400}{30} = 6,15 \text{ m/sek.}$$

Jeżeli założymy, że wielkość nieszczelności korbowej silnikosprężarki i w porównywanym agregacie jest ta sama, to wówczas straty nieszczelności w obu porównywanych sprężarkach będą w przybliżeniu takie same, gdyż dodatkowe straty w bezkorbowej silnikosprężarce wywołane innym przebiegiem rozprężania nie wyłączonego powietrza w sprężarce, przynajmniej częściowo skompensowane zostaną korzystniejszym rozkładem prędkości na drodze tłoka, z którego wynika krótszy czas pozostawania tłoka w tych położeniach, w których panują wyższe ciśnienia.

Porównanie strat nieszczelności w obu silnikach wykazuje dużą przewagę na korzyść bez-



korbowej silnikosprężarki, ze względu na przebywanie tłoka po stronie silnika tylko przez część czasu jednego nawrotu. Patrz ryc. 20.

Zupełnie inaczej przedstawia się sprawa z kwestią strat mechanicznych wywołanych tarciami tłoka i jego pierścieni. Wobec tego, że skok tłoka w bezkorbowej silnikosprężarce jest większy nawet od sumy skoków tłoka silnika i tłoka sprężarki w agregacie korbowym, przeto straty na tarcie tłoka i pierścieni, (które w myśl nowszych badań wykazują duży wpływ na sprawność mechaniczną jednostki<sup>1)</sup>), odgrywać muszą tu dominującą rolę. Tym właśnie tłumaczyć należy, że minimum strat mechanicznych w bezkorbowej silnikosprężarce jest przy jednym pierścieniu tłokowym.

Z porównania wymiarów bezkorbowej silnikosprężarki i agregatu korbowego wynika również, że straty wymiany ciepła między ścianką cylindra a sprężanymi gazami muszą być w bezkorbowej silnikosprężarce tego typu kilkakrotnie większe (większa powierzchnia wzajemnego styku), niż w porównywanym agregacie.

Powyższe rozważania świadczą, że nie można bezkarnie słabo wykorzystywać zainstalowanych objętości skokowych, nawet w wypadku braku układu korbowego, który daje znaczne stosunkowo straty energii.

Chociaż można zająć stanowisko, że sprawność bezkorbowej silnikosprężarki tego rzędu, jakie panują dziś w budowie korbowych silników spalinowych, są zadowalające, nie mniej jednak kwestia ta, jak również porównanie wielkości skoków i średnich prędkości tłokowych w bezkorbowej silnikosprężarce i równoważnym agregacie korbowym świadczą, że opisane układy nie są poprawnym rozwiązaniem idei bezkorbowej silnikosprężarki i że zachodzi w nich marnotrawienie wysokich prędkości tłokowych, których zadaniem jest zwiększanie mocy wydobytej z zainstalowanej objętości skokowej a nie zakrywanie wad tkwiących w tym czy innym układzie. Słowa te nabierają pełnego znaczenia, gdy się zważy, że dla wytłaczania danej ilości powietrza faktycznie potrzebna jest objętość skokowa i średnia prędkość tłokowa o takiej wielkości, jaką posiada sprężarka korbowa.

Wobec krótkiego spięcia silnika ze sprężarką objętość ta w wypadku równości średnic silnika i sprężarki, staje się już za duża dla strony silnikowej (przy stosowaniu „*p*” używanego w silnikach korbowych).

Oprócz tego układy tego typu, jak układ ruchomych tłoków-głowic i dwu swobodnych tłoków przeciwbieżnych, posiadają krótki (w stosunku do porównywanego agregatu) czas, na procesy spalania. Wynika to z dwu powodów:

1. Przyspieszenia tłoka w pobliżu martwych położeń po stronie silnika są kilkakrotnie większe w bezkorbowej silnikosprężarce, niż w analogicznym silniku korbowym (wobec tego, że siła tłokowa równą jest sile masowej, oraz wobec używania lekkich stosunkowo tłoków, co konie-

czne jest dla uzyskania wysokich średnich prędkości tłokowych).

2. Użycie tylko części skoku tłoka na właściwe procesy silnikowe t. z. sprężanie, względnie rozprężanie, daje dalszą redukcję czasu, w którym może się odbyć proces spalania.

Chociaż własności te są bardzo nieprzyjemne, nie mniej jednak nie są one groźne, gdyż istnieje w bezkorbowej silnikosprężarce czynnik, który w przeciwnieństwie do maszyny korbowej zezwala na sztuczne wzdłużenie czasu, w którym może się odbyć spalanie. Czynnikiem tym jest możliwość stosowania dużo większych przedwstrzyków i przedpłonów, które wobec samoregulacji procesu spalania, (możność zawrócenia tłoka przy różnych jego położeniach), nie prowadzą do zbyt dużego wzrostu końcowego ciśnienia spalania. Ze względu jednak na możliwość budowania szybkobieżnych (pod względem ilości nawrotów) maszyn byłoby pożądane, aby sprężanie w silniku odbywało się możliwie na jak największej części skoku tłoka.

Z przeprowadzonych rozważań wynika postulat wyszukania układu, w którym można by po stronie silnika zastosować średnie ciśnienia indykowane, używane dziś w budowie silników spalinowych, przy czym strona sprężarki posiadać powinna stosunek napełnienia taki, jaki mają dzisiejsze sprężarki korbowe. W wypadku jego zrealizowania, idea wysokiej prędkości tłokowej znajdzie swe bezbłędne zastosowanie, przy równoczesnym uzyskaniu tej sprawności mechanicznej, jaka w budowie bezkorbowych silnikosprężarek jest osiągalna.

## ROZDZIAŁ V.

### Poszukiwania za typem uniwersalnym.

Zbierając już omówione zasadnicze wady układów ruchomych tłoków-głowic i dwu swobodnych tłoków przeciwbieżnych, otrzymamy następujące ich zestawienie:

1. Duża zmienność ciśnienia sprężania w silniku w zależności od obciążenia.

2. Trudności rozruchu maszyny wprost na procesie Diesla.

3. Zanieczyszczanie spalinami powietrza wytłaczanego przez sprężarkę.

4. Niemożność uzyskania wysokiego ciśnienia indykowanego tak po stronie silnika, jak i sprężarki, co prowadzi do niskiej stosunkowo sprawności mechanicznej ( $\approx 0,75$ ).

5. Mała stosunkowo stateczność procesu samoregulacji zwłaszcza przy wyższych ciśnieniach roboczych.

6. Niemożność wykonywania wykresów indykatorowych w zależności od ruchu tłoka, co silnie utrudnia prace badawcze.

7. Silny hałas maszyny, wywołwany przez zawory ssane.

Zważywszy, że wady pod 1, 2, 3, 7, nawet po ich zupełnym pokonaniu prowadziłyby do maszyny, którą nazwać by można „laboratoryjnie wychuchaną” a nie stojącą na zdrowych o pełni własnych sił procesach fizykalnych,

<sup>1)</sup> Harry R. Ricardo: Schnelllaufende Verbrennungsmotoren. R. 1932.



zważywszy, że obranie „słabego“ układu dla dalszego eksperymentowania w celu uzyskania rynkowego typu bezkorbowej silniko-sprężarki, poderwać by mogło wiarę w tę ideę i wstrzymać jej rozwój na wiele lat, (analogicznie jak z pierwszymi silnikami Diesla), co byłoby pewnego rodzaju przestępstwem, (choć w nieświadomości popełnionym), w stosunku do idei technicznej, jak i marnotrawstwem sił, którymi rozporządza nasz przemysł,

zważywszy, że dotychczasowe doświadczenia zezwalają na skierowanie poszukiwań w pewnym określonym kierunku,

posiadając głęboką wiarę w możliwość zrealizowania problemu bezkorbowej silniko-sprężarki w formie, której nie możnaby nic zarzucić, postanowiłem obrać następującą drogę:

Najpierw ustalić cechy, które powinna posiadać uniwersalna bezkorbowa silniko-sprężarka, zestawiając je w kolejności ich wagi,

następnie rozpocząć poszukiwania za typem, któryby je posiadał.

Kolejność zebranych cech powinna zdaniem moim wyglądać z przemysłowego punktu widzenia w następujący sposób:

1. Oddzielenie sprężarki od silnika, tak aby niemożliwe było zanieczyszczenie wytłaczanego powietrza spalinami.

2. Rozruch silnika wprost na procesie Diesla.

3. Wysoka sprawność mechaniczna, (która przywiązana być musi do bezkorbowej silniko-sprężarki.

4. Możliwie mała zmienność końcowego ciśnienia sprężania w silniku w zależności od obciążenia.

5. Możliwie jak najdłuższy czas, w którym mogłyby się przy danej ilości nawrotów odbyć procesy spalania.

6. Możliwość wykonywania wykresów indykatorowych w zależności od drogi tłoka.

7. Nastawialność wszystkich elementów, od których zależy charakter pracy jednostki.

8. Duża stateczność procesu samoregulacji, możliwie niezależna od ciśnienia roboczego.

9. Brak zaworów ssawnych i wydmuchowych po stronie silnika.

Punkty te traktować można jako niewiadome, które powinny dać w rezultacie pewne rozwiązanie „równania“, będącego poszukiwanym uniwersalnym typem bezkorbowej silniko-sprężarki.

