UDK 621.43.065.5

Kombinirano hlajenje prototipnih motorjev TAM Combined Air—Oil Cooling of the TAM Prototype Diesel Engine

FERDINAND TRENC – JOŽE PRIMOŽIČ – VALTER VOLF

Temperaturni potek v steni valja zračno hlajenega motorja je zelo neizenačen; vzrok lahko najdemo predvsem v fizikalnih lastnostih zraka za hlajenje in razpoložljivih površinah za prenos toplote na valju. Najvišje temperature na notranji — drsni površini valja lahko že pri zmernih specifičnih močeh motorja presežejo dopustne vrednosti. Prav tako se pojavijo po obodu stene valja in v vzdolžni smeri valja veliki temperaturni gradienti, ki preprečujejo nadaljnje stopnjevanje moči motorja, zmanjšujejo zanesljivost obratovanja in dobo trajanja motorja. V članku so predstavljene konstrukcijske rešitve kombiniranega zračno-oljnega hlajenja valjev, njegove značilnosti in rezultati uporabe takšnega načina hlajenja na prototipnem, tlačno polnjenem dizelskem motorju TAM BF4LO 513LC.

Typical inadequate temperature distribution can be met with the cylinder wall of an air – cooled internal combustion engine. It is generally affected by the physical properties of the cooling air and partially by the design of the cylinder cooling surfaces. Large longitudinal and circumferential temperature gradients and high critical wall temperatures do not allow a further increase in the engine specific power and its more reliable operation. The paper presents the performance characteristics and design solutions of combined air—oil cooling that was applied to the TAM prototype BF4LO 513 LC turbocharged and aftercooled diesel engine.

0. UVOD

Zaradi fizikalnih lastnosti zraka in prostora, ki ga imajo konstrukterji pri oblikovanju hladilnih površin valjev zračno hlajenih motorjev na voljo, je potek temperatur v steni valja zelo neizenačen. Najvišje temperature notranje stene valja dosežejo dopustne vrednosti že pri imenskih specifičnih močeh, ki ne presegajo 21 kW/liter delovne prostornine [1], [2]. Povprečni vzdolžni temperaturni gradienti dosežejo pri omenjenih specifičnih močeh in zgornjem delu valja skoraj 1°C/mm, kar pomeni dva- do trikratne ustrezne vrednosti pri vodno hlajenih motorjih [3]. Tudi največje temperaturne razlike, ki se pojavijo na obodu notranje stene valja v istem prečnem prerezu valja [1], [2], so približno dva- do trikrat večje od ustreznih razlik pri vodno hlajenih motorjih. Hladilnih površin valja zaradi prostorskih omejitev ne moremo poljubno povečevati, zato je nadaljnje stopnjevanje moči zračno hlajenih motorjev z običajnimi tehničnimi rešitvami praktično nemogoče. V skladu z današnjimi usmeritvami razvoja motorjev potrebujemo za pogon gospodarskih cestnih vozil sodobne motorje s specifičnimi močmi 22 do 26 kW/liter [4], ki pa morajo obenem izpolnjevati tudi ekološke in ekonomske zahteve ter zahteve po zanesljivosti obratovanja in ustrezno dolgi dobi trajanja.

0. INTRODUCTION

Typical inadequate temperature distribution in the air-cooled cylinder wall is caused partially by the physical properties of the cooling air and partially by the limits a designer meets in designing the necessary cooling surfaces. Peak cylinder temperatures correspond to the specific engine output 21 kW/litre [1], [2]. Average longitudinal temperature gradients in the upper part of the cylinder wall at the mentioned specific engine output amount to 1°C/mm and exceed by almost three times the values of water-cooled engines [3]; as do maximum temperature differences occuring on the circumference of the cylinder inside surface in the critical transverse sections of the cylinder. Cooling surfaces of the cylinder can not be arbitrarily increased due to spatial limitations and a further increase of the air-cooled engine output is thus not achievable within the range of usual technical solutions. In accordance with the present orientation of development, modern commercial vehicles require diesel engines with a specific output of 22 to 26 kW/litre [4], that should at the same time meet all current environmental and reliability requirements.





