

A 1192 II

PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

g 470

O R G A N

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

ROK VIII

(1 9 4 9)



WARSZAWA

1949

W Y D A W C A : I N S T Y T U T W Y D A W N I C Z Y S I M P

SPIS RZECZY

1949

A. SPIS ARTYKUŁÓW WEDŁUG DZIAŁÓW

OD REDAKCJI

„Nowy Rok pod hasłem Jedności“	1
„Zjazd Pracowników Naukowych z dziedziny obrabiarek i obróbki mechanicznej“	33
„Inżynierowie i technicy winni torować drogę współzawodnictwu pracy“	185
„Konferencja Pomiarowa“	346

ARTYKUŁY OGÓLNE

<i>Biernawski Witold prof. inż.</i> — „Zakład i Laboratorium Mechanicznej obróbki materiałów w Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie“	35
<i>Biernawski Witold prof. inż.</i> — „Wpływ jednostkowej długości czynnej krawędzi tnącej na uproszczenie i zwiększenie dokładności wzorów obróbkowych“	52
<i>Biernawski Witold prof. inż.</i> i <i>A. Sadowski inż. st. asystent</i> — „Pomiary gładkości powierzchni“	109
<i>Biernawski Witold prof. inż.</i> i <i>Jan Kaczmarek, inż. st. asystent</i> — „O unowocześnienie kalkulacji warsztatowej“	229
<i>Bukowski Jerzy prof. inż.</i> — „O właściwą strukturę studiów magisterskich na mechanicznych wydziałach Politechnik“	99
<i>Burnat Leon prof. inż.</i> — „Kult ostrza w rozwoju obróbki metali“	42
<i>Burzyński Włodzimierz prof. dr inż.</i> — „Skreślenie bez skręcania“	187
<i>Dorokontt Jerzy prof. dr inż.</i> — „O obiegach teoretycznych silników wewnętrznego spalania“	3
<i>Geisler E. T. prof. inż.</i> — Omówienie treści wykładów i ćwiczeń z obrabiarek i obróbki metali w związku z dwustopniowością wyższego szkolnictwa technicznego“	62
<i>Gwiazdowski Władysław inż.</i> — „O współpracy międzyuczelnianej Zakładów Obróbki Metali oraz współpracy z Instytutem Obrabiarek i Narzędzi“	66

<i>Huber M. T. prof. dr inż.</i> — „W sprawie uwzględnienia otworów opłomkowych w ścianie kotła przy obliczeniu wytrzymałościowym“	22
<i>Huber M. T. prof. dr inż.</i> — „W sprawie hipotezy wytrzymałościowej O. Mohra“	295
<i>Jabłoński Stanisław inż.</i> — „Metody wykreślnej analizy kosztów produkcji“	311
<i>Keh Zygmunt inż.</i> — „Zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych i ich wpływ na pewność ruchu instalacji kotłowych“	208
<i>Kłębowski Zenobiusz prof. inż.</i> i <i>Urbanowski Wojciech inż.</i> — „Nierównomierność rozkładu napieć pomiędzy otworami opłomkowymi walczaka kotłowego“	118
<i>Kuczyński Eugeniusz prof. dr inż.</i> — „Założenia wytyczne konstrukcji obrabiarek“	56
<i>Kuczyński Eugeniusz prof. dr inż.</i> — „Obliczanie przekładni 4 biegowych z 2 kołami wiązanymi“	306
<i>Krupkowski Aleksander prof. dr inż.</i> — Zagadnienie utleniania metali oraz sposoby uodpornienia ich na korozję tlenową“	102
<i>Langrod Adolf prof. dr inż.</i> — „Obliczanie resorów pojazdów kolejowych“	214
<i>Lesz Mieczysław inż.</i> — „O prawdziwy plan techniczny“	97
<i>Łaszkiencicz Jerzy inż.</i> — „Możliwości stosowania stali węglowych na przegrzewacze kotłów parowych“	355
<i>Merlend Paweł inż.</i> — „Uwagi o kontroli technicznej przedsiębiorstwa“	24
<i>Minchejmer Adam inż.</i> — „Analityczne wzory do wykresów charakterystyki gaźnikowych silników samochodowych“	7
<i>Minchejmer Adam inż.</i> — „Usprawnienia w kuźnictwie radzieckim“	239
<i>Moszyński Wacław prof. dr inż.</i> — „Laboratorium podstaw budowy maszyn czynnikiem posługu w dziedzinie budownictwa maszynowego“	71
<i>Oska Edmund prof. inż.</i> — „Działalność naukowo-techniczna Zakładu Obróbki Metali Politechniki Warszawskiej w latach 1921—1939“	49

<i>Pamlikowski Jan inż.</i> — „Zasady projekowania działu obróbki mechanicznej“	233	<i>Gierdziejewski Kazimierz prof. inż.</i> — „Żeliwiaki systemu Dobrochotowa“	250
<i>Plużański Stanisław prof. inż.</i> — „Uwagi o przemysle obrabiarkowym“	37	<i>Januszewicz Hlton inż.</i> — „Organizacja i planowanie pracy w odlewni“	86, 166
<i>Plużański Stanisław prof. inż.</i> — „Szybkościowa metoda skrawania“	298	<i>Kalata Czesław inż.</i> — „Zeliwo szare w osiągnięciach lat ostatnich“	79
<i>Rafalski Józef inż.</i> — „Ogrzewanie pompami cieplnymi“	16, 153	<i>Kalata Czesław inż. i Paraszcak Andrzej inż.</i> — „O żeliwie maszynowym wysokojakościowym i jego właściwym wykorzystaniu“	322
<i>Rauszer Zdzisław dr inż.</i> — „Jaką wielkość mierzy waga“	242	<i>Fiaskowski Jerzy inż.</i> — „Suszarnictwo w odlewni“	254
<i>Sobolewski Hipolit prof. dr inż.</i> — „Sposób paraboliczny geometrycznego ustawiania parowozu w łukach“	121	<i>Plesinger M. dr inż.</i> — „Rozwój czechosłowackiego odlewnictwa po wojnie“	163
<i>Spahn Olov prof. dr</i> — „Rozwój i badanie narzędzi skrawających z węglików spiekanych w Szwecji“	221	„Stopy o wysokiej odporności na korozję“ — <i>I. P.</i>	92
<i>Schneider M. inż. i Frączek Z.</i> — „Teoretyczne podstawy wielokrotnego ciągnięcia drutu z posizgiem“	158, 245	„Zastosowanie wzbogacenia tlenem dmuchu w odlewniach“ — <i>P. J.</i>	92
<i>Szmelter Jan inż.</i> — „Równanie linii ugięcia belki o zmiennym przekroju“	143	„Wlewy doprowadzające i nadlewy w odlewni brązu“ — <i>P. J.</i>	92
<i>Szmelter Jan inż.</i> — „Pomiar promienia dużych łuków“	319	„Przemysłowe układy stopów“ — <i>J. P.</i>	171
<i>Szawlowski Kazimierz prof. inż.</i> — „Wykreślne sposoby wyznaczania drgań własnych skrętnych wałów korbowych silników spalinowych“	347	„Twarde miejsca w stopach lekkich“ — <i>Z. W.</i>	172
<i>Szwałowicz Kazimierz inż.</i> — „Podstawowe założenia przy rozbudowie fabryk“	127	„Piecze elektryczne wysokiej częstotliwości do topienia i odlewania wlewnic pod próżnią“ — <i>A. W.</i>	172
<i>Szymanowski Witold prof. inż.</i> — „Projektowanie przemysłowe a projektowanie szkolne obrabiarek“	59	„Obróbka cieplna staliwa węglowego lub niskostopowego“ — <i>J. P.</i>	267
<i>Tomaszewska Aleksander inż.</i> — „Pomiar średnicy podziałowej gwintów niesymetrycznych“	368	„Pokrywanie aluminium stalą“ — <i>Z. D.</i>	268
<i>Uzarowicz Ludwik prof. inż.</i> — „Obróbka ręczna metali i drewna w świetle badań naukowych i jej mechanizacja“	46	„Produkcja stopów aluminium — magnez o wysokiej zawarości magnezu“ — <i>P. J.</i>	269
<i>Wołk Romuald inż.</i> — „Normy zużycia sprawdzianów“	146	„Nowości z zakresu produkcji odlewów z żeliwa modyfikowanego“ — <i>C. P.</i>	332
<i>Wiśniowski Wiktor prof. inż.</i> — „W sprawie idealnych obiegów silników o wewnętrznym spalaniu“	243	„Glinki koloidalne francuskie i ich zastosowanie do wyrobu mas syntetycznych“ — <i>W. Z.</i>	333
<i>Zembrzusi Kazimierz prof. inż.</i> — „Oddawanie ciepła spalin w płomieniówkach kotła parowego“	201	„Próby produkcji żeliwa modyfikowanego w piecach naftowych systemu Pietraszewskiego“ — <i>C. P.</i>	334
„Dyskusja nad referatami wygłoszonymi na zjeździe pracowników naukowych z dziedziny obrabiarek i obróbki skrawaniem“	38	PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH	
„Przyrządy umożliwiające automatyzację obrabiarek“ — <i>W. G.</i>	135	„Automatyzacja procesów wytwórczych w przemyśle ZSRR“ — <i>W. G.</i>	26
„Postępy automatyzacji w radzieckim przemyśle maszynowym“ — <i>A. M.</i>	140	„Okrętowa przekładnia zębata nawrotna dla mocy 2000 KM“ — <i>inż. R. I.</i>	27
„Osiągnięcia techniki radzieckiej w przemyśle metalowym“	281	„Nowy typ angielskiej lokomotywy kopalnianej“ — <i>inż. R. I.</i>	28
DZIAŁ ODLEWNICZY		„Parowozy doświadczalne“ — <i>inż. R. I.</i>	29
<i>Aksionow prof. dr inż.</i> — „Problem automatyzacji urządzeń i maszyn odlewniczych“ — opracował <i>T. Pimoński</i>	263	„Badania naukowe w kolejnictwie“ — <i>inż. R. I.</i>	173
<i>Czyżewski Mikołaj prof. inż. i Olszowski Tadeusz inż.</i> — „Otrzymywanie żeliwa o podwyższonych własnościach metodą modyfikacji“	328	„Mechaniczne urządzenie do zasilania parowozów w palwo i usuwania popiołu“ — <i>inż. R. I.</i>	174
		„Narzędziowe stopy spiekane“ — <i>W. Z.</i>	270
		„Gładkość powierzchni“ — <i>S. S.</i>	370
		WIADOMOŚCI SIMP	
		„Wiadomości SIMP“	94, 178, 274, 338
		WIADOMOŚCI IW SIMP	
		„Wiadomości IW SIMP“	30, 93, 181, 340
		KOMUNIKATY	
		„Drugi kongres związków zawodowych“	182
		„Kongres Metaloznawstwa Stosowanego“	183
		„W sprawie realizacji Ustawy o Stopniu Inżyniera“	278

„Poradnia Racjonalizatorska przy Politechnice Śląskiej“	340	<i>Inż. Zygmunt Lasociński</i> — „Zarys Technologii Metali Nieżelaznych“ — <i>P. K.</i>	177
„Wytyczne dla autorów uczestników konkursu na najlepszy opis metody pracy przodownika racjonalizatora lub przodującej brygady“	341	<i>Inż. K. Gierdziejewski</i> — „Wady odlewnicze i ich systematyka“ — <i>inż. St. Pelczarski</i>	273
„Polskie Normy wydane w III kwartale 1949 r.“	342	„Encyklopedyczny Sprawocznik“	335
BIBLIOGRAFIA			
<i>Prof. dr inż. W. Moszyński</i> — „Wykład Elementów Maszyn. Część I. Połączenia“ — <i>Prof. Adolf Polak</i>	30	<i>Inż.-mech. Tadeusz Pelczyński i inż.-mech. Roman Sypniewski</i> — „Metaloznawstwo“ — <i>inż. Marian Kozłowski</i>	336
<i>Prof. dr inż. M. T. Huber</i> — „Wytrzymałość Materiałów w Poradniku Technicznym Mechanik“ — <i>Prof. dr inż. W. Burzyński</i>	175	„Sbornik Wyoške Skoly Technicke Dra Edwarda Benese v Brne“ — <i>M. T. H.</i>	337
<i>Inż. T. Monkiewicz</i> — „Służba dyspozytorska w energetyce“ — <i>inż. M. Krański</i>	177	<i>E. T. Geisler</i> — „Obróbka skrawaniem“ — <i>Prof. St. Służański</i>	372
		<i>Zygmunt Cholewa</i> — „Urządzenia przeładunkowe“ — <i>I. Br</i>	

A 1192 II



PRZEGLĄD MECHANICZNY

ORGAN CENTRALNEGO
ZARZĄDU PRZEMYSŁU
METALOWEGO

i
STOWARZYSZENIA
INŻYNIERÓW I TECH-
NIKÓW MECHANIKÓW
POLSKICH

Rok VIII

Warszawa, Styczeń 1949 rok

Zeszyt 1

NOWY ROK — POD HASŁEM JEDNOŚCI!

„NOWY ROK BĘDZIE ROKIEM NOWYCH OSIĄGNIĘĆ
i NOWYCH ZDOBYCZY“

... W obecnym wyjątkowym okresie naszego życia wszelka radość ogólna łączy się coraz mocniej w naszych myślach i uczuciach z tym, cośmy przeżyli i z nadziejami, które sięgają w przyszłość. Zarówno dzisiejsza nasza praca, jak wszystkie nasze tęsknoty i nadzieje, wiążą dziś mocniej niż kiedykolwiek, przeżycia osobiste ze sprawą społeczną, ze sprawą Ojczyzny. Jesteśmy jakgdyby jedną wielką rodziną, w której troski i radości każdego zespalają się jak najściślej z troskami i radością wszystkich.

... Z dumą i zadowoleniem zegnamy rok, który upłynął — był to rok twórczej pracy i wspaniałych osiągnięć. Zakończył się on wielkim zwycięstwem jedności, której wyrazem był historyczny Kongres Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej, której wyrazem jest pogłębiające się braterstwo robotników, chłopów i pracującej inteligencji. Radośnie więc witamy nowy rok, w którym zjednoczony wielką ideą lud pracujący zakończy pomyślnie 3-letni plan odbudowy Polski ze zniszczeń wojennych i przygotowuje warunki do dalszego zwycięskiego marszu w przyszłość. Z roku na rok odradza się, wzmacnia i przeobraża nasza Ojczyzna. W ciągu niespełna 4-ech lat od chwili wyzwolenia zdolaliśmy nie tylko zaleczyć najboleśniej rany, zadane Polsce przez hitlerowski najeźdźcę, ale wzmocniliśmy znacznie nasze siły wytwórcze kraju w porównaniu z okresem przedwojennym. Pchnęliśmy naprzód uprzemysłowienie Polski i osiągnęliśmy dziś już 2 razy większą niż przed wojną produkcję przemysłu.

... Uprzemysłowienie kraju przyspieszy z kolei w następnych latach wzrost i rozwój całej naszej gospodarki narodowej, jak również wzrost ogólnego dobrobytu

i rozwój kulturalny całego Narodu. Coraz sprawniej działa komunikacja i transport, wspaniale rozwijają się nasze porty i żegluga. Ziemię Odzyskaną zjednoczyły się już z Macierzą w jednolitą polską całość narodową i w harmonijną całość gospodarczą. Polepsza się stopniowo, lecz systematycznie, położenie materialne ludności pracującej. Niema — jak dawniej — bezrobocia, niepełności jutra. Nie tylko młodzież, ale i starsi, którzy zapragną podnieść swą wiedzę i kwalifikacje zawodowe, będą mieli coraz szerszy dostęp do nauki, do oświaty, do życia kulturalnego.

Gdzie leży źródło tej pomyślności?

Leży ono w niewyczerpanych siłach twórczych polskiego ludu pracującego — jedynego gospodarza dzisiejszej Polski.

... Naród polski pokonuje trudności, zdarzałoby się nie do pokonania, odbudowuje z gruzów i ruin miasta, porty, fabryki, elektrownie, mosty, drogi, dźwigi, okręty, szkoły, biblioteki, radiostacje, teatry, zabytki sztuki i kultury, sanatoria, domy zdrowia i wypoczynku. Na spaleniskach wyrastają nowe budowle, wspanialsze od tych, które legły w gruzach.

... Skąd biorą się środki, skąd czerpie naród siły dla zadań tak wielkich, tak pilnych, tak rozległych — jakie przecież nigdy dotąd w skali tak potężnej przed narodem polskim nie stały.

Jedyną skarbnicą naszych środków jest praca, jedynym źródłem sił, jest lud pracujący. Ale są to środki i siły przebogate — niezmierzone i niewyczerpane — jeśli kieruje nimi wspólna myśl i zgodna wola!

... Czeka nas jeszcze twarda, uporczywa praca, nie mało trudności mamy jeszcze do pokonania. Ale jesteśmy pokoleniem Polaków, którzy nie lękają się trudności.

... Witając radośnie Nowy Rok, wiemy już, że będzie on rokiem nowych osiągnięć i nowych zdobyczy. Będzie on wielkim krokiem naprzód do podniesienia piękna naszego kraju, do wzbogacenia jego sił wytwórczych. Będzie rokiem twórczego wysiłku dla polepszenia warunków życia mas pracujących, dla podniesienia ich dobrobytu i kultury!

Wyjątki z noworocznego orędzia
Prezydenta Rzeczypospolitej Polskiej
BOLESŁAWA BIERUTA

O obiegach teoretycznych silników wewnętrznego spalania *)

Prof. dr inż. JERZY DOWKONTT

Niedomówienia teoretycznej postaci twierdzeń i rozważań termodynamicznych. Teoretyczna sprawność zamiany ciepła na pracę. Obieg Carnota. Najprostszemu technicznie możliwemu obiegowi teoretycznemu silnika. Obieg Joule'a. Obieg Otto. Obieg Diesela.

Konstruktor silników wewnętrznego spalania przy czynieniu założeń teoretycznych powinien oprzeć się na fizyce ciepła, w szczególności na jej działaniu omawiającym przemianę ciepła na pracę — termodynamice.

Dotychczasowe rozważania termodynamiczne były formułowane przez fizyków i dlatego bezpośrednio stosowanie twierdzeń termodynamiki w konstrukcji spowodowało szereg niedomówień i niejasności, po dziś pokutujących w podręcznikach.

W chwili obecnej, gdy rozgraniczenie pomiędzy silnikiem nisko i wysokoprężnym ulega zatarciu, palącym staje się wyjaśnienie wspomnianych niedomówień.

Wykład niniejszy przedstawia zastosowanie termodynamiki do rozpatrzenia obiegów teoretycznych — sformułowane przez mechanika-konstruktorów.

Termodynamika głosi, że dla dokonania zamiany ciepła na pracę, konieczna jest różnica temperatur pomiędzy dwoma źródłami ciepła, z których jedno jest źródłem górnym dodatnim, od którego ciepło pobieramy, zaś drugie — dolne ujemne — źródłem, któremu musimy oddać ciepło niewykorzystane.

Możemy sobie wyobrazić źródła ciepła w postaci dwu płytek izotermicznych, z których jedna posiada temperaturę źródła górnego, a druga dolnego, przyczem ilości ciepła nie są ograniczone.

Jeśli oznaczymy pracę wykonaną przez AL_t , ciepło doprowadzone do układu — Q , ciepło niewykorzystane, oddane źródłu dolnemu — Q_o .

to miarą jakości przemiany będzie *teoretyczna sprawność zamiany ciepła na pracę*

$$\eta_t = \frac{AL_t}{Q} = \frac{Q - Q_o}{Q} = 1 - \frac{Q_o}{Q} \quad (1)$$

Z posiadania dwu płytek o różnych temperaturach jak wiemy najczęściej nic nie wynika. Sprawę tę rozwiązał świetny mechanik *Carnot*, podając, że w warunkach ziemskiej mechaniki do makroskopowego zamieniania ciepła na pracę nieodzownym jest posłużenie się materialnym czynnikiem pośredniczącym; czynnik ten pobiera ciepło od źródła górnego, wykonywuje pracę zewnętrzną i następnie oddaje pozostałe ciepło źródłu dolnemu. Ponieważ dla obranego czynnika, a niech będzie nim gaz idealny, ciepło możemy wyrazić jako iloczyn ciepła właściwego i temperatury, przeto

$$Q = cT$$

$$Q_o = cT_o$$

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_o}{Q} = 1 - \frac{cT_o}{cT} = 1 - \frac{T_o}{T} \quad (2)$$

Carnot podaje, że im większa jest różnica temperatur pomiędzy źródłami, tym większą część ciepła można będzie na pracę zamienić. Znaczy to, że ciepło do obiegu powinniśmy pobierać przy temperaturze możliwie najwyższej, — a oddawać — przy możliwie najniższej.

Na drodze rozważań o odwracalności i nie odwracalności, *Carnot* stworzył pojęcie najdoskonalszego obiegu, noszącego jego imię, posługującego się dwiema izotermami i dwiema adiabatami.

Należy się wobec tego spodziewać, że wszystkie inne obiegi, które moglibyśmy zastosować, będą obiegami mniej sprawnymi i tym mniej sprawnymi, im bardziej odbiegają od obiegu *Carnota*.

Przystąpmy do sporządzenia wzorcowego obiegu *Carnotowskiego*.

Temperatura górnego źródła dla silników wewnętrznego spalania jest ograniczona przez najwyższą wartość opalową mieszanki palnej, względnie przez wytrzymałość smarów i metali w wysokich temperaturach, i dlatego bez trudności możemy ją narysować w postaci izotermy $T_2 = T_{\max}$ na wykresach PV i TS (rys. 1 i 2).

Temperatura dolnego źródła jest również narzucona przez warunki zewnętrzne w postaci temperatury otaczającego powietrza lub wody chłodzącej. Możemy zatem nanieść ją na wykresach PV i TS jako izotermę $T_1 = T_{\min}$.

Ponadto dla uzupełnienia charakterystyki dolnego źródła nanieśmy przeciwprężność atmosfery otaczającej w postaci izobary p_1 .

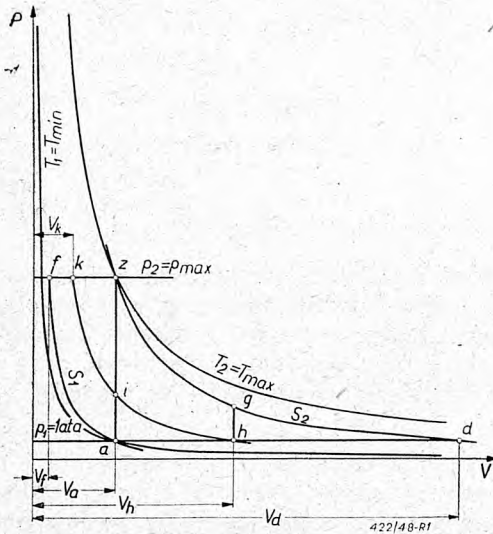
Konieczność posłużenia się czynnikiem gazowym, pośredniczącym, pociąga za sobą warunek przekazania pracy zewnętrznej wykonywanej przez czynnik jakiemuś mechanizmowi. Jedynym sposobem do dziś znanym jest wykorzystanie różnicy ciśnień czynnika powiększającego swą prężność przy podgrzaniu u źródła górnego i rozprężenie go do przeciwcisnienia, panującego przy źródle dolnym.

Wyobraźmy sobie przeto pod naszym wykresem PV układ korbowy z cylindrem i tłokiem, pobierający pracę zewnętrzną i spróbujmy realizować mechanicznie najprostszemu obieg zamknięty.

Do czynnika, który oddał w dolnym źródle ciepło, t. zn. osiągnął temperaturę dolnego źródła (punkt a) zaczniemy przy nieruchomym tłoku (przy stałej objętości V_a) doprowadzać ciepło.

*) Wykład wygłoszony dn. 24/5 1948 r. w Wyższej Szkole Inżynierskiej Maszynowej i Elektrotechnicznej w Pradze Czeskiej.