W tym celu przeprowadzić należy analizę poszczególnych punktów i wykryć związki, które między nimi zachodzą.

Ad 1. Z punktu tego wynika, że ta sama gładź która stanowi cylinder silnika, nie może być równocześnie gładzią sprężarki.

Ad 2. Punkt ten określa, że albo rozruch odbywać się musi od strony sprężarki, (sprężarka w wypadku tym posiadać musi szczeliny łączące ją z atmosferą, odsłaniane przez tłok pod koniec jego skoku, w celu usunięcia nadwyżki powietrza rozruchowego), lub w wypadku rozruchu

od strony silnika, rozruch ten musi mieć charakter ciągłości.

Ad 3. Żądanie wysokiej sprawności mechanicznej w bezkorbowej silniko-sprężarce równoznaczne jest, (w myśl rozważań w rozdziale IV), z żądaniem wysokich ciśnień indykowanych tak po stronie silnika jak i sprężarki. W dotychczasowych układach energia ruchu powrotnego tłoka uzyskiwana była za pomocą rozprężania powietrza niewytłoczonego w sprężarce (również u Junkersa), co prowadzi do słabego wykorzystania objętości skokowej sprężarki, a w większości układów i silnika. Widać z tego, że warunek pod 3. żąda wprowadzenia nowego czynnika, którego zadaniem byłoby akumulowanie energii na ruch powrotny tłoka, co daje możliwość zrealizowania wysokich stosunków napełnień ( $\lambda$ ), sprężarki, oraz wysokich ciśnień indykowanych po stronie silnika. Elementem tym mogła być sprężyna, (bez wartości dla przemysłu, ze względu na możliwość przemęczenia materiału i ogromne jej wymiary), lub osobny zderzak pneumatyczny tak wykonany, aby w czasie rozprężania w silniku odbywało się w nim sprężanie. W wypadku umieszczenia tego zderzaka pomiędzy cylindrem silnika a cylindrem sprężarki automatycznie spełniony zostaje warunek pod 1.

Ad 4. Warunek ten określa, że wymiary zderzaka powietrznego, (którego konieczność wynika z warunku 3), tak muszą być dobrane do wielkości maszyny, aby suma energii oddawanych tłokowi, przy jego ruchu powrotnym, przez sprężarkę i zderzak była wielkością możliwie małą zmieniającą się z obciążeniem. Warunek ten można zrealizować, gdyż przy rosnących obciążeniach energia oddawana tłokowi przez sprężarkę maleje, zaś energia zakumulowana i oddawana przez zderzak rośnie wobec wzrostu skoku tłoka.

Ad 5. Żądanie jak najkorzystniejszych warunków na czas spalania przy danej ilości nawrotów równoznaczne jest z żądaniem, aby możliwe przez jak największą część skoku tłoka odbywały się po stronie silnika właściwe jego przebiegi t. z. sprężanie i rozprężanie. Postulat ten spełniony zostanie w wypadku pracy silnika na zasadzie klasycznego dwusuwu. Rozwiązanie takie pociąga za sobą konieczność zastosowania pompy przewiewnej, która stanowić powinna część składową szukanego układu.

Ad 6. Możliwość napędu indykatora uzyskamy w wypadku odpowiedniego rozwiązania mechanicznego połączenia ruchów tłoka z ruchem masy przeciwbieżnej. Taka mechaniczna synchronizacja ruchu obu mas przeciwbieżnych może być tu zastosowana, gdyż wprowadzenie zderzaka powietrznego samo przez się uniemożliwia stosowanie bardzo wysokich średnich prędkości tłokowych, (względny konstrukcyjne uniemożliwiają stosowanie dużych skoków). Urządzenie takie zezwala na zrealizowanie ciągłego rozruchu, gdyż daje możliwość mechanicznego napędu zaworu rozruchowego i tym samym spełnia warunek pod 2). Z pośród możliwych tu rozwiązań konstrukcyjnych najkorzystniejsze wydaje się dla mechanicznego związania ruchu obu tłok-



ków, użycie łączników i wahaczy. Istnienie mechanicznej synchronizacji konieczne jest również i z tego powodu, że w wypadku stosowania wysokich stosunków napełnień po stronie sprężarki niemożliwe jest użycie pneumatycznego urządzenia synchronizującego, które silnie zwiększa miejsce szkodliwe sprężarki.

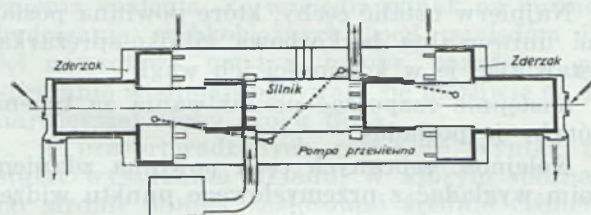
Ad 7. Jako najważniejszy czynnik, który bezwzględnie powinien być nastawialny, uważać należy ciśnienie kompresji w silniku. W wypadku maszyny ze zderzakiem pneumatycznym, „nastawialność“ kompresji w silniku zrealizować można przez nadanie takiego kształtu przestrzeni sprężania zderzaka, który zezwalałby w łatwy sposób na zmianę jej wielkości. Dokonać tego można przez wyprowadzenie części przestrzeni sprężania zderzaka na zewnątrz w formie rurociągu, którego pojemność mogłaby być zmieniana i to o ile możliwości nawet w czasie ruchu maszyny. Nastawialność innych czynników, jak ciśnienie i ilość powietrza przepływającego, wzajemne wyprzedzenie szczelin przepływających i wydmuchowych, (które istnieć muszą wobec dwutaktowości silnika), napęd pompki paliwowej itd. traktować należy jako dezyderaty dla konstrukcji.

Ad 8. Z rozważań, przeprowadzonych w rozdziale II, wynika, że problem stateczności procesu samoregulacji jest ściśle związany ze zmiennością ciśnienia kompresji w silniku. Widać z tego, że w wypadku maszyny ze zderzakiem tak dobranym, aby zmienność ciśnienia kompresji w silniku była możliwie mała, stateczność procesu samoregulacji musi być duża. (Patrz rozdz. VI). Wynika z tego, że zrealizowanie warunku 4. spełnia zarazem warunek 8.

Ad 9. Wobec konieczności stosowania klasycznego dwusuwu po stronie silnika, odpadają

zawory ssawne i wydmuchowe, jako jego element składowy. Dezyderat ten może być zastosowany do pompy przewiewnej, chociaż tu traci (wobec innego przebiegu ciśnień) znaczenie, jakie posiadał w początkowej koncepcji.

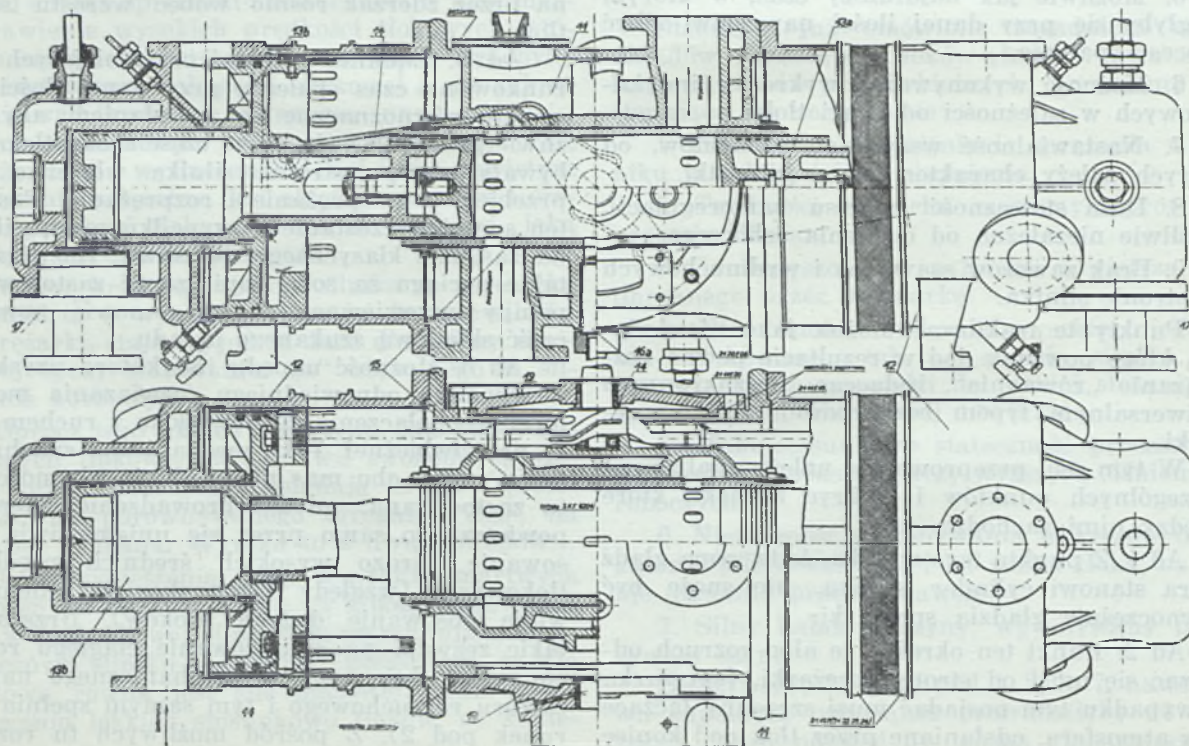
Realizacja przytoczonych wniosków może iść tak w kierunku jednego tłoka roboczego i ruchomych tłoków-głowic, jak również w kierunku układu o dwu tłokach przeciwbieżnych lub rozwiązania pośredniego. Ponieważ układ o zamykających tłokach-głowicach musi być droższy, trudniejszy do wykonania, niebezpieczny dla otoczenia ze względu na ruchy wystających części, przeto techniczne zrealizowanie bezkorbowej silniko-sprężarki, o „stałym ciśnieniu sprężania w silniku“, powinno pójść w kierunku dwu tłoków przeciwbieżnych.