V razvojnem inštitutu TAM je bil v zadnjih letih razvit in analiziran nov način dodatnega, kombiniranega hlajenja valjev z zrakom in oljem za mazanje motorja. V ta namen je bil v zgornji, toplotno najbolj obremenjeni del stene valja vgrajen vodoraven, ukrivljen kanalček s pravokotnim prerezom, po katerem se pretaka olje za mazanje motorja in dodatno hladi valj. Lega in videz kanalčka za dodatno hlajenje z oljem (v nadaljnjem besedilu DOH) sta prikazana na sliki 1. Na modelih valja ter enovaljnem prototipnem motorju je bil teoretično in praktično analiziran lokalni prestop toplote v laminarnem toku olja, upoštevani pa so bili tudi vplivi ukrivljenosti kanala, mešane konvekcije in curka vtekajočega olja [1], [5]. S preizkusi je bila ugotovljena najugodnejša lega kanalčka, količina olja in način obtekanaja olja za hlajenje. Nekatere izvedbene značilnosti sistema DOH so bile zaradi učinkovitosti in preprostosti tudi patentno zaščitene [6].

1. ANALIZA IN TEHNIČNE REŠITVE PROBLEMA HLAJENJA VALJEV

Pri reševanju problemov prenosa toplote v motorjih je zelo pomembno, da poznamo lokalne toplotne tokove, ki se prenašajo prek posameznih delov motorja. Še posebno pomembna sta pri tem valj in glava valja. Na sliki 2 so prikazani posamezni toplotni tokovi, ki se prenašajo prek delov valjevega sklopa, in njihovi deleži v odstotkih toplote, ki je dovedena kombinirano hlajenemu prototipnemu motorju BF4LO 513LC z gorivom.

A new combined air-oil cooled system was analysed and developed in the TAM R&D Institute. A curved horizontal channel fed with engine lubrication oil was therefore introduced in the upper - thermally overloaded part of the cylinder wall for supplementary cooling. The layout and position of the oil channel for the additional cooling (DOH) are presented in fig. 1. Local heat transfer phenomena were studied analytically and practically on the TAM supercharged and aftercooled single and four cylinder diesel engine; the influence of the channel curvature, mixed convection, and the inlet impinging oil jet were also taken into account [1], [5]. As a result of the intensive experimental work, the optimum position of the channel, suitable oil-flow and its distribution was also established. The construction of the DOH was patented owing to its simplicity and its effectiveness [6].

1. ANALYSIS AND TECHNICAL SOLUTIONS OF THE PROBLEM.

To solve the problem of engine heat transfer it is important to know local heat flows and their distribution. Cylinders and cylinder heads are the most thermally loaded engine parts. Fig. 2 shows heat flows and the percentage of energy introduced by the fuel for some components of the combined air-oil cooled diesel engine BF4LO 513LC and their proportions in the total heat introduced by the fuel. The specific power of the engine for this



Sl. 2. Potek toplotnih tokov v sklopu valja z DOH Fig. 2. Heat flows in engine components

Specifična moč motorja je znašala za opisani primer 24 kW/liter. Absolutne in relativne vrednosti toplotnih tokov ustrezajo enemu valju in so bile dobljene z meritvami [7], [8]. Iz podatkov v preglednici na sliki 2 lahko sklepamo, da se odvaja pri kombinirano hlajenem motorju z zrakom in oljem skoraj 14 odstotkov toplotne moči dovedenega goriva, če pa upoštevamo še toplotni tok, ki se odvaja v hladilniku polnilnega zraka — HPZ, se ta delež poveča na 19,5 odstotkov. Te vrednosti se razmeroma dobro ujemajo s podatki, ki jih podajajo izdelovalci sodobnih vodno hlajenih motorjev [9].

Iz podatkov je tudi razvidno, da odvedemo z oljem v sistemu DOH z majhnega prostora 1 do 2 kW (odvisno od pretoka olja), učinek pa se izrazito pozna na temperaturnem poteku stene valja. Na sliki 3 so prikazani temperaturni poteki po obodu notranje stene valja v višini prvega batnega obročka (ko je bat v zgornji mrtvi legi). Podatki ustrezajo osnovnemu - zračno hlajenemu motorju in različnim izvedbam DOH, razmere pri obratovanju motorja pa so bile za vse prikazane izvedbe valjev enake. Opazimo lahko zelo visoke temperature stene pri osnovni izvedbi valja, ki v področju izpušnega ventila presegajo 210 °C, razlika med najvišjo in najnižjo temperaturo oboda stene (imenovali jo bomo ovalnost) v istem prečnem prerezu pa znaša 34 °C. Na sliki 3 so shematično prikazane tudi tri temeljne tehnične rešitve DOH (1 do 3), ki so bile s preizkusi preverjene. Z uvedbo DOH1, pri katerem celotni tok olja obteče obod valja, vtok in iztok olja pa ležita na izstopni strani zraka za hlajenje, so se temperature stene v primerjavi z osnovno