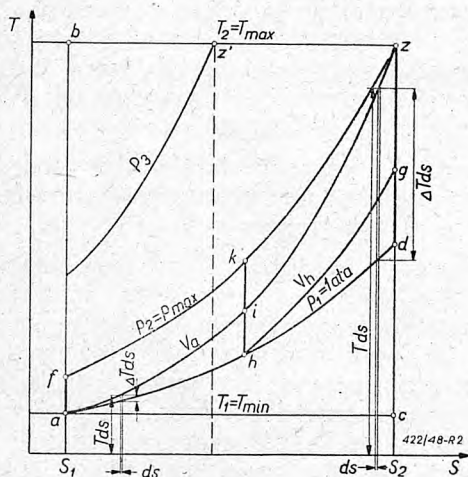
Możemy to sobie uzmysłowić w postaci przyłożenia do cylindra w miejscu głowicy gorącej płytki o temperaturze T_2 , symbolizującej górne źródło ciepła.



Rys. 1. Obiegi teoretyczne silników w układzie PV

W miarę upływu czasu i przejmowania przez czynnik ciepła następuje moment, gdy wyrównują się temperatury, co odnajdujemy na wykresie TS i PV nanosząc izochorę V_a pomiędzy punktami a i z.

W tym miejscu zauważmy, że parametrami konstrukcyjnymi górnego źródła są temperatura i ciśnienie, i wobec tego porównywanie obiegów powinno być dokonywane przy ustalonych wspólnych dla wszystkich wypadków maksymalnych temperatury i ciśnienia obiegu.



Rys. 2. Obiegi teoretyczne silników w układzie TS

Czynnik w punkcie z osiągając temperaturę górnego źródła spręża się do ciśnienia p_2 , które będziemy uważali — za graniczne ze względów wytrzymałościowych naszego silnika i wobec tego stosując do silnika takie czy inne obiegi teoretyczne, potraktujemy p_2 jako p_{max}

W czasie podgrzewania czynnik pobiera z górnego źródła ciepło

$$Q = c_v (T_2 - T_1) \tag{3}$$

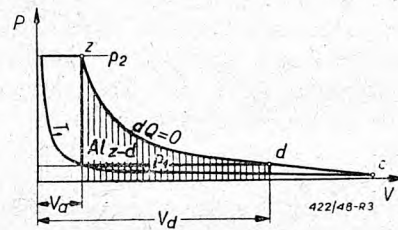
które nagromadził we wzroście swojej energii wewnętrznej.

Dla ułatwienia rozumowania wyobraźmy sobie, że potrafimy jakąś zasuwką doskonale izolującą odgrodzić górne źródło przy cylindrze od jego wnętrza i dokonujemy roboczy suw adiabaticznego rozprężania z punktu z do punktu d.

Widzimy, że dolne źródło nie jest charakteryzowane samą temperaturą, gdyż przeciwprężność ogranicza możliwość wyzyskania całkowitego spadku adiabaticznego aż do temperatury dolnego źródła.

Przy rozprężaniu adiabaticznym kosztem zmniejszenia temperatury, a przez to i energii wewnętrznej zostaje wykonana praca zewnętrzna AL_{z-d} (rys. 3).

$$AL_{z-d} = c_v (T_2 - T_d)$$



Rys. 3. Praca uzyskiwana przy elementarnym obiegu

a miarą jakości wykorzystania ciepła zawartego pierwotnie w czynniku będzie

$$\eta_{\text{adiabaticzna}} = \frac{AL_{z-d}}{c_v T_2} = \frac{c_v (T_2 - T_d)}{c_v T_2} = 1 - \frac{T_d}{T_2} \tag{4}$$

podstawiając wartości z równania adybaty:

$$\eta_{\text{adj}} = 1 - \left(\frac{V_c}{V_d}\right)^{k-1} \tag{5}$$

oznaczając jako stopień rozprężania odwrotność stosunku objętości w nawiasie:

$$\frac{V_d}{V_a} = \varepsilon_r$$

$$\eta_{\text{adj}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_r^{k-1}} \tag{6}$$

widzimy, że sprawność adiabaticzna jest funkcją stopnia rozprężania.

Zmieniamy teraz płytkę gorącą z jej izolowaną przesłonką na płytkę zimną i, wkładając w układ pracę ciśnienia otoczenia, odprowadzamy ciepło do dolnego źródła przy stałym ciśnieniu p_1 pomiędzy punktami d i a, przyczem zamknięcie obiegu nastąpi gdy temperatura czynnika wyrówna się z temperaturą dolnego źródła.

Ilość ciepła pobrana przez dolne źródło:

$$Q_0 = c_v (T_d - T_1) \tag{7}$$

W ten sposób powstaje najprostszy, technicznie możliwy, obieg teoretyczny, którego sprawność wynosi:

$$\eta_{\text{element}} = 1 - \frac{Q_0}{Q} = 1 - \frac{c_p(T_d - T_1)}{c_v(T_2 - T_1)} = 1 - k \frac{\varepsilon_r - 1}{\varepsilon_r^{k-1}} \quad (8)$$

Taki najprostszy obieg był teoretycznym dla silnika w niemieckich bombach latających V1.

Odszukajmy nasz obieg na wykresach TS i PV ; jest kształtu zbliżonego do trójkąta z wierzchołkami w punktach $a - z - d$ i porównajmy go z obiegiem *Carnota*. Widzimy, że w punktach a i z dotyka izoterm oraz wykorzystuje część adiabaty rozprężania.

Jakkolwiek ilość ciepła doprowadzonego do obiegu jest mniejsza o pole $a - b - z$ w porównaniu z obiegiem *Carnota*, to sprawność będzie bardzo mała, gdyż stosunek pola pracy do ciepła uruchomionego jest bardzo niekorzystny.

$$\eta_{\text{element}} = \frac{\text{pole}(a - z - d)}{\text{pole}(s_1 - a - z - d - s_2)} \quad (9)$$

Spowodowane jest to tym, że doprowadzenie ciepła, wbrew zaleceniu *Carnota*, zaczynamy przy niskiej temperaturze czynnika, w szczególności przy początku jego doprowadzania.

Dla przykładu weźmy element obiegu w pobliżu S_1 — widać, że w tym obszarze $\frac{\Delta T ds}{T ds}$ stosunek

wyrażający ilość ciepła zamienionego na pracę, do ciepła doprowadzonego, jest znacznie mniejszy, niż w obszarze zbliżonym do S_2 . (p. rys. 2).

Spróbujmy wobec tego dostarczać ciepło w inny sposób, a mianowicie przy stałym ciśnieniu. Wykonalibyśmy tę operację tak, że po usunięciu zimnej płytki przystawilibyśmy nasze gorące źródło, ale oddzielone przesłonką izolacyjną i pobierając pracę z koła zamachowego, przy równoczesnym wydłużeniu w tym kierunku skoku silnika, prowadzimy sprężanie z punktu a po adjabacie obiegu *Carnota*, aż do osiągnięcia w punkcie f dozwolonego przez konstrukcję ciśnienia p_{max} . Teraz wyciągamy izolującą przesłonkę i doprowadzamy ciepło na drodze $f - z$ przy stałym ciśnieniu.

Dochodzimy w ten sposób do obiegu *Joule'a* — silnika powietrznego określonego polem $a - f - z - d$.

Obieg ten, w porównaniu z elementarnym poprzednim, wymaga więcej ciepła, o pole $a - f - z$, jednak cała ta nadwyżka ciepła bardzo się nam opłaca, gdyż pobranie ciepła z górnego źródła odbywa się przy mniejszej różnicy temperatur między źródłem a czynnikiem (dostarczamy ciepło przy wyższej temperaturze), a przeto stosunki są dla całego

obiegu $\frac{\Delta T ds}{T ds}$ teoretycznie jednakowe.

Przy porównaniu z obiegiem *Carnota* widzimy, że obieg *Joule'a* pokrywa się z częściami obu adiabat i różni się głównie tym, że wymiana ciepła nie jest izotermiczną, a przy stałym ciśnieniu.

Przy okazji możemy zauważyć, że w obiegu *Joule'a*, przy zachowaniu tych samych temperatur

górnego i dolnego źródła — zwiększenie spadku ciśnienia znakomicie poprawia sprawność. Naprzykład, gdybyśmy się nie ograniczyli ciśnieniem p_2 , ale uczynili $p_{\text{max}} = p$ — (jak widać z rys. 2) — sprawność wzrosłaby nam znacznie.

Na podstawie rozważonych dwu obiegu dochodzimy do wniosku, że poza stopniem rozprężania, decydujący wpływ na sprawność teoretyczną ma sposób doprowadzania ciepła, przyczym doprowadzenie ciepła przy stałym ciśnieniu jest bardziej zbliżonym do obiegu *Carnota* i wobec tego powoduje, w porównaniu do obiegu z doprowadzaniem ciepła przy stałej objętości, wzrost zarówno sprawności teoretycznej, jak i mocy silnika.

Sprawność obiegu *Joule'a* wyrazi się:

$$\eta_{\text{J}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (10)$$

przyczym dzięki właściwościom adiabaty stopień sprężania $\varepsilon_s = \frac{V_a}{V_f}$ będzie równy stopniowi rozprężania

$$\varepsilon_r = \frac{V_d}{V_a}$$

$$\varepsilon_s = \varepsilon_r = \varepsilon$$

Postarajmy się odszukać na tle naszych dotychczasowych wykresów i rozważań obieg *Otto* *).

Wiemy, że w tym wypadku rezygnujemy ze sporej części adiabaty rozprężania, prowadząc ją nie do punktu d przeciwprężności, a ograniczamy się punktem g , od którego zaczynamy odprowadzać ciepło przy stałej objętości do punktu h .

Ponieważ obieg ten ma właściwość, że stopień sprężania równy jest stopniowi rozprężania, przeto nie osiągnąwszy temperatury dolnego źródła musimy zacząć sprężać czynniki według właściwej temu obiegowi adiabaty sprężania (nie zawsze pokrywającej się z adiabatą obiegu *Carnota*) — do punktu i — poczem doprowadzamy ciepło na drodze $i - z$ przy stałej objętości.

Porównyując z obiegiem *Carnota*, stwierdzamy, że w naszym szczególnym wypadku obieg *Otto* pokrywa się z niewielką częścią jednej adiabaty, a wymiana ciepła z dolnym źródłem odbywa się przy wielkiej różnicy temperatur; możnaby również stwierdzić, że obieg *Otto* zawsze nie wykorzystuje dolnego źródła.

W porównaniu z pierwszym technicznie elementarnym obiegiem straciliśmy pole $g - d - h$, które przesunęło się z pola pracy użytecznej do pola strat, ale równocześnie pozbyliśmy się lewej części wykresu TS , która, jak już o tym mówiliśmy, odznacza się małą sprawnością.

Ilość ciepła użyta w tym obiegu w porównaniu z obiegiem *Joule'a* jest znacznie mniejsza i wobec tego moc uzyskiwana w obiegu *Otto* z kilograma czynnika będzie odpowiednio zmniejszona.

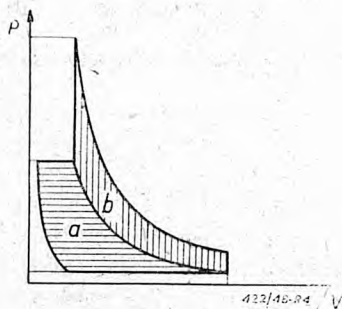
*) Muszę zaznaczyć, że poddałszy rozważaniu pewien szczególny wypadek, w którym dolne i górne źródła powiązane są wspólną zochorą. Tym niemniej przebieg naszego rozważania obowiązuje przy wszystkich innych wzajemnych ustosunkowaniach źródeł ciepła.

Ponieważ zmniejszyliśmy w porównaniu z obiegiem *Joule'a* stopień rozprężania i doprowadzamy ciepło przy stałej objętości, wobec tego sprawność obiegu *Otto* będzie, przy tych samych warunkach górnego źródła, mniejszą od silnika powietrznego.

Jakkolwiek wyrażenie na sprawność w zależności od stopnia rozprężania (lub sprężania) ma tę samą postać matematyczną:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.1)$$

zarówno dla obiegu *Joule'a* (10) tak i *Otto*, to z rozważań które przeprowadziliśmy widać, że porównywanie tych obiegu tylko na podstawie wzorów na sprawność nie ma podstaw, bo przy równych stopniach rozprężania — warunki górnych źródeł są zupełnie odmienne (p. rys. 4).



Rys. 4. Porównanie obiegu *Joule'a* i *Otto* o tym samym stopniu sprężania

a — obieg *Joule'a*
b — obieg *Otto*

Jak się przedstawi obieg *Diesela*?

Przedłużmy poprostu krzywą sprężania $h - i$ obiegu *Otto* aż do osiągnięcia granicznego ciśnienia p_{\max} w punkcie k .

Ciepło doprowadzimy przy stałym ciśnieniu i wobec tego obieg powinien być sprawniejszy od *Otto*.

Tak jest w rzeczywistości, gdyż całe zwiększone ciepło w postaci pola $i - k - z$ zostaje zamienione na pracę.

Skąd wobec tego wziął się pogląd, że silnik o obiegu *Diesela* jest mniej sprawny od silnika *Otto*?

Poprostu przez mechaniczne porównanie wzorów na sprawność, wyrażoną jako funkcja stopnia sprężania,

podczas gdy powinniśmy porównać je dla tego samego stopnia rozprężania.

Jeżeli przepisujemy wzór dla obiegu *Diesela* w funkcji stopnia rozprężania

$$\eta_{iD} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_r^{k-1}} \left[\frac{1}{k} \cdot \frac{\varphi^k - 1}{\varphi^k - \varphi^{k-1}} \right] \quad (12)$$

gdzie

$$\varepsilon_r = \frac{V_h}{V_a}$$

i

$$\varphi = \frac{V_a}{V_k}$$

i porównamy ze sprawnością obiegu *Otto*:

$$\eta_{iO} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_r^{k-1}}$$

to widać że

$$\eta_{iD} > \eta_{iO}$$

gdyż wyraz w nawiasie, różniący te wzory

$$\left[\frac{1}{k} \cdot \frac{\varphi^k - 1}{\varphi^k - \varphi^{k-1}} \right] < 1$$

jest mniejszy od jedności.

Zauważmy, że stopień rozprężania w silniku *Diesela* zależy od obciążenia.

Reasumując stwierdzamy:

1. Porównywanie obiegu teoretycznych może się odbywać przy ustaleniu parametrów przynajmniej górnego źródła ciepła, t. zn. p_{\max} i T_{\max} .

2. Doprowadzanie ciepła do obiegu przy stałym ciśnieniu, jako bliższe izotermy obiegu *Carnota*, jest doskonalszym od doprowadzania ciepła przy stałej objętości.

3. Obieg *Otto* jest obiegiem mało sprawnym, gdyż sposób doprowadzenia ciepła jest bardzo oddalony od obiegu *Carnota*.

4. Obieg *Diesela* jest obiegiem sprawniejszym od obiegu *Otto*.

5. Obiegiem najbardziej zbliżonym do obiegu *Carnota* jest obieg *Joule'a* i wobec tego jest, z technicznie obecnie możliwych, najsprawniejszym i wywołującym największą moc z kilograma użytego czynnika.

6. Wogóle obieg teoretyczny jest tym sprawniejszy, im przy wyższym ciśnieniu doprowadzamy ciepło.

DO PRENUMERATORÓW PORADNIKA TECHNICZNEGO MECHANIK!

Administracja Wydawnictw Książkowych IW SIMP zwraca się z uprzejmą prośbą do Prenumeratorów **Poradnika technicznego Mechanik**, o wyraźne podawanie na odcinkach przekazów pocztowych i blankietów PKO przeznaczenia wpłaty, tj. tytułu i Nr tomu poradnika, na który wpłata została dokonana.

Dokładne podawanie tytułu wpłaty jest konieczne, ponieważ Instytut Wydawniczy SIMP wydaje równocześnie „*Poradnik techniczny Mechanik*” oraz „*Poradnik rzemieślnika-mechanika*”, na które to dzieła została również ogłoszona przedpłata.

Ponadto w obecnej chwili w druku znajduje się tom I i tom IV „*Poradnika technicznego Mechanik*”, a w najbliższych tygodniach rozpocznie się druk pierwszej części II tomu, obejmującej materiałoznawstwo.

Dokładne wypełnienie blankietów zmniejsza prawdopodobieństwo popełnienia omyłek przy ekspedycji zeszytów **Poradnika**, a tym samym zapobiega zniszczeniu zeszytów w czasie dwukrotnej przesyłki pocztowej.

Administracja Wydawnictw Książkowych IW SIMP.

Analityczne wzory do wykresów charakterystyki gaźnikowych silników samochodowych

Inż. mech. ADAM MINCHEJMER

Postać zewnętrznej charakterystyki gaźnikowego silnika samochodowego. Zastosowanie charakterystyki silnika. Wskaźniki elastyczności i zakresu obrotów. Ogólne wymagania stawiane analitycznym wzorom do wykresów charakterystyki. Wzory spełniające wszystkie warunki. Uproszczone wzory do charakterystyk. Warunki prawidłowości wzorów 2-go stopnia. Kryterium oceny uproszczonych wzorów. Analiza uproszczonych wzorów. Tok obliczeń. Wnioski.

Postać zewnętrznej charakterystyki silnika samochodowego.

Charakterystyką zewnętrzną silnika samochodowego nazywamy wykres, przedstawiający w funkcji szybkości obrotów, największe wartości momentu obrotowego i mocy, rozwijane przez dany silnik.

Urządzenia służące do pomiaru mocy silnika, a więc hamulce hydrauliczne, hydrauliczno-elektryczne lub elektryczne, pozwalają jedynie na pomiar momentu obrotowego. Wykres momentu jest więc wykresem wyników, uzyskanych bezpośrednio z pomiarów. Wykres mocy uzyskuje się drogą przeliczenia na podstawie wzoru:

$$N_e = \frac{M_e \cdot n}{716,2} \quad (1)$$

w którym N_e — oznacza efektywną moc w koniach mechanicznych, M_e — efektywny moment obrotowy w kGm, n — szybkość obrotów na minutę.

Wykres momentu pozwala poza tym zbudować wykres średniego ciśnienia efektywnego p_e , które charakteryzuje proces pracy silnika i pozwala na porównywanie między sobą silników o różnych mocach i obrotach. Średnie ciśnienie efektywne przeliczane jest na podstawie wzorów:

dla silników 4-suwowych

$$p_e = 1,256 \frac{M_e}{V_l} \quad (2a)$$

dla silników 2-suwowych

$$p_e = 0,628 \frac{M_e}{V_l}$$

gdzie p_e — ciśnienie efektywne w kg/cm^2 , a V_l — pojemność skokowa silnika w litrach.

Wykres średniego ciśnienia efektywnego ma kształt podobny do wykresu momentu, a za tym oba te wykresy można przedstawiać tą samą linią dając dwie różne skale dla rzędnych wykresu: jedną M_e , a drugą p_e .

Dla oceny ogólnej sprawności silnika przy pomiarze jego mocy (ściślej mówiąc momentu obrotowego), wykonuje się równocześnie pomiar ilości zużywanego paliwa. Zmierzona może być ilość paliwa zużywanego w litrach na godzinę i wykres tak zmierzzonego zużycia może być dodatkowo naniesiony na charakterystykę. Znając ciężar właściwy paliwa i przeliczając zużycie w stosunku do rozwijanej mocy, wykonuje się wykres jednostkowego zużycia g_e

w gramach na konio godzinę oraz wykres sprawności ogólnej silnika, wyliczonej na podstawie wzoru

$$\eta_o = \frac{632 \cdot 10^3}{W_u \cdot g_e} \quad (3)$$

gdzie W_u oznacza wartość opałową paliwa w kcal/kg .

Charakterystyka zewnętrzna gaźnikowego silnika samochodowego wykazuje dwie ważne właściwości: wykres momentu posiada maksimum przy pewnych średnich obrotach, a wykres mocy maksimum przy pewnych dużych obrotach silnika. Spadek momentu przy wzroście obrotów uwarunkowany jest zmniejszaniem się współczynnika napełnienia cylindrów wskutek wzrostu oporów przepływu mieszanki paliwowej w przewodach ssących oraz wzrostem strat tarcia wskutek wzrostu sił masowych. Spadek momentu przy wzroście obrotów powoduje to, że moc silnika wzrasta tylko do pewnych obrotów, a następnie również zaczyna opadać. Spadek momentu przy spadku obrotów poniżej przeciętnych uwarunkowany jest również pogorszeniem się napełniania, ponieważ maleje udział czynnika „dynamicznego doładowania“ i ponieważ wobec dość długiego okresu otwarcia zaworu ssącego po przejściu tłoka poza dolny martwy punkt zaczyna się wytlaczanie z powrotem pewnej ilości mieszanki. Poza tym pogarszają się warunki wymieszania paliwa z powietrzem i wzrastają straty ciepłe wobec dłuższego okresu stykania się gorących spalin z chłodzonymi ściankami głowicy i tulei.

Omawiany kształt krzywej wykresu momentu wykazuje bardzo cenną zaletę silnika samochodowego — jego stateczność pracy oraz zdolności do samoczynnego dostosowywania szybkości jazdy do zmiennych oporów. Praca silnika przestaje być stateczną gdy jego obroty spadną poniżej obrotów, przy których występuje maksymalny moment obrotowy.

Na rysunku 1 podany jest schematyczny wykres momentu i mocy silnika samochodowego. Zastosowane są następujące oznaczenia:

N_N — maksymalna moc,

M_N — moment obrotowy przy maksymalnej mocy,

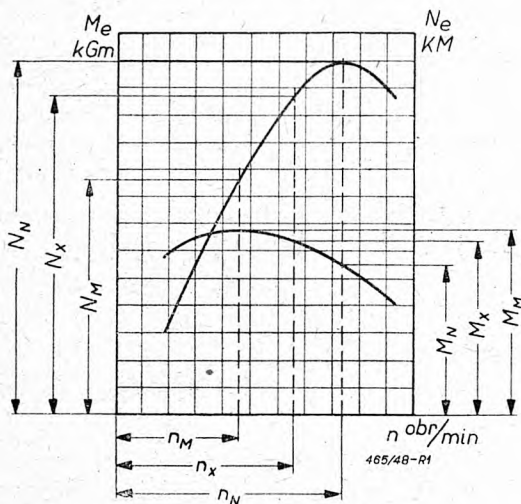
M_M — maksymalny moment obrotowy,

N — moc przy maksymalnym momencie obrotowym,

n_N — obroty przy maksymalnej mocy,

n_M — obroty przy maksymalnym momencie obrotowym,

n_x — obroty bieżące (bieżąca odcięta wykresów),
 N_x i M_x — moc i moment przy obrotach n_x .



Rys. 1. Schematyczna postać zewnętrznej charakterystyki gaźnikowego silnika samochodowego.

Zastosowanie charakterystyki silnika.

Charakterystyka silnika, zwłaszcza uzupełniona wykresem jednostkowego zużycia paliwa g_v pozwala na pełną ocenę właściwości silnika. Wykres momentów potrzebny jest do opracowywania charakterystyki dynamicznej samochodu, doboru przełożeń i obliczeń wytrzymałościowych mechanizmów napędowych. Wartość maksymalnej mocy pozwala ocenić maksymalne wyczyny samochodu. Wykres jednostkowego zużycia paliwa, wykonywany zazwyczaj dla różnych stopni wyzyskania mocy i momentu silnika, pozwala wyznaczyć najbardziej ekonomiczne warunki eksploatacji samochodu.

Charakterystyka silnika pozwala poza tym obliczyć dwa ważne parametry określające właściwości silnika:

wskaźnik (parametr) elastyczności

$$\alpha = \frac{M_M}{M_N} \quad (\alpha > 1)$$

oraz

wskaźnik (parametr) zakresu obrotów użytecznych

$$\beta = \frac{n_M}{n_N} \quad (\beta < 1)$$

Wymagania stawiane analitycznym wzorom charakterystyki.