Ryc. 29.

Zbierając wyniki tej analizy twierdzić należy, że uniwersalna bezkorbowe silniko-sprężarka posiadać musi:

- a) Dwa tłoki przeciwbieżne.
- b) Zderzak pneumatyczny, posiadający możliwość zmiany przestrzeni sprężania, umieszczony między cylindrem silnika a cylindrem sprężarki i tak dobrany w stosunku do wymiarów maszyny, aby suma energii oddawanych przez



Ryc. 30.

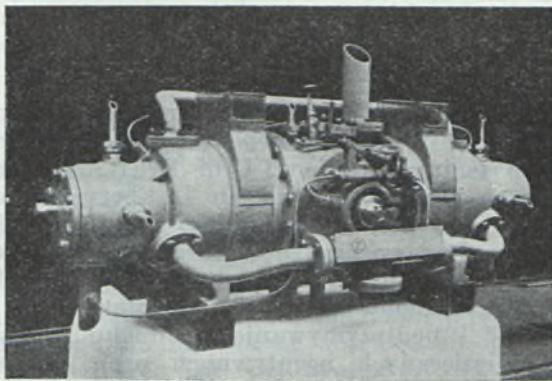


niego i sprężarkę, przy ruchu powrotnym tłoka, była wielkością nie wiele zmieniającą się z obciążeniem.

c) Silnik pracujący na zasadzie klasycznego dwusuwu, przy czym konieczna do tego celu pompa przewiewna stanowić powinna część składową maszyny.

d) Tłoki powinny być związane między sobą za pomocą łączników i wahaczy w sposób umożliwiający użycie ich dla celów napędu indykatora oraz pompy paliwnej.

Ryc. 29 przedstawia schemat układu, który spełnia wyżej postawione żądania. Ryc. 30 przedstawia jego rozwiązanie konstrukcyjne, dla następujących danych: ilość powietrza ssanego  $V=2,5 \text{ m}^3/\text{min}$ ,  $n=980/\text{min}$ . ( $D$ -Diesla= $110 \text{ mm}$ ,  $D$ -sprężarki= $120 \text{ mm}$ ,  $D$ -zderzaka= $300 \text{ mm}$ ). Ryc. 31 przedstawia jedno z ostatnich wykonań. W maszynie tej problem zmiany ciśnienia sprężania w silniku rozwiązany został w następujący sposób: Przestrzenie sprężania obu zderzaków połączone zostały rurociągiem wyrównawczym, połączone zostały rurociągiem wyrównawczym, którego zadaniem jest niedopuszczenie do powstawania ewentualnych różnic ciśnień w obu zderzakach, co prowadziłoby do stałego przenoszenia sił przez układ łączników i wahaczy. Wymienialność tego rurociągu daje możliwość zmiany ciśnienia sprężania w silniku. W wypadku dołączenia do tego rurociągu, rurociągu ślepego zapatrzzonego w kilka szeregowo umieszczonych zaworów odcinających, uzyskać można zmianę ciśnienia sprężania w silniku, nawet w czasie ruchu maszyny. Z ciekawszych rozwiązań konstrukcyjnych szczegółów wymienić należy: przesuwność tulei silnika, co przy rozmieszczeniu szczelin przepłokujących i wydmuchowych w myśl idei Oechelhäusera prowadzi do zmien-



Ryc. 31.

ności wyprzedzenia odsłonięcia szczelin wydmuchowych przed przepłokującymi, oraz ładowanie zbiornika powietrza przepłokującego przez szczeliny przepłokujące, odsłaniane przez tłok na stronę pompy przewiewnej. Jest to korzystne dla małych jednostek, gdyż unika się zaworu pomiędzy pompą przewiewną a zbiornikiem powietrza przepłokującego, który konieczny jest ze względu na przesunięcie taktów pracy pompy względem silnika.

## ROZDZIAŁ VI.

Problem stałego ciśnienia w silniku i problem stateczności procesu samoregulacji w maszynie ze zderzakiem.

Stałe ciśnienie sprężania w silniku w wypadku stałej wielkości oporów własnych maszyny, (niezależnych od obciążenia), można uzyskać, gdy w czasie jego suwu powrotnego suma prac oddawanych tłokowi przez ekspansję w zderzaku i sprężarce jest wielkością stałą, niezależną od obciążenia.

Ponieważ równym przyrostom ilości wyłoczonego powietrza w sprężarkach, odpowiadają równe przyrosty wielkości skoku tłoka, oraz równe zmniejszenie ilości energii oddawanej przez gazy rozprężane w sprężarce tłokowi przy jego ruchu powrotnym, przeto przy stałej wielkości oporów własnych maszyny zderzak musiałby posiadać zdolność akumulowania równych przyrostów energii przy równych przyrostach skoku. Warunek ten jest sprzeczny z charakterem pracy zderzaka, w którym, ze względu na przebieg ciśnienia sprężania, równym przyrostom skoku podporządkowane są rosnące ilości zakumulowanej energii.

Z rozważań tych wynikałoby, że nie można zrealizować stałego ciśnienia sprężania w silniku. Tak jednak nie jest, gdyż są dwa czynniki, które umożliwiają techniczne jego przeprowadzenie:

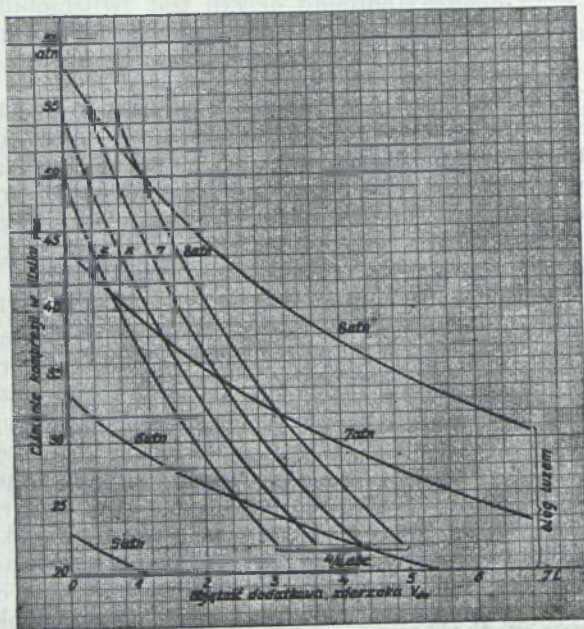
1. Rosnące opory ruchu z obciążeniem (rosnący skok).

2. Spadające ciśnienie robocze w sprężarce przy rosnącym obciążeniu, co konieczne jest ze względu na „regulację zewnętrzną“ agregatu, której zadaniem jest dozować ilość wstrzykniętego paliwa w zależności od ciśnienia roboczego (a więc zapotrzebowania powietrza), co drogą przez proces samoregulacyjny powoduje odpowiednią zmianę ilości wyłoczonego powietrza.

Przeprowadzone w tym celu przeliczenia wykazały, że w pewnych wypadkach, (wysokie ciśnienie robocze sprężarki i mały stosunek sprężań w zderzaku), wystarczy uwzględnienie wzrostu oporów własnych maszyny z rosnącym obciążeniem a już uzyskać można stałe ciśnienie kompresji w silniku. Ryc. 32 przedstawia charakterystykę bezkorbowej silnikosprężarki dla następujących danych: średnica cylindra silnika  $110 \phi$ , średnica cylindra sprężarki  $120 \phi$ , średnica zderzaka  $300 \phi$ . Charakterystyka ta podaje wielkość końcowego ciśnienia sprężania w silniku w zależności od wielkości dodatkowej objętości zderzaka, (objętość rurociągu łączącego oba zderzaki ze sobą), ciśnienia roboczego i obciążenia maszyny. Np. przy objętości dodatkowej  $1,2 \text{ litra}$ , przy ciśnieniu roboczym stałym  $8 \text{ atn}$ , posiadać będziemy ciśnienie kompresji w silniku  $50 \text{ atn}$ , tak przy biegu luzem, jak i  $4/4$  obciążenia. Analogicznie objętość dodatkowa  $3 \text{ litrów}$ , daje stałe ciśnienie sprężania w silniku w wysokości  $32 \text{ atn}$ , przy ciśnieniu roboczym  $7 \text{ atn}$ . — Z charakterystyki tej widać również, że np. przy objętości dodatkowej  $1,2 \text{ litra}$  oraz przy spadku



ciśnienia roboczego z 8 *atn*. (bieg luzem), na 6 *atn*. (maksymalne obciążenie), ciśnienie kompresji w silniku spadnie z 50 na 40 *atn*.



Ryc. 32.