particular case was 24 kW/litre. Absolute values and partial rates of heat flows correspond to each cylinder and were defined by the experiments [7], [8]. One can conclude from the data in fig. 2 that almost 14% of the fuel energy is removed by the cooling air and the lubrication oil; if the aftercooler of the engine is considered in the heat balance, the above mentioned percentage increases to 19.5%. Results from the table in fig. 2 are in agreement with results obtained with advanced water-cooled engines [9].

One can also see from the table, that 1 to 2 kW (depending on the oil flow) of the heat is removed from the upper part of the combined cooled cylinder by the lubrication oil. Better temperature distribution can be expected as the result. Fig. 3 shows temperature distribution of the cylinder working surface for the transverse section and the top piston ring position. The results correspond to the baseline air-cooled and to some design alternatives of the combined cooled-DOH cylinder for the same engine running conditions. Maximum temperatures of the air-cooled cylinder wall exceed 210 °C, whereas maximum circumferential temperature difference or temperature »ovality« amounts to 34°C. Fig. 3 gives three typical design alternatives for the cooling oil channel and the oil distribution: DOH1, DOH2, and DOH3. DOH 1 is represented by the channel in which the entire quantity of oil flows around the cylinder wall; oil enters and leaves the channel in the »hot« zone - exhaust side of the cooling air flow. Typical temperature convexity can still be seen around



S1. 3. Vpliv izvedbe DOH na potek temperatur v steni valja Fig. 3. Influence of the DOH design on temperature distribution

izvedbo sicer precej znižale, ostala pa je značilna »izbočenost« temperatur v področju izpušnega ventila. Cepitev toka olja v dve veji (sistem DOH2) najvišjih temperatur valja ni znižala, pač pa se je ovalnost zaradi manjšega masnega toka olja v »hladnejši« veji kanala in zato nekoliko višjih temperatur stene valja nekoliko zmanjšala.

Najvišje temperature stene valja in ovalnost so bili znižani šele z uvedbo sistema DOH3; curek olja vstopa nesimetrično v področju najvišjih temperatur stene valja in se zaradi posebne oblike vstopnega ustja razcepi na dva delna toka, ki nista enaka. Večji delni tok olja teče skozi področje najvišjih toplotnih obremenitev valja in izdatno zniža temperature sten, manjši del toka pa obteče daljšo vejo kanalčka in odvede razmeroma manj toplote. Temperature »hladnejšega« dela oboda valja se zato nekoliko zvišajo. V celoti dobimo tako ugodnejši in enakomernejši temperaturni potek notranje stene valja. Učinek močno povečanega prestopa toplote, ki ga povzroči nalet vtekajočega curka olja ob steno kanalčka, je na sliki 3 opazen kot »kotanja« v temperaturnem poteku. Lokalne vrednosti toplotne prestopnosti se ob naletu curka na steno povečajo skoraj za velikostni razred [10], pojav pa je bil uporabljen za znižanje najvišjih lokalnih vrednosti temperatur valja.

the exhaust channel area although the relative temperature level was substantially decreased. Split-flow and two unequally fed channel branches of the system DOH2 gave smaller temperature ovality; bigger heat transfer and relatively lower temperatures of the cylinder in the »critical« channel branch are results of higher partial oil-flow.

Most suitable results were obtained with the system DOH3; cooling oil is injected asymmetrically in the zone of the pronounced wall temperatures, and is then split into two unequal partial oil branches. The larger portion of the cooling oil flows around the shorter channel branch and cools down substantially the hottest cylinder area, while the smaller portion of the cooling oil flows around the longer channel branch and cools its surrounding less intensively. As a result, the »cooler« side wall temperatures can even be slightly increased. Total temperature distribution is thus levelled. The influence of increased heat transfer caused by the inlet oil-jet impinging on the inner wall of the channel can be seen in fig. 3 as a temperature »hollow«. The inlet local heat transfer coefficient can be increased by almost ten times [10], and this phenomenon was used to reduced the highest local cylinder temperatures.