W praktyce bardzo często wylania się potrzeba posługiwania się analitycznym wzorem dla krzywych momentu i mocy. Wzory te są potrzebne przy obliczaniu nowo konstruowanego wozu i dobieraniu do niego nowego silnika oraz przy opracowywaniu charakterystyki dynamicznej istniejącego samochodu, do którego brak charakterystyki silnika i znane są jedynie z danych katalogowych N_N , M_M , n_N i n_M lub nawet tylko N_N i n_N .

Wzory takie budowane są zazwyczaj w postaci:

$$M_x = M_N f_1(n_x) \quad \dots \quad (4a)$$

$$M_x = M_M f_2(n_x) \quad \dots \quad (4b)$$

$$N_x = N_N f_3(n_x) \quad \dots \quad (4c)$$

Bardziej ogólne znaczenie posiadają jednak wzory ujmujące zależności między poszczególnymi wskaźnikami - proporcjami, którymi są:

wskaźnik momentu obrotowego $K_M = \frac{M_x}{M_N}$

wskaźnik mocy $K_N = \frac{N_x}{N_N}$

wskaźnik obrotów $x = \frac{n_x}{n_N}$

Wzory przybierają wówczas postać:

$$K_M f_4(x) \quad \dots \quad (5a)$$

$$K_N f_5(x) \quad \dots \quad (5b)$$

Współczynnikami w tych wzorach są parametry α i β . Między wzorami (5a) i (5b) przy uwzględnieniu zależności (1) istnieje następujący związek:

$$K_N = \frac{N_x}{N_N} = \frac{\frac{M_x \cdot n_x}{716.2}}{\frac{M_N \cdot n_N}{716.2}} = \frac{M_x \cdot n_x}{M_N \cdot n_N} = K_M \cdot x \quad \dots \quad (6)$$

Wprowadzenie wskaźników momentu i mocy ułatwia analizę matematyczną wzorów, pozwala na porównywanie ze sobą silników różnych wielkości oraz na opracowanie znormalizowanych „ślepych charakterystyk”.

Krzywe analityczne, które mają zastąpić rzeczywiste wykresy charakterystyki powinny posiadać następujące właściwości:

1. przy odciętych n_N i n_M przechodzić przez punkty M_N i M_M oraz N_N i N_M .
2. przy odciętej n_N krzywa mocy musi mieć maksimum,
3. przy odciętej n_M krzywa momentu musi mieć maksimum.

Równania wskaźnikowe (parametrowe) (5a) i (5b) i ich pochodne powinny więc spełniać następujące warunki:

$$K_M = \frac{M_N}{M_N} = 1 \quad \dots \quad (7a)$$

$$K_M = \frac{M_M}{M_N} = \alpha \quad \dots \quad (7b)$$

$$K'_M = 0 \text{ (maksimum)} \quad \dots \quad (7c)$$

$$K_N = \frac{N_N}{N_N} = 1 \quad \dots \quad (7d)$$

$$K'_N = 0 \text{ (maksimum)} \quad \dots \quad (7e)$$

Warunek (7d) jest zawsze spełniony równocześnie z warunkiem (7a) wobec istnienia zależności (6).

Gdy krzywa momentu przechodzi przy $n_x = n_M$ lub $x = \beta$ przez punkt M_M (warunek 7b), to krzywa mocy przechodzi przez punkt N_M , co wynika z istnienia zależności (1).

Wzory spełniająca wszystkie warunki.

Wszystkie powyższe warunki mogą być spełnione, gdy równanie krzywej momentu jest parabolą trzeciego stopnia i krzywej mocy parabolą czwartego stopnia.

Równania wskaźnika momentu i wskaźnika mocy mogą być przedstawione w następującej postaci:

$$K_M = \alpha + A(x - \beta)^2 - B(x - \beta)^3 \quad (8a)$$

$$K_N = x \cdot K_M = x [\alpha + A(x - \beta)^2 - B(x - \beta)^3] \quad (8b)$$

a ich pochodne w postaci:

$$K'_M = 2A(x - \beta) - 3B(x - \beta)^2 = (x - \beta) [2A - 3B(x - \beta)] \quad (9a)$$

$$K'_N = K_M + x K'_M = \alpha + A(x - \beta)^2 - B(x - \beta)^3 + x(x - \beta) [2A - 3B(x - \beta)] \quad (9b)$$

Sama postać tych równań zapewnia spełnienie warunków (7b) i (7c), a współczynniki A i B można wyrazić w zależności od parametrów α i β tak, aby zostały spełnione warunki (7a) i (7e).

Podstawiając na x w równaniach (8a) i (9b) wartość 1 otrzymamy zależności:

$$\alpha + A(1 - \beta)^2 - B(1 - \beta)^3 = 1 \quad (10a)$$

$$\alpha + A(1 - \beta)^2 - B(1 - \beta)^3 + (1 - \beta) [2B - 3B(1 - \beta)] = 0 \quad (10b)$$

Rozwiązując układ tych dwóch równań znajdziemy:

$$A = \frac{(1 - \beta) - 3(\alpha - 1)}{(1 - \beta)^2}$$

$$B = \frac{(1 - \beta) - 2(\alpha - 1)}{(1 - \beta)^3}$$

Równania wskaźników przybierają więc ostateczną postać

$$K_M = \alpha + [(1 - \beta) - 3(\alpha - 1)] \left(\frac{x - \beta}{1 - \beta} \right)^2 - [(1 - \beta) - 2(\alpha - 1)] \left(\frac{x - \beta}{1 - \beta} \right)^3 \quad (11)$$

$$K_N = x \left\{ \alpha + [(1 - \beta) - 3(\alpha - 1)] \left(\frac{x - \beta}{1 - \beta} \right)^2 - [(1 - \beta) - 2(\alpha - 1)] \left(\frac{x - \beta}{1 - \beta} \right)^3 \right\} \quad (12)$$

*) Zagadnienie to poruszone zostało w zeszycie 9/48 czasopisma „Awtomobilnaje Promyslenność“ przez Kandydata Techn. nauk. S. R. Lejdermana. Artykuł niniejszy stanowi analizę i rozwinięcie wywodów zawartych w artykule S. R. Lejdermana.

W postaci rozwiniętej, po zastąpieniu parametrów danymi charakterystyki, równanie krzywej momentu przedstawia się następująco:

$$M_x = M_M + \frac{M_N \frac{n_N - n_M}{n_N} - 3(M_M - M_N)}{(n_N - n_M)^2} (n_x - n_M)^2 - \frac{M_N \frac{n_N - n_M}{n_N} - 2(M_M - M_N)}{(n_N - n_M)^3} \cdot (n_x - n_M)^3 \quad (13)$$

Dla wykreślenia krzywej mocy najważniejszą jest zależność (1):

$$N_x = \frac{M_x n_x}{716.2}$$

Znając więc wszystkie charakterystyczne wielkości silnika: M_M , N_N , n_M i n_N , można ustalić równania analitycznych krzywych dostatecznie zgodnych z rzeczywistymi wykresami charakterystyki.

Przy posługiwaniu się omówionymi wzorami (11) lub (12) trzeba zwrócić uwagę na szczególny przypadek, gdy $\alpha = \frac{4 - \beta}{3}$, ponieważ wówczas współczynnik przy wyrazie 2-go stopnia staje się równy zero, a krzywa momentu ma w punkcie M_M nie maksimum, ale punkt przegięcia. Wzór (11) trzeba wówczas używać w postaci:

$$K_M = \alpha \pm \frac{1}{27(\alpha - 1)^2} (x - \beta)^3$$

stosując znak $+$ dla wartości $x < \beta$ i znak $-$ dla wartości $x > \beta$.

Uprozczone wzory.

W literaturze technicznej często spotykamy się z dążeniami wyrażenia krzywej momentu obrotowego silnika parabolą drugiego stopnia*). Dążenie takie jest w pełni uzasadnione, ponieważ upraszcza obliczanie wielkości, które i tak mają wartość przybliżoną. Poza tym przy analitycznym ustalaniu właściwości dynamicznych pojazdu poszukuje się punktów przecięcia krzywej momentu z krzywą oporów jazdy. Prowadzi to do rozwiązywania układu dwóch równań, co w wypadku równania trzeciego stopnia jest utrudnione.

Rozważmy w pierwszym rzędzie w jakich wypadkach równanie drugiego stopnia dla krzywej momentu obrotowego jest „dokładne“ w tym znaczeniu, jak są dokładne wyprowadzone poprzednio równania (11), (12) i (13). Równania te zamieniają się na dokładne równania drugiego stopnia, gdy współczynniki przy wyrazach trzeciego stopnia stają się równe zero. Spełnione to zostaje w przypadkach gdy:

$$(1 - \beta) - 2(\alpha - 1) = 0$$

$$\text{czyli } (\alpha - 1) = \frac{1 - \beta}{2} \text{ lub } \alpha = \frac{3 - \beta}{2} \quad (14)$$

albo też:

$$M_N \frac{n_N - n_M}{n_N} - 2(M_M - M_N) = 0$$

czyli

$$M_M = M_N \frac{3n_N - n_M}{2n_N} \quad (15)$$

Wynika stąd, że równania drugiego stopnia dla krzywej momentu będą „dokładne” tylko dla takich silników, których parametry spełniają powyższe warunki (14) i (15). Krzywe momentu (a za tym i mocy) wykreślone według takich wzorów dla silników, których parametry nie spełniają tych warunków, będą w mniejszym lub większym stopniu odchylały się od krzywych trzeciego stopnia, opartych na tych parametrach i od rzeczywistych wykresów charakterystyk.

Tablica I zawiera zestawienie charakterystycznych danych dla różnych silników samochodowych z zaznaczeniem w jakim stopniu ich parametry odbiegają od związku wyrażonego wzorem (14). Widzimy, że wskaźniki charakteryzujące silniki wahają się w dość szerokich granicach ($1,1 < \alpha < 1,4$; $0,35 < \beta < 0,65$), a odchylenia elastyczności od warunku (14) sięga $\pm 10\%$. Silników, dla których wzory 2-go stopnia dają wykresy „dokładne”, jest w rzeczywistości bardzo mało.

Dla stworzenia kryterium dla oceny różnych wzorów drugiego stopnia, spotykanych w literaturze, wyznaczmy „dokładną” postać równań uproszczonych, podstawiając do współczynników równania (11) raz parametr α , a drugi raz parametr β w zależności od wzoru (14). Otrzymamy wówczas:

$$K_M = \alpha - (\alpha - 1) \left(\frac{x - \beta}{1 - \beta} \right)^2 \quad (16)$$

lub

$$K_M = \frac{3 - 4\beta}{2(1 - \beta)} + \frac{\beta}{1 - \beta} x - \frac{1}{2(1 - \beta)} x^2 \quad (17)$$

Analiza uproszczonych wzorów.

Wzór L. W. Klimienko.

Najbardziej uproszczonym wzorem spotykanym w literaturze jest wzór L. W. Klimienko, który ma postać:

$$N_x = \frac{N_M \cdot n_x}{n_M} \left[1 - \frac{n_x - n_M}{(n_N - n_M)(3n_N - n_M)} \right] \quad (18)$$

Zastosowanie jego jest możliwe, gdy znane są obroty przy maksymalnej mocy i maksymalnym momencie oraz wartość maksymalnego momentu. Krańcowość jego uproszczenia polega na tym, że wzór dla mocy jest stopnia drugiego, a więc wynikający z niego wzór dla momentu jest linią prostą.

Wprowadzając parametry α i β i odpowiednio przekształcając dochodzimy do następującej postaci wzorów na wskaźniki momentu i mocy:

$$K_M = \alpha - \frac{\alpha}{3 - \beta} \cdot \frac{x - \beta}{1 - \beta} \quad (19a)$$

$$K_N = x \left(\alpha - \frac{\alpha}{3 - \beta} \cdot \frac{x - \beta}{1 - \beta} \right) \quad (19b)$$

Tablica I

Zestawienie danych charakterystycznych różnych silników samochodowych (według katalogów).

MARKA i TYP	Rodzaj samochodu	Moc maksymalna N_N	Momenty obrotowe		Obroty silnika $\frac{n_M}{n_N}$ obr/min	Wskaźnik elastyczności α	Wskaźnik zakresu obrotów β	Procent. odchyl. elastyczn. od zależn. $\alpha = \frac{3-\beta}{2}$ %
			$\frac{M_M}{M_N}$ KGm	$\frac{M}{M_N}$				
Morris Minor 919 cm ³	osob.	27	5,85 4,4	2400 4400	1,33	0,548	+8,5	
Ford V8 Canada	cięż.	95	24,25 17,8	1850 3800	1,36	0,480	+8,0	
GAZ M1	osob.	50	17 12,8	1500 2800	1,33	0,536	+7,8	
Citroën 6 cyl.	76	19 14,3	2000 3800	1,33	0,526	+7,5	
Standard Vanguard	69	15,3 11,8	2900 4200	1,297	0,548	+6,0	
Singer 9 HP	35	6,65 5,22	2800 4800	1,28	0,585	+6,0	
Morris Oxford	41	9,3 7	2000 4200	1,33	0,478	+5,3	
Buick 60—38	142	36,5 28,5	2000 3600	1,28	0,565	+5,2	
GAZ AA	cięż.	40	16,75 13	1200 2200	1,29	0,545	+5,0	
KIM 10	osob.	30	7 5,35	2000 4000	1,308	0,500	+4,6	
Daimler Benz 170V	38,5	10,1 7,68	1800 3500	1,29	0,515	+4,0	
Pobieda M 20	50	13 9,85	1600 3600	1,31	0,445	+3,3	
Citroën 4 cyl.	56	12,15 9,42	2000 4250	1,29	0,470	+2,0	
Wolseley 50	51	9,75 8,3	2900 4400	1,18	0,660	+1,5	
Star 20	cięż.	92	26,6 22	1800 3000	1,21	0,600	0	
Tatra 4 cyl.	osob.	25	6,45 5,27	1900 3400	1,22	0,560	0	
Sunbeam Talbot „80”	47,7	8,4 7,11	3000 4800	1,18	0,625	-0,4	
Austin A 40	40,1	7,8 6,54	2600 4400	1,193	0,589	-1,0	
Ford 4 cylindr. „Anglia”	23,4	5,03 4,2	2300 4000	1,2	0,575	-1,2	
Chevrolet Canada	cięż.	86	23,4 18,1	1200 3400	1,295	0,353	-2,2	
Bristol 400	sport.	85	15,2 13,5	3000 4500	1,12	0,670	-3,1	
Rover 60	osob.	52,8	11,2 9,96	2400 3800	1,124	0,632	-5,0	
Chevrolet Master	85	23,5 19,5	1400 3200	1,21	0,428	-5,6	
Tatra V8	72	15,3 13,2	2300 3800	1,116	0,605	-6,1	
Jaguar	sport.	160	26,8 23	2500 5000	1,17	0,500	-6,5	
Ford V 8 „Pilot” (angielski)	osob.	85	20,8 17,3	1500 3500	1,2	0,420	-6,8	
Dodge 3770 cm ³	cięż.	93,5	24,3 20,9	1600 3200	1,16	0,500	-7,0	
Moskwicz	osob.	23	5,5 4,85	1800 3400	1,13	0,530	-8,2	
Daimler DB 18	70	16,25 13,9	1600 4200	1,17	0,382	-10,5	
Rover 65	55,8	11,15 10	2000 4000	1,115	0,500	-10,8	

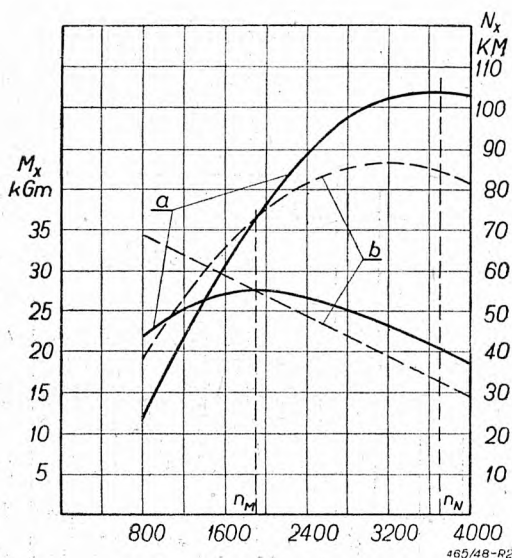
Równanie to spełnia warunek (7b), podstawiając bowiem na x wartości β otrzymujemy $K_M = \alpha$, czyli że prosta momentu wykresu przechodzi przez punkt M_M .

Spełnienie natomiast warunku (7a), czyli $K_M = 1$ możliwe jest tylko gdy

$$\alpha - \frac{\alpha}{3 - \beta} = 1;$$

czyli

$$\alpha = \frac{3 - \beta}{2 - \beta} \quad (20)$$



Rys. 2. Zniekształcenie charakterystyk silnika o wskaźnikach $\alpha = 1,37$ i $\beta = 0,515$ przy zastosowaniu wzoru Klimienko

- a — charakterystyka zniekształcona.
- b — charakterystyka dokładna

Oznacza to, że przy praktycznie spotykanym zakresie obrotów elastyczność musiałaby wynosić $1,6 < \alpha < 1,75$, czyli wartości, które nie są w praktyce spotykane. Na rysunku 2 podane jest zestawienie charakterystyki silnika o parametrach $\alpha = 1,37$ i $\beta = 0,515$; narysowanej linią ciągłą i wykresu wg wzoru Klimienko dla tych samych parametrów, narysowanego linią przerywaną. Prosta momentu odcina na odciętej n_N rzędną $M_x < M_N$. Powoduje

to, że moc przy obrotach n_N jest również mniejsza od N_N .

Dla zorientowania się jakie przesunięcie maksimum wykresu mocy daje wzór Klimienko sprawdzimy jaki znak ma pochodną $K'_N = K_M + x K'_M$ przy wartości $x = 1$. Wykonując obliczenie otrzymujemy:

$$K'_N = \alpha \frac{(1 - \beta)(2 - \beta) - 1}{(3 - \beta)(1 - \beta)}$$

a przeprowadzając

dyskusję zmienności licznika w funkcji β , stwierdzamy, że dla wartości $\beta > 0,3$, a więc występujących w praktyce, $K'_N < 0$, czyli, że maksimum mocy

przesunięte jest w lewo od n_N . Ponieważ linia momentu przebiega stale poniżej rzeczywistego wykresu, maksimum krzywej mocy ma wartość mniejszą od mocy rzeczywistej.

Z rozważań tych wynika, że wzór Klimienko nie ma wartości praktycznej ponieważ daje wykresy znacznie odbiegające od rzeczywistych wielkości, zniekształca je i zupełnie nie uwzględnia najbardziej istotnej właściwości krzywej momentu — jej maksimum przy średnich obrotach silnika.

Wzór Poinse

Jednym z najdawniejszych jest wzór Poinse który ma postać:

$$N_x = \frac{1,5 N_N \cdot n_x}{n_N} \left(1 - \frac{n_x^2}{3 n_N^2} \right) \quad (21a)$$

Uwzględnia on jedynie maksymalną moc silnika. Równania wskaźnikowe wyprowadzone na jego podstawie są następujące:

$$K_N = 1,5 x \left(1 - \frac{1}{3} x^2 \right) \quad (22a)$$

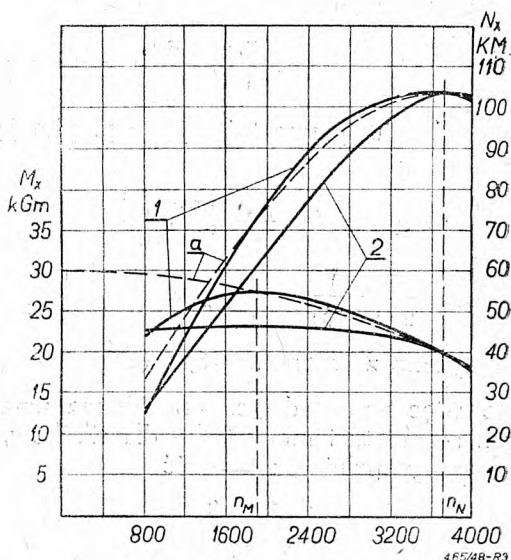
$$K_M = 1,5 - 0,5 x^2 \quad (22b)$$

$$K'_M = -x \quad (22c)$$

$$K'_N = 1,5 - 1,5 x^2 \quad (22d)$$

Spełniają one warunki $K_N = 1$, $K_M = 1$, $K'_N = 0$ przy $x = 1$.

Natomiast maksimum momentu wypada przy $x = 0$, co nie jest zgodne z rzeczywistością.



Rys. 3. Zniekształcenie charakterystyk przy zastosowaniu wzoru Poinse

- 1 — dokładna charakterystyka silnika $\alpha_1 = 1,37$ i $\beta_1 = 0,515$.
- 2 — dokładna charakterystyka silnika $\alpha_2 = 1,15$ i $\beta_2 = 0,515$.
- 3 — wspólna charakterystyka obu silników wg wzoru Poinse

Stosując ten wzór do wykreślenia charakterystyki rzeczywistego silnika o parametrach α i β , otrzy-

mamy krzywe przechodzące przez punkty M_M i N_M tylko, gdy między tymi parametrami istnieje zależność:

$$\alpha = \frac{3 - \beta^2}{2} \quad (23)$$

która wynika z zestawienia wzoru (22b) z wzorem (16). Ponieważ $\beta < 1$ warunek (23) wymaga od silnika większej elastyczności niż warunek

$$\alpha = \frac{3 - \beta}{2}$$

Na rys. 3 podane są liniami ciągłymi charakterystyki dwóch silników o równej mocy: 1 — o parametrach $\alpha_1 = 1,37$ i $\beta_1 = 0,515$ oraz silnika 2 — o parametrach $\alpha_2 = 1,15$ i $\beta_2 = 0,515$. Parametry silnika 1 spełniają zależność (23). Linia przerywaną oznaczone są wykresy wykonane na podstawie wzoru *Poinse*, wspólne dla obu silników. Widzimy, że rozbieżność od wykresu silnika 1 są nieznaczne.

Wzór *Poinse* daje więc wyniki dość zbliżone do rzeczywistych, zwłaszcza jeżeli chodzi o wykres mocy w okolicy maksimum, nie uwzględnia jednak charakterystycznych własności krzywej momentu. Nadaje się więc tylko do przybliżonej analizy krzywej mocy.

Wzory H. Gana i F. L. Chłystowa

Wzór H. Gana:

$$M_x = M_M - \frac{M_M - M_N}{(n_N - n_M)^2} (n_x - n_M)^2 \quad (24)$$

i wzór F. L. Chłystowa

$$N_x = N_N \frac{n_x}{(n_N - n_M)} \left[1,5 - 2 \frac{n_M}{n_N} + \frac{n_M}{n_N} n_x - 0,5 \frac{n_x^2}{n_N^2} \right] \quad (25)$$

po wprowadzeniu parametrów α i β przyjmują postać:

$$K_M = \alpha - (\alpha - 1) \left(\frac{x - \beta}{1 - \beta} \right)^2$$

$$i \quad K_N = \frac{3 - 4\beta}{2(1 - \beta)} + \frac{\beta}{1 - \beta} x - \frac{1}{2(1 - \beta)} x^2$$

czyli identyczne z wzorami (16) i (17).

Są to więc wzory dające prawidłowe przebiegi krzywych momentu i mocy tylko dla silników, których parametry spełniają zależność

$$\alpha = \frac{3 - \beta}{2}$$

Należy obecnie zastanowić się, jakie błędy wynikają przy zastosowaniu wzorów *Gana* i *Chłystowa* do wykresów silników, których parametry nie spełniają powyższej zależności. Pod tym względem wzory te zasadniczo różnią się.