Podkreślić należy, że w wypadku stałego ciśnienia sprężania dla biegu luzem oraz 4/4 obciążenia nie musi się otrzymywać ściśle tego samego ciśnienia kompresji w silniku dla obciążeń pośrednich, (zależy to od charakteru wzrostu oporów maszyn przy rosnących obciążeniach). Ponieważ odchyłki te są drobne, przeto w dalszym ciągu przez bezkorbowa silniko-sprężarkę o stałym ciśnieniu kompresji w silniku rozumiemy jednostkę, która posiada to samo ciśnienie kompresji przy biegu luzem i przy 4/4 obciążenia.

Zaznaczyć należy, że silnik o stałym ciśnieniu sprężania nie jest wcale ideałem technicznym. Pewne opadanie ciśnienia kompresji w silniku przy wzroście obciążenia wydaje się korzystne ze względu na:

1. wzrost czasu, który maszyna daje do dyspozycji na procesy spalania, (przyspieszenia tłoka proporcjonalne są do ciśnień panujących w silniku),
2. na mniejszy wzrost ciśnienia spalania przy rosnącym obciążeniu.

W wypadku zrealizowania stałego ciśnienia sprężania w silniku, stateczność procesu samoregulacji osiąga optymalną wartość, gdyż dąży do

nieskończoności (stateczność  $\epsilon = \frac{1}{\varphi} - 1$ ). Z rozważań przeprowadzonych w rozdziale III wynika, że stateczność procesu samoregulacji, (bez użycia dławienia powietrza) zależy od charakteru zmniejszania się energii ruchu powrotnego tłoka przy wzroście obciążenia. Ponieważ tutaj ciśnienie sprężania w silniku jest wielkością stałą, niezależną od obciążenia, przeto cała ujawniona w pewnej chwili nadwyżka pracy silnika, (wskutek przyrostu ilości wstrzykniętego paliwa), jeszcze w tym samym swie ulokowaną zostaje w odpowiadającej jej przyrostowi ilości wyłoczonego powietrza.

Widać z tego, że bezkorbowa silniko-sprężarka o stałym ciśnieniu sprężania w silniku jest pewnego rodzaju ideałem technicznym, gdyż przejście w niej z jednego stanu równowagi na inny odbywa się w czasie krótszym niż jeden cykl pracy.

### Streszczenie.

W pracy niniejszej przedstawiono budowę i wyniki doświadczeń wykonanych na dwu modelach, (układ o ruchomym cylindrze i układ o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych), oraz na dwu bezkorbowych silniko-sprężarkach, (układ ruchomych tłoków-głowic i układ o dwu swobodnych tłokach przeciwbieżnych).

Następnie podano teorię dwu sposobów regulacji a to regulacji ciśnieniowej i procesu samoregulacyjnego.

Po przeprowadzeniu analizy powyższych bezkorbowych silniko-sprężarek i postawieniu żądań, które spełnić ma typ uniwersalny, wykazano, że typ ten posiadać musi odpowiednio dobrany zderzak pneumatyczny.

Na koniec przedstawiono rozwiązanie konstrukcyjne jednostki tego typu, wraz z analizą problemu stałego ciśnienia kompresji w silniku i stateczności procesu samoregulacji.

Rękopis Swej pracy doktorskiej zakończył śp. Inż. A. Wiciński ustępem z dłuższym serdecznym podziękowaniem: Prof. Dr R. Witkiewiczowi za inicjatywę, Prof. Dr L. Ebermanowi za zachętę, Dyrekcji Warszawskiej Spółki Akcyjnej Budowy Parowozów za podjęcie się realizacji silnika, specjalnie Dyr. Inż. Z. Rytłowi, Dyr. Inż. M. Gutowskiemu i Inż. K. Toepferowi za życzliwość i podtrzymywanie na duchu w czasie wielomiesięcznych negatywnych prób, wreszcie współpracownikom Inż. J. Bujakowi, Inż. Z. Szarkowskiemu, Inż. J. Samolewiczowi i J. Supińskiemu za żmudną pomoc i oddanie sprawie.

Inż. GRZEGORZ DANIŁOW  
(WARSZAWA)

## Dwuteowniki wąsko- i szerokostopowe.

Z uwagi na mylną, niekiedy ocenę ekonomiczności rozpatrywanych profili, podaję tu analizę ich cech wytrzymałościowych i właściwy zakres ich użycia.

Muszę zresztą uprzedzić Szan. Czytelnika, że znajdzie tu jedynie rzeczy elementarne i mniej lub więcej znane.

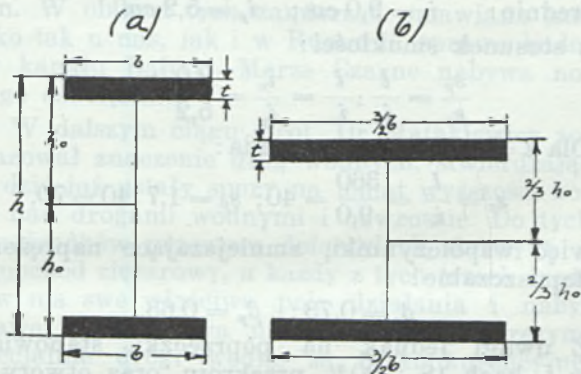


Weźmy wypadek idealny (ryc. 1).

Jeśli stosunek  $\frac{t}{h}$  ma wartość nieznaczną, to momenty bezwładności  $I$ , oraz wytrzymałości  $W$  względem osi obojętnej będą dla pary (a) i (b):

$$\left. \begin{aligned} I_a &= F_a h_0^2; & W_a &= F_a h_0 \\ I_b &= \frac{2}{3} F_a h_0^2; & W_b &= F_a h_0 \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

mimo, że  $F_a$  — przekrój pary (a) jest 1,5 razy mniejszy.



Ryc. 1.

Łącząc prostokąty (stopki) ścianką i robiąc w stopkach skosy wzgl. zaokrąglenia, otrzymamy  $I$  i  $PI$  (wąsko- i szerokostopowy).

Będzie i tu  $I$  ekonomiczniejszy od  $PI$ , lecz tylko o 25% ÷ 30%, gdyż w  $I$  więcej pójdzie materiału na ściankę i skosy.

Za miarę ekonomiczności belki może, oczywiście, służyć stosunek:

$$v = \frac{W}{F}; \quad j = \frac{I}{F}, \dots (2)$$

przyczem dla przekrojów symetrycznych  $\gamma = \frac{1}{2} v h$ . Wskaźniki  $v$ , oraz  $j$  kursy statyki budowlanej<sup>1)</sup> podają w formie:

$$v = a h; \quad j = \beta h^2 \dots (3)$$

w wypadku symetrii:  $\beta = \frac{1}{2} a$ .

Dla prostokąta  $a = 0,17$ ; dla koła  $a = 0,13$ ; dla  $I$   $a = 0,32$ ; dla  $PI$   $a = 0,38$ ; dla wypadków „idealnych“ (ryc. 1 bez różnicy od mian)  $a = 0,5$ .

Tu współczynnik  $a$  charakteryzuje stopień skupienia materiału od środka ku silniej i równomierniej naprężonym krawędziom. Wpływa ten stopień skupienia tak na wartość sił momentu wewnętrznego, jak też częściowo na wartość jego ramienia, zależnego jednak głównie od  $h$ .

Moment wytrzymałości jest to moment sił wewnętrznych (oporu) dla naprężenia skrajnego  $\sigma = 1$ .

Obydwa czynniki:  $a$  i  $h$  przedstawione są we wzorze (3). Dla  $PI$  jest  $a = 0,38$ , większe, niż  $a = 0,32$  dla  $I$ . Z tego faktu, ignorując drugi i ważniejszy w danym wypadku czynnik: wysokość ( $h$ ), wyciąga się niekiedy wniosek, iż przekrój  $PI$  jest ekonomiczniejszy przy gięciu od  $I$ . A stąd znów propozycja usunięcia z prak-

tyki belek normalnych  $I$  i zastąpienie ich szerokostopowymi  $PI$ .

Niesłuszność tych wniosków jasna jest z poprzedniego. Dla obydwu przekrojów „idealnych“ jest  $a = 0,5$ , jednak przekrój (a) przy tej samej wytrzymałości ( $W$ ) jest lżejszy 1,5 razy. Zgodnie z tym (—):  $v_a = 0,5 h_a$ , zaś  $v_b = 0,5 h_b = 0,33 h_a$ .

Podobnie prostokąt wydłużony i kwadrat mają  $a = 0,17$ , mimo że, jak wiadomo, pierwszy jest tańszy „stojąc“ i droższy „leżąc“. Zresztą ob. tab. 1, gdzie  $I$  bez znaczka,  $PI$  ze znaczkiem '.

TAB. 1.

$h$ cm	$W$ cm <sup>3</sup>	$G$ kg	$h$ cm	$G$ kg	$W$ cm <sup>3</sup>
14'	217	34,6	14'	34,6	217
20	214	26,3	23	33,5	314
20'	595	64,9	19'	54,5	479
29	596	50,9	30	54,2	653

Przy równej wytrzymałości ( $W_x$ ) dwuteownik  $PI$  jest o 25 ÷ 30% cięższy (droższy), natomiast o 30% niższy; również jego moment bezwładności  $I_x$  jest o 30% mniejszy.