Sl. 4. Vpliv oblike in velikosti hladilnih površin na vzdolžni potek temperatur v valju Fig. 4. Influence of the cylinder cooling surfaces on longitudinal temperature distribution

Značilni vzdolžni temperaturni poteki stene valja so prikazani na sliki 4 za osnovno izvedbo in izvedbo DOH3, imensko vrtilno hitrost in različne obremenitve motorja. Levi del diagrama ustreza najhladnejšemu vzdolžnemu prerezu, desni pa najtoplejšemu, ki sta na sliki 3 označena s številkama 8 in 3. Najprej lahko primerjamo temperaturne poteke za osnovno izvedbo in DOH pri enaki obremenitvi motorja 12 bar. Najvišje temperature stene valja so se v kritičnem prečnem prerezu valja I (višina prvega batnega obročka) z uvedbo DOH znižale kar za 50 °C, zato je bilo mogoče imensko obremenitev motorja varno povečati na 13 bar. Iz diagramov na desni in levi strani slike 4 je razvidno, da so postali temperaturni poteki z uvedbo sistema DOH zelo podobni tudi pri najvišjih obremenitvah motorja. Na sliki 4 je prikazan tudi vpliv izolacije oziroma zmanjšanja površin hladilnih reber na temperaturni potek v steni valja. V ta namen so bila hladilna rebra valja od naseda na okrov motorja do višine 100 mm najprej v celoti zamašena z izolacijsko snovjo (azbestom), v naslednjem koraku pa skrajšana (odrezana) do največje dolžine 15 mm. Iz diagramov sliki 4 opazimo, da takšni posegi skoraj ne vplivajo na temperaturni potek v zgornjem, kritičnem delu valja, da pa so se temperature stene valja v spodnjem, izoliranem delu zvišale le za nekaj stopinj.

Typical longitudinal temperature distribution of the cylinder working surface is presented in fig. 4 for the baseline air-cooled, and the combined cooled - DOH 3 version, for the engine rated speed and diverse engine loads. The left part of the diagram corresponds to the »coolest« and the right part to the »hottest« section of the cylinder; both sections 8 and 3 have been defined in fig. 3. A first comparison can be performed between the results for the baseline and DOH version and maximum engine load 12 bar. Maximum wall temperatures (corresponding to the piston top ring position and TDC - transverse section I) were decreased with the DOH3 version by almost 50 °C and enabled a safe increase of the engine rated specific power to 13 bar. The shape of the temperature distribution for the DOH 3 version on both sides of the diagram in fig. 4 became very similar even at highest engine loads. The influence of the partial insulation of the cylinder cooling fins on the wall temperature distribution can also be seen in fig. 4. the lower part of the cylinder cooling fins (40% of its total height) was filled with liquid metal for this experiment. Results in fig. 4 show that the temperatures in the upper - critical part of the cylinder were hardly influenced by the total thermal insulation of the lower half of the cylinder, whereas temperatures of the lower part of



S1. 5. Raztros enakoležečih temperatur po valjih za osnovno in izvedbo motorja z DOH Fig. 5. Scattering of temperatures within particular cylinders

Na zanesljivost obratovanja in dobo trajanja motorja vpliva tudi velikost raztrosa vrednosti enakoležečih temperatur po posameznih valjih motorja. Na sliki 5 je prikazan temperaturni potek po obodu vseh štirih valjev v prečnem prerezu I za osnovno izvedbo in motor z DOH ter enake razmere obratovanja. Pri osnovni izvedbi znaša povprečni raztros vrednosti temperatur za vse štiri valje 25 do 30 °C, za valje z DOH pa le 10 °C.