Wzór *Gana* uwzględnia wielkości M_M , M_N , n_M i n_N a więc równocześnie oba parametry α i β . Zadośćuczyni on zawsze warunkom $K_M = 1$; $K_M = \alpha$ przy $x=1$ i $K_M = \beta$ przy $x=\beta$ a jego pochodna warunkowi $K'_M = 0$, co oznacza, że

krzywa momentu obrotowego przechodzi zawsze przez punkty M_N i M_M i posiada w tym punkcie maksimum. Krzywa mocy przechodzi przez punkty N_M i N_N , ale posiada w tym punkcie maksimum tylko gdy

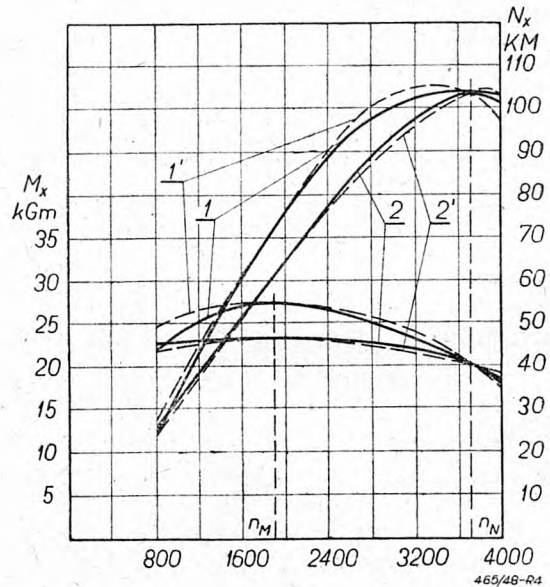
$$\alpha = \frac{3 - \beta}{2} \text{ lub } \alpha - 1 = \frac{1 - \beta}{2}$$

co wynika z zależności:

$$K'_N = K_M + x K'_M = \alpha - (\alpha - 1) \left(\frac{x - \beta}{1 - \beta} \right)^2 - x^2 \frac{(\alpha - 1)}{(1 - \beta)^2} (x - \beta) \quad (26)$$

skąd

$$K'_N = 1 - \frac{2(\alpha - 1)}{1 - \beta} \quad (27)$$



Rys. 4. Zniekształcenie charakterystyk przy zastosowaniu wzoru *Gana*

- 1 — dokładna charakterystyka silnika $\alpha_1 = 1,37$ i $\beta_1 = 0,515$.
- 1' — zniekształcona charakterystyka silnika $\alpha_1 = 1,37$ i $\beta_1 = 0,515$.
- 2 — dokładna charakterystyka silnika $\alpha_2 = 1,15$ i $\beta_2 = 0,515$.
- 2' — zniekształcona charakterystyka silnika $\alpha_2 = 1,15$ i $\beta_2 = 0,515$.

Gdy więc zastosowany zostaje wzór *Gana* dla wykresu charakterystyki silnika, którego parametry nie spełniają powyższego warunku, to maksimum krzywej mocy, przechodzącej przez punkt N_N , ulega przesunięciu w prawo lub w lewo. Gdy $\alpha > \frac{3 - \beta}{2}$

lub $\alpha - 1 > \frac{1 - \beta}{2}$, czyli gdy silnik jest bardziej elastyczny niż przeciętny, to maksimum jest przesunięte w lewo, ponieważ wówczas $K'_N < 0$. Gdy silnik

jest mniej elastyczny, czyli gdy $\alpha < \frac{3-\beta}{2}$ lub $\alpha - 1 < \frac{1-\beta}{2}$, to maksimum przesunięte jest w prawo, ponieważ wówczas $K'_N > 0$.

Na rysunku 4 przedstawione są ciągłymi liniami dokładne wykresy charakterystyk dwóch silników równej mocy o parametrach:

$$\alpha_1 = 1,37 \text{ i } \beta_1 = 0,515 \left(1,37 > \frac{3-0,515}{2} = 1,245 \right)$$

$$\alpha_2 = 1,15 \text{ i } \beta_2 = 0,515 \left(1,15 < \frac{3-0,515}{2} = 1,245 \right),$$

a liniami przerywanymi wykresy dla tych silników, oparte na wzorze *Gana*. Charakter przesunięcia maksimum krzywej mocy pozwala na łatwe wysnuć wniosków, że w każdym wypadku maksymalna moc N_{max} jest zawsze większa od wartości N_N , oraz że ulega zniekształceniu krzywa momentu i staje się ona bardziej wypukłą dla silnika bardziej elastycznego, a natomiast bardziej płaską dla silnika mniej elastycznego.

Ostatecznie stwierdzamy, że wzór *Gana* z dużą dokładnością odzwierciedla przebieg krzywej momentu, podkreślając jedynie dodatkowo charakter elastyczności, natomiast zniekształca wyraźniej krzywą mocy.

Wzór *Chłystowa* bierze pod uwagę wielkości M_N (lub N_N) oraz n_N i n_M , czyli jedynie parametr β . Spełnia on zawsze warunki:

$$1) K_M = 1 \text{ i } K_N = 1$$

ponieważ

$$K_M = \frac{3-4\beta}{2(1-\beta)} + \frac{\beta}{1-\beta} - \frac{1}{2(1-\beta)} = \frac{2-2\beta}{2(1-\beta)} = 1 \quad (28)$$

$$2) K'_M = 0$$

ponieważ:

$$K'_M = \frac{\beta}{1-\beta} - \frac{2\beta}{2(1-\beta)} = 0 \quad (29)$$

$$3) K'_N = 0$$

ponieważ:

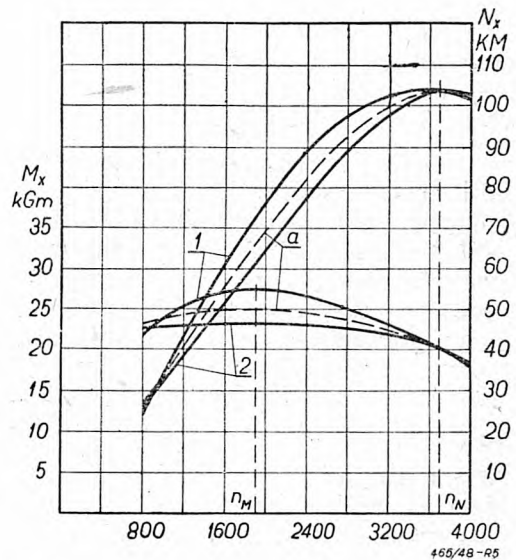
$$K'_N = K_M + K'_M = 1 + \frac{\beta}{1-\beta} - \frac{2}{2(1-\beta)} = \frac{(1-\beta) + (\beta-1)}{1-\beta} = 0 \quad (30)$$

Natomiast

$$K_M = \frac{3-4\beta}{2(1-\beta)} + \frac{\beta^2}{(1-\beta)} - \frac{\beta^2}{2(1-\beta)} = \frac{\beta^2 - 4\beta - 1}{2(1-\beta)} = \frac{3-\beta}{2} \quad (31)$$

co oznacza, że maksimum krzywej momentu przechodzi przez punkt M_M tylko wtedy, gdy $\frac{3-\beta}{2} = \alpha$.

Wzór więc *Chłystowa* daje jednakowe wykresy charakterystyk dla wszystkich silników o tym samym zakresie obrotów β , nie uwzględniając jednak zupełnie różnic elastyczności. Na rys. 5 podane jest zestawienie charakterystyk obu przykładowych silni-



Rys. 5. Zniekształcenie charakterystyk przy zastosowaniu wzoru *Chłystowa*

1 — dokładna charakterystyka silnika $\alpha_1 = 1,37$ i $\beta_1 = 0,515$.

2 — dokładna charakterystyka silnika $\alpha_2 = 1,15$ i $\beta_2 = 0,515$.

a — wspólna charakterystyka dla silników wg wzoru *Chłystowa*

ków 1 i 2 oraz przerywanych krzywych wykreślonych na podstawie wzoru *Chłystowa*. Wzór ten daje dość prawidłowy przebieg krzywych w otoczeniu maksymalnej mocy, znacznie je jednak zniekształca w otoczeniu maksimum momentu.

Wzór *Lejdermana*.

Wzór *Lejdermana* opiera się jedynie na wartościach M_N (N_N) i n_N i dla momentu ma postać:

$$M_x = M_N \left[1 + \frac{n_x}{n_N} - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] \quad (32a)$$

a dla mocy

$$N_x = N_N \left[\frac{n_x}{n_N} + \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_x}{n_N} \right)^3 \right] \quad (32b)$$

Nadając postać wskaźnikową otrzymujemy:

$$K_M = 1 + x - x^2 \quad (33a)$$

$$\text{i } K_N = x + x^2 - x^3 \quad (33b)$$

Wzór *Lejdermana* jest tylko szczególnym przypadkiem wzoru *Chłystowa* przy wartości parametru zakresu obrotów $\beta = 0,5$ i sprowadza wykresy cha-

rakterystyk wszystkich możliwych silników do jednego wykresu dla silnika o parametrach $\alpha = 1,25$ i $\beta = 0,5$, nie dając możliwości należytej analizy właściwości silnika, potrzebnych przy opracowywaniu charakterystyki dynamicznej pojazdu.

Jedyną jego formalną zaletą jest prosta postać, ułatwiająca obliczenia.

Tok obliczeń.

Poszczególne analityczne wzory do wykresów charakterystyk oceniane mogą być również ze względu na łatwość obliczania współrzędnych dla poszczególnych punktów wykresów.

Przy takich obliczeniach należy na wstępie wyznaczyć liczbowe wartości współczynników na podstawie danych charakterystycznych silnika, a właściwe obliczenia ująć w postaci tabelarycznej, przeznaczając pionowe kolumny na poszczególne wartości obrotów (odcięte wykresu), a kolejne poziome wiersze na poszczególne wartości składowe wzoru, umieszczając bezpośrednio po sobie wartości, które są ze sobą sumowane, aby uprościć same obliczenia.

Ponieważ każdy ze wzorów ma dwie postacie — rozwiniętą i parametryczną, należy wybierać taką, która daje największe uproszczenie obliczeń. Stosując postać rozwiniętą nie należy jako zmiennej brać pełnej wartości obrotów, ale $\frac{n_x}{1000}$, aby operować mniejszymi liczbami.

Poniżej zestawione jest wyprowadzenie liczbowych równań ułożonych na podstawie ważniejszych wzorów dla obu przykładowych silników o następujących danych charakterystycznych:

	Silnik 1	Silnik 2	
Moc maksymalna N_N	103,5	103,5	KM
obroty przy mocy maks. n_N	3700	3700	obr/min
moment obrotowy przy n_N — M_N	20	20	kGm
moment obrotowy maks. M_M	27,4	23	kGm
obroty przy momencie maks. n_M	1900	1900	obr/min
wskaznik elastyczności α	1,37	1,15	
wskaznik zakresu obrotów β	0,515	0,515	

Wzór dokładny — parabola 3-go stopnia.

Najdogodniejsza jest postać rozwinięta, choć obliczenie współczynników jest kłopotliwe; wartości liczbowe są następujące:

Silnik 1.

$$M_x = 27,4 - 3,85 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2 + 0,87 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^3$$

Silnik 2.

$$M_x = 23 + 0,2285 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2 - 0,642 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^3$$

W tabelicy II podany jest tabelaryczny przebieg obliczeń dla silnika 1. Celowo dobiera się dla n_x ilości obrotów nie obejmujące wartości n_N i n_M .

Wzór Gana.

Najdogodniejsza jest również postać rozwinięta, dająca następujące wartości liczbowe:

Silnik 1.

$$M_x = 27,4 - 2,29 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2$$

Tablica II
Zestawienie obliczeń do charakterystyki silnika wg wzoru:

$$M_x = 27,4 - 3,85 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2 + 0,87 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^3$$

n_x	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
$\frac{n_x}{1000} - 1,9$	-1,1	-0,7	-0,3	0,1	0,5	0,9	1,3	1,7	2,1
$\left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2$	1,21	0,49	0,09	0,01	0,25	0,81	1,69	2,89	4,41
$\left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^3$	-1,33	-0,343	-0,027	0,001	0,125	0,729	2,197	4,913	9,261
$0,87 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^3$	-1,156	-0,298	-0,023	0	0,108	0,635	1,91	4,27	8,06
$27,4 + 0,87 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^3$	26,244	27,102	27,377	27,4	27,508	28,035	29,31	31,67	35,46
$3,85 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2$	4,66	1,882	0,347	0,038	0,962	3,12	6,52	11,1	17,0
M_x	21,584	25,220	27,03	27,362	26,546	24,915	22,79	20,57	18,46
$N_x = \frac{n_x \cdot M_x}{716,2}$	24,0	42,5	60,4	76,5	89	97,7	101,8	103,4	103,0

Tablica III
Zestawienie obliczeń do charakterystyki silnika wg wzoru:

$$M_x = 27,4 - 2,29 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2$$

n_x	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
$\frac{n_x}{1000} - 1,9$	-1,1	-0,7	-0,3	0,1	0,5	0,9	1,3	1,7	2,1
$\left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2$	1,21	0,49	0,09	0,01	0,25	0,81	1,69	2,89	4,41
$2,29 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2$	2,77	1,12	0,206	0,023	0,574	1,85	3,88	6,63	10,1
$M_x = 27,4 - 2,29 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2$	24,63	26,28	27,394	27,397	26,826	25,55	23,52	20,77	17,3
$N_x = \frac{n_x \cdot M_x}{716,2}$	27,5	44	61,2	76,55	90	100	105	104,2	96,5

Silnik 2.

$$M_x = 23 - 0,926 \left(\frac{n_x}{1000} - 1,9 \right)^2$$

Tablica III zawiera tabelaryczne zestawienie przebiegu obliczeń, które jest prostsze niż w poprzednim wypadku, ponieważ zawiera tylko 5 rubryk zamiast 8.

Wzór Chłystowa

Wygodniejsza do obliczeń jest przekształcona wskaźnikowa postać tego wzoru, która dla obu silników daje wspólne równanie liczbowe:

$$\begin{aligned} M_x &= 20 \left[0,97 + 1,06 \frac{n_x}{3700} - 1,03 \left(\frac{n_x}{3700} \right)^2 \right] = \\ &= 19,4 + 5,73 \frac{n_x}{1000} - 1,5 \left(\frac{n_x}{1000} \right)^2 \end{aligned}$$

Tabelaryczne zestawienie obliczeń w oparciu na tym wzorze zawiera tablica IV — wymaga ono 6 rubryk.

Wzór Lejdermana

Wzór ten w przedstawieniu liczbowym ma bardzo prostą postać, wspólną dla obu silników:

$$M_x = 20 \left[1 + \frac{n_x}{3700} - \left(\frac{n_x}{3700} \right)^2 \right]$$

Przeprowadzanie obliczeń w układzie tabelarycznym wymaga jednak następujących rubryk

n_x , $\frac{n_x}{3700}$, $\left(\frac{n_x}{3700} \right)^2$, $1 + \frac{n_x}{3700} - \left(\frac{n_x}{3700} \right)^2$, M_x i N_x ,

a więc również 6, czyli że zastosowanie tego wzoru nie daje żadnego ułatwienia w stosunku do dokładniejszych wzorów *Gana* lub *Chłystowa*.

Wnioski.

Stosowanie uproszczonych wzorów do wykresów charakterystyki silnika samochodowego jest w pełni uzasadnione, ponieważ przy właściwym doborze wzoru 2-go stopnia dla wykresu momentu obro-

Tablica IV
Zestawienie obliczeń do charakterystyki silnika wg wzoru:

$$M_x = 19,4 + 5,73 \frac{n_x}{1000} - 1,5 \left(\frac{n_x}{1000} \right)^2$$

n_x	800	1200	1600	2000	2400	2800	3200	3600	4000
$\left(\frac{n_x}{1000} \right)^2$	0,64	1,44	2,56	4,0	5,76	7,84	10,24	12,96	16,0
$5,73 \frac{n_x}{1000}$	4,58	6,89	9,16	11,46	13,72	16,0	18,3	20,6	22,9
$19,4 + 5,73 \frac{n_x}{1000}$	23,98	26,29	28,56	30,86	33,12	35,4	37,7	40,0	42,3
$1,5 \left(\frac{n_x}{1000} \right)^2$	0,96	2,16	3,84	6,0	8,64	11,76	15,36	19,44	24
M_x	23,02	24,13	24,72	24,86	24,48	23,64	22,34	20,56	18,3
$N_x = \frac{n_x \cdot M_x}{716,2}$	25,6	40,6	55,3	69,4	82,2	92,5	99,6	103,3	102,1

wego można osiągnąć dostatecznie małe odchylenia w stosunku do wykresu opartego na wzorze 3-go stopnia, który formalnie zadość czyni warunkom, żeby każda z krzywych przechodziła przez dwa zadane punktu i posiadała w jednym z nich wymagane maksimum.

Wzorem, który daje najmniejsze zniekształcenie wykresów i jest łatwy w zastosowaniu, jest wzór *Gana* (24). Wymaga on jednak znajomości wszyst-

kich podstawowych danych charakterystycznych silnika: N_N , n_N , M_M i n_M .

Gdy znane są jedynie maksymalna moc N_N i obroty n_N można posługiwać się wzorem *Lejdermana* (32a) lub (32b) uzyskane jednak na jego podstawie wykresy mogą znacznie odbiegać od rzeczywistej charakterystyki silnika i mogą służyć tylko do bardzo ogólnikowych i orientacyjnych obliczeń.

Ogrzewanie pompami cieplnymi

Inż. mech. JÓZEF RAFALSKI

Znaczenie zagadnienia ogrzewania indywidualnych mieszkań. Teoretyczne zasady działania pomp cieplnych. Energia cząsteczkowa i jej przemiany. Porównanie sposobów wykorzystania energii. Obieg idealny. Zastosowanie praktyczne. Chłodziarki amoniakalne. Źródła ciepła. Użytkowanie pomp cieplnych. Koszty ogrzewania.

Ogrzewanie indywidualne mieszkań nie było tematem, któremu poświęcano wiele uwagi w ramach ogólnych zagadnień gospodarki cieplnej. Problem ten jest niełatwy, ale brak zainteresowania nim wynikał z tego, że nie było konieczności życiowych, zmuszających do zmiany sposobu ogrzewania mieszkań. Obecnie obserwowane zainteresowanie się świadczy, że w dzisiejszych warunkach gospodarczych problem ten staje się coraz poważniejszy.

Bardzo interesujący pogląd na ogrzewanie pompami cieplnymi wypowiedział w „Mechanical World” *Mr. C. Dod*, poddając gruntownej analizie i krytyce czynniki wchodzące w grę i jednocześnie podsuwając wiele ciekawych myśli i kierunków.

Zagadnienie to ujęte zostało z punktu widzenia stosunków gospodarczych i społecznych angielskich, nie mniej jednak sprawa ta jest dla nas również interesująca i musimy spojrzeć na nią z naszego punktu widzenia i wyrobić własny pogląd.

Pompy cieplne nie były dotychczas szeroko stosowane, pomimo, że teoretyczna zasada ich działania była znana od dawna. Przyczyna tkwiła w stosunkowo dużej łatwości uzyskania paliwa ze źródeł naturalnych i mniej kłopotliwego, choć nieekonomicznego, sposobu otrzymywania ciepła bezpośrednio. O ile niegdyś stanowisko takie było w pewnym stopniu uzasadnione, gdyż zapotrzebowanie paliwa było względnie małe w stosunku do rozporządzalnych zasobów źródeł naturalnych, o tyle obecnie musimy zająć stanowisko odmienne i wykorzystać wszelkie rozporządzalne środki oszczędnościowe, gdyż zapotrzebowanie paliwa stale wzrasta, zasoby naturalne maleją, a koszty eksploatacji wzrastają.

Jednym z dobrych sposobów wykorzystania ciepła jest zastosowanie pomp cieplnych, i chociaż dotychczasowe wyniki doświadczeń są pomyślne, całość tego zagadnienia nie jest jeszcze opanowana.

Teoretyczne zasady działania pomp cieplnych.

Pompa cieplna pobiera ciepło ze źródła dolnego o temperaturze niskiej, np. z otaczającego nas powietrza lub rzeki, i przenosi je do źródła górnego o temperaturze wyższej, którym może być np. wnętrze budynku. Pompą cieplną jest również chłodziar-

ka, która służy jednak do innego celu; jej działanie polega na przepompowywaniu ciepła z komory chłodniczej o temperaturze niskiej do otoczenia o temperaturze względnie wysokiej. Dla odróżnienia nazwijmy *pompą cieplną*, urządzenie, które ogrzewa, a pozostawmy nazwę *chłodziarka* na oznaczenie urządzenia, które służy do oziębiania. *Termo-sprężarka* jest także pompą cieplną, zastosowaną do sprężania pary i podnoszenia jej temperatury, celem użycia jej do dalszego odparowywania cieczy, z której ona powstała.

Jakie są istotne korzyści stosowania jako źródła ciepła, dość skomplikowanego obiegu zamiast bezpośredniego spalania paliwa? W palenisku, kotle lub grzejniku elektrycznym „wytwarzamy ciepło” zamieniając na ciepło energię chemiczną zawartą w paliwie lub energię prądu elektrycznego, a sprawność urządzenia mierzymy stosunkiem ilości ciepła uzyskanego dla celów grzejnych do ilości „ciepła” zawartego w paliwie lub prądzie. Pompa cieplna nie „wytwarza ciepła”, lecz pobiera istniejące ciepło ze źródła o temperaturze niższej i oddaje je w formie użytecznej do źródła o temperaturze wyższej, zużywając jedynie pracę na podniesienie temperatury czynnika.

Silnik cieplny może tylko część ciepła pobranego zamienić na pracę, np. 20%, a pozostałe 80% przechodzi do źródła dolnego, tj. do otaczającego powietrza bezpośrednio przez wydmuch lub też przez kondensator. Pompa cieplna ma obieg odwrócony i może ona pobrać z otoczenia np. 80% ciepła, zużyć do przepompowania pracę równoważną 20% ciepła, a do górnego źródła dostarczyć 100% ciepła. Sprawność silnika w tym wypadku jest 20%, natomiast wydajność pompy cieplnej 500%, gdyż wydajność oznaczamy stosunkiem ilości ciepła dostarczonego do źródła górnego, do ilości ciepła równoważnej pracy pobranej. Wydajność pompy cieplnej będzie odwrotnością sprawności silnika. Wydajność chłodziarki w tym wypadku będzie równa stosunkowi ilości ciepła pobranego ze źródła dolnego do ilości ciepła równoważnego pracy pobranej, a więc 400%. Inaczej

$$\text{sprawność silnika cieplnego} = \frac{20}{100} = 0,2$$

$$\text{wydajność ogrzewania pompy ciepłej} = \frac{100}{20} = 5$$

$$\text{wydajność chłodzenia chłodziarki} = \frac{80}{20} = 4$$

Praktycznie stwierdzamy, że im większy jest spadek temperatury czynnika pracującego w silniku, tym wyższa jest sprawność silnika; odwrotnie pompa ciepła będzie wydajniejsza wtedy, gdy różnica temperatur między źródłem dolnym i górnym będzie mniejsza, co szczęśliwym zbiegiem okoliczności odpowiada naszym potrzebom, mianowicie wystarcza, np. podnieść temperaturę w ziemie o 15 — 25 C by ogrzać mieszkanie, względnie by produkować lód w lecie należy przepompować ciepło przy spadku temperatur ok. 40 C.

Projektując pompę ciepłą musimy sięgnąć do danych z chłodnictwa i do danych o szczególnych własnościach fizycznych gazów i par i przyczyn powodujących je. Nowoczesny pogląd na istotę ciepła może być bardzo pomocny w wyjaśnieniu zjawisk zachodzących w silniku lub pompie ciepłej i wskazać kierunek, w jakim mamy dążyć by osiągnąć właściwe rozwiązanie. Słuszny jest przy tym pogląd, że nie matematyczne ujęcie przemian cieplnych jest główną trudnością, lecz jasne zrozumienie istoty zachodzących zjawisk. Np. wiemy, że w silniku cieplnym możemy zamienić tylko pewną część ciepła na pracę, przy czym ilość jej jest zależna od różnicy temperatur, jednocześnie jednak wiemy, że pracę na ciepło możemy zamienić całkowicie. Istotę tej przeciwności zjawisk wyjaśnia nam teoria kinetyczna.

Energia cząsteczkowa.