A więc w zależności od tego, czy wysokość  $h$  i rozstaw  $c$  belek będą nieograniczone ( $< \infty$ ), czy też ograniczone ( $= \text{const}$ ):

A) Dla belek tańsze są:

- a)  $I$  wąskie, gdy  $h < \infty$  i  $c = \text{const}$  i  $c < \infty$ ,
- b)  $PI$  szerokie, gdy  $h = \text{const}$ ;  $c < \infty$ .

Przy tym:

W) W stropach belki żelazne — w warunkach obecnych — są nieekonomiczne: znacznie tańsze i lepsze są stropy „Ackermann'a“ i „Pomorze“.

Co zaś do  $PI$  i  $I$ , to można je uważać tu za równowarte sobie:

1. Grubość stropu — ze względu na tłumienie dźwięków, magazynowanie ciepła — wynosi 25 ÷ 35 cm. W tym izolacja (3 ÷ 6 cm), wyprawa (2 cm), podłoga (3 ÷ 7 cm) stanowią razem 8 ÷ 12 cm; reszta 16 ÷ 24 cm przypada na belkę (i strop czynny przy niej). W tych granicach mieści się normalnie  $I$  wąski: dla obciążenia całkowitego  $q = 0,5 \div 0,6 \text{ t/m}^2$ , rozpiętości 4,0 ÷ 6,0 m, rozstawu 1,0 ÷ 1,2 m.

2. Jeśli wymagania termiczno-akustyczne są już zachowane, dalsze zgrubienie stropu zależy tylko od wysokości belek; również ich rozstaw.

3. Zgrubienie stropu czynnego o 2 cm podnosi koszt stropu całkowitego (bez belek) mniej więcej o 2% = 30 ÷ 50 gr/m<sup>2</sup>, w czym pustaki 25 gr/m<sup>2</sup>, mur lub ława 5 ÷ 15 gr/m<sup>2</sup>. A więc bardzo nieznacznie.

4. Dla  $PI$  i  $I$  stosunek:

$$\frac{a_p}{a} = \frac{0,38}{0,32} = 1,18.$$

Zastępując  $I$  przez  $PI$ , otrzymamy:

<sup>1)</sup> S. Timoszenko: „Wytrzymałość tworzywa“ itp.



a) Dla  $h = \text{const}$  — zwiększenie  $c$  około 2,6 ÷ 2,8 razy stosownie do  $W$  ( $I$ ) zastępczych  $PI$  i  $I$ . Oszczędność przytem wyniesie 18% w koszcie belki, t. j. 5 ÷ 7 zł./m<sup>2</sup> stropu. Elementy (koszt) stropu Ackermana dla  $c = 1,0 \div 3,0 m$  praktycznie pozostaną bez zmian. Wzrośnie jednak nacisk końców belki na podciąg wzgl. mur (nolkalie).

b) Dla  $c = \text{const}$  — zmniejszenie  $h$  o 1 cm lub 2 cm przy liczeniu na  $I$  (ugięcia) lub  $W$  (naprężenia). Oszczędność nieznaczna (3).

5. Zwiększając wysokość danego profilu  $n$  razy, zmniejszymy koszt belek  $\kappa_w = n$  lub  $\kappa_i = n^2$  razy (ze względu na  $W$  lub  $I$ ), a zwiększymy rozstaw  $c_w = n^3$  lub  $c_i = n^4$  razy. Tab. (2) podaje w % te zmiany dla  $I$  wąskiego przy jego podwyższeniu o 2 cm: z 16 na 18 cm, z 18 na 20 i t. d. Oszczędność  $\kappa_w = 10 \div 12\%$  w wadze belki = 2,5 ÷ 5,0 zł./m<sup>2</sup> stropu, wzgl.  $\kappa_i = 20 \div 25\%$  w wadze belki = 5,0 ÷ 10 zł./m<sup>2</sup> stropu.

TAB. 2.

$N$	16/18	18/20	20/22	22/24
$\kappa_w$	12	11	10	9
$\kappa_i$	26	23	21	19
$c_w$	42	37	33	30
$c_i$	60	51	46	41

Możemy więc osiągnąć ekonomię tak w sposób (4, a) przy znacznym  $c$ , jak też w sposób (5) przy  $c$  nieznacznym. Jednak, podkreślam raz jeszcze, stropy o belkach żelaznych przy obecnych sposobach ich obliczenia i wykonania — wypadają znacznie drożej od stropów gęstożebrowych (Ackermann'a etc.).

8) W podciągach są tańsze:

a)  $I$  wąskie, gdy podciągi mają być widoczne kompozycyjnie, lub ukryte w murach ( $h < \infty$ ,  $c = \text{const}$ );

b)  $PI$  szerokie, gdy podciągi mają być ukryte w stropach: pod ścianką działową itp. ( $h = \text{const}$ ).

Będą  $PI$  właściwe i wówczas, gdy obok parcia pionowego ma jeszcze miejsce znaczne parcie poziome (wiatr, woda, materiały sypkie), lub skrećanie.

## B) Dla słupów:

a)  $PI$  szerokie są tańsze, jeśli chodzi o ewentualne wyboczenie w kierunku najmniejszego  $I$ : dla  $PI$  stosunek  $\frac{I_x}{I_y} = 2,8$ , dla  $I$  zaś  $\frac{I_x}{I_y} = 8,0$ .

Również 2 [-wypadną tu drożej od jednego  $PI$ . Mamy bowiem dla 2 [  $N18$  i  $PI N16$ , wzgl. 2 [  $N30$  i  $PI N25$  promienie bezwładności:

$i_c = 7,0 \text{ cm}$ ,  $i_p = 4,0 \text{ cm}$ ,  $i_c = 10,8 \text{ cm}$ ,  $i_p = 6,4 \text{ cm}$   
średnio:  $i_c = 9,0 \text{ cm}$ ;  $i_p = 5,2 \text{ cm}$ ,  
a stosunek smukłości:

$$\frac{s_p}{s_c} = \frac{l}{i_p} : \frac{l}{i_c} = \frac{i_c}{i_p} = \frac{9,0}{5,2} = 1,7.$$

Dla  $l = 3,2 \div 4,0 m$  wypada:

$$s_c = \frac{l}{i_c} = \frac{360}{9,0} = 40; s_p = 1,7 \cdot 40 = 70,$$

więc współczynniki, zmniejszające naprężenia dopuszczalne:

$$\beta_c = 0,73; \beta_p = 0,63.$$

Z uwagi jednak na poprzeczki, stanowiące w [-kach 18 ÷ 20% przekroju, oraz otwory na nity (16 ÷ 18%) razem 35%, stosunek naprężeń dopuszczalnych, odniesionych do przekroju brutto wypadnie:

$$\frac{v_p}{v_c} = \frac{0,63}{0,73 : 1,35} = 1,2.$$

Zatem już pod względem materiału jest słupek z jednego  $PI$  o 20% tańszy od kombinacji z 2 [-ków tejsze nośności. Dojdą jeszcze w [-kach pewne koszty utrudnionej roboty. W końcu słupek z  $PI$  będzie szerszy.

(Nie poruszam słuszności przepisów M. R. P., na których są oparte powyższe rozumowania).

b)  $I$  wąskie mogą wypaść taniej w ścianach zewnętrznych sztywnych (samonośnych): ze względu na działanie ramowe (siła + moment) w kierunku większego  $W_x(I_x)$ , oraz zabezpieczenie kierunku mniejszego  $I_y$ .

W świetle powyższego wprowadzenie  $PI$  na rynek przez huty krajowe byłoby wielce wskazane, jako harmoniczne uzupełnienie  $I$  wąskich. Odkryłoby to przed inżynierami-starykami szersze możliwości w dostosowaniu pierwiastków budowlanych do ich bezpośredniej funkcji, a tym samym w zniesieniu kosztów budowlanych.

## Z Sali odczytowej

### Wieczór dyskusyjny na temat dróg wodnych.

W dniu 24 listopada 1937 r. odbył się w wielkiej sali Polskiego Towarzystwa Politechnicznego we Lwowie, wieczór dyskusyjny w sprawie dróg wodnych, przy udziale 150-ciu uczestników, jakiej to liczby od dawna nie widziała nasza sala. Zebranie zaszczytliwi swą obecnością panowie: Wojewoda Lwowski Dr A. Biłyk, Prezydent miasta Lwowa Dr St. Ostrowski i Wicewojewoda Chmielewski. Okazuje się, że

sprawy publiczne zawsze znajdują chętnych słuchaczy w gronie naszych Członków i Gości; nie brakowało też gości z prowincji.

Referat w sprawie dróg wodnych wygłosił Prof. Dr Maksymilian Matakiewicz. W godzinowym przemówieniu zobrazował rozwój dróg wodnych w państwach zachodnich, a przede wszystkim w Niemczech i Czechosłowacji, stwierdzając, że państwa te nie oszczędzają środków na drogi wodne. Szczególnie Niemcy idą forsownie naprzód, a wydatki ich na ten cel w czasie od r. 1905—1942, w którym główne ro-



boty będą ukończone, przekroczą 3 miliardy złotych. Główny wysiłek ekspansji tych państw idzie w kierunku portów północnych oraz Bałkanu; stąd też Niemcy budują dwie potężne drogi wodne ku Dunajowi, t. j. kanały Ren—Men—Dunaj, oraz Ren—Neckar—Dunaj, którą to ostatnią po stronie zachodniej mają zamiar przedłużyć aż do zagłębia Saary. Podobnie Czesi w bliskich już latach rozpoczną budowę kanałów od Łaby do Dunaju i od Odry do Dunaju, zdążając w tym samym kierunku t. j. do Dunaju i na Bałkan. W obliczu tych zamierzeń omawiana szeroko tak u nas, jak i w Rumunii, sprawa budowy kanału Bałtyk—Morze Czarne nabywa nowego oświetlenia.