Temperature valja lahko posredno znižamo tudi z notranjim hlajenjem. Zaradi vse strožjih predpisov o količini škodljivih snovi v izpušnih plinih dizelskih motorjev je treba bistveno zmanjšati (poleg emisije plinastih škodljivih komponent) tudi količino delcev v izpušnih plinih. Med preprostejše in cenejše posege sodi povečanje razmernika zraka za zgorevanje, ki ga zagotovimo z ustreznim dvigom ravni tlačnega polnjenja. V sistem napajanja prototipnega motorja BF4L 513LC z zrakom je bilo vključeno sodobno turbopuhalo z dodatnim obtokom zraka in plinsko turbino s pretočnim ventilom. Majhenn okrov turbine s strmo pretočno karakteristiko je zagotavljal razmeroma visoke tlake polnilnega zraka in večje pretoke zraka že pri majhnih vrtilnih hitrostih motorja, ustrezno nastavljeni pretočni ventil pa ni dopuščal

the cylinder wall were simultaneously increased by a few degrees centigrade.

The reliability of an engine can be affected by the scattering of the temperatures at the reference positions on particular engine cylinders. Fig. 5 shows the circumferential temperature distribution in transverse section I for all engine cylinders, air-cooled and DOH3 version and the same engine running conditions. Scattering of the temperature for the baseline version cylinders amounts to 25 to 30 °C, and for the combined cooled cylinders 10 °C.

Reduction of the cylinder wall temperature and better particulate emission can simultaneously be obtained by increasing the combustion air-to-fuel ratio, especially at lower engine speeds. Higher boost pressures and higher charge density were obtained by the advanced doubleflow turbocharger with a west-gated turbine. Substantially better results were obtained at intermediate engine speeds. The influence of the

oznaka TK Turbo size	p _e [bar]	T ₃₁ [°C]	Δt _{max} [°C]	T _{valj} - (Т ₀ + Ҭ) / 2 [°С] _{Суl.}	t _{mo} [°C]	∆t _{mo} [°C]
"26"	12	553	8,5	118,5	101,1	Vnrelänie
△ "WG 19"	12	503	6,3	115,3 000 0000	101,3	3,3
O "26"	14,6	615	11,4	133,5	107,3	la terslet pl
□ "WG 19"	14,6	567	7,4	131,6	105,9	4,5
• "26"	16	640	10,1	146,6	111,9	diagout ver
▲ "WG 19"	16	598	8,3	142	112	4,9
■ "WG 19"	16,5	613	10,4	148	113,5	athel. The

m_{ol} = 5 kg/min

n = n Mt, max



Sl. 6. Vpliv stopnje tlačne polnitve na temperaturo valjev z DOH Fig. 6. Influence of supercharging on cylinder temperatures

previsokih tlakov pred plinsko turbino niti pri imenski vrtilni hitrosti motorja in največjih obremenitvah motorja. Vpliv velikega razmernika zraka na temperaturo izpušnih plinov pred vstopom v turbino in na temperaturo stene valjev je prikazan na sliki 6 za vrtilno frekvenco največjega vrtilnega momenta motorja. Običajno turbopuhalo (v nadaljevanju TK) je označeno v priloženi preglednici s »26«, puhalo s pretočnim ventilom pa z označbo »19 WG«. Pri najvišjih obremenitvah motoria (16 bar) se je temperatura izpušnih plinov znižala za več ko 40 °C, povprečna temperatura valjev z DOH pa še za dodatnih 5°C. Ob tem so bile v celoti izpolnjene tudi zahteve veljavnih mednarodnih predpisov o okolju, ki jih poznamo po imenu EURO1 [11].

higher air-fuel ratios on the temperature of the exhaust gases at the turbine inlet and on the cylinder temperature for the engine peak torque conditions is shown in figure 6. Conventional turbocharger results are labelled with a turbine size >26«, while the results of higher boosted engine correspond to the label >19 WG«. Higher air-fuel ratios decrease the turbine inlet temperature by 40 °C and the typical combined cooled cylinder wall temperature by the extra 5 °C even at 16 bar. EURO 1 exhaust emission standards were fulfilled simultaneously [11].