Ciepło jest energią kinetyczną poruszających się cząsteczek (molekuł), których wzajemny ruch zamiera całkowicie w temperaturze absolutnego zera — 273C. Nie tylko cząsteczki gazów lub cieczy, lecz i ciała stałych nieustannie poruszają się, różnica tylko polega na tym, że drogi tych ruchów są ograniczone odległościami międzycząsteczkowymi. Dodatek ciepła utajonego topienia jest wystarczającym by więzy istniejące w ciele stałym zerwać, wtedy przechodzi ono w stan ciekły. Cząsteczki cieczy mają większą, lecz jeszcze nie całkowitą, swobodę, i dopiero gdy w odpowiedniej temperaturze dostarczymy właściwą ilość utajonego ciepła parowania, ograniczenia ich ruchów przestają istnieć, ciecz zamienia się w gaz.

Uderzenia cząsteczek gazu o ścianki naczynia wywołują ciśnienie, które możemy wykorzystać np. jako siłę przesuwającą tłok w cylindrze silnika. Ilość tej energii cząsteczkowej można zgromadzić zależnie od potrzeby. Poszczególne cząsteczki gazu poruszają się w przestrzeni w sposób chaotyczny we wszystkich kierunkach, pędzą z najrozmaitszymi szybkościami, zderzają się wzajemnie i ze ściankami naczynia. Skutki tych zderzeń nie mają wpływu na jakąkolwiek wypadkową stratę energii kinetycznej cząsteczek, gdyż nie istnieje inna postać energii, w którą mogłaby się zamienić. Przyrost temperatury jest wprost proporcjonalny do przyrostu ciepła — czyli do przyrostu energii kinetycznej cząsteczek. Tempe-

ratura jest więc miarą średniego kwadratu szybkości cząsteczek danego ciała. Doskonale izolowane ciało mogłoby zachować stałą temperaturę, gdyż jego cząsteczki posiadałyby niezmienną wypadkową energię kinetyczną i niezmienną średnią szybkość. Zderzania się cząsteczek w rzeczywistości zmieniają tylko ich indywidualne szybkości.

Wskutek tego, że masy cząsteczek są niesłychanie małe, a ilość ich jest ogromna, ruchy ich są chaotyczne i jakakolwiek ich kontrola lub uporządkowanie jest poza granicami możliwości ludzkich i wykorzystany może być tylko efekt wypadkowy.

Cząsteczki gazu, uderzając o tłok w cylindrze silnika, będą odbijały się w czasie jego suwu pracy ze zmniejszoną szybkością. Przeciętna ich szybkość zmaleje, wskutek czego nastąpi ochłodzenie się czynnika. Odwrotnie w czasie sprężania będą one odskakiwać z szybkościami zwiększonymi, co oznacza wzrost temperatury.

Zgodnie z zasadą zachowania energii, otrzymamy jej podczas pracy silnika tylko tyle, o ile zostanie ochłodzony gaz. Jeśli gaz w chwili ruszania tłoka ma np. temperaturę 600° abs., zaś po rozprężeniu 300° abs., to znaczy, że została zamieniona na pracę połowa energii kinetycznej cząsteczek (wg skali normalnej 300° abs. odpowiada + 27 C). W warunkach idealnych, przy dostatecznie długim skoku, mogliśmy gaz ochłodzić do temperatury otaczającego powietrza, lub też, w wypadku silnika parowego, ochłodzić parę w kondensatorze do temperatury rozporządzałnej wody. Gdybyśmy umieli ochłodzić czynnik do absolutnego zera, cała ilość ciepła zostałaby wykorzystana i zamieniona na pracę, osiągając 100%-wą sprawność. Jest to założenie, niestety, tylko teoretyczne.

W obiegu odwróconym wkładając pracę do czynnika (gazu) o temperaturze 300° abs. (+27C), możemy go sprężyć, czyli zwiększyć szybkość przeciętną cząsteczek i podnieść za tym temperaturę. W tym stanie gaz może oddać część ciepła otoczeniu, np. w chłodnicy. Następnie rozprężając go w tym samym cylindrze silnika lub też w innym, odebrać możemy włożoną poprzednio pracę. Po rozprężeniu się gaz będzie miał temperaturę niższą od otoczenia. Proces ten nazywamy obiegiem chłodniczym.

Zdając sobie sprawę, że ciepło nie może przejść samoczynnie z dolnego źródła do górnego bezpośrednio, wykonaliśmy to za pomocą czynnika, który pobrał ciepło ze źródła dolnego, następnie dzięki włożonej węg pracy został sprężony, tym samym ogrzany do temperatury wyższej od temperatury źródła górnego i wtedy mógł oddać tę część ciepła.

Teoria kinetyczna wyjaśnia nam dlaczego ciepło bezpośrednio nie może przejść z dolnego źródła do górnego. Mianowicie cząsteczki poruszające się przeciętnie wolniej (czyli względnie chłodne) nie mogą przyspieszyć cząsteczek poruszających się szybciej (cząsteczek gorących). Wyrażenie „przeciętnie“ użyte jest dlatego, że przeciętna szybkości cząsteczek jest charakterystyką temperatury ciała. Może się jednak zdarzyć, że poszczególne cząsteczki ciała chłodniejszego mogą mieć nawet szybkość większą niż poszczególne cząsteczki ciała cieplejszego.

Nieskoordynowany ruch cząsteczek jest dla nas przeszkodą, gdy chcemy skutecznie zamienić ciepło na pracę mechaniczną, podczas gdy przy zamianie pracy na ciepło charakter tego ruchu nie odgrywa większej roli. Dwa czynniki o różnych temperaturach różnią się stanem ruchu swych cząsteczek i jeśli będą one od siebie oddzielone (izolowane), to dzięki istniejącej między nimi różnicy temperatur, istnieje możliwość częściowej zamiany ciepła na pracę mechaniczną w silniku cieplnym. W wypadku gdy wyrównamy ich temperaturę przez usunięcie izolacji, nie poniesiemy żadnych strat cieplnych, lecz stracimy okazję zamiany ciepła na pracę za pośrednictwem silnika.

Dobrym przykładem może służyć pompa iniektorowa zasilająca kocioł parowy, przeznaczony do wytwarzania pary dla celów fabrykacyjnych. Sprawność iniektora w tym wypadku jest 100%-owa, gdyż ciepło zawarte w parze wysokiego ciśnienia, użytej do przepompowania wody, jest całkowicie pobrane przez wodę. Jeśli wytwarzana para w kotle przeznaczona jest do napędu silnika lub turbiny, sytuacja zasadniczo się zmienia. Sprawność pompy iniektorowej wynosi wtedy zaledwie 7%, w stosunku do korzyści, jakie moglibyśmy osiągnąć przepuszczając tę ilość pary przez silnik cieplny. Wyrównyując więc temperatury musimy pilnie rozważyć, czy nie pozabawiamy się niepotrzebnie możliwości zamiany ciepła na pracę.

Porównanie sposobów wykorzystania energii.

Ogrzewanie pomieszczeń mieszkalnych paliwem lub prądem elektrycznym odbywa się w ten sposób, że ognisko ciepłe posiada temperaturę około 800°C, podczas gdy otaczające powietrze jest podgrzewane od 0 do 18°C. Różnica temperatur jest duża, co sprzyja dokładnemu wymieszaniu się chłodnego i gorącego powietrza, dzięki dużej energii kinetycznej cząsteczek o temperaturze wysokiej. Ciepło z grzejnika elektrycznego może być wykorzystane całkowicie, ale przy wszelkiego rodzaju innych paleniskach sprawność ogrzewania jest znacznie mniejsza. Stosunkowo niezłym sposobem jest ogrzewanie parą odłotową z silników parowych przeciwprężnych. Wymienione sposoby są jednak nieekonomiczne.

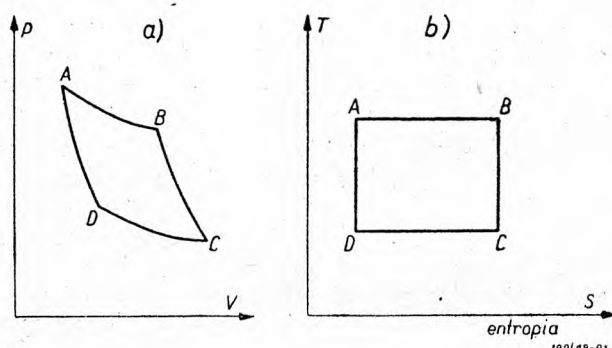
Wytwarzanie energii elektrycznej w silowniach cieplnych jest wielce rozrzutne, gdyż zaledwie około 20% lub mniej ciepła zawartego w paliwie jest wykorzystane, reszta przechodzi do wody chłodzącej kondensator. Niestety, nie mamy praktycznego sposobu wykorzystania ciepła z tak wielkich ilości wody o stosunkowo niskiej temperaturze. Znacznie ekonomiczniejsze jest wytwarzanie gazu świetlnego, gdyż nie ma przy tym tak wielkich strat cieplnych. Z punktu widzenia oszczędności paliwa elektrownie są bezpośrednio zainteresowane rozwojem pomp cieplnych, gdyż ich straty cieplne mogłyby być odzyskane u konsumenta i w konsekwencji sposób ten mógłby wyprzeć ogrzewanie budynków prądem elektrycznym. Elektrownie nie pozabawiłyby się swych odbiorców, gdyż zapotrzebowanie na energię elektryczną do napędu pomp cieplnych byłoby zwiększone. Tu powstaje nowa trudność polegająca na

tym, że zapotrzebowanie mocy byłoby największe w okresie szczytowego obciążenia elektrowni. Nasuwająca się myśl, aby akumulować wytworzone ciepło pobierając prąd w porze nocnej, jest nierealna, gdyż przy niskich temperaturach jest to bardzo kosztowne, przy wysokich zaś pozabawiamy się wszelkich korzyści wynikających z właściwości pomp cieplnych.

Napęd pomp cieplnych silnikami spalinowymi byłby bardzo korzystny, tym bardziej, że można wykorzystać również ciepło uchodzących spalin, lecz jednocześnie należy się wyrzec ekonomicznego i bardzo wygodnego napędu elektrycznego, tak bardzo korzystnego dla małych instalacji.

Obieg idealny.

Teoretyczny idealny obieg *Carnota* (rys. 1) jest wzorcem, w stosunku do którego porównywany może być każdy silnik, wykonywający dowolny obieg



Rys. 1. Teoretyczny obieg *Carnota*

a — w układzie *PV*

b — w układzie *TS*

w tych samych granicach temperatur. Sprawność obiegu *Carnota* $\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$ gdzie T_1 jest w skali

absolutnej temperaturą początkową, a T_2 — temperaturą końcową. Obieg *Carnota* jest odwracalny. Wydajność obiegu odwróconego chłodniczego rów-

na jest $\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$, wydajność zaś pompy ciepl-

nej $\varepsilon = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$ Na rys. 1a mamy przedstawio-

ny obieg *Carnota* w układzie *PV*, czyli w układzie pracy, na rys. 1b — w układzie *TS* czyli entropowym. Entropia jest pojęciem czysto matematycznym, wygodnym dla zobrazowania przemian termodynamicznych.

Na wykresie entropowym pole zawarte między linią przemiany i osią poziomą przedstawia ilość ciepła. Mamy tu pewne podobieństwo do zjawisk mechanicznych, mianowicie do energii potencjalnej, która w polu grawitacyjnym równa się iloczynowi ciężaru ciała przez wysokość na jakiej ono się znajduje, licząc od pewnego ustalonego zerowego pozio-

mu. Jeśli temperaturę będziemy uważać za odpowiednik wysokości, to entropia będzie odpowiednikiem ciężaru ciała. Pojęcie to jest miarą prawdopodobieństwa stanu ruchu cząsteczkowego. Im wyższa entropia tym bardziej przypadkowy i powolniejszy jest ruch cząsteczek. Wzrost entropii występuje w miarę spadku temperatury lub w wypadku wyrównania temperatur między dwoma źródłami ciepła.

Poczynając od punktu A na rysunku 1a mamy przemianę izotermiczną, w czasie której czynnik pobiera ciepło. Jego stan początkowy i końcowy odpowiada punktom A i B. Krzywa BC przedstawia rozprężenie adiabatyczne czyli bez doprowadzenia lub odprowadzenia na zewnątrz ciepła. Od punktu C rozpoczyna się izotermiczna przemiana, w czasie której ciepło jest oddawane na zewnątrz przy stałej temperaturze. Od stanu określonego punktem D do punktu A zachodzi sprężanie adiabatyczne, którym obieg zostaje zamknięty.

Zastosowanie praktyczne.

Zrealizowanie obiegu możliwie zbliżonego do teoretycznego jest bardzo trudne. Oddawna znane były silniki poruszane gorącym powietrzem, jak również i chłodziarki powietrzne. Główną trudność stanowi dostarczenie i odebranie ciepła przy stałych temperaturach. Znacznym ułatwieniem było użycie cieczy i par, gdyż odparowanie jak i kondensacja odbywa się w temperaturach stałych. Użycie do silnika cieplnego pary wodnej jest znacznie lepsze, aniżeli gazu. Ograniczeni jedynie jesteśmy, stosując parę wodną, w uzyskaniu wysokich jej temperatur, gdyż to pociąga za sobą zbyt wysokie ciśnienie.

Obecnie w chłodnictwie stosowane jest wyłącznie sprężanie par, czyli odwrócony obieg silnika na parę nasyconą. Para wodna ma ograniczone zastosowanie w chłodnictwie, ze względu na dużą jej objętość właściwą w niskich temperaturach, natomiast w powszechnym użyciu są inne cieczki i ich pary o właściwościach znacznie przydatniejszych, jak np. amoniak, chlorek metylu i freony. Sprawności chłodziarek są dla wymienionych czynników b. wysokie i osiągają około 80% w stosunku do obiegu teoretycznego. Rzeczywiste wyniki są zależne od ciepła utajonego i ciepła właściwego tych czynników. Niższa sprawność od teoretycznej jest spowodowana odchyleniem przebiegu przemian termodynamicznych, oporami mechanicznymi i stratami cieplnymi, które wynoszą około 25%. Przeciętna sprawność urządzeń chłodniczych wynosi obecnie około 60%. Najchętniej stosowany jest amoniak. Obieg chłodniczy jest użyty również do pomp ciepłych, gdyż po przeprowadzeniu drobnych zmian w chłodziarkach można je dostosować do pracy w wyższych temperaturach. Zmiany te nie wpływają na ich sprawność termodynamiczną. Na rys. 2 podany jest wykres entropowy chłodziarki względnie pompy ciepłej. Górna linia pozioma oznacza oddawanie ciepła przy kondensacji pary, dolna pobieranie ciepła przy parowaniu. Z lewej strony podany jest przebieg rozprężania cieczy lub pary przechodzącej przez zawór dławiący, z prawej zaś strony sprężanie w cylindrze. Z teoretycznego punktu widzenia rozprężanie powinno się odbywać w osob-

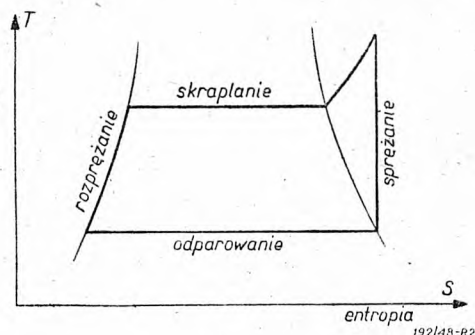
nym cylindrze, lecz jest to niecelowe, gdyż utrudnia odzyskanie włożonej pracy.

Chłodziarki amoniakalne.

Jaką wydajność ogrzewania możemy osiągnąć chłodziarką, jeśli użyjemy ją jako pompę ciepłą? Jakie nastąpią zmiany z termodynamicznego punktu widzenia? Jeżeli temperatura otaczającego powietrza chłodzącego kondensator (chłodnicę) będzie 17°C i temperatura wody z której pobieramy ciepło 0°C, to wydajność chłodzenia wyniesie

$$\varepsilon = \frac{(273 + 0)}{(273 + 17) - (273 + 0)} = \frac{273}{17} = 16$$

Aby mogła następować wymiana ciepła w parowniku i kondensatorze musi być między nimi i otoczeniem pewna różnica temperatur i im ona jest większa tym gorszą mamy wydajność, lecz ilość przewodzonego ciepła przez ścianki pa-



Rys. 2. Obieg chłodniczy dla pary.

rownika i kondensatora wzrasta. Koniecznym jest dobranie warunków optymalnych. W chłodnictwie stosowana jest różnica temperatur wynosząca około 8°C. Ponieważ stosuje się do chłodzenia solankę, jako czynnik pośredniczący, trzeba również taką samą różnicę temperatur wytworzyć i dla solanki. Na pokonanie oporów i bezwładności zaworów sprężarki trzeba zarówno ciśnienie jak i temperaturę dać nieco wyższe, ostatecznie więc obieg będzie się odbywał w granicach temperatur -20°C i $+27^{\circ}\text{C}$. Ściślej mówiąc, temperatura sprężania pary suchej będzie znacznie wyższa przy obiegu suchym wskazanym na rys. 2, lecz dodatkowa ilość ciepła powstałego z tej przyczyny jest tak mała, że możemy ją pominąć. Teoretyczna wydajność chłodzenia wynosi wobec tego $\varepsilon = \frac{273 - 20}{(273 + 27) - 273 - 20} = \frac{293}{47} = 6,2$, a przyjmując sprawność całego urządzenia 60% otrzymamy $6,2 \times 0,6 = 3,7$. Wskazuje to, jak ostrożnie należy operować różnicami temperatur.

Wydajność pompy ciepłej w tych samych granicach powinna być teoretycznie większa o 1, czyli wynosić $\varepsilon = 4,7$, co wynika z definicji wydajności ogrzewania pompą ciepłą. Mianowicie dostarczając do obiegu chłodniczego 1 kcal w formie pracy, pobieramy 3,7 kcal z komory chłodniczej, to w wypadku pompy ciepłej przenosimy do górnego źródła ciepła 3,7 kcal pobranych ze źródła dolnego,

plus 1 kcal wytworzonego ciepła przez sprężanie — razem $\varepsilon = 4,7$ kcal. Jednak część tego ciepła będzie stracona w chłodziarce wskutek chłodzenia wodą sprężarki, której temperatura będzie niższa od temperatury ogrzanego pomieszczenia, pomimo użycia tej wody do wstępnego ogrzewania powietrza. W praktyce stwierdzamy że zwiększenie się wydajności pompy ciepłej wynosi średnio około 0,8. Jeśli pompa ciepła jest umieszczona bezpośrednio w pomieszczeniu ogrzanym, straty ciepłe nie odgrywają roli i wydajność jest lepsza.

Pomimo wszystko, takie zwiększenie wydajności ogrzewania, przy zastosowaniu dość skomplikowanego urządzenia, nie jest wygodne. Sytuacja się zmienia, jeśli urządzenie to pracować będzie przy mniejszej różnicy temperatur. Właściwym zakresem będzie dolna granica $+2$ C, górna $+19$ C, czyli warunki odpowiadające średniej temperaturze zimowej. Dodajmy do tego po 8 C na przenikanie ciepła oraz 3 C na pokonanie bezwładności zaworów sprężarki, wtedy wydajność ogrzewania osiągniemy około 8. Ustalenie dokładnej wydajności ogrzewania jest przy projektowaniu bardzo ważne, niestety jednocześnie bardzo trudne. Zwiększenie wydajności może być poza tym osiągnięte przez stosowanie dużych powierzchni przenikania ciepła, co pozwala na zmniejszenie różnicy temperatur. Prowadzi to do zmniejszenia kosztów napędu dzięki zmniejszeniu silnika, przy czym wielkość sprężarki pozostaje ta sama dlatego, że ciepło utajone parowania zmienia się nie-

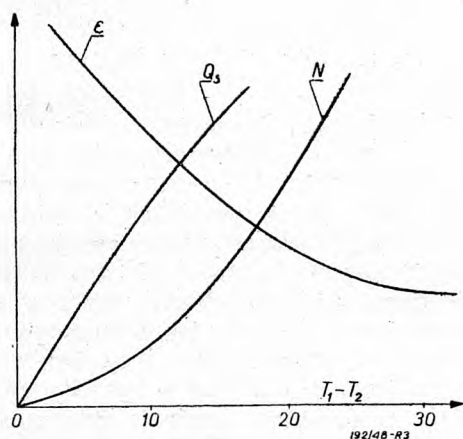
zmuszeni jesteśmy jedynie wykonać wiele próbnych obliczeń. Wydaje się, że przyjmując normalnie po 8 C różnicę temperatur dla przenikania ciepła, wyprowadzimy wnioski dotyczące kosztów instalacji które będą słuszne. Ogólnie można przewidywać, że koszty energii na świecie wzrosną, natomiast koszty wykonania urządzeń zmaleją, wskutek czego można będzie zwiększyć powierzchnię przenikania ciepła, ograniczając spadek temperatur przy przenikaniu ciepła do 3 C, co da nam możliwość podwyższenia wydajności do $\varepsilon = 12$. Z tego widać, że pompy ciepłe mają bardzo duże szanse rozwoju w najbliższej przyszłości. Jednak dla osiągnięcia rzeczywistego efektu gospodarczego musi być ograniczona również ilość powietrza ogrzewanego w pomieszczeniach. Aby mieć temperaturę wewnątrz 19 C wymagana jest temperatura grzejnika około 27 C, by uniknąć zbyt skomplikowanego urządzenia sieci przewodów grzejnych i wentylatorów zużywających energię elektryczną. Z tego wynika, że jest konieczna rekonstrukcja grzejników, przewodów i nawet kształtu pomieszczeń, co może dać nam dalsze oszczędności przy właściwym wykorzystaniu ciepła.

Źródło ciepła.

Przy wyborze źródła dolnego, z którego pobrane ma być ciepło, kierować się musimy tym, by jego temperatura była możliwie wysoka. Źródłem tym być może otaczające powietrze, a lepiej jeszcze woda w rzece lub w pobliskim jeziorze. Przeciętna temperatura powietrza w Polsce w ciągu zimy wynosi wg Romera ok. $+3$ C, zaś w ciągu stycznia ok. -3 C. Instalacje centralnego ogrzewania projektowane są na większą różnicę temperatur, a niezależnie od tego można je łatwo przeciążać w razie potrzeby. Strata paliwa w czasie przeciążania na skutek zmniejszonej sprawności jest mniejsza, niż koszty nakładowe instalacji o większym wydatku ciepła. Pomp ciepłych niestety nie można przeciążać i w razie dużych mrozów należy stopień ogrzania wyrównać ciepłem zakumulowanym, lub też dodatkowym ogrzewaniem bezpośrednim. Dotychczasowe doświadczenia były wykonywane przeważnie na urządzeniach w których ciepło było pobierane z naturalnych zbiorników wody, ale nawet pobierając ciepło z wody, ogrzewanie pompami ciepłymi w czasie silnych mrozów będzie niedostateczne, gdyż straty ciepłe, na skutek nieszczelności i przewodnictwa ścian, znacznie wzrosną.

Założmy, że zostało zaprojektowane urządzenie pokrywające całkowite zapotrzebowanie ciepła w czasie największych mrozów. Dla zapotrzebowania przeciętnego jest ono wykorzystane tylko częściowo przez zmianę szybkości obrotów lub też ciśnienia. Obydwa sposoby prowadzą do tego samego celu, lecz ostatni jest skuteczniejszy, gdyż zwiększa wydajność urządzenia.

Wydajność ogrzewania zmienia się odwrotnie proporcjonalnie do różnicy temperatur, zmiana ciśnienia jest zaś wprost proporcjonalna do obciążenia cieplnego. Moc silnika jest zależna również od wydajności przy różnych obciążeniach i jednocześnie jest proporcjonalna do kwadratu różnicy temperatur obu źródeł ciepła.