W dalszym ciągu Prof. Dr Matakiewicz zobrazował znaczenie dróg wodnych, stwierdzając że dziś już ustały spory na temat wyższości kolei nad drogami wodnymi i odwrotnie. Do tych obu środków przewozu dołączył się dalszy t. j. samochód ciężarowy, a każdy z tych trzech środków ma swe właściwe pole działania i nabył prawa obywatelstwa na terenie gospodarczym. Specjalnie drogi wodne są bezkonkurencyjne, o ile chodzi o przewóz towarów masowych, zapewniając najniższe taryfy i odciążając kolej żelazną od transportów masowych, których przewóz jest deficytowy. W dalszych rozważaniach oparł się prelegent na wywodach dyrektora ministerialnego Gärsa z Berlina (Verkehrstechnische Woche 1937), który na podstawie doświadczeń niemieckich stwierdza z naciskiem, że każdy nowy środek komunikacyjny, każda nowa linia, wywołuje ruch nowy, własny, a przy tym przysparza przewozu istniejącym już komunikacjom. Najlepszym dowodem tego jest droga wodna Renu, pod względem ilości ruchu największa na świecie, posiadająca dalsze jeszcze prawie nieograniczone możliwości rozwoju (o ruchu już przed wojną 57 milionów ton rocznie). — A przecież po jej obu brzegach dążą bezustannie pociągi kolejowe, o największej możliwej ilości osi, i w najmniejszych dopuszczalnych jeszcze odstępach, a równocześnie zaś poruszają się niezliczone ilości samochodów ciężarowych. Autor ten stwierdza również, że niemiecka polityka śródlądowych dróg wodnych jest zarazem polityką portów morskich, gdyż ostatecznie największą wartość dla gospodarstwa Niemiec, ma handel zagraniczny.

Przechodząc do problemu dróg wodnych w Polsce zaznacza prelegent, że opinia publiczna coraz więcej nim się interesuje, a dowodem tego jest m. i. konferencja w Gdyni, zwołana w sierpniu b. r. przez tamtejszą Izbę przemysłowo-handlową, o bardzo poważnym przebiegu, na której na pierwszy plan wysunięto, jako rzecz najważniejszą, zrealizowanie wielkiej drogi wodnej Wisłą, od zagłębia węglowego aż do Bałtyku (vide obszerny protokół, wydany przez Izbę). Dowodem dalej pomyślnego rozwoju sprawy dróg wodnych jest opracowanie przez Ministerstwo Komunikacji projektów przebudowy kanału Królewskiego (212 km, projektowany typ dla statków 400—500 tonowych), kanału Gopło—Warta (33 km, typ również 400—500 tonowy), oraz t. zw. kanału kamiennego (od kamienioło-

mów Wołyńskich do Pińska), których budowa rozpocząć się ma w najbliższym czasie. Również regulacja Wisły, jak to zresztą wynika z przemówienia Pana Ministra Komunikacji na otwarciu państwowej Rady Komunikacyjnej, uznana jest jako jeden z najważniejszych postulatów w dziedzinie naszych urządzeń komunikacyjnych. Podobnie i Kongres Inżynierów, odbyty we Lwowie we wrześniu b. r., oświadczył się z całą stanowczością za budową dróg wodnych. Dyrektor Biura dróg wodnych M. K. inż. Romański, w referacie „Zagadnienia gospodarki wodnej“ oświadczył, że „obecny stan gospodarki wodnej w Polsce jest z a t r w a ż a j ą c y, przede wszystkim z tego powodu, że tempo naszych prac w tej dziedzinie jest dotychczas niepomierzenie słabe“. M. i. podnosi jako przykład „nader przykre i nienormalne zjawisko niewykorzystania najtańszych środków transportowych, jakimi są drogi wodne“ i rozwija obszerny program na daleką metę.

Inż. Tillinger, Radca Min. Kom. w referacie „Zagadnienia dróg wodnych w Polsce“, stwierdza, że „Polska potrzebuje przewozu surowców na wielkie odległości, do czego najspсобniejszą są drogi wodne — podnosi z goryczą, że w Polsce przewozy wodne stanowią zaledwie 1% wszystkich przewozów, oraz że nasz węgiel eksportowy przewozi kolej z Zagłębia do Gdyni po 4 zł za tonę, podczas gdy normalna taryfa za tę odległość wynosi 18 zł za tonę. Wreszcie inż. Rodowicz, Nacz. Wydz. dróg wodnych Urz. Wojew. w Warszawie, w referacie „Zagadnienie regulacji rzek“ przedstawia trzydziestoletni program regulacji rzek w Polsce, żądając 29 milionów zł rocznie na regulację rzek żeglownych, a 6 milionów zł na regulację rzek spławnych. — Stwierdza przy tym, że regulacja rzek winna być inwestycją podstawową, opartą o zwyczajny budżet państwowy, który „rychło odczuje na sobie, w sposób dodatni, wzmożone tempo ożywionego w ten sposób życia ekonomicznego narodu“.

Prelegent, nawiązując w dalszym ciągu do opracowanego przez siebie w r. 1927 (vide „Przegląd Techniczny, Warszawa 1927) projektu wstępnego wielkiej drogi wodnej Bałtyk—Morze Czarne, z połączeniem do Lwowa, która stanowiłaby najkrótsze ze wszystkich projektowanych połączenie obu mórz, o długości 1894 km z czego 1168 km przypada po stronie Polski (3/5)<sup>1)</sup> a 726 km po stronie Rumunii (2/5) i zaznacza, że właśnie ta droga wodna przede wszystkim hołduje zasadzie: „polityka dróg wodnych śródlądowych jest zarazem polityką portów morskich“ i mogłaby w wielkiej mierze służyć, naszemu eksportowi tak śródlądowemu, jak i morskiemu, podnieść warunki eksportowe naszego zagłębia węglowego i decydująco wpłynąć na rozwój naszego handlu i przemysłu. Bacz-

<sup>1)</sup> Po stronie Polski obejmuje trasa: 650 km regulacji Wisły (Schiewenhorst—ujście Sanu), 137,2 km kanalizacji Sanu (ujście do Wisły — Michałówka, ujście Wiszni), 110,7 km kanału żeglugi (Michałówka — Rozwadów) i 269,6 km kanalizacji Dniestru (Rozwadów—Zaleszczyki). Jak widać w części polskiej przypada na drogę wodną naturalną (Wisła) 56%, a na drogę wodną sztuczną 44% (kanał i kanalizację).



my, zakończył prelegent, abyśmy się z tą sprawą nie spóźnili.

Następnie przemówił prezes P. T. P. prof. Dr Otto Nadolski, stwierdzając na wstępie, że warunki gospodarcze Polski wymagają energicznej akcji około uporządkowania wszelkich typów środków komunikacyjnych, kolei, dróg lądowych i dróg wodnych.

Jeżeli popatrzymy na kartę Polski, to stwierdzimy, że od wschodu zamknięci jesteśmy granicą innego zupełnie systemu gospodarczego, co wyklucza naszą ekspansję w tym kierunku. Od północy (Szwecja), od zachodu (Niemcy) i od południa (Czechosłowacja) otaczają nas państwa o wyższym potencjale przemysłowym, które pragnęłyby zalać nas wyrobami swego przemysłu, uprawiając zresztą wobec nas zasady autarchii. W granicach naszych mamy tylko dwa jakoby okna, ujście Wisły (Gdynia, Gdańsk), oraz południowo-wschodni kraniec Polski (Lwów — Stanisławów), przez które możliwą jest ekspansja gospodarcza Polski i ekspansja naszego przemysłu. Przez Gdynię komunikujemy się jednak z państwami o wysokim poziomie przemysłowym, które pragną co najwyżej od nas surowców. Wyroby naszego przemysłu mogą natomiast szukać ujścia tylko przez okno południowo-wschodnie na Bałkan i do Azji Małej, które gospodarczo nadają się do zdobycia. Oba te okna winne być połączone jak najwygodniejszymi komunikacjami, zwłaszcza wodnymi, jako najtańszymi dla transportów ciężkich. Kierunek ten wyznacza dobitnie Wisła, San, Dniestr, Prut Dunaj. Otwarcie takiej właśnie drogi wodnej, w formie najkrótszego połączenia Bałtyku z Morzem Czarnym, przecinającej po przekątni przemysłowe obszary Polski, wraz z połączeniem przez skanalizowaną górną Wisłę ze Śląskiem, dałoby nam znakomity środek ekspansji naszego przemysłu i węgla, bezpośrednio, bez przeładowania, naszymi statkami, do Rumunii, Bułgarii, Jugosławii i Węgier, a z przeładowaniem w porcie Sulina na statki morskie do Małej Azji, Turcji etc.