2. IZVEDBA VALJEV Z DODATNIM HLAJENJEM

V prejšnjem poglavju smo omenili različne izvedbe DOH. Različnost osnovne konstrukcije DOH je bila takrat povezana izključno z rešitvijo problema ustreznega prenosa toplote. Konstrukcijska rešitev mora pokrivati poleg funkcionalnih zahtev tudi želje in tehnološke možnosti izdelovalca valjev, navsezadnje pa naj bi bila tudi preprosta in poceni. Debelina stene (stebla) osnovnega valja je zaradi potrebne dolžine hladilnih reber razmeroma majhna. Tehnološka izvedba kanalčka z litjem se je izkazala (zaradi neenakomernega prereza kanalčka in poroznih sten) kot neustrezna. Kanalček je bil zato izdelan z odrezovanjem osnovnega valja, s čimer smo lahko dosegli tudi manjše širine in večje debeline sten valja. Preizkušeni sta bili dve osnovni izvedbi kanalčka za DOH; shematsko sta prikazani na slikah 7 in 8. Izvedba po skici 8 je ustreznejša, tesnjenje proti iztoku olja zagotavljajo tesnilke O. Z uvedbo kanalčka smo zgornji del stene valja oslabili. Izvedena je bila računska primerjalna analiza napetosti in deformacij valja z metodo MKE [12]. Rezultati so pokazali, da je mogoče povečane napetosti, ki so se pojavile zaradi stanjšanja stene valja, zmanjšati na oziroma pod osnovno stanje, če povečamo celotno debelino stene valja za 1 mm.

obodu vseh štirth valjev v o

TSIAP UNICASY SHIT SE

2. DESIGN OF THE COOLING CHANNEL

Three different versions of the combined cylinder cooling: DOH1, DOH2 and DOH3, together with their impact on the heat transfer, were presented in the previous chapter. Design solutions must take into account the technological possibilities of the cylinder manufacturer; simple solutions can also be price attractive. The thickness of the baseline cylinder wall is limited by the geometry and the surface of the cooling fins. The required tolerances of the channel geometry and possible porosity of the channel walls eliminate the option of a cast version. The channel is therefore machined from the cylinder components. Two alternative designs were performed, tested, and are presented schematically in figures 7 and 8. Better results, smaller deformations and better oil-tightening were achieved by the design presented in figure 8. The channel cavity weakens the cylinder wall and decreases its strength. Stress analysis by the finite element method was performed to establish local deformations and stresses. Results of numerical analyses demonstrated that the disadvantage of the cavity could successfully be compensated by an increase of the wall thickness by 1 mm.







SI. 8. Izvedba kanalčka DOH z natisnjenim obročem Fig. 8. Design of the cooling channel with a cylinder segment Ker smo v prejšnjem poglavju ugotovili, da izdatno skrajšanje hladilnih reber valja pri sistemu DOH praktično ne vpliva na zvišanje temperatur stene valja, lahko brez posebnih pomislekov povečamo tudi debelino stene valja. Rezultati modeliranja napetosti in deformacij so tudi pokazali, da je mogoče z ustreznim preoblikovanjem reber (krajšanje, izenačitve dolžine reber, opuščanje prekinitev med rebri itn.) znižati napetosti za več ko trideset odstotkov [2]. Analiza [12] je tudi pokazala, da so napetosti zaradi zvišanih temperatur na valju za 40 do 60 odstotkov nižje od napetosti zaradi plinskih sil. Na sliki 9 je prikazano stanje napetosti v prečnem prerezu valja z DOH, ki je za 7,5 mm oddaljeno od vrha valja; pogoji obratovanja motorja ustrezajo vrtilni frekvenci največjega momenta motorja in obremenitvi 14,6 bar. Najvišje napetosti so se pojavile na robu najkrajših hladilnih reber in niso presegle vrednosti 120 MPa.

It was reported in the previous chapter that a reduction of the cooling fins does not have too great effect on the cylinder temperature distribution and its level: a moderate increase in the cylinder wall thickness is therefore possible. Results of numerical modelling showed the advantage of a new, simpler design of the remaining cooling fins; deformations and stresses can thus be reduced by more than 30% [12]. Analyses of numerical modeling [12] also demonstrated the relationship between the stresses caused by the thermal loads and engine mass forces; thermal stresses are 40% lower than those from the engine cycle. Figure 9 shows the stress pattern in the transverse section of the cylinder at the top piston ring position for the engine peak torque running conditions. Highest stresses are located at the base of the shortest cooling fins and never exceed 120 MPa.