Rys. 3. Zależności między wydajnością ogrzewania ε , wielkością strat ciepłych Q_s , mocą silnika N a różnicą temperatury wewnętrznej i zewnętrznej budynku.

znacznie na skutek zmiany temperatury i te same objętości muszą być pokonane przez sprężarkę przy zmniejszonym ciśnieniu. Aby wybrać złoty środek wśród tych wielu sprzecznych czynników i zaprojektować urządzenie spełniające żądane warunki pracy przy najmniejszych kosztach, należy ułożyć równanie wszystkich kosztów i zróżniczkować je celem określenia minimum tej funkcji. Coprawda metoda ta może być z całą pewnością zastosowana tylko w tym wypadku, gdy mamy rzeczywiście dokładne dane o kosztach inwestycji i ruchu instalacji pomp ciepłych różnych typów. Nie mając tych danych

O ile moc silnika jest zależna od kwadratu różnicy temperatur, to wielkość sprężarki będzie wprost proporcjonalna do obciążenia cieplnego.

Problem zwiększonego zapotrzebowania ciepła w czasie silnych mrozów, których okres przeciętnie do okresu wymagającego ogrzewania jest stosunkowo mały, nie jest jeszcze praktycznie rozwiązany. Wykonanie instalacji dającej pełne zapotrzebowanie w czasie silnych mrozów jest niewłaściwe, gdyż jest zbyt kosztowne. Wykorzystanie powietrza otaczającego nas jako źródła dolnego, z którego pobierać mamy ciepło, stwarza specjalne trudności w czasie silnych mrozów i dlatego nie jest właściwe, jednak nie zawsze mając możliwości pobierania ciepła z wody, należy tak przystosować urządzenia grzejne, by wykorzystanie powietrza było znośne.

Dla obniżenia kosztów ruchu w ciągu roku, mając dostateczną ilość wody, można zainstalować urządzenie mogące pobierać ciepło zależnie od potrzeby z powietrza lub wody. Temperatura wody zmienia się w ciągu roku nieznacznie. Różnica jej między zimą i latem wynosi przeciętnie od 5 do 8 C.

Użytkowanie pomp ciepłych.

Wymagania stawiane przez użytkowników pomp ciepłych są następujące: całkowite zmechanizowanie, małe rozmiary, a tym samym niewielka wydajność, nawet przy stosunkowo większych kosztach względnych. Ma to swoje dobre strony, gdyż otwierają się możliwości produkowania dużych ilości instalacji, a poza tym odbiorca nie mógł być bardzo krytycznie usposobiony do tego, że w czasie silnych mrozów wydajność urządzenia nie zapewniłaby mu dostatecznej ilości ciepła, pomimo że przeciętny stopień ogrzania wnętrza byłby znacznie lepszy, niż dotychczas. Utrzymanie bowiem stałej temperatury wnętrza na poziomie 18 C jest w obecnych warunkach i tak niezbyt łatwe, wobec czego przeciętnie utrzymuje się temperaturę pomieszczeń za ledwie o 10 C powyżej temperatury zewnętrznej. Z chwilą, gdy pompa ciepła byłaby wykonana na różnicę temperatur 20 C, postęp byłby bardzo duży. Weźmy również pod uwagę, że przy tych samych kosztach, które dzisiaj ponosimy na ogrzewanie bezpośrednio, zakładając wydajność ogrzewania pompą ciepłą równą $\varepsilon = 5$, można ogrzać 5 pokojów zamiast jednego, jeśli byśmy ogrzewali go prądem elektrycznym. Obsługa takiej instalacji wymaga pewnej uwagi, lecz jest to bez porównania łatwiejsze, niż obsługa dymiącego paleniska.

Koszty ogrzewania.

Załóżmy, że na ogrzanie średniego mieszkania potrzeba rocznie 5 ton węgla. Używany węgiel posiada przeciętną wartość opałową około 7000 kcal/kg. Sprawność i wykorzystanie jego w palenisku przyjmujemy 20%, czyli otrzymamy około 1400 kcal/kg. ciepła. Jeśli ogrzewać będziemy w ciągu 200 dni w roku, dzienne średnie spożycie wyniesie 25 kg, z których otrzymamy $25 \times 1400 = 35.000$ kcal/dziennie. Załóżmy, że tę samą ilość da nam

pompa ciepła pracująca 10 godzin w ciągu dnia, czyli wydajność jej będzie równa 3500 kcal/godzinę.

Moc potrzebna wyniesie $\frac{3500}{860.5} = 0,7 \text{ KW} = 1 \text{ KM}$,

gdzie 1 KWh = 860 kcal i wydajność ogrzewania pompą ciepłą wynosi $\varepsilon = 5$. Stosunek kosztu energii elektrycznej do kosztu węgla, jaki byłby użyty na ogrzewanie wynosi 1:3 lub mniej, a więc w kalkulacji konsumenta roczna oszczędność wyniosłaby około 3,5 ton, a więc licząc średnio z dostawą cenę węgla 40 zł za tonę według cen z 1937 roku, oszczędność wyniosłaby rocznie 140 zł. Licząc amortyzację urządzenia w ciągu 10 lat, zaoszczędzone w tym czasie byłoby 1400 zł. Do tego należy doliczyć wydatki na piece i ich remonty, które wyniosłyby w ciągu 10 lat sumę 800 zł — łącznie mielibyśmy do dyspozycji zł. 2200 (złoty w złocie), która byłaby ceną kalkulującą się dla konsumenta urządzającego ogrzewanie pompą ciepłą. Niestety, za równowartość tej sumy nie możemy w chwili obecnej kupić kompletnego urządzenia ogrzewniczego o mocy 1 KM. Rozważania powyższe dotyczyły instalacji, która daje taką samą ilość ciepła jaką dałoby 5 ton węgla, tymczasem najmniejsze opłacalne urządzenie musi mieć conajmniej moc około 7 KM. Taka wielkość instalacji dla indywidualnego konsumenta jest za duża. Typowe chłodziarki o mocy 1 KM mają wydajność chłodzenia bardzo niską. Lepsze byłoby wykorzystanie instalacji, gdyby ona pracowała przez cały rok, w zimie ogrzewała, w lecie zaś chłodziła, lecz w naszych warunkach klimatycznych chłodzenie mieszkań w lecie nie jest potrzebne, jedynie chłodzenie pomieszczeń przemysłowych byłoby bardziej interesujące i opłacalne, gdyż przy właściwej temperaturze wydajność pracy jest bez porównania lepsza.

Fakt, że dotychczasowa praktyka w chłodnictwie oparta jest tylko na obiegach par, nie powinien stać na przeszkodzie w wykorzystaniu innych własności fizycznych ciał, dzięki którym moglibyśmy osiągnąć ten sam wynik. Obieg termodynamiczny może być wykonany różnymi sposobami, nie tylko za pomocą sprężania gazów i par. Pomijany dotychczas obieg powietrzny zaczyna ponownie odgrywać poważną rolę, gdyż ma on wiele niezaprzeczalnych zalet, lecz dotychczas pewne niedogodności nie pozwalają mu na rozpowszechnienie się. Pomimo to otwierają się przed zastosowaniem powietrza możliwości, o których w dalszym ciągu niniejszych rozważań będzie mowa. Inne obiegi jak używane obecnie w chłodnictwie obieg absorbcyjny, termoprądowy, wywołany w styku dwóch metali oraz chemiczny oparty na reakcjach termicznych, w zasadzie mogą dać obiegi podobne do obiegu Carnota. Dotychczasowe ich wyniki są niedostateczne tylko dlatego, że nie zostały zbadane czy też nie zostały wynalezione najodpowiedniejsze warunki, w jakich powinny one się odbywać, a nie dlatego, że istnienie tych obiegów jest niemożliwe.

(c. d. n.)

W sprawie uwzględnienia otworów opłomkowych w ścianie kotła przy obliczeniu wytrzymałościowym

Prof. dr inż. M. T. HUBER

Uproszczenia i niedociągnięcia w różnych przepisach technicznych obliczenia wytrzymałościowego ścian walcowych kotła z uwzględnieniem osłabienia przez otwory opłomkowe. Proponowane proste rozwiązanie przypadków: I — dwa prostopadłe szeregi otworów mają kierunki zgodne z naprężeniami głównymi, i II — dwa prostopadłe szeregi otworów są nachylone do kierunków głównych naprężeń. Nie możność ułożenia prostych wzorów dla przypadku gdy dwa szeregi otworów nie są do siebie prostopadłe i oba są nachylone do kierunku naprężeń głównych.

Artykuł prof. Z. Kłębowskiego pt. „Szczególny wypadek międzynarodowego błędu w obliczeniu wytrzymałościowym“, ogłoszony w zeszycie 3 Przeglądu Mechanicznego z r. 1947, zawiera (zdaniem moim) wnikliwą i zupełnie słuszną krytykę błędów popełnionych przez inżynierów kilku narodowości jako autorów, wzgl. twórców przepisów technicznych obliczenia wytrzymałościowego ścian walcowych kotłów z uwzględnieniem osłabienia przez szereg otworów opłomkowych w kierunku nachylonym do tworzących walcownika pod dowolnym kątem φ .

Przepisy te są oparte na odmiennych u każdego z trzech autorów poglądach na miarę wyteżenia, tj. niebezpieczeństwa przekroczenia praktycznej granicy sprężystości (gr. plastyczności), czyli na innej hipotezie wytrzymałościowej, co nasz Autor wyraźnie zaznacza, stwierdzając jednocześnie, że żaden z autorów obcych nie stosuje swojej hipotezy zgodnie z ustalonymi od początku wieku XIX równaniami równowagi wewnętrznej w odnośnym dwuwymiarowym stanie napięcia (z dozwolonym pominięciem trzeciego naprężenia głównego prostopadłego do ściany).

Tak więc inżynier angielski wierzący jeszcze w swoim czasie w hipotezę największego naprężenia, zamiast obliczyć jego wielkość w przekroju osłabionym powyżej wymienionym, zadowolnił się obliczeniem tylko składowej normalnej naprężenia σ_φ w tym przekroju, nie troszcząc się o składową styczną τ_φ , która razem z normalną dopiero dałaby naprężenie całkowite

$$\sqrt{\sigma_\varphi^2 + \tau_\varphi^2}$$

odpowiadające przekrojowi rozpatrywanemu.

Inżynier niemiecki zaś, wierząc widocznie jeszcze w hipotezę największego wydłużenia, zamiast obliczyć to wydłużenie w kierunku prostopadłym do przekroju osłabionego z danych naprężeń głównych, oblicza je tak, jakby to należało uczynić (według tej hipotezy) w przypadku działania w miejscu rozpatrywanym tylko naprężeń stycznych τ_φ i jednego z naprężeń normalnych σ_φ z pominięciem zupełnym drugiego naprężenia normalnego odpowiadającego przekrojowi prostopadłemu do przekroju pierwszego.

Nakoniec autor rosyjski odnośnych przepisów, chociaż stoi już na gruncie modnej do niedawna hipotezy najw. naprężenia stycznego, zaleca obliczanie nie największego τ odpowiadającego stanowi napięcia (σ_1, σ_2), lecz obliczenie przy założeniu tego samego stanu napięcia (odmiennego od rzeczywistego) co w przepisach niemieckich.

Zarzuty prof. Z. Kłębowskiego są więc zasadniczo najzupełniej słuszne, jakkolwiek nie konieczne dowodzą niezajomości zasad podstawowych u autorów krytykowanych. Oni intuicyjnie odczuwali być może dopuszczalność praktyczną przecięcia węzła gordyjskiego przez odrzucenie tych składowych stanu napięcia, które im się wydawały mało „skuteczne“. Jeżeli jednak tego nie zaznaczyli wyraźnie, to w każdym razie zawiniли i zasługują na krytykę.

Oczywiście warto i trzeba zająć się teoretycznie poprawnym rozwiązaniem zagadnienia, obierając przy tym hipotezę wytrzymałościową energii odkształcenia postaciowego, która według badań doświadczalnych minionego ćwierćwiecza nadaje się do metali niekruchych jeszcze lepiej niż hipoteza największego naprężenia stycznego. Tu jednak następują się trudności poważne, wynikające z powodów pokrewnych tym, które wywołały omówione błędy.

Albowiem stosowanie kryteriów wytrzymałościowych ma sens ściśle określony i uchwytne tylko w odniesieniu do rzeczywistego stanu odkształcenia i napięcia w każdym elemencie materiału. Czyż znamy go bodaj w przybliżeniu w ścianie kotła osłabionej otworami opłomkowymi? Pominąwszy nawet t. zw. „koncentrację“ naprężeń na ścianach otworu, łatwo zrozumieć, że ujęcie osłabienia współczynni-

kiem $z = \frac{t-d}{t}$ (d — średnica, t — odległość

środków otworów) ma proste i łatwo uchwytne znaczenie jedynie w przypadku, gdy blacha podziurawiona jest rozciągana tylko w kierunku prostopadłym do szwu.

Wtedy wyteżenie mierzy się po prostu wartością naprężenia w blasze bez otworów zwiększoną w stosunku 1/z. Gdy jednakże szereg otworów jest nachylony do przekroju obciążonego siłami rozciągającymi, to niełatwo ocenić teoretycznie wartość osłabienia. Cóż dopiero gdy blacha jest jak w naszym przypadku rozciągana w dwu kierunkach i do tego naprężeniami różnej wielkości! Na jedną z trudności zwrócił dowcipnie uwagę prof. Z. Kłębowski w drugiej części swego artykułu wykazując, że jeśli zastosować schemat zwykły pomiaru osłabienia stosunkiem z w przypadku rozpatrywanym na rys. 1, to naprężenia styczne zredukowane nie mogą spełniać warunku momentów, co było zresztą do przewidzenia. Ale to nie jest najważniejsze. Wobec tego trudno się dziwić, że ocenę osłabienia starali się inżynierowie niejako wyczuć rozumując prostymi analogiami, co jak wiadomo często zawodzi fatalnie. Ale w naszym przypadku dawała aprobatę praktyka, która dzięki wielkiemu zapasowi pewności nie mo-

gła wykazywać błędów rażących, np. większych niż 100%.

Z tego nie wynika oczywiście, aby nie należało dążyć do bardziej zadowalającego rozwiązania, jednakże przy świadomych odstępstwach w razie potrzeby od ścisłych praw stereostatyki i zastosowaniu hipotezy wytrzymałościowej najlepiej zgadzającej się z badaniami doświadczalnymi.

Tego rodzaju proste rozwiązanie zaproponowałbym w przypadku, co prawda mało ogólnym, następującym:

I. Jeden szereg otworów ma kierunek prostopadły do naprężenia głównego pierwotnego σ_1 , a drugi do drugiego naprężenia głównego pierwotnego σ_2 . Jeżeli linie obu szeregów przecinają się nie w otworze, lecz w połowie ich odległości, to jest rzeczą oczywistą, że element leżący w tym miejscu, tj. między czterema otworami najbliższymi będzie najbardziej narażony. Element ten jest poddany z dostatecznym przybliżeniem płaskiemu stanowi napiecia

$$\sigma_x \text{ i } \sigma_y \text{ jeżeli } z_1 = \frac{t_1 - d_1}{t_1},$$

$$z_2 = \frac{t_2 - d_2}{t_2}.$$

A zatem stosownie do hipotezy energetycznej odkształcenia postaciowego napiszemy

$$k = \sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{z_1}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{z_2}\right)^2 - \frac{\sigma_1 \sigma_2}{z_1 z_2}}$$

W przypadku przecinania się szeregów w środku otworu utworzą się cztery pola niebezpieczne dokoła tego otworu, jednakże można się spodziewać praktycznie tego samego wyteżenia co poprzednio, wobec czego napisany wzór można stosować i w tym przypadku.

II. Inaczej ma się rzecz gdy szeregi o których przyjmujemy także, że są wzajemnie prostopadłe, są przy tym nachylone do kierunków głównych pod kątem φ . Wtedy wypadnie z danych σ_1 i σ_2 obliczyć σ_x , σ_y i τ w przekrojach nachylonych pod kątem φ z wzorów:

$$\sigma_x = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_1 + \sigma_2) + \frac{1}{2} \cdot (\sigma_1 - \sigma_2) \cdot \cos 2\varphi$$

$$\sigma_y = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_1 + \sigma_2) - \frac{1}{2} \cdot (\sigma_1 - \sigma_2) \cdot \cos 2\varphi$$

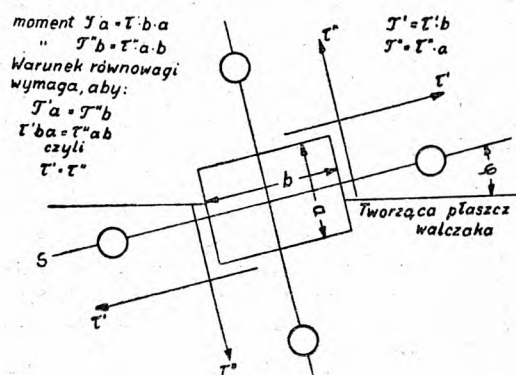
$$\tau = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_1 - \sigma_2) \cdot \sin 2\varphi$$

Te naprężenia trzeba teraz zwiększyć, uwzględniając współczynnik osłabienia z_x i z_y , tak, iż warunek wytrzymałościowy, który bez otworów miałby postać

$$k = \sigma_{red} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2}$$

zastąpić należy warunkiem

$$k = \sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{z_x}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{z_y}\right)^2 - \frac{\sigma_x \sigma_y}{z_x z_y} + \frac{3\tau^2}{z_x z_y}}$$



Rys. 1. Warunki równowagi elementu walczaka kołta ze względu na obrót.

Tutaj zastąpiono τ przez $\frac{\tau}{\sqrt{z_x z_y}}$ unikając przez to sprzeczności wyżej wymienionej.

III. Obliczenia powyższe dają bez wątpienia bliższą rzeczywistości ocenę wyteżenia, od przepisów słusznie krytykowanych przez prof. Z. Kłębowski.

Ale za to prawie beznadziejnie przedstawia się przypadek ogólny dwu szeregów nachylonych do siebie pod kątem dowolnym α i nachylonych nadto do pierwotnych kierunków naprężeń głównych σ i σ_2 . Wtedy wypadłoby szukać miejsca o największym wyteżeniu na polu najmniejszego trójkąta, wyznaczonego otworami jako wierzchołkami. Ale wzory racjonalne będą zapewne zbyt zawiłe dla praktyki, chyba że zastąpić stosownymi wykresami lub nomogramami.

PORADNIK RZEMIEŚNIKA-MECHANIKA.

W styczniu br. rozpoczął się druk pierwszych arkuszy od dawna oczekiwanego przez rzeszę polskich mechaników i uczniów szkół zawodowych grupy metalowej dzieła zbiorowego pt. „Poradnik rzemieślnika-mechanika”.

Dzieło to będzie obejmować:

I. Nauki matematyczno fizyczne. II. Materiałoznawstwo. III. Rysunek techniczny. IV. Części maszyn. V. Maszynoznawstwo. VI. Varia.

Zgodnie z założeniami programowymi Instytutu Wydawniczego SIMP, „Poradnik rzemieślnika me-

chanika” będzie poradnikiem ogólnym, poprzedzającym poradniki zawodowe (np. poradnik techniczny tokarza, ślusarza, blacharza, kotlarza, itd.).

Ze względu na poważne przeszkody natury technicznej druk dzieła będzie zakończony w maju br.

Wobec powyższego termin zgłaszania prenumeraty przesuwa się do końca marca 1949 r.

Warunki przedpłaty podane są w ogłoszeniach, zamieszczonych w czasopiśmie „Mechanik” i „Przeгляд Mechaniczny”.

Uwagi o kontroli technicznej przedsiębiorstwa

Inż. PAWEŁ MERLEND

Dawniejszy pogląd na sprawy kontroli technicznej dominujący w naszym przemyśle do 1939 r. wytworzył się na bazie mniejszych przedsiębiorstw o produkcji indywidualnej względnie seryjnej, rozwijających się powoli i mających zespół starych wysoko kwalifikowanych robotników.

W takich warunkach utrzymanie wysokiej jakości opierało się na zaufaniu do doświadczenia i wysokiej kwalifikacji majstrów i robotników oraz na ich zdolnościach indywidualnych, tym bardziej, że wielu robotników było znanych osobiście kierownikowi zakładu.

W miarę rozrastania się przedsiębiorstw i powiększenia się ilości robotników osłabia się więź między załogą i kierownictwem i wyłania się konieczność utrzymania jakości przez kontrolę. W tym okresie kontrola jest jednak jeszcze słabo rozwinięta i ogranicza się tylko do najbardziej odpowiedzialnych odcinków przedsiębiorstwa. Kontrola ostateczna jest podporządkowana poszczególnym kierownikom oddziałów, kontrola międzyoperacyjna majstrom warsztatowym, kontrola surowca magazynierom itp.

Powyższy system zdecentralizowania kontroli nie daje możliwości obiektywnego sądu.

Zrozumiałym jest, że w związku z rozwojem przedsiębiorstw takie rozwiązanie kwestii jakości okazało się wadliwym i spowodowało zasadnicze zmiany w pojęciach o kontroli jakości. Nowy współczesny kierunek w rozwoju kontroli technicznej produkcji, który powstał na bazie doświadczenia przemysłu USA, ZSRR i Anglii stworzony jest nie na podstawie osobistego zaufania do poszczególnych robotników, a na systemie scentralizowanej kontroli jakości.

Same rozwiązanie kwestii kontroli w naszym przemyśle dyktowane jest koniecznością przenikania do szybko rozwijających się przedsiębiorstw wielkiej masy nowych mało wykwalifikowanych robotników, nie mających nawyków fachowych. W szczególności stopniu odnosi się to do nowo zorganizowanych zakładów przemysłowych, które w ogóle nie mają tradycji i wewnętrznej spójności.

Zaznaczyć należy, że rozwój istniejących zakładów i budowa nowych idą wyłącznie w kierunku organizacji systemu produkcji ciągłej, która między innymi polega na zatrudnieniu mało wykwalifikowanych robotników, na produkcji masowej i surowych wymaganiach wymiennosci.

W ten sposób mała kwalifikacja robotników i surowe wymagania w stosunku do jakości produkcji szybko wypierają dawne zasady i prowadzą do jedynie racjonalnego systemu zorganizowanej i scentralizowanej kontroli.

Kontrola techniczna przedsiębiorstw jest zasadniczym czynnikiem wpływającym na zdecydowanie na racjonalne funkcjonowanie procesów fabrykacyjnych i na zmniejszenie kosztów własnych.

Zadanie kontroli technicznej polega nie tylko na nieprzepuszczaniu braków w produkcji, ale na zapobieganiu im przez:

1. kontrolę materiałów, surowców i półfabrykatów,
2. kontrolę narzędzi i pomocy fabrykacyjnych stosowanych na warsztacie,
3. regularną kontrolę przyrządów pomiarowych znajdujących się w użyciu, w produkcji i kontroli,
4. międzyoperacyjną (pooperacyjną) kontrolę produkcji,
5. profilaktyczną kontrolę, w szczególności wyrobów masowych (automaty, półautomaty, wycinarki itp.),
6. współpracę z laboratoriami fabrykacyjno-badawczymi celem ustalenia przyczyn i metod zapobiegania brakom w produkcji.

Jeżeli zasadniczym dążeniem produkcji będzie jakość, to automatycznie pociągnie ona za sobą ilościowe wykonanie planu t. zn., że jednocześnie osiągnięta będzie i jakość i ilość albowiem:

1. polepszenie jakości zwiększa zaufanie do produkcji ze strony odbiorcy i tym samym zwiększa nowe zamówienia,

2. zastosowana we właściwym czasie kontrola materiałów i półfabrykatów, nie dopuszczając do przenikania ich do dalszej produkcji, usuwa kosztowną i zbędną obróbkę względnie montaż i demontaż,

3. nie dopuszczenie do dalszych procesów zabrakowanej produkcji zmniejsza koszty własne wyrobu i tym samym zwiększa realną płacę robotnika. Stwarza możliwości rozszerzenia działalności zakładu przemysłowego nowymi zamówieniami.

Istnienie braków w produkcji może być spowodowane szeregiem przyczyn powstających przy przechodzeniu zamówienia poprzez kolejne fazy produkcyjne. Przyczyny te tkwią czasami w bezpośredniej omyłce personelu kierowniczego, wykonawcy lub w samych warunkach pracy.

Prawidłowe określenie przyczyn braków ma wielkie znaczenie dla usunięcia tych przyczyn, względnie niedopuszczenia do nich i tym samym dla uzdrowienia przedsiębiorstwa. Określenie przyczyn braków zazwyczaj utrudnione jest tym, że winowajca zawsze stara się uwolnić od zarzutu i powołuje się na nieodpowiednie urządzenie, materiał, rysunek itp. Dlatego też szczególnie ważnym jest prawidłowa i bezstronna analiza przyczyn braków. Wina osoby, z rąk której wyszła wadliwie wykonana część, może być obiektywna lub też subiektywna.

W całości zaś w przedsiębiorstwie zawsze jest ten lub inny winowajca subiektywny.

Istnienie braków może być spowodowane różnymi przyczynami bezpośrednimi lub pośrednimi.

Do bezpośrednich zaliczają się:

1. Niska kwalifikacja robotnika, która jest najczęściej spotykaną przyczyną złej jakości wykonywanej przez niego części. Środki zwalczające ten stan rzeczy to: szkolenie robotników przez kursy doszkolające, delegowanie do fabryk o wysokiej kulturze technicznej celem zapoznania się i opanowania bardziej do-

skonałych metod, wzmocnione instruowanie poprzez tablice poglądowe, krótkie odprawy przed rozpoczęciem roboty, wreszcie rozbitcie procesu fabrykacyjnego na proste operacje oraz mechanizacja pracy.

2. Niedbalstwo robotnika, które jest zjawiskiem raczej psychologicznym i należy zwalczać je, uwzględniając szereg indywidualnych i obiektywnych przyczyn.

Do przyczyn pośrednich zaliczają się:

1. Niskie kwalifikacje kontrolerów lub bezpośredniego personelu kierowniczego, powodujące zniżenie jakości wskutek nieprawidłowego lub niedostatecznego instruowania, często spowodowanego przecenianiem przez kierownictwo kwalifikacji robotnika. Szczególnie należy zwrócić uwagę na błędne podejście do roli kontrolera ze strony nadrzędnych organów kontroli i administracji przedsiębiorstwa.

2. Wadliwe ujęcie roli kontrolera, polegające na zlecaniu mu nie należących do niego funkcji, np. obowiązku instruowania robotnika. W takich wypadkach albo instruowanie jest niepełne albo też praca kontroli staje się mniej obiektywną, ponieważ kontroler czuje się związany danymi przez niego wskazówkami.

3. Wadliwy rysunek albo karta operacyjna.

Do przyczyn braków, mających źródło w rysunku lub w karcie operacyjnej, zaliczyć należy:

Zwykle omyłki w rysunku, np. nieodpowiadające sobie wymiary, co w rezultacie powoduje niemożność montażu i funkcjonowania. Błędnie ujęte tolerancje powodują bądź przesadną dokładność i zwiększają tym samym ilość braków, bądź też przez zbyt szerokie granice tolerancji, nie zabezpieczają wymienności części.

Szczególnie dotkliwie daje się odczuć na jakości produkcji nieodpowiedni wybór obrabiarek lub też ustalenie obróbki w ich maksymalnych możliwościach (przełot, odległość między kłami, wysokość kłów itp.). Przyrząd niezabezpieczający dokładności między środkami wierconych otworów.

Konstrukcja utrudniająca manipulowanie częściami, przy obróbce lub montażu. Nieprawidłowy wybór środka lub bazy przy trasowaniu lub obróbce.

Nieprawidłowa kolejność operacji.

Wadliwy przebieg obróbki termicznej.

4. Do przyczyn mających źródło w surowcu należy zaliczyć błędny wybór lub też zły gatunek materiału.

Nieprzydatność materiału w rezultacie nieprawidłowego wyboru, np. użycie na narzędzia tnące stali o małej trwałości.

Nieprzydatność materiału z powodu jego niejednorodności i defektów, np.: rysy, wżery, drążele, zanieczyszczenia itp., co pociąga za sobą konieczność częstego przestawiania obrabiarek na inne szybkości skrawania i niemożność osiągnięcia gładkiej obróbki.

Wadliwe magazynowanie powodujące rdzewienie metali lub uszkodzenie surowca.

5. Nieodpowiednie nastawienie maszyny lub narzędzia powodujące masowe braki szczególnie w produkcji zautomatyzowanej na wycinarkach, automatach itp.

6. Nieodpowiednie warunki pracy.

• Doniosły wpływ na jakość produkcji mają warunki w jakich odbywa się praca.

Niedostateczne lub nieracjonalne oświetlenie rażące robotnika albo też rzucające cień na wykonywaną część lub organ regulujący obrabiarkę.

Nieodpowiednia temperatura, zbyt niska lub też zbyt wysoka, nierównomierna w różnych porach dnia roboczego i w różnych miejscach pracy.

Zła wentylacja szczególnie w oddziałach pracujących w warunkach szkodliwych dla zdrowia (obróbka termiczna, niklowanie, lakierowanie, szlifowanie), w nieodpowiednich pomieszczeniach, niskich wilgotnych piwnicach itp.

Ciasnota, zbyt małe odległości między roboczym miejscem i niewygodnie umieszczone organy włączenia oraz regulowania narzędzi lub obrabiarek, wąskie przejścia, brak miejsca na składanie obrabianych przedmiotów. Brak szafek na przechowanie narzędzi.

Do wadliwych warunków należy jeszcze odnieść niski poziom dyscypliny pracy, który poważnie przyczynia się do zniżenia jakości produkcji.

7. Nieskoordynowane działania poszczególnych oddziałów przedsiębiorstwa często również bywa przyczyną braków. Typowym zjawiskiem jest w tym wypadku brak regularnych dostaw surowca lub też półfabrykatów. Wpływający z opóźnieniem materiał czy też części do obróbki nie mogą w krótszym niż to jest przewidziane czasie być należycie obrabiane, a usiłowanie administracji aby nadrobić stracony czas najczęściej odbija się na jakości.

Należy przy tym mieć stale na uwadze, że jakość produkcji w tym samym zakładzie przemysłowym bywa bardzo niejednakowa i przy osłabieniu czujności ma tendencję do szybkiego obniżania się. Dlatego też nie należy nigdy traktować kontroli jako kampanii okolicznościowej, a jako stałą codzienną funkcję.

Inż.-mech. Tadeusz Pelczyński i inż.-mech. Roman Sypniewski

METALOZNAWSTWO. Podręcznik dla liceów mechanicznych.

Książka *inż.-mech. Romana Sypniewskiego* pt. „Zarys wiadomości o metalach i stopach przemysłowych”, wydana w czerwcu 1947 r., w nakładzie 8000 egzemplarzy, została już całkowicie wyczerpana. Nowe wydanie nie jest przewidziane, natomiast miejsce jej zajmie książka *T. Pelczyńskiego i R. Sypniewskiego* pt. „Metaloznawstwo”, stanowiąca pod-

ręcznik przystosowany do programów, obowiązujących w liceach mechanicznych.

Rękopis nowej książki został już opracowany przez autorów i złożony w redakcji. Ukazanie się książki przewidywane jest w pierwszej połowie czerwca br.

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

Automatyzacja procesów wytwórczych w przemyśle ZSRR

Omawiany artykuł stanowi wstęp do specjalnego zeszytu (z października 1948 r.) czasopisma radzieckiego „Wiestnik Maszynostrojenia”, który całkowicie został poświęcony zagadnieniom automatyzacji produkcji.

W zeszycie tym zamieszczono szereg interesujących artykułów, które podkreślają znaczenie automatyzacji jako jednego z głównych problemów decydujących o rozwoju współczesnej techniki radzieckiej. Poszczególne artykuły tego zeszytu wykazują różnorodność prowadzonych w tej dziedzinie prac na terenie Związku Radzieckiego. W nowym wzmocnionym postępie techniki pod auspicjami którego realizowana jest w Związku Radzieckim powojenna Stal'nowska pięcioletka odbudowy i dalszego rozwoju gospodarki narodowej ZSRR, automatyzacja procesów wytwórczych odgrywa nader ważną rolę.

Automatyzacja, jako podstawowy element przodującej techniki radzieckiej zapewnia wszechstronne zwiększenie intensywności procesów wytwórczych, co w wyniku daje znaczny wzrost wydajności pracy, polepszenie jakości produkcji, zmniejszenie zużycia surowca, materiałów pomocniczych, paliwa, energii elektrycznej i zmniejszenie innych kosztów wytwarzania. Zaopatrzenie w sprzęt automatyczny stosuje się w celu urzeczywistnienia najbardziej właściwych form mechanizacji i elektryfikacji w najrozmaitszych dziedzinach gospodarki narodowej ZSRR. Radzieccy konstruktorzy maszyn wychowani przez partię *Lenina - Stalina* w duchu postępu technicznego opracowali i wprowadzili urządzenia automatyczne w większych elektrowniach, w produkcji metalurgicznej, w transporcie elektrycznym itd.

Automatyzacja jako całokształt środków i metod technicznych, ułatwiających czynności sterowania, kontroli i regulowania procesów wytwórczych, przyczynia się do zacierania granicy między pracą umysłową i fizyczną; automatyzacja stanowi w ten sposób jeden z najistotniejszych elementów techniki społeczeństwa komunistycznego, nad ugruntowaniem którego pracuje Związek Radziecki.

Są powszechnie znane osiągnięcia czołowych specjalistów ZSRR w dziedzinie automatyzacji procesów wytwórczych. Jeszcze przed Wielką Wojną Narodową w szeregu przedsiębiorstw zostały oddane do użytku i skutecznie przyswojone urządzenia automatyczne i linie automatów do obróbki poszczególnych elementów. W czasie wojny ilość tych urządzeń znacznie wzrosła tak, że odegrały one niemałą rolę w zaopatrzeniu Czerwonej Armii w przedmioty uzbrojenia i wyekwipowania. Prace nad automatyzacją rozrosły się szczególnie w okresie powojennym. Dowodem postępów technicznych, związanych z automatyzacją, jest znaczna ilość Laureatów Stal'nowskich, którzy otrzymali ten zaszczytny tytuł za prace naukowe, wynalazki i udoskonalenia w dziedzinie automatyzacji produkcji.

Jednak technicy radzieccy nie zatrzymują się na tym, co osiągnęli. Stale i zacięcie dążą oni do zdobycia nowych szczytowych osiągnięć techniki w tym celu, by uczynić Związek Radziecki jeszcze bogatszym i potężniejszym, by podnieść jeszcze wyżej wydajność pracy, jesz-

cze bardziej podwyższyć stopę życiową i dobrobyt mas pracujących.

Najbardziej odpowiedzialne zadania w dziedzinie automatyzacji stoją przed pracownikami przemysłu maszynowego. Oni to właśnie zaopatrują wszystkie gałęzie gospodarki narodowej w linie automatów, w automatyczną aparaturę sterowniczą, kontrolną i regulującą, w urządzenia do sterowania na odległość oraz w inne techniczne środki automatyzacji. Konstruktorzy maszyn i przyrządów są obowiązanym opracowywać również inne urządzenia pomocnicze, należące do całokształtu środków automatyzacji — źródła zasilania, przetwornice i prostowniki itd.

Z drugiej strony, ze szczególną wyrazistością wyodrębniają się różnorodne zadania w dziedzinie wprowadzenia automatyzacji bezpośrednio w procesy wytwórcze przemysłu maszynowego, a więc w operacje technologiczne, kontrolne i transportowe. Przeprowadzając prace nad automatyzacją poszczególnych stanowisk roboczych i linii obrabiarkowych przy obróbce metalu skrawaniem, w odlewniach i oddziałach obróbki plastycznej, w dziedzinie procesów elektrotermicznych, w gospodarce kontrolno-pomiarowej i transportowej — konstruktorzy maszyn przygotowali się w pełni do rozwiązywania również bardziej skomplikowanych zadań z zakresu automatyzacji. Obecnie szczególnie aktualnym stało się zagadnienie całkowitej automatyzacji produkcji, zagadnienie stworzenia automatycznego systemu maszyn, o którym mówi jeszcze *Marks* i który może być w pełni urzeczywistniony jedynie w gospodarstwie socjalistycznym dzięki zaletom ekonomii radzieckiej.

Niewątpliwie zadanie budowy całkowicie zautomatyzowanych zakładów przemysłu maszynowego dojrzało w pełni, w pierwszym rządzie — w gałęziach przemysłu, zajmujących się masową obróbką metalu. Rozwiązane to leży w granicach możliwości radzieckich konstruktorów maszyn, którzy potrafił w ciągu krótkiego okresu stworzyć szereg automatycznych obrabiarek, maszyn i zespołów obrabiarkowych, przewyższających pod względem swej jakości modele zagraniczne.

Urzeczywistnienie wszystkich wymienionych zadań jest możliwe jedynie pod warunkiem najściślejszej współpracy i twórczego współdziałania pracowników zatrudnionych w wytwórczości i pracowników naukowych — specjalistów Instytutów naukowo-badawczych oraz laboratoriów, biur konstrukcyjnych i zakładów projektujących i montażowych. Ministerstwa przemysłu maszynowego czuwają nad tą łącznością. Czołowe grupy techników i konstruktorów, pracujących nad problemami automatyzacji, współpracują z sobą od pierwszego momentu wyłonienia się konkretnego zadania w tej dziedzinie.

Jednym z hamulców, powstrzymujących szerokie wprowadzenie automatyzacji jest brak, w szeregu wypadkach naukowo uzasadnionych i sprawdzonych w warunkach eksploatacji przemysłowej typowych technicznych rozwiązań automatyzacji procesów wytwórczych. Jest rzeczą niezbędną znacznie spotęgować prace nad stworzeniem takich właśnie rozwiązań; po sprawdzeniu teoretycznym i wypróbowaniu w warunkach doświadczal-

nych i fabrycznych winny one być zatwierdzone jako obowiązujące.

Jest rzeczą konieczną znacznie rozwinąć wymianę doświadczeń w zakresie automatyzacji, propagować szeroko krajowe osiągnięcia w tej dziedzinie.

W rozwiązaniu tych wielkich zadań, które zostały zakreślone w wystąpieniu *Stalina* 9 lutego 1946 r. przed wyborcami Stalinskowskiego okręgu miasta Moskwy, auto-

matyzacji przypada w udziale zaszczytne miejsce. Konstruktorzy maszyn wyteżą wszystkie swoje siły, doświadczenie i wiedzę w tym kierunku by w sposób pełniejszy wykorzystać automatyzację jako potężny czynnik postępu technicznego i skutecznego wykonania planów Stalinskowskich pięcioletek.

W. G.

(„Więstnik Maszynostrojenia“ 10/1948).

Okrętowa przekładnia zębata nawrotna dla mocy 2000 KM.

Opisywana przekładnia przeznaczona jest dla węgłowca *Calford*, budowanego przez stocznice *S. P. Austin* w Sunderland i wykonywana jest w warsztatach *Modern Wheel drive Ltd.* w Slough. Warunki pracy przekładni są:

Stałe obciążenie — 1440 KM przy 423 obrotach wału napędzającego.

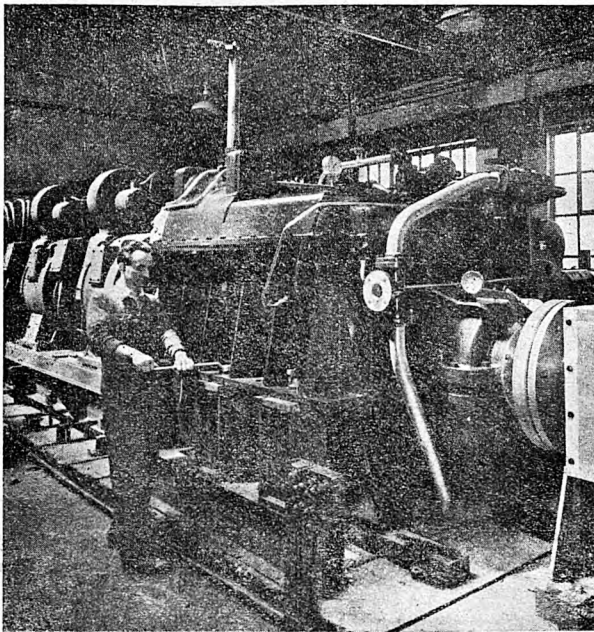
Obciążenie 6-cogodzinne — 1600 KM przy 440 obrotach wału napędzającego.

Przełożenie — 5,42 wprzód, 5,28 wtył.

Łożysko oporowe — na 30 ton.

Typ silnika — *Ruston i Hornsby* 6 cyl. VOHM

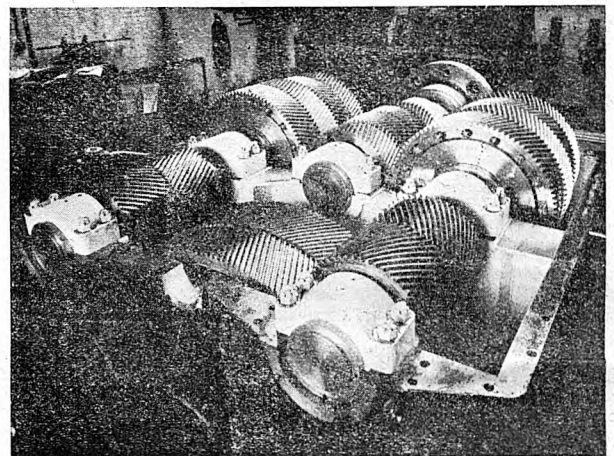
Przybliżony ciężar przekładni 10 ton.



Rys. 1. Ogólny widok okrętowej zębataj przekładni nawrotowej dla mocy 2000 KM na stanowisku próbnym.

Jak widać z załączonych rysunków 1 i 2, przekładnia tworzy jedną mocną i zwartą całość. Wał napędzający przyłączony jest do silnika za pomocą sprzęgła *Bibbiego*; zaopatrzony jest w dwa koła zębata, jedno do biegu wprzód, drugie do biegu wstecz. Koło do biegu przedniego ząbą się bezpośrednio z kołami zębatymi na dwu wałach pośrednich, koło do wstecznego biegu natomiast ząbą się z odpowiednimi kołami na wałach pośrednich poprzez dodatkowe luźne koła pośredniczące. Koła zębata wałów pośrednich osadzone są na nich luźno

i sprzęgane z wałami w zależności od kierunku jazdy przy pomocy sprzęgła uruchamianych hydraulicznie. Wały pośrednie posiadają na swym drugim końcu koła zębata, które zazębiają się z kołem zębatym wału napędzanego. Wszystkie koła mają zęby śrubowe podwójnie skośne. Za pomocą sprzęgła uruchamianych hydraulicznie osiąga się lepsze przeniesienie siły niż przy zastosowaniu kół zębatych sztywno zaklinowanych na wałach.



Rys. 2. Układ kół zębatych i wałów.

Wały obracają się w łożyskach ślizgowych, a wał napędzany zaopatrzony jest poza tym w oporowe łożysko *Michella* stanowiące jedną całość z przekładnią.

Przekładnia może pracować albo zatopiona w oleju, albo też w suchej skrzyni. W pierwszym wypadku obieg olejowy składa się z dwu pomp olejowych, uruchamianych bezpośrednio wałem napędzającym, zasysających olej ze skrzyni przekładni i tłoczących go pod ciśnieniem 5 atm przez filtr olejowy typu *Auto-Clean* oraz chłodnicę do urządzenia regulującego ciśnienie; rozdzielającego do sprzęgieł. Do pracy natomiast na suchu stosuje się dwie pompy osobno napędzane, z których jedna, większa, zasysa olej ze skrzyni przekładni i tłoczy go do osobnego zbiornika nad przekładnią, a druga, mniejsza, zasysa olej z tego zbiornika i tłoczy do urządzenia regulującego ciśnienie; rozdzielającego do sprzęgieł olejowych. Oba obiegi są z sobą odpowiednio połączone, tak, że można je do woli stosować.

Przełączanie kierunku biegu odbywa się w przeciągu kilku sekund bez żadnego wysiłku ze strony obsługującego. Na statku, urządzenie przełączające bieg połączone jest z dźwignią regulującą silnik w ten sposób,

że przełączenie można dokonać tylko przy zwolnionych obrotach silnika.

Przekładnią była poddana w warsztacie próbom w ten sposób, że została przyłączona do silnika mocy 550 KM oraz do hamulca Frouda.

Te same zakłady wykonują jeszcze inne przekładnie okrętowe, z których największa przenosi 24 tysiące

KM przy 6 tysiącach obrotów na minutę wału napędzającego i przełożeniu 172:1, jako też przekładnię na 12.000 obrotów na minutę i przełożeniu 34,3:1, dla turbiny gazowej.

Inż. R. I.

(The Engineer, June 4, 1948. Fotografie z British Council).

Nowy typ angielskiej lokomotywy kopalnianej

Firma *Atlas Works* w Glasgow, ukończyła po dwuletniej pracy pierwszą nowoczesną lokomotywę kopalnianą z serii 16 sztuk zamówionych przez *National Coal Board*.

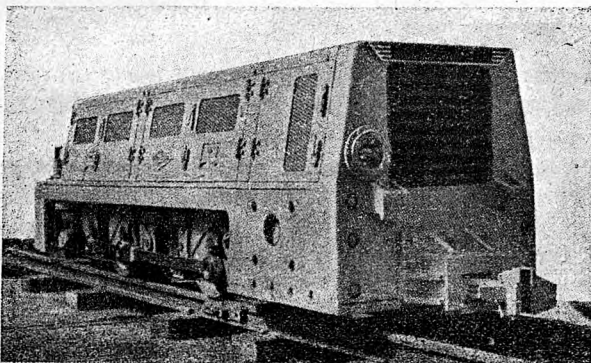
Jest ona przeznaczona do pracy podziemnej i odpowiednio do tego posiada takie wymiary, że mieści się w normalnym korytarzu kopalnianym. Jej dane techniczne są następujące:

Największa długość	4597 mm.
Największa szerokość	1219 „
Największa wysokość	1346 „
Układ kół	0-4-0
Średnica kół	610 „
Rozstaw kół	1397 „
Szerokość toru	762 do 1067 mm.
Ciężar roboczy	15240 kg.
Moc napędowa	100 KM
Największa szybkość	24 km/h
Najmniejszy promień krzywizny toru	18,3 m.

Siła pociągowa

przy:	4,8	10,4	24 km/h
	3860	2000	860 kg.

Wynika z tego, że lokomotywa może uciągnąć, zależnie od wzniesienia i szybkości, pociąg o wadze ogólnej 400 do 100 ton.

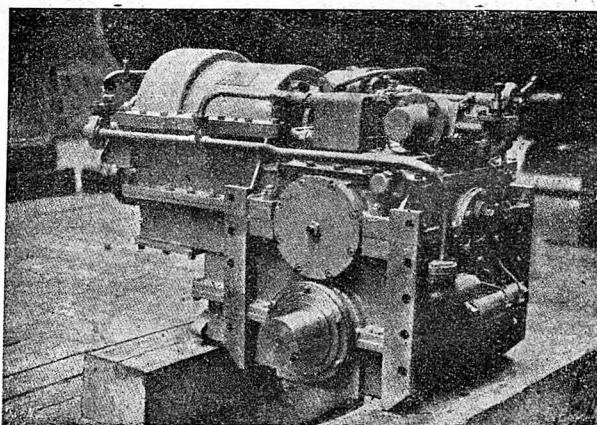


Rys. 1. Ogólny widok lokomotywy kopalnianej z silnikiem wysokoprężnym 100 KM.

Przy projektowaniu lokomotywy zwrócono przede wszystkim uwagę na pewność ruchu oraz łatwość konserwacji i remontu, jak też wymiennosc części. Dotyczy to również całego zespołu napędowego składającego się z silnika, sprzęgła i przekładni, które można łatwo wymontować.

Do napędu zastosowano silnik wysokoprężny typu *Paxmann-Ricardo 6 RQE*. Silnik ten posiada 6 cyl. o śred-

nicy 127 i skoku 149 mm. i rozwija moc 100 KM przy 1250 obrotach na minutę. Rozruch następuje powietrzem sprężonym do 28 atn. Silnik przenosi napęd na wał napędowy za pomocą elastycznego sprzęgła i trzybiegowej przekładni zębatej z urządzeniem nawrotnym o hydraulicznie przełączanych biegach, skąd przenoszony jest na koła za pomocą korbowodu.



Rys. 2. Trzybiegowa skrzynka biegów z przekładnią napędową i urządzeniem nawrotnym o hydraulicznej zmianie biegów.

Zarówno silnik, jak i przekładnię można łatwo wymienić nie tylko na inną jednostkę tego samego typu, ale również na silnik lub przekładnię innego wyrobu. Silnik może być zastąpiony silnikiem *Crossley B. W. L. 5*, a pierwotną przekładnię *SLM* można zastąpić nawet trzema innymi typami. Ułatwia to i przyspiesza znacznie remont względnie wymianę, gdyż nawet przy dzisiejszych trudnościach możliwe jest zawsze nabycie jednego z tych typów.

Zasysane przez silnik powietrze przechodzi przez filtr oraz zapórę dla płomieni ze stali nierdzewnej. Gazy wylotowe przechodzą przez taką samą zapórę oraz urządzenie oczyszczające i ochładzające zawierające pierścienie *Raschiga* zraszane wodą. Po opuszczeniu urządzenia oczyszczającego, gazy te, których temperatura nie może przekroczyć około 90 C, mieszane są w stosunku 1 do 16 z powietrzem chłodzącym, przetłaczanym przez chłodnicę.

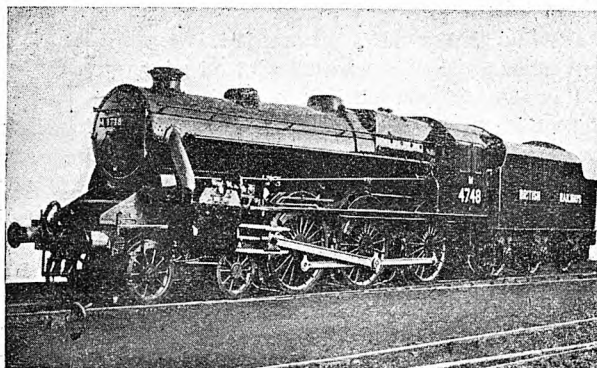
Lokomotywa zaopatrzona jest w hamulce powietrzne *Westinghousa* oraz ręczne, jak również oświetlenie elektryczne i tachometr.

Inż. R. I.

(The Engineer, 13 Aug. 1948).

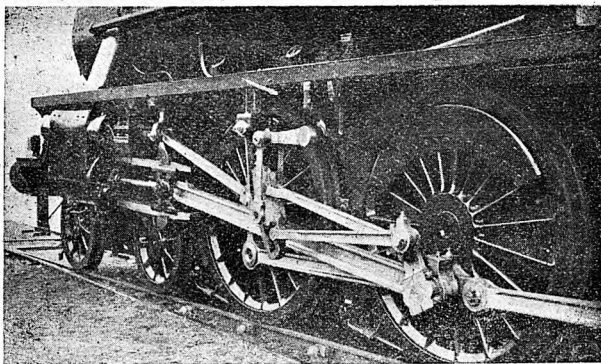
Parowozy doświadczalne

W roku 1947 towarzystwo kolejowe *MLSR (London Midland and Scottish Railways)* przystąpiło do budowy 30 parowozów doświadczalnych typu „5”, przeznaczonych dla ruchu mieszanego i mających służyć do przeprowadzenia badań porównawczych. Celem tych badań jest nie tyle osiągnięcie znacznego polepszenia sprawności termicznej, ile dążenie do zwiększenia pewności ruchu i prostoty obsługi oraz potanie eksploatacji, przez przedłużenie przebiegów pomiędzy remontami.



Rys. 1. Parowóz typu „5” ze sterowaniem zaworowym *Caprotti'ego*.

Parowozy podzielone są na trzy grupy. Dziesięć parowozów pierwszej grupy zaopatrzone jest w łożyska toczne i sterowanie zaworowe *Caprotti'ego*. Dziesięć parowozów drugiej grupy posiada również sterowanie zaworowe *Caprotti'ego*, lecz łożyska ślizgowe. W grupie trzeciej parowozy zaopatrzone są w łożyska toczne i sterowanie suwakowe. Dziewięć parowozów posiada stawidło *Walschaertsa*, jeden parowóz zaś stawidło *Stephensona*.



Rys. 2. Stawidło *Stephensona*

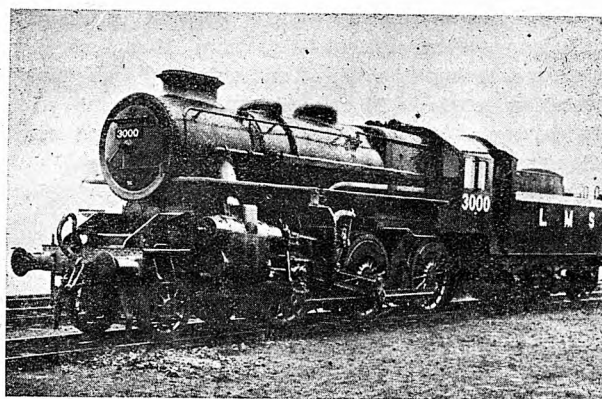
Jako łożyska toczne użyto łożyska stożkowe *Timkena* obudowane dzieloną osłoną, mającą napawane listwy prowadzące ze stali manganowej.

Zastosowanie łożysk tocznych i sterowania zaworowego wymagało poczynienia pewnych zmian konstrukcyjnych w stosunku do dotychczasowego typu. Przy lokomotywach wyposażonych w sterowanie zaworowe zwrócono przede wszystkim uwagę na łatwą dostępność mechanizmu sterującego i jego napędu, tak żeby ten dostęp był możliwy po odjęciu tylko jednej pokrywy.

Jeden z parowozów grupy trzeciej wyposażono w stawidło zewnętrzne *Stephensona*, którego już od roku 1884

nie stosowano więcej przy parowozach przeznaczonych dla głównych linii. Ma to na celu praktyczne rozstrzygnięcie właściwości ruchowych tego stawidła. Teoretycznie bowiem, stawidło *Stephensona* odznacza się tym, że przy zmniejszającym się napełnieniu zwiększa się wyprzedzenie dopływu pary do cylindra, w odróżnieniu od stawidła *Walschaertsa* przy którym wyprzedzenie jest niezmienne.

Przy rozruchu i małych szybkościach parowozu, gdy pracuje on na wielkim napełnieniu, zbyt wczesny wlot pary jest niekorzystny, przy większych natomiast szybkościach i małym napełnieniu wcześniejsze otwarcie wlotu polepsza pracę cylindra. Teoretycznie więc stawidło *Stephensona* powinno być korzystniejsze. Poza samym stawidłem, wszystkie parowozy grupy 3 są identyczne, a więc mają tę samą średnicę i skok tłokowego suwaka sterującego.



Rys. 3. Parowóz typu „4” ze stawidłem *Walschaertsa*

W uzupełnieniu wyżej opisanej serii, buduje się poza tym dalszych 20 parowozów doświadczalnych typu „4”, przedstawionych na rys. 3. Jest to średniej wielkości parowóz towarowy o następujących danych technicznych:

Średnica bliźniaczych cylindrów	444,5 mm
Skok	660,4 „
Średnica suwaka	254 „
Ciśnienie pary	16 atn
Największe napełnienie	75%
Średnica kół sprzężonych	1600 mm
Rozstaw osi skrajnych	7341 „
Powierzchnia rur kotłowych	101 m ²
„ skrzyni ogniowej	12 „
„ przegrzewacza	21 „
„ rusztu	2,1 „
Waga robocza parowozu	60,1 t.
Waga robocza tendra	41 „
Siła pociągowa przy 75% napełnienia	11 „
Pojemność tendra:	
wody	15,8 m ³
węgla	4 t.

Parowóz ten posiada zewnętrzne cylindry i stawidło *Walschaertsa*. Przy konstrukcji parowozu zwrócono szczególną uwagę na przejrzystość rozmieszczenia wszystkich elementów do obsługi parowozu, jako też najdalej idące udogodnienia dla maszynisty i palacza.

Inż. R. I.

(The Engineer. Feb. 20. 1948. Fotografie British Council).

BIBLIOGRAFIA

Prof. dr inż. Wacław Moszyński WYKŁAD ELEMENTÓW MASZYN. Część I Połączenia. Format A5, stron VXI + 384, rysunków 348, tablic 37, Warszawa, 1948.

Gdy ktoś poweźmie zamiar napisania książki o elementach maszyn i zastanowi się poważnie nad programem, przerazi go, względnie powinien przerazić ogrom przedmiotu i trudności jego wyczerpania.

Oprócz tego, że ma się do czynienia z niezliczoną ilością najrozmaitszych elementów spełniających różne zadania, istnieją możliwości traktowania przedmiotu z różnych punktów widzenia. Można interpretować nauczanie elementów maszyn jako pewien rodzaj mechaniki stosowanej, podając sposoby teoretycznego obliczania w oparciu o prawa statyki, kinematyki, dynamiki, stereomechaniki, nauki o tarcju i hydromechaniki. Można zająć się stroną fizykalną zjawisk połączonych z funkcjonowaniem elementów maszyn. Można rozpatrywać stronę technologiczną, t. zn. wyrób i jego związek z kształtem części. Można podawać mniej lub więcej krytyczny opis. Można wreszcie kłaść nacisk na zasady konstruowania, co by wymagało podawania wyników doświadczeń, będących najwyższą instancją przy wyborze rozwiązania konstrukcyjnego.

Można oczywiście połączyć to wszystko w jedną harmonijną całość, składającą się z nawzajem wspierających się części, tak aby teoria naprawde coś dała praktyce, praktyka naprawde miała korzyść z teorii, konstruktor i technolog naprawde współpracowali z sobą w oparciu o zrozumienie różnych zjawisk fizykalnych i ekonomicznych.

To ostatnie rozwiązanie byłoby ideałem, ale wyczerpujące uwzględnienie wszystkich tych punktów jest prawie niemożliwe, chociażby ze względu na objętość i tylko monografie pisane przez fachowców-specjalistów mogą mieć pewne widoki powodzenia w tym kierunku. Bez względu na ograniczanie się zaś do jednego czy dwu punktów byłoby zbyt wielką sposobnością do okaleczonego wyczynu. Pozostaje kompromis, przy czym wpływ na wybór ma decyzja, dla kogo jest podręcznik i jaki jest jego cel. Nie obejdzie się tu bez przewagi jednych punktów nad drugim, zależnej od osobowości piszącego. W każdym razie trudności wyboru są olbrzymie.

Trzeba przyznać, że w danym wypadku autor wybrał bardzo szczęśliwie z tych trudności, zwłaszcza jeżeli się uwzględni przeszkody, jakie miał do pokonania. Może przeważa trochę w książce strona teoretyczna względnie rachunkowa, co jest zresztą usprawiedliwione tym, że pierwszy tom jest równocześnie wstępem do dalszych. Jeżeli mówię o przewadze, to rozumiem pod tym nie przewagę objętościową, ale sposób ujęcia różnych zagadnień. Widoczne jest to np. w następujących miejscach. Strona 207, uwaga na dole. Strona 208, rozważanie nad kątem między klinami. Strona 223, o luzowaniu się kołków stożkowych. Strona 234, wiersz 14 i 15 od dołu i strona 250 — wiersz 17 i 18 od góry, gwinty drobno- i grubo zwojowe.

Wpływa to także na pewien porządek ważności podawanych przez autora wiadomości, co do którego można mieć wątpliwości. Np. czy lepiej opuścić ustęp o prymitywnym obliczaniu połączeń sworzniowych, czy wskazówki, kiedy jakiego połączenia użyć? Czy opuścić przy uszczelnkach warunki ich użycia. Czy zdecydować się na takie skrócenie ustępów o fundamentach o elastycznym podparciu, że daje ono za mało, czy też opuścić je całkiem? Czy uważać za nieważną stronę fizykalną zjawisk po przekroczeniu granicy sprężystości w połączeniach włączanych? Czy obliczać wszystko co się da, tylko dlatego, że się da, czy też tylko w wypadku rzeczywistej potrzeby, gdyby to nawet wymagało pewnej zręczności w doborze upraszczających założeń?

Pomnąwszy te rzeczy, które są kroplą w morzu, należy podziwiać autora, że zdołał pomieścić tyle wiadomości w stosunkowo małej objętości. Podręcznik jest tak zwiezły, że wymaga pewnej umiejętności czytania „między wierszami“. Autor wykazał wielką pomysłowość w gospodarce rycinami i wyzyskaniu miejsca, co napewno wpłynęło korzystnie na możliwości i termin wydania książki. Pisząc ten podręcznik, oddał autor wielką usługę naszemu słownictwu technicznemu, z którym mamy ciągle kłopoty. Na szeroką skalę uwzględniona jest w książce idea normalizacji, co jest tak pożądane, że pogodził mnie nawet z osobiście dla mnie kłopotliwym oznaczeniem rycin, użytym przez autora.

Jeżeli następne części będą takie jak pierwsza, całość będzie według mnie, jedną z najlepszych książek ostatnich lat, nie tylko w naszej literaturze technicznej, ale i światowej.

Prof. Adolf Polak

KOMUNIKATY INSTYTUTU WYDAWNICZEGO SIMP

PORADNIK TECHNICZNY, MECHANIK TOM I.

W grudniu ubiegłego roku ukazał się 8 zeszyt, a w pierwszej połowie stycznia br. 9 zeszyt „Poradnika technicznego Mechanik“. W odstępach miesięcznych ukazały się zeszyty 10—13, zawierające do końca roku *wytrzymałości materiałów, hydromechanikę i aerodynamikę*. Część pierwsza I tomu obejmuje zatem: *matematykę i tablice matematyczne, fizykę i tablice fizyczne oraz całą mechanikę*.

Po zakończeniu druku pierwszej części, prenumeratorzy będą mogli nabyć estetyczną płócienną okładkę ze złożonymi napisami, umożliwiającą oprawienie książki we własnym zakresie. Cena okładki będzie podana w jednym z najbliższych zeszytów czasopisma „Mechanik“.

Materiały do drugiej części I tomu, obejmującej *termikę techniczną, podstawy elektrotechniki, podstawy chemii, metrologię i normalizację* znajdują się w przygotowaniu do druku. Druk dalszych zeszytów

tów będzie następował bez przerwy po ukończeniu druku części pierwszej. Zeszyty te będą rozsyłane prenumeratorom I tomu w miarę ich ukazywania się. Część druga I tomu obejmie około 8 zeszytów o objętości 80—96 stron. Ukończenie druku przewidywane jest w końcu br.

PORADNIK TECHNICZNY MECHANIK TOM IV.

W styczniu 1949 r. rozpoczął się skład IV tomu „Poradnika technicznego Mechanik“, obejmującego zakresem swej treści następujące rozdziały:

Część I. Silniki: Turbiny wodne. Kotły. Tłokowe silniki parowe. Turbiny parowe. Urządzenia kondensacyjne. Tłokowe silniki spalinowe.

Część II. Maszyny robocze: Dźwignice. Urządzenia przenośnikowe. Pompy. Sprężarki.

Warunki prenumeraty podane są w oddzielnym ogłoszeniu.

PORADNIK TECHNICZNY MECHANIK TOM II.

Zgodnie z uchwałą Kolegium Redakcyjnego Instytutu Wydawniczego SIMP z dnia 8 stycznia 1949 roku II tom „Poradnika technicznego Mechanik“ zostanie wydany w dwu odrębnych częściach. Część pierwsza o objętości około 1000 stron formatu B6 obejmie materiałoznawstwo ze szczególnym uwzględnieniem metaloznawstwa, a część druga o objętości około 800 stron rysunek techniczny, teorię mechanizmów i elementy maszyn.

Opracowanie i przygotowanie do druku rozdziałów do części pierwszej zbliża się ku końcowi, tak iż druk tego tomu rozpocznie się w najbliższych tygodniach.

Ogłoszenie przedpłaty nastąpi w najbliższych zeszytach czasopism „Mechanik“ i „Przegląd Mechaniczny“.

Tadeusz Dobrzański RYSUNEK TECHNICZNY, Podręcznik dla gimnazjów mechanicznych. Wydanie 2, poprawione i uzupełnione.

Ponieważ podręcznik „Rysunku technicznego“, wydrukowany w nakładzie 12.000 egzemplarzy, znajduje się na wyczerpaniu, Instytut Wydawniczy SIMP przystąpił do druku nowego wydania, po wprowadzeniu drobnych poprawek i uzupełnień w tekście i rysunkach.

O wartości dydaktycznej książki świadczy za twierdzenie jej przez Ministerstwo Oświaty do użytku szkolnego, jako podręcznika szkolnego dla gimnazjów mechanicznych oraz głosy prasy, podnoszącej wszechstronność, gruntowność, staranność, a zarazem przystępność opracowania materiału.

Książka Tadeusza Dobrzańskiego pt. „Rysunek techniczny“ powinna znaleźć się w rękach każdego, kto ma do czynienia z rysunkiem technicznym maszynowym w szkole lub w pracy zawodowej. Jako nieodzowny towarzysz każdego technika książka ta nadaje się specjalnie na nagrody za pilność dla młodzieży szkół zawodowych!

Prof. dr inż. Wacław Moszyński WYKŁAD ELEMENTÓW MASZYN. Tom I. POŁĄCZENIA.

Pierwszy tom „Wykładu Elementów Maszyn“, obejmujących połączenia, spotkał się nie tylko z życzliwym przyjęciem krytyki i przychylną opinią polskiego świata naukowego, lecz objawami gorącej wdzięczności młodzieży, uczęszczającej na wydziały mechaniczne wyższych szkół technicznych, o czym świadczą głosy prasy, jakie poniżej zamieszczamy.

Głosy prasy:

„Praca prof. Wacława Moszyńskiego stanowi pierwszy w literaturze polskiej obszerniejszy podręcznik z dziedziny elementów maszyn. Ze względu na szerokie i gruntowne ujęcie tematu, dzieło to posiada charakter podstawowy i może być wstępem do głębszych studiów w dziedzinie maszyn. Podręcznik prof. Moszyńskiego, stanowiący wynik wieloletnich prac naukowo-badawczych, oraz dydaktycznego doświadczenia Autora, zawiera nie tylko niezwykle bogaty i oryginalnie ujęty materiał naukowy, lecz wprowadza również ład pojęciowy w dziedzinie elementów maszyn. Stosowane przez Autora słownictwo techniczne będzie niewątpliwie poważnym przyczynkiem do rozwoju systematyzacji rodzinnego słownictwa technicznego. Niniejsza książka jest pierwszą częścią trytomowego podręcznika elementów maszyn na poziomie politechnicznym“.

„Przegląd Budowlany“ Nr 11/48.

„Wykład ujęty w sposób niezmiernie logiczny, ma na celu względy dydaktyczne. Jest to bogaty, oryginalnie ujęty materiał naukowy, przystosowany do poziomu programu szkół akademickich i inżynierskich. Szerokie i gruntowne ujęcie przedmiotu przez prof. W. Moszyńskiego cechuje ten pierwszy w naszej literaturze technicznej podręcznik z dziedziny elementów maszyn. Obfituje on w szereg zadań obliczeniowych ciekawie pomyślnych. Słownictwo techniczne Autora zasługuje na osobną uwagę, jako podstawa do prac słownictwa mechanicznego“.

„Przegląd Komunikacyjny“ Nr 11/48.

„Pierwsze w Polsce dzieło o dobrze uporządkowanym materiale na temat części maszyn wybiega daleko poza szablonowe ujęcie całości. Charakter „Wykładu Elementów Maszyn“ predystynuje go przede wszystkim jako podręcznik o walorach dydaktycznych, pozwalających młodemu adeptom nie tylko zapoznać się z tematem, lecz również zmusza ich do systematyczności i uczy sztuki myślenia. Równocześnie książka stanowi cenny materiał dla konstruktorów, którzy mają często skłonność do mechanicznego używania kilku znanych sobie wzorów do obliczania wszystkich konstrukcji. Przeczytanie „Wykładu“ pozwoli im na oderwanie się od tradycji i wejście w dziedzinę myśli, opartej na analizie pracy poszczególnych części oraz ich wzajemnego stosunku“.

„Hutnik“ Nr 10—11/48.

TREŚĆ ZESZYTU 1/49

	str.
„Nowy Rok pod hasłem jedności“	1
I. ARTYKUŁY OGÓLNE	
Prof. dr inż. Jerzy Dowkontt — „O obiegach teoretycznych silników wewnętrznego spalania“	3
Inż. mech. Adam Minchejmer — „Analityczne wzory do wykresów charakterystyk gaźnikowych silników samochodowych	7
Inż. mech. Józef Rafalski — „Ogrzewanie pompami cieplnymi“	16
Prof. dr inż. M. T. Huber — „W sprawie uwzględniania otworów opłonkowych w ścianie kotła przy obliczeniu wytrzymałościowym“	22
Inż. Paweł Merlend — „Uwagi o kontroli technicznej przedsiębiorstwa“	24
II. PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH	
„Automatyzacja procesów wytwórczych w przemyśle Z. S. R. R.“	26
„Okrętowa przekładnia zębata nawrotna dla mocy 2000 KM“	27
„Nowy typ angielskiej lokomotywy kopalnianej“	28
„Parowozy doświadczalne“	29
III. BIBLIOGRAFIA	30
IV. KOMUNIKATY IW SIMP.	30

CONTENTS

SOMMAIRE

СОДЕРЖАНИЕ

New Year — the year of unity	1				
I. MAIN ARTICLES		I. LES ARTICLES GÉNÉRAUX		I. ГЛАВНЫЕ СТАТИИ	
Theoretical cycles of internal combustion engines	3	Les cycles théoriques des moteurs à combustion interne	3	Теоретические циклы двигателей внутреннего сгорания	3
Mathematical formulas for motorcar engines performance curves	7	Formules mathématiques pour les caractéristiques des moteurs à combustion interne	7	Аналитические формулы характеристик автомобильных двигателей	7
Heat pumps	16	Chauffage à l'aide des pompes de chaleur	16	Огревание тепловыми помпами	16
Strenght calculation of boiler heads with fire-tube holes	22	Calculution de réstiance des paroi des chaudières aux tubes au feu	22	Разоткотельных днищсдырами на огневые труды	22
Some remarks about production control	24	Remarques sur la controle technique	24	Сомечания о технической контроле	24
II. REVIEW OF TECHNICAL PRESS	26	II. REVUE DE LA PRESSE TECHNIQUE	26	II. ОБЗОР ТЕХНИЧЕСКОЙ ПЕЧАТИ	26
III. BIBLIOGRAPHY.	30	III. BIBLIOGRAPHIE	30	III. БИБЛИОГРАФИЯ	30
IV. SIMP PUBLISHING INSTITUTION ANNOUNCEMENTS 30		IV. COMMUNIQUES DE L'INSTITUT DE PUBLICATION SIMP	30	IV. ОБЯВЛЕНИЯ I. W. SIMP	30

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — Warszawa

Kolegium redakcyjne: Prof. dr inż. Bohdan STEFANOWSKI, inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI

Redaktor działu odlewniczego: Prof. inż.-mech. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI.

Redaktor techniczny: inż. Adam MINCHEJMER.

Redaktor naczelny: Prof. inż. Edmund OSKA.

Redaktor Wiadomości SIMP: Eugeniusz MAŁKIEWICZ Sekretarz Generalny SIMP:

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Mickiewicza 18.

Redaktor przyjmuje czwartek 9—11 i sobota 14—16

Administracja czynna poniedziałki, środy i piątki od 9 do 15.

Przedpłata kwartalna 400 zł.

PKO Nr konta I 4665. tel. 8-29-85.

Cena pojedynczego zeszytu 150 zł.