Stworzyłyby to szerokie możliwości rozwoju przemysłu polskiego i możliwości zdobycia szerokich rynków zbytu, bez których wszelkie wysiłki zajęcia bezrobotnych muszą natrafiać na nowe ciągłe trudności. Droga ta dałaby nam nowe rynki zbytu, w miejsce zamkniętych rynków imperium rosyjskiego, które w latach przedwojennych stwarzały warunki rozwoju przemysłu dawnego zaboru rosyjskiego. Zajęcie nadmiaru ludności wiejskiej w rozwijającym się przemyśle zastąpiłoby nam też te korzyści, jakie dawała nam przed wojną emigracja (bezrobotnych sezonowych i trwała).

W dalszym ciągu przemawiali pp. Inż. Blum, Inż. Ciechanowicz, zalecając utworzenie osobnego Komitetu dla sprawy drogi wodnej Bałtyk — Morze Czarne, redaktor Kanarowski, dopominając się o połączenie tej drogi wodnej ze Lwowem i stwierdzając, że na pasie kanałowym wytworzy się większość polska tak, jak się to stało w okręgu borysławskim, Dyr. Dr Czołowski podnosząc momenty historyczne i stwierdzając, że idea tego kanału sięga jeszcze roku 1636, Inż. Nawro-

cki, który wyraził przekonanie, że pożyczka wewnętrzna na cele budowy drogi wodnej Bałtyk — Morze Czarne została by niezawodnie pokryta, Inż. Wójcicki, który widzi w budowie kanału środek zaradczy na skutki przeludnienia wsi i uznaje jego wielkie znaczenie energetyczne z uwagi na możliwość wyzyskania sił wodnych i Inż. Przetocki omawiając austriacki projekt kanału Wisła — Dniestr, oraz zwracając uwagę na wielkie zainteresowanie w Rumunii drogą wodną Bałtyk — Morze Czarne.

Świetne przemówienie wygłosił Pan Wojewoda Biłyk, który bezpośrednio z konferencji w Tarnobrzegu przybył na zebranie. Pan Wojewoda tłumaczy swą obecność na zebraniu nie tylko zainteresowaniem swoim dla omawianego problemu, ale przede wszystkim pragnieniem nawiązania osobistego kontaktu z Towarzystwem Politechnicznym. Interes publiczny wymaga, aby ważne zagadnienia państwowe były jasno przedstawione tak dla tych, którzy dają impuls, jak też i dla tych, którzy mają możliwość realizacji. W tym celu w czerwcu b. r. polecił naczelnikowi Wydz. Komun. Urzędu Wojewódzkiego p. Inż. Szczygłowi opracowanie zagadnień komunikacyjnych w Małopolsce Wschodniej. Problem projektu budowy kanału Bałtyk — Morze Czarne uważa za szczególnie doniosły i zwrócił się już w tej sprawie do Władz w Warszawie. Administrowanie podległym sobie Województwem, nastawia pod gospodarczym kątem widzenia, uważając, że usprawnienie komunikacji jest podstawą rozwoju gospodarczego Państwa. — W jednym dotychczas wydanym przez siebie okólniku, skierowanym do starostów, kładzie główny nacisk na budowę i naprawę dróg. Oświadcza następnie, że wydatki na ten cel przeznaczone nawet w wypadku zwiększenia ich o 100% nie zostaną przez Urząd Wojewódzki skreślane. Doniosłość tego zagadnienia podniósł w rozmowie z obecnym na sali Prezydentem Miasta Dr Ostrowskim i w związku z tym, w r. b. zmieniono odpowiednio budżet miasta.

Jeżeli potrafimy wysiłkiem własnym i Państwa uregulować Wisłę i San i połączyć je kanałem z Dniestrem, to zrobimy dla utrwalenia polskości więcej, niżby się mogło wydawać. — Przygotowanie bardziej szczegółowych opracowań tej sprawie poświęconych, dokonane wysiłkiem społeczeństwa miejscowego, będzie cennym prezentem dla Państwa. Sprawę tę przedstawił już Pan Wojewoda Panu Wicepremierowi Inż. E. Kwiatkowskiemu, a na posiedzeniu Rady Gospodarczej Małopolski Wschodniej, powstałej z inicjatywy Izby Przemysłowo-Handlowej, Izby Rolniczej i Rzemieślniczej, na której będzie również obecny Pan Wicepremier, wspólnie z Panem Prezesem Nadolskim przedstawi Panu Wicepremierowi obecnie omawiany problem ponownie. Przed tym jednak należałoby wejść w porozumienie z Polskim Towarzystwem Ekonomicznym i innymi fachowcami, sprząc wszystkich do współpracy, a bliscy będziemy zrealizowania tej sprawy.

Pan Prezydent m. Lwowa Dr Ostrowski oświadcza, że uważa sprawę omawianej drogi wodnej jako niezmiernie doniosłą dla Państwa



i miasta Lwowa, a obiecując gorąco ją popierać, zaznaczył, że już w obecnie układanym preliminarzu budżetowym znajdzie się kwota kilku tysięcy złotych na koszt badań i projektów. Prezes P. T. P. Prof. Dr Nadolski, w ponownym przemówieniu zaznaczył, że akcja w sprawie powołania do życia specjalnego Komitetu dla sprawy budowy tej drogi wodnej jest w pełnym toku. Odpowiednie materiały są kompletowane, a celem uzyskania potrzebnych danych z terytorium rumuńskiego weszliśmy w kontakt z Prof. Dr Inż. M. Manoilescu, Prezesem Związku Inżynierów rumuńskich.

Na zakończenie zabrał głos Prof. Dr M. Matakiewicz, zaznaczając, że według przybliżonych obliczeń koszt sztucznej drogi wodnej po stronie Polski t. j. od ujścia Sanu do Zaleszczyk, wyniosą około 237 milionów złotych w złocie, czyli 400 milionów złotych obiegowych, regulacja zaś Wisły musi nastąpić nawet i bez względu na kanał. Przy ruchu 6 milionów ton rocznie i przy wyzyskaniu istniejących na Sanie i Dniestrze sił wodnych (około 200.000 KM), można pokryć oprocentowanie i amortyzację kapitału zakładowego.

Połączenie kanału ze Lwowem jest łatwe, gdyż odległość jest stosunkowo nieznaczna, a różnica wysokości stanowiska szczytowego kanału i poziomu lwowskiego wynosi tylko trzydzieści kilka metrów, wymaga zatem zaledwie 4—5 szluz komorowych.

W końcu porównał prelegent stan gospodarczy naszego kraju ze stanem państw zachodnich i postawił zasadnicze pytanie czego nam potrzeba do osiągnięcia gospodarczego rozwoju? Jako najważniejsze postulaty w obecnej chwili uważa: 1) uporządkowanie stosunków wewnętrznych, 2) zapewnienie bezpieczeństwa publicznego i 3) rozwój komunikacji. Gdy tego dokonamy,

będziemy mogli śmiało patrzeć w przyszłość i nie będziemy potrzebować cudzej pomocy. Następnie prelegent podziękował dostojnym gościom za tak gorące zajęcie się sprawą i przyrzeczenie jej poparcia.

Prezes Polskiego Towarzystwa Politechnicznego Prof. Dr Nadolski, zamykając zebranie, stwierdził jednomysłność zebranych w tej tak doniosłej kwestii, a dziękując Panu Wojewodzie Lwowskiemu i Panu Prezydentowi m. Lwowa za uczestnictwo, prosił Ich o stałe opiekowanie się tą sprawą.

Dnia 15 grudnia 1937 r. odbył się w Polskim Towarzystwie Politechnicznym we Lwowie odczyt p. Inż. Rundo, Naczelnika Instytutu Hydrograficznego Ministerstwa Komunikacji z Warszawy pt.: „Prut i jego żeglowność na terytorium Rumunii“.

Odczyt ten był dalszym ciągiem cyklu referatów „O drogach wodnych“.

Prelegent opracował odczyt na podstawie danych, zebranych u źródła, tj. w Dyrekcji dróg wodnych w Bukareszcie. Przedstawił szczegółowo fizjografię dorzecza Prutu, podał elementy hydrograficzne, oraz zaznajomił zebranych z warunkami żeglugi Prutu na terytorium Rumunii. Omówił następnie sprawę ulepszenia żeglugi, oraz wyzyskania siły wodnej Prutu dla celów motorycznych — na podstawie projektu, opracowanego przez Inż. Andriescu Cale.

Podane wyżej szczegóły nawiązał do projektowanej u nas drogi wodnej Wisła — San — Dniestr — Prut, która ma połączyć Bałtyk z Morzem Czarnym.

Z wywodów Prelegenta okazuje się, że rzeka Prut, na której w dolnej partii już dziś kursują statki o nośności do 600 t, ze względu na swój bardzo mały spadek (poniżej 0,15‰ na długości 500 km od ujścia) — przedstawia korzystne warunki dla żeglugi. Niemniej jednak stan obecny wymaga obszerniejszego studium i wdrożenia robót, któreby przez skoncentrowanie koryta usprawniły dalej warunki żeglowności.

Odczyt ten obudził wśród zebranych ogólne zainteresowanie, czego dowodem była ożywiona dyskusja, w której zabierali głos P. P. Prof. Dr Matakiewicz, Prof. Dr Nadolski i inni.

## Przegląd czasopism technicznych

### Budownictwo wodne

**Żegluga śródlądowa i jej współpraca z innymi środkami przewozowymi w niemieckim obrocie.** Pod tym tytułem zamieścił berliński dyrektor ministerjalny, Dr inż. Gärs<sup>1)</sup>, bardzo interesujący i aktualny artykuł w *Verkehrstechnische Woche*, zeszyt 33. z r. 1937. Stwierdza on, że niemiecki śródlądowy przewóz wodny obejmuje  $\frac{1}{5}$  wagi (ton) a  $\frac{1}{4}$  pracy przewozowej (tonkilometrów) całego obrotu towarowego na kolejach i drogach wodnych. Stosunek ten jest taki sam tak w złych, jak i w dobrych czasach. Jeszcze wyraźniej występuje znaczenie dróg wodnych, jeżeli weźmiemy pod uwagę przewozy towarów masowych; w ostatnich latach drogi wodne przewiozły 20% całego przewozu żelaza i stali, 30% węgla, ziemi, żwiru i piasku, 40% zboża, mąki, soli, papierówki i nafty, 67% rud żelaznych i 73% żwiru siarkowego i odpadków. Widać z tego, że niedostatki dróg wodnych nie są znowu tak wielkie, aby utrudniały im konkurencję. Autor stwierdza, że z trzech istniejących środków

przewozowych samochod znalazł specjalne warunki, a mianowicie gotową sieć drogową, podczas gdy sieć kolejowa i wodna musiały dopiero być wybudowane. Jednak współzawodnictwo tych wszystkich środków przewozowych wywołało wzajemne doskonalenie się, w celu sprostania warunkom konkurencyjnym.

Autor przechodzi rozwój sieci dróg wodnych niemieckich, zaczynając od zachodu (Ren), a kończąc na wschodzie (Kanał Mazurski i kanalizacja górnej Pregoly), zauważając przy tym, że rozległe roboty kanałowe, kanalizacyjne i regulacyjne, jakie się dziś w Niemczech wykonuje<sup>2)</sup>, służą do uzyskania zwartej sieci, a więc do uzupełnienia i połączenia ze sobą trzech grup dróg wodnych, nie mających ze sobą należytego związku, a to grupy zachodniej (Ren, Ems, Wezera), wschodniej (Łaba, Odra, Wisła) i południowej (Dunaj). Stwierdza, że główna korzyść przewozu wodnego polega na tym, aby przewóz odbywał się tym samym statkiem. bez przeładowania, na jak największe odległości.

<sup>1)</sup> Znany z referatów w *Bautechnik*.

<sup>2)</sup> Pomimo tego jeszcze pięćdziesiąt różnych projektów musiano narazie odrzucić.



Nie lekceważąc przewozów wodnych dla celów potrzeb wewnątrz kraju<sup>1)</sup> podnosi autor, że główne znaczenie dla gospodarstwa Niemiec mają przecież stosunki handlowe z zagranicą, dlatego w ostatnich latach powstało hasło: „Polityka dróg wodnych wewnątrznych jest polityką portów morskich“, i wszystkie nowe drogi wodne i rozbudowa istniejących, były przedsięwzięte w myśl tego hasła. Gdy zaś taniość przewozu wymaga dużych przestrzeni załadunkowych, a zatem dużych statków, o znacznym zanurzeniu, musiano budować wielkie kanały i przeregulować na nowo rzeki, aby tym wymogom mogły sprostać<sup>2)</sup>. Dolny Ren (poniżej Düsseldorfu) stanowi najsprawniejszą drogę wodną wewnętrzną na świecie; mogą tu kursować statki ładujące do 4.200 ton, dwa zatem takie statki mają łączną ładowność 8.000 ton, a więc taką, jak statki morskie dla przewozu rud (8.000 t).

O rozległości i znaczeniu ruchu wodnego świadczą następujące dane: Flota na drogach wodnych śródlądowych składa się z 18.000 statków o łącznej ładowności 6,4 miliona ton i sile maszyn 832.000 HP. W liczbie tej jest 12.500 statków ciężarowych holowanych, a 2.315 holowników; resztę stanowią statki towarowe z własną siłą. Statki te należą do 11.000 przedsiębiorstw, z których jednak tylko 1700 ma dwa lub więcej statków. Statki o własnym napędzie służą do przewozu drobnicy i uzyskują coraz większe znaczenie — na wschodnich drogach wodnych Łabie i Renie — wykonują one już 50% wszystkich jazd, a na zachodnich 10–12%.

Sieć kolejowa niemiecka ma długość 75.000 km, drogową (Landstrassennetz) 220.000 km, a wodną 13.000 km, z czego 82%, tj. 10.600 km, przypada na drogi wodne naturalne, a 18%, tj. 2.400 km, na drogi sztuczne. W roku 1936 przewiozły koleje 400 milionów ton, wykonując 63 miliardy tkm, a drogi wodne 116 milionów ton i 23 miliardy tkm; odnośne stosunki wynoszą 1:3,4 i 1:2,75. Przeciętny obrót kilometryczny wynosi dla kolei 5330 t, dla dróg wodnych 9000 t (w r. 1936), a przeciętna odległość przewozu kolei 158 km, dróg wodnych 200 km<sup>3)</sup>.

<sup>1)</sup> W r. 1936 porty berlińskie przeladowały 8 milionów ton, t. j. 1/3 całego obrotu Berlina.

<sup>2)</sup> Ren od Bazylei do Strasburga ładowność statków 1200–1500 ton, kanał Dortmund-Ems 1500 ton, Wezera poniżej Minden (kanalizacja) 1000 ton, powyżej Minden 600 ton (!), Łaba (regulacja uzupełniająca i zasilanie ze zbiorników) 1000 ton, Odra (reg. uzup. i zaś. ze zb.) 760 ton, Pregola (kanalizacja i Kanał Ma-

Autor stwierdza dalej, że drogi wodne odciążają koleje od przewozu towarów masowych, małowartościowych, wytrzymujących tylko niskie taryfy, przez co umożliwiają kolei nadążenie w pokonaniu przewozów materiałów tak drobnych jak i masowych w okresach największego ruchu, bez konieczności nadmiernego powiększania parku kolejowego. Jedną z wad dróg wodnych, mianowicie przerwa zimowa, nie jest dla nich zbyt szkodliwa, gdyż przewozy, któreby przypadły na zimę, nadrabiają w lecie i w jesieni, przy czym, jak stwierdza statystyka ruchu, wzrost przewozów kolejowych w miesiącach zimowych jest zupełnie nieznaczny.

Autor mówi dalej, że doświadczenia niemieckie potwierdzają dobitnie twierdzenie, że każdy nowy środek komunikacyjny, trafnie i racjonalnie założony, nie przynosi szkody istniejącym już środkom komunikacyjnym, gdyż stwarza ruch własny, wywołuje ożywienie gospodarstwa, a przez to daje korzyści i dla innych środków przewozowych. Jako przykład podaje kanał Dortmund-Ems, powstały w latach dziewięćdziesiątych zeszłego stulecia, który wywołał szalony rozwój zagłębia dortmundzkiego, z którego w dużej mierze skorzystały i koleje. Nawet jeżeli się przyjmie, że może w pewnych warunkach powstać ostra konkurencja między różnymi środkami przewozu, np. w czasie depresji gospodarczej (taryfy bojowe), to jest to objaw, który może mieć dla gospodarstwa tylko korzystne skutki. Autor stwierdza przy końcu, że wszystkie wymienione trzy główne środki przewozu mają już swoje prawo, gdyż każdy z nich ma swoje właściwe pole działania, poza którym potrzebuje pomocy innych środków przewozowych. Znaną jest wielka rola przewozowa Renu, (na którym ruch wynosił już przed wojną 57 milionów ton), a dalszy rozwój tego ruchu jest jeszcze w szerokich granicach możliwy. A przecież równoległe do Renu, po obu jego stronach, toczą się pociągi ciężarowe za pociągami, w najmniejszych dopuszczalnych odstępach i o największej dozwolonej ilości osi, tak w dół, jak i w górę, a po drogach nadbrzeżnych dążą również w obie strony niezliczone ilości samochodów ciężarowych. W dobre założonym gospodarstwie państwowym dewizą powinna być współpraca wszystkich środków przewozowych.

Dr M. M.

zurski), jako drogi dowozowe dla Królewca, 250 ton, ew. nawet 400 ton.

<sup>3)</sup> A więc mniej jak przyjmowano dawniej (260 km).

TREŚĆ: † Inż. Adam Wiciński: Realizacja problemu bezkorbowej silnikowo-sprężarki. (Dokończenie). — Inż. Grzegorz Daniłow: Dwuteowniki wąsko- i szerokostopowe. — Z Sali odczytowej. — Przegląd czasopism technicznych.

„CZASOPISMO TECHNICZNE“ WYCHODZI 10-go i 25-go KAŻDEGO MIESIĄCA.

Ceny ogłoszeń jednorazowych:

1/1 str. zł. 240;	1/2 str. zł. 140
1/4 „ „ 80;	1/8 „ „ 50
1/16 „ „ 30;	1/32 „ „ 20

Ogłoszenia na miejscach specjalnie rezerwowanych o 25% drożej. Dla ogłoszeń o zaofiarowaniu lub poszukiwaniu pracy opust 50%.

Adres Redakcji i Administracji: Lwów ul. Zimorowicza l. 9.

Telefon Redakcji 226-60. Telefon Redaktora 236-46. Konto P. K. O. 151.857.

Prenumerata w kraju: rocznie zł. 32; kwartalnie zł. 8.

Cena pojedynczego zeszytu zł. 1.60.