	NAPETOSTI STRESSES	
	oznaka Position	N/mm ²
	the niajenje	-20
	v en 2 Tosla	bilke 0 eber
	3	20
	4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4 4	40
	5.1von	60
	6	80
	kov. 7 ato	100
A A A A A A A A A A A A A A A A A A A	8	120
	allal9 a lbi	140
	10	160

Sl. 9. Porazdelitev izračunanih napetosti v valju s kanalčkom DOH in odebeljeno steno Fig. 9. Calculated stresses in the cylinder with DOH

3. SKLEPI

V članku je bil prikazan potek rešitve problema visokih in neenakomerno razporejenih napetosti ter deformacij, ki jih na valju motorja povzročajo toplotne obremenitve. Rešitev dodatnega hlajenja zračno hlajenega valja z oljem za mazanje se je izkazala kot primerna predvsem zaradi naslednjih prednosti:

3. CONCLUSIONS

The paper gives technical solutions that reduce unequal temperature distribution in an air-cooled cylinder. Advantages of the additional oil cooling for the baseline air-cooled cylinder are: Zunanjih mer motorja ni treba, kljub pove čani specifični moči motorja, dodatno povečevati.
Sistem dodatnega hlajenja z oljem je po konstrukciji preprost, krmiljenje pretokov olja v obeh vejah kanalčka je izvedeno brez gibljivih in konstrukcijsko zahtevnih delov.

 Pri dodatnem hlajenju zračno hlajenega motorja z oljem se izognemo tretjemu mediju – vodi in s tem tudi vsem nevšečnostim, ki jih takšen sistem prinaša.

— Sistem dodatnega hlajenja z oljem je samourejajoč; pri povečanju obremenitve motorja in s tem tudi zvišanju temperature olja za hlajenje in mazanje, se poveča toplotna prestopnost v kanalčku za olje in z njo tudi odvedena toplota. Temperatura sten valja ostane zato bolj ali manj nespremenjena.

Velike spremembe lokalnih vrednosti toplotne prestopnosti po dolžini kanalčka izrabimo tako, da v območja, kjer so temperature valja najvišje »vsilimo« tok olja z najvišjimi vrednostmi, skozi hladnejša področja stene valja pa se pretaka manjši tok olja z nižjimi vrednostmi toplotne prestopnosti. Tako dosežemo vzdolžni in cirkularni potek temperatur stene valja, ki je po obliki in vrednost temperatur vsaj enakovreden ustreznemu temperaturnemu poteku pri vodno hlajenem motorju.

— Dodatno hlajenje z oljem omogoča preoblikovanje hladilnih reber; zmanjšanje in poenostavitev oblike reber skoraj ne vplivata na potek temperatur stene valja. S tem pridobimo prostor za povečanje debeline stene valja, ki vpliva na togost, trdnost in večjo zanesljivost ustrezne kakovosti valjev: večja ko je debelina stene — manjši je izmeček zaradi poroznosti snovi.

— Zaradi bistveno nižjih temperatur stene valja, se znižajo tudi kritične temperature bata v bližini obročkov, zato je mogoče spremeniti geometrijsko obliko bata in obročkov, tako da se zmanjšajo poraba olja in pretok plinov skozi okrov motorja in tudi emisija škodljivih snovi v izpušnih plinih.

Seveda lahko računamo pri uvajanju kombiniranega hlajenja tudi na težave in pomanjkljivosti, ki se kažejo predvsem v:

 potrebi po povečanem oziroma dodatnem hladilniku ter tlačilki za olje;

 potrebnih spremembah pretočne karakteristike ventilatorja za hlajenje motorja zaradi vzporednega toka zraka skozi dodatni hladilnik za olje;
mogočih težavah pri tesnjenju zunanjega obroča, ki sestavlja kanalček za DOH; pri nenadnih ustavitvah močno obremenjenega motorja se temperature sten valja in tesnilk O močno povečajo in lahko tesnilke trajno poškodujejo. No need for increased overall dimensions of the baseline engine.

— Design of the additional oil-cooling for the engine cylinders is simple; distribution of partial oil-flow in the channel branches is self-controled without additional moving parts.

 There is no need for the third cooling medium - water, together with its specific problems.

— Additional oil cooling is self controlled; higher engine load increases oil temperature, the heat transfer coefficient in the channel is increased and in turn cools the cylinder wall. The temperature of the cylinder working surface is less affected by the change of engine running conditions.

- The position and design of the oil-channel follows the requirements for local cooling; segments with a higher local heat transfer coefficient are placed in the regions where local thermal loads are pronounced and vice versa. Circumferential temperature distribution in transverse cylinder sections becomes less oval and is similar to that of water-cooled cylinders.

- There is no special need for sophisticated designed cooling fins with the combined cooled cylinders; cylinder design can be simpler, cost effective, more rigid and enables increased engine reliability.

- Lower temperatures of the upper part of the cylinder working surface influence the temperature of the piston ring; the ring pack can therefore be moved upwards in the fire zone to provide lower oil consumption and a better exhaust emission picture of the engine.

There are some possible problems linked with the combined cooling:

 the capacity of the lubrication oil pump and the oil cooler shoud be increased;

- the performance characteristics of the engine cooling fan could be changed owing to the changed demand for the cooling air-flow;

- possible oil leakage problems of the cylinder segment with the cooling channel.

ZAHVALA

Avtorji se zahvaljujemo Ministrstvu za znanost in tehnologijo Slovenije za finančno podporo in Razvojno-tehničnemu inštitutu — RTI TAM, ki je odobril objavo tega članka.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors wish to record their appreciation of the TAM R&D Institute which has generously permitted the publication of this this paper. Moreover, the valuable financial support of the Ministry of Science and Technology of the Republic of Slovenia is gratefully acknowledged.

4. LITERATURA 4. REFERENCES

[1] Trenc, F.: Analiza temperaturnega stanja na valju zračno hlajenega motorja. Doktorska disertacija, Fakulteta za strojništvo Univerze v Ljubljani, 1992.

[2] Primožič, J.-Trenc, F.: Razvoj sodobnega in ekološko ustreznega dizelskega motorja. Fazno poročilo razvojnega projekta. Pogodba MZT št. A 682-42-0476, Maribor, 1991.

[3] Crosby, J.A. et al.: The Design and Development of the C Series Diesel Engine: SAE Paper NO. 870619, Detroit, 1987.

[4] N.F.: Triebwerke von 220 bis 260 PS, Nutzfahrzeug, Januar 1/1992, pp. 18-19.

[5] Trenc, F.-Pavletič, R.: Combined Air-Oil Cooling on a Supercharged TC & IC TAM Diesel Engine. ASME IC Int. Conference. Proceedings. Vol. 18. Waterloo, USA, 1992, pp.25-31.

[6] Trenc, F.: Kanalček za dodatno hlajenje valjev zračno hlajenega motorja z oljem za mazanje. Patentni zahtevek št. 9200098. Urad RS za varstvo industrijske lastnine, Ljubljana, 1992.

[7] Primožič, J.: Interno poročilo TAM RTI, Maribor, 1990.

[8] KHD: Versuchsmitteilung AE-ZK 07-87. Interno poročilo. Köln, 1987.

[9] Cummins 6BT5.9 and 6CTA8.3. Engine Performance Data Sheet, 1989.

[10] Ma, C.F.-Sun, H.-Auracher, H.-Gomi, T.: Local Convective Heat Transfer from Vertical Heated Surfaces to Impinging Circular Jets of Large Prandtl Number Liquids. Proceedings of the 4th Int. Conference on Heat Transfer No. 4-MC-16, Jerusalem, 1990, pp. 441-446.

[11] Trenc, F.-Volf. V.-Primožič, J.: Postupci za smanjenje emisije izpušnih plinova TAMovih motora u vidu medjunarodnih propisa o okolišu. Goriva i maziva. 31 Vol. 1-2. Zagreb, 1992. str. 45-56.

[12] Zadravec, M.: Analiza optimiranja oblike valja na osnovi deformacij. Diplomsko delo. Tehniška fakulteta Univerze v Mariboru, Oddelek za strojništvo, Maribor, 1992.

Naslov avtorjev: doc. dr. Ferdinand Trenc, dipl. inž., Jože Primožič, dipl. inž., Valter Volf, dipl. inž. TAM - Razvojno tehnični inštitut Maribor, Slovenija Authors'Address: Doc. Dr. Ferdinand Trenc, Dipl. Ing. Jože Primožič, Dipl. Ing. Valter Volf. Dipl. Ing. TAM RTI, Ptujska 184 Maribor, Slovenia

Prejeto: 13.12.1993 Received: Sprejeto: 27.2.1994 Accepted:

65