

Alles wat u altijd al hebt willen weten over

EXPANSIE-UITLATEN

Iedereen heeft in zijn leven bepaalde beginpunten. M'n vijftiende verjaardag was zo'n punt: ik kreeg een tweedehands Sparta-brommertje cadeau. Toen ik er voor het eerst op stapte, had het ding een top van 50 km per uur en was daarmee veel te snel voor me. Maar alles went: na drie dagen wist ik ongeveer hoeveel meter voor een bocht ik moest beginnen te remmen; na een week had ik het apparaat zo ver onder de knie dat ik mezelf niet meer konstant in levensgevaar bracht, en na een maand vond ik 50 km per uur eigenlijk maar vrij langzaam.

Wat doe je dan, als je geen rooie cent hebt voor de aanschaf van snelle spullen (die toen trouwens nog niet bestonden), maar wel een Pa met een massa gereedschap in zijn schuur? Inderdaad, je gaat aan het opvoeren.

Dat was in het begin erg gemakkelijk, want ik werd niet gehinderd door enige theoretische kennis. Mijn uitgangspunt luidde ongeveer als volgt: „racemotoren gaan sneller dan gewone motoren en maken meer lawaai. Dus als ik een gewone motor (of brommer) harder wil laten lopen, dan moet ik zorgen dat-ie meer lawaai maakt“. En om dat te bereiken had je geen theoretische kennis nodig; alleen maar een steeksleuteltje tien om de uitlaatdemper er af te slopen.

Aangezien die demper half verstopt zat met koolaanslag (zoals later bleek), steeg de topsnelheid inderdaad met ruim 5 km/uur. Van decibels had ik nog nooit gehoord, maar dat ook het lawaai niet minder was geworden, hoorde ik maar al te goed. Ook toen deed de jeugd al de gekste dingen om op te vallen, maar er gold een uitzondering voor jongetjes die nog geen zestien waren, maar desondanks op een brommer reden.

Dus: toch weer uitlaatdemping. Ik voelde er echter niets voor om van het fraale tempo van 55 km/u weer te devalueren naar het slakkegangetje van 50. Bij wijze van compromis verwijderde ik daarom het (verstopte) einddempertje uit de uitlaat, en zie: het Spartaatje bereikte de schrikbarende snelheid van 57 km per uur!

Verbijstering

Dat was nieuw voor me: een uitlaatpijp kon dus meer doen dan alleen het lawaai binnenhouden; zo'n pijp kon een echte bijdrage leveren aan de topsnelheid! Tegenwoordig weet ieder kind dat, maar toentertijd werd de racerij nog gedomineerd door viertaktmotoren en de Oostduitse uitzondering MZ was nauwelijks het stadium van open megafoons op z'n tweetaktracer te boven. U begrijpt dus, dat ik verbijsterd was door deze ontdekking.

Die verbijstering heeft vrijwel voortgeduurd tot op de dag van vandaag, met af en toe korte onderbrekingen in de vorm van periodes waarin ik dacht dat ik het snapte.


Eén zo'n periode was bijvoorbeeld toen ik op m'n achttiende jaar een tweecilinder DKW op de kop tikte en het ding vol zelfvertrouwen voorzag van een stel expansiepijpen, nog voordat ik er één meter mee had gereden. Het geluid was werkelijk zéér muzikaal en een vriendje (met een Jawa twin) wilde met alle geweld die pijpen van mij kopen. Hij kreeg zijn zin pas, toen één van de uitlaten van de DKW atrilde, die daarop prompt 10 km harder ging lopen....

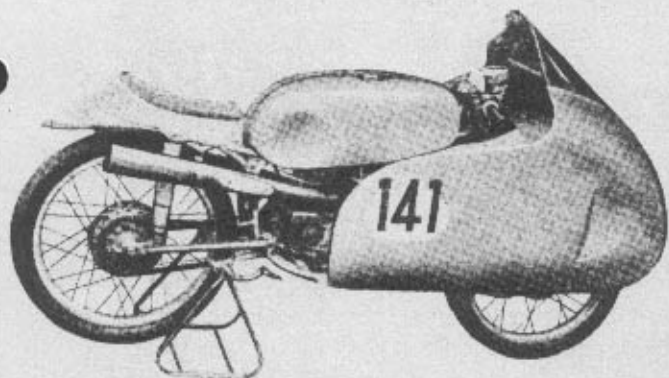
De reden, dat ik dit allemaal vertel? Wel, ik heb nu weer zo'n periode waarin ik denk dat ik éindelijk de werking van een expansiepijp door heb. En die wetenschap wil ik graag delen met de lezers van *MOTO 73*.

Even een opmerking vooraf: enkele jaren geleden heb ik ook al eens een serie artikeltjes geschreven over de gebeurtenissen in een expansiepijp. En omdat de eigenschappen en de gedragingen van uitlaatgassen sindsdien niet veranderd zijn, zullen lezers met een goed geheugen sommige gedeelten van dit verhaal herkennen; die zijn namelijk óók niet veranderd. Maar al zijn de gedragingen van het uitlaatgas dan gelijk gebleven, mijn inzicht in die gedragingen is wel degelijk gewijzigd. Vandaar, dat dit verhaal op enkele belangrijke punten afwijkt van wat ik vroeger heb geschreven.

Laten we, om de zaak overzichtelijk te houden, maar beginnen bij het begin; bij de cilinder dus.



 Frits Overmars



MZ wordt algemeen beschouwd als de pionier van de moderne tweetakt-racetechiek. Maar al was dit Oostduitse merk dan de grote voorvechter van de roterende inlaat, op uitlaatgebied was men vrij conservatief. Deze 125 cc fabrieksracer was in 1955 nog met megafoons uitgerust.

Zuiging gewenst

Bij de verbranding van het benzine-luchtmengsel in de cilinder van een tweetaktmotor ontstaat een hoge druk. Die druk duwt de zuiger naar beneden en brengt zodoende de krukas aan het draaien. Op een bepaald moment is de zuiger zo ver gedaald dat de uitlaatpoort onderin de cilinderwand vrij komt. De verbrandingsgasen, die op dat moment nog onder een druk van pakweg 5 bar (atmosfeer) staan, maken natuurlijk van de gelegenheid gebruik en stromen door die poort met grote kracht uit de cilinder. Daarna gaan de spoelporten open en stroomt vanuit het carter vers mengsel de cilinder in. Hoe meer van dit mengsel in de cilinder komt, hoe meer er ook wordt gekomprimeerd en verbrand, dus hoe meer vermogen de motor levert.

We kunnen helpen om zoveel mogelijk mengsel van carter naar cilinder te krijgen door aan de uitlaatpoort te zuigen (niet letterlijk natuurlijk, want zo'n poort kan nogal warm worden). Door die zuiging daalt de druk in de cilinder en komt er meer ruimte voor vers mengsel. Daarom moeten we de expansiepijp zo gek zien te krijgen, dat-ie gaat zuigen.

Da's helemaal niet moeilijk, want het verbrande gas dat uit de cilinder is gestroomd, stormt intussen met grote snelheid door de uitlaatpijp. Op een gegeven moment is al het verbrande gas uit de cilinder verdwenen; het gas stroomt aan de achterkant met grote snelheid uit de pijp, maar aan de voorkant komt er niets meer bij omdat de cilinder intussen is leeggestroomd. Daar ontstaat dan een onderdruk; precies wat we wilden.

Hoe groter de stroomsnelheid van het gas, des te groter wordt ook de onderdruk. Om de grootst mogelijke stroomsnelheid te verkrijgen wordt gebruik gemaakt van een megafoon die aan de uitlaatpijp wordt bevestigd. De stroomsnelheid kan daardoor stijgen tot boven de

lijkwel waar, maar er treedt in expansiepijpen nog een ander verschijnsel op, en de invloed daarvan op het motorvermogen is véél groter.

Wanneer namelijk bij een tweetakt de uitlaatpoort open gaat, ontsnapt er niet alleen een stroom gas, maar ook een knal, of, om het netjes te zeggen: een geluidsgolf.

Golven en echo's

Dat geluidsgolven kunnen terugkaatsen, weten we allemaal. Denk maar aan een echoput. Wat je daar hoort, is gewoon het geluid dat je zelf hebt gemaakt, en dat daarna door de bodem van de put wordt teruggekaatsd. Nu hebben golven een merkwaardige eigenschap (dat moet u maar even van mij aannemen, want het zou te ver voeren om het op deze plaats te gaan verduidelijken): ze worden niet alleen teruggekaatsd door een gesloten uiteinde (zoals de bodem van de echoput), maar ook door een open uiteinde (zoals het einde van een uitlaatpijp).

Er is echter tussen deze twee soorten terugkaatsing een groot verschil. Positieve golven (dat zijn golven die een hogere druk hebben dan het gas waarin ze zich bewegen), worden door een gesloten uiteinde ook als positieve golven teruggekaatsd. En negatieve golven (met een lagere druk dan hun omgeving) worden door zo'n einde ook als negatieve golven gereflekteerd. Maar bij de terugkaatsing door een open uiteinde wordt alles anders. Positieve golven die een open einde van een leiding bereiken, worden teruggekaatsd als negatieve golven, en negatieve als positieve.

Wat gebeurt er nu in het uitlaatsysteem van een tweetaktmotor? We hebben al gezien dat er in de cilinder een druk van

ongeveer 5 bar heerst op het ogenblik dat de uitlaatpoort opengaat. Het openen van die poort levert dan ook een forse positieve golf op; een knal zelfs. Deze geluidsgolf loopt, uiteraard met de snelheid van het geluid, door de uitlaatpijp. En wanneer nu deze golf aan het open einde van die pijp komt, wordt hij gereflekteerd als een negatieve golf, ofwel een onderdrukgolf. En weet u nog, wat we graag wilden hebben bij de uitlaatpoort? Inderdaad, een onderdruk.

Deze onderdruk moet al het verbrande gas uit de cilinder zuigen en vervolgens de spoelstroming op gang helpen. En om dat zo goed mogelijk te doen moet hij aan twee voorwaarden voldoen: hij moet zo sterk mogelijk zijn, en hij moet aanwezig blijven tot op het ogenblik dat de spoelporten weer gesloten worden door de zuiger. Met andere woorden: we willen dat de korte maar hevige positieve golf, die bij het openen van de uitlaatpoort ontstaat, wordt omgezet in een lang aanhoudende negatieve golf, en dat zoveel mogelijk energie wordt omgezet in onderdruk.

Hé, een open uiteinde

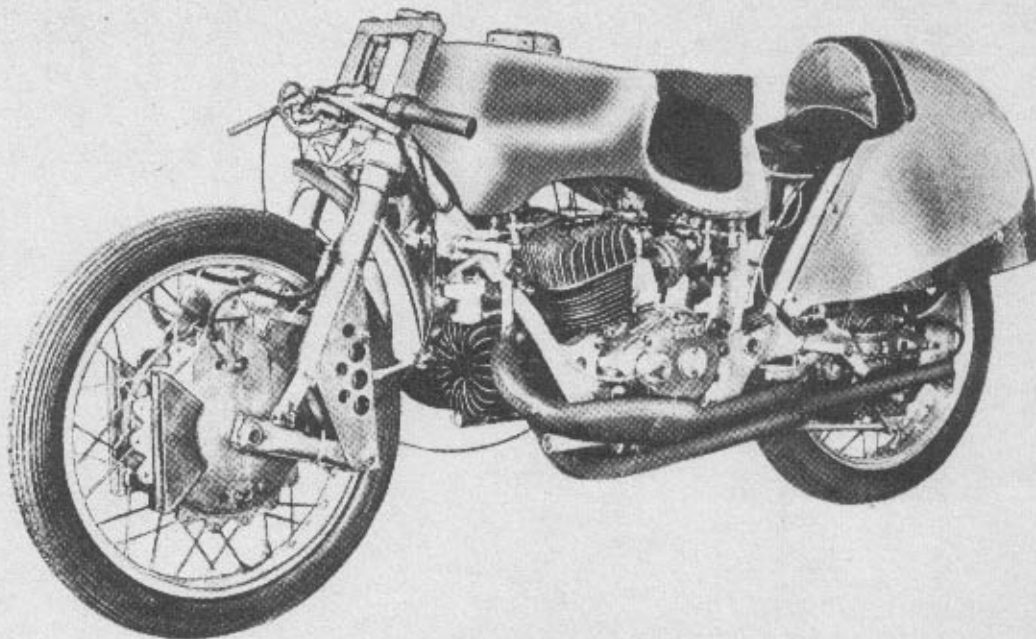
Het meest geschikte instrument voor die omzetting is opnieuw de megafoon, die we aanvankelijk gebruikten om een zo laag mogelijke stroomsnelheid van het uitlaatgas op te wekken. Zo'n megafoon kan namelijk gezien worden als een aaneenschakeling van stukjes cilindrische pijp, waarvan de diameter stapje voor stapje toeneemt (fig. 1). De positieve geluidsgolf die vanuit een cilindrische uitlaatpijp in zo'n megafoon terecht komt, denkt: „Hé, een open uiteinde“, en stuurt een negatieve golfje terug, voordat hij in de gaten

700 meter per seconde (2500 km/uur!). Da's natuurlijk leuk, maar tot zover is er geen nieuws onder de zon. Deze invloed van een megafoon werd namelijk al ruim 40 jaar geleden ontdekt in de race-afdelingen van onder meer Norton, NSU en DKW. Als u geïnteresseerd bent in de theoretische achtergronden van dit megafoon-effekt, kunt u een verklaring vinden in boeken over stroomturbines, onder het hoofdstuk Straalpijpen.

Ook ik heb me in het verleden uitvoerig met dit verschijnsel beziggehouden en ik heb zelfs met behulp van een computer uitgeknoebeld, wat de ideale vorm van een megafoon moet zijn om de hoogste gasstroomsnelheid te bereiken. De desbetreffende formules hebben zelfs in MOTO 73 gestaan. Het bewuste nummer is inmiddels uitverkocht, maar maak u geen zorgen.

Al die theorie over stroomsnelheden in uitlaatpijpen is name-

Deze 350 cc driecilinder DKW fabrieksracer was een van de eerste racemotoren ter wereld met expansie-achtige uitlaatpijpen.



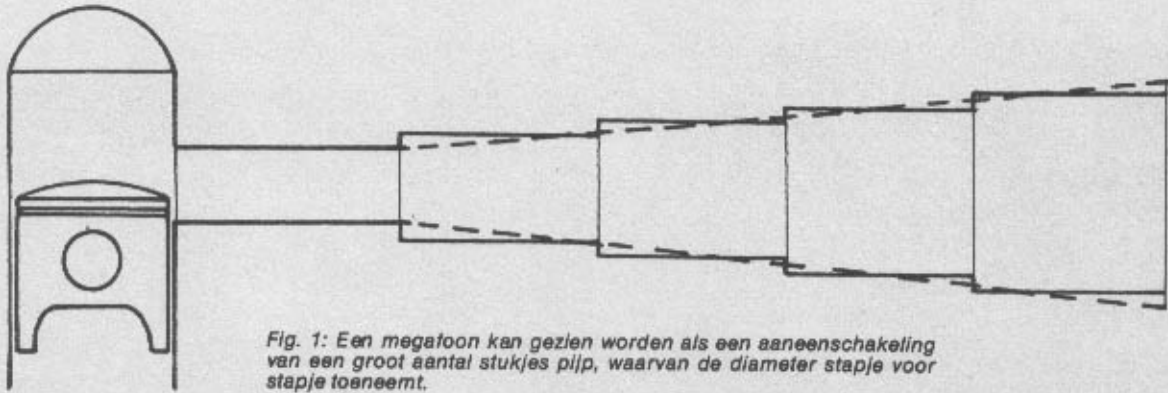


Fig. 1: Een megafon kan gezien worden als een aaneenschakeling van een groot aantal stukjes pijp, waarvan de diameter stapje voor stapje toeneemt.

krijgt dat hij niet in de open lucht terecht is gekomen, maar slechts in een pijp die iets wider is dan de vorige. Komt de golf bij het einde van die tweede pijp, dan herhaalt de geschiedenis zich; ook hier vandaan wordt een negatieve golfje gereflecteerd, waarna de grote positieve golf ontdekt dat hij er opnieuw is ingetrapt. Ook ditmaal komt hij bij het verlaten van het stukje pijp niet in de open lucht, maar in een pijpje met weer een iets grotere diameter. Enz., enz. Zodoende wordt de korte positieve golf omgezet in een geleidelijk teruggekaatste negatieve. Wanneer de lengte- en diameterverhoudingen van de megafon optimaal zijn, wordt bovendien bereikt dat de positieve golf vrijwel al zijn energie heeft afgestaan tegen de tijd dat-ie werkelijk in de open lucht terecht komt.

Eureka!

En over die lengte- en diameterverhoudingen wil ik het nu hebben. Ik geloof namelijk, dat ik het ideaal heb gevonden. En zoals bij alle werkelijk belangrijke vindingen (ahum) is ook dit een wonder van eenvoud. De simpele formule, waarin ik het denkwerk van de afgelopen jaren heb samengevat, lijkt wel iets op die van mijn goede vriend Albert Einstein. Appie werd bekend met de formulering $E = mc^2$ (waarbij ik de betekenis van de symbolen niet ga uitleggen omdat u er ongetwijfeld alles vanaf weet), terwijl mijn formule luidt: $\Delta d = CS^2$. U ziet het: andere lettertjes, maar vrijwel dezelfde geniale eenvoud.

Spoelverliezen

Goed, na dit staaltje zelfverheerlijking keren we terug naar ons oorspronkelijke onderwerp: de tweetaakt motor.

Er gebeuren namelijk in een expansiepijp nog meer dingen, die we even onder de loep moeten nemen, voordat ik kan beginnen aan het verklaren van de formule.

We hebben al gezien, dat een megafon de cilinder kan leegzuigen. Bovendien heb ik beweerd, dat de zuigende werking aanwezig moet blijven tot op het ogenblik dat de spoelporten weer gesloten worden. De moeilijkheid is echter, dat zo'n megafon niet in de gaten heeft, wat-ie allemaal uit de cilinder zuigt.

Hij verwijdert niet alleen het verbrande gas, maar slurpt ook een flink deel op van het verse mengsel, dat juist via de spoelporten van het carter naar de cilinder is gestroomd. Maar dat kunnen we niet gebruiken, want mengsel dat in de uitlaatpijp verdwijnt zondet dat het eerst aan het verbrandingsproces heeft deelgenomen, levert geen bijdrage aan het motorvermogen. Wel aan de luchtvervuiling, want dat mengsel bevat een hoeveelheid benzine die onverbrand in de buitenlucht terecht komt. Bovendien hebben we voor die benzine eerst een boel geld betaald. . . . Hier moet dus een stokje voor gestoken worden.

Wel, niets is eenvoudiger. We lassen gewoon een plaat blik tegen het open einde van de megafon, dat daardoor een gesloten einde wordt. Maar omdat

een motor niet wil lopen wanneer de uitlaatpijp potdicht zit, maken we in de plaat blik een gaatje, waardoor het uitlaatgas geleidelijk kan ontsnappen (fig. 2). Dat „gesloten einde“ van de megafon is dus in werkelijkheid niet helemaal gesloten, maar voor ons doel is het voldoende.

Dat doel is namelijk het volgende: zoals we al meermalen gezien hebben, ontstaat er bij het openen van de uitlaatpoort een positieve drukgolf. Die golf doorloopt de megafon en een groot deel van z'n energie wordt hier omgezet in een onderdruk-golf, die terugkeert naar de cilinder. Wat er nog is overgebleven van de positieve golf, botst vervolgens tegen de plaat blik aan het eind van de megafon, en wordt vandaan als een positieve golf teruggekaast naar de cilinder.

Drukvulling

Het verse mengsel, dat door de onderdruk-golf uit de cilinder is weggezogen, wordt er vervolgens door de overdruk-golf weer in teruggeperst.

En het mooiste is: omdat op dat moment de spoelporten al weer dicht zijn, kan het teruggeperste mengsel niet meer langs een andere weg uit de cilinder ontsnappen. De druk in de cilinder stijgt daarom en in het ideale geval wordt de cilinder zodoende gevuld met meer mengsel, dan het geval zou zijn zonder deze samenwerking van negatieve en positieve drukgolven.

Resonantie

Het spreekt vanzelf dat de uitlaatpoort moet sluiten op het tijdstip, dat de druk in de cilinder zijn maximum heeft bereikt. Wanneer de poort eerder sluit, heeft de positieve drukgolf namelijk nog geen tijd gehad om al het mengsel vanuit de uitlaatpijp in de cilinder te persen. En gaat de poort te laat dicht, dan stroomt een deel van het mengsel weer terug naar de uitlaatpijp.

De moeilijkheid is echter, dat we het sluitingstijdstip van de uitlaatpoort niet kunnen aanpassen bij de aankomst van de positieve terugkaatsing. Dat sluitingstijdstip staat namelijk vast; het wordt bepaald door de timing van de uitlaatpoort en door het toerental van de motor.

Maar gelukkig is er een andere mogelijkheid: we passen de aankomst van de positieve reflectie aan bij dat vaststaande uitlaat-sluitingstijdstip.

Dat gaat als volgt: wanneer de uitlaatpoort opent, ontstaat er een positieve golf. Die golf loopt door de uitlaatpijp met de snelheid van het geluid. En die snelheid is afhankelijk van de temperatuur van het gas waarin-ie zich bevindt. Voor heet uitlaatgas ligt de geluidssnelheid bij ongeveer 500 meter per seconde. Onze golf loopt dus met 500 m/sec door de uitlaatpijp, tot hij bij de plaat blik aan de achterzijde komt. Hier wordt hij teruggekaast, waarna hij met dezelfde snelheid weer terugloopt, richting cilinder.

Wordt vervolgd

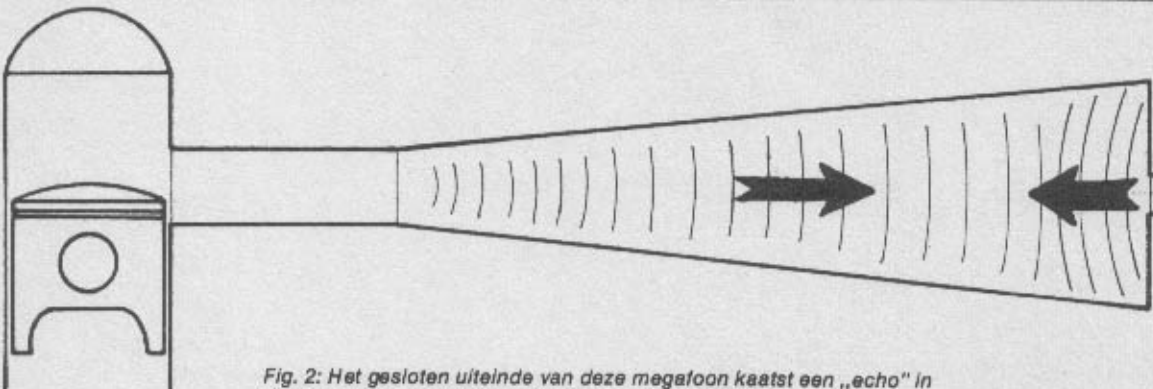


Fig. 2: Het gesloten uiteinde van deze megafon kaast een „echo“ in de vorm van een overdruk-golf terug naar de cilinder.

Alles, wat u altijd al hebt willen weten over

EXPANSIE-UITLATEN

deel 2

In de vorige aflevering hebben we gezien dat in de expansiepijp van een tweetaktmotor na het openen van de uitlaatpoort een onderdruk golf wordt gevormd die de verbrande gassen uit de cilinder zuigt, en dat ook een deel van het verse benzine/luchtmengsel wordt meegezogen. Vervolgens perst een overdruk golf, die eveneens door de expansiepijp wordt opgewekt, dit verse mengsel weer terug in de cilinder.

Dat gaat als volgt: wanneer de uitlaatpoort opent, ontstaat er een positieve golf. Die golf loopt door de uitlaatpijp met de snelheid van het geluid. En die snelheid is afhankelijk van de temperatuur van het gas waarin de zich bevindt. Voor heet uitlaatgas ligt de geluidssnelheid bij ongeveer 500 meter per seconde. Onze golf loopt dus met 500 m/sec door de uitlaatpijp, tot hij bij de plaat blik aan de achterzijde komt. Hier wordt hij teruggekaatst, waarna hij met dezelfde snelheid weer terugloopt, richting cilinder.

De teruggekaatste golf moet bij de cilinder arriveren op het moment dat de zuiger de uitlaatpoort gaat afsluiten. Dan wordt namelijk een deel van de golf in de cilinder „gevangen”. Het overige deel van de golf stoot zijn neus tegen de zuiger en wordt hier voor de tweede keer teruggekaatst, ditmaal weer in de richting van de plaat blik achteraan de uitlaatpijp. Hier wordt het restant van de golf voor de derde maal teruggekaatst; hij begeeft zich weer naar de cilinder en botst daar in het ideale geval tegen de zuiger, wanneer die op het punt staat om opnieuw de uitlaatpoort te openen. De oude golf keert om en gaat voor de zoveelste keer de pijp in, tegelijk („in fase”) met de nieuwe golf die juist op dat moment door de opengaande uitlaatpoort uit de cilinder floept.

Wanneer de oude en de nieuwe golf precies tegelijk vanaf de cilinder vertrekken, versterken ze elkaar. In dat geval ontstaat een „staande golf” (voor geïnteresseerden: zie boeken over geluidsvoortplanting). We spreken dan van resonantie (daar komt ook het woord resonantie-uitlaat vandaan). Bij resonantie werken een heleboel oude en nieuwe

golven samen, en het effect ervan is dan ook veel groter dan van één op zichzelf staande golf. Resonantie is dus het ideaal, waarnaar we moeten streven.

Uitlaattiming

Dat kan, maar alleen wanneer de timing van de uitlaatpoort aan bepaalde voorwaarden voldoet. Het zit namelijk zo: als de poort begint te openen, begint er een golf te lopen; heen en weer door de pijp. Daarover doet hij x seconden (hoe groter x is, doet er op dit ogenblik nog niet toe). Wanneer een deel van die golf dan zijn neus stoot tegen de zuiger, gaat dat deel zoals gezegd voor de tweede keer de pijp in, wordt opnieuw door de plaat blik teruggekaatst en komt na verloop van tijd weer bij de zuiger. Die tweede keer heen en weer duurt ook x seconden. Da's logisch, hé?

Om een staande golf te krijgen, moet de uitlaatpoort openen, zodra de oude golf voor de tweede keer terug is bij de zuiger. Laten we eens op een rijtje zetten, wat we nu hebben.

Uitlaatpoort open; x seconden later; uitlaat weer dicht. Nog eens x seconden later; uitlaat weer open. De poort is dus even lang open als dicht. Uitgedrukt in krukasgraden betekent dat: 180° open; 180° dicht.

Poorten: hoe breder, hoe lager

Maar nou begint de drukgolf niet te lopen zodra de uitlaatpoort ééntiende millimeter open staat. Nee, de poort moet eerst een stukje verder open, voordat de druk in de cilinder een mooie golf tot stand brengt. Hoe groot dat stukje is, hangt af van de breedte van de poort. Een heel brede poort die één millimeter openstaat, biedt de drukgolf evenveel passeerruimte als een half zo brede poort die 2 mm openstaat (fig. 3).

Hoe bereiken we nu dat de golf begint te lopen wanneer wij dat willen? Wel, we maken de uitlaatpoort iets hoger dan die theoretische 180° . Hoeveel hoger, dat is afhankelijk van de poortbreedte. Voor erg brede uitlaatpoorten met een spijl in het midden is dat stukje ongeveer 5 graden. Voor poorten zonder spijl, die noodgedwongen iets



Frits Overmars

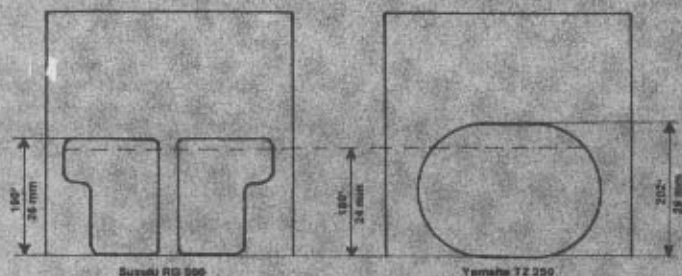


Fig. 3: Bij racemotoren vinden we twee soorten uitlaatpoorten. De poort links is van een Suzuki RG 500 viercilinder fabrieksmachine. Dankzij de spijl in het midden kan de bovenzijde van de poort breed en hoekig worden gemaakt zonder gevaar voor zuigerverbreuk. De poorthoogte is slechts 2 mm groter dan de theoretische hoogte van 24 mm, die met 180° overeenkomt. De poort rechts is van een Yamaha TZ 250 produktieracer. Boring, slag en maximum toerental zijn hetzelfde als bij de Suzuki, maar omdat de ovale poort aan de bovenzijde veel smaller is, moet de hoogte groter zijn dan bij de Suzuki-poort.

smaller moeten zijn (en bovendien meestal een ovale vorm hebben) om breuk van de zuigerverveer te voorkomen, moet het bewuste stukje een graad of 10 zijn.

Laten we voor het gemak maar even veronderstellen dat we te maken hebben met een poort zonder spijl, en dat de poort dus 10° hoger moet zijn dan we theoretisch hadden berekend. Dat houdt in dat die poort niet alleen 10° vroeger opent dan we hadden berekend, maar dat-ie ook 10° later sluit. In totaal staat de poort dus geen 180° open, maar 200° (dit komt overeen met een poorthoogte van iets meer dan de helft van de slag). Bij het bovenstaande verhaal zijn we uitgegaan van een ovale uitlaatpoort zonder spijl. Maar het geldt natuurlijk ook voor een superbrede poort met spijl. Alleen moet een dergelijke poort geen 10° eerder openen, maar slechts pakweg 5°. De werkelijke timing van zo'n brede poort wordt dus 190° in plaats van 200°, maar ook hier gaan we voor onze berekeningen weer uit van een effectieve opening van 180°.

Een prettige bijkomstigheid is, dat de timing van de uitlaatpoort niet tot op de graad nauwkeurig hoeft te zijn. De golven in het uitlaatsysteem gaan namelijk resoneren, zodra ze daartoe ook maar enigszins de kans krijgen. We mogen zelfs stellen, dat we voor iedere uitlaatpoort die in werkelijkheid een timing van 185°, of meer heeft, mogen rekenen met een effectieve opening van 180°. En dat geldt voor elke motor waarbij we uitlaatresonantie willen bereiken; of dat nu een 50 cctje is, of een 750.

Alleen voor racers

Maar uitlaatresonantie heeft niet enkel en alleen voordelen. Door de sterke invloed van een resonantie-uitlaat op het motorvermogen krijgt een motor, waarbij dit verschijnsel optreedt, een zenuwachtig karakter. Bovendien heeft de nogal „ruige“ timing van de uitlaatpoort die voor resonantie nodig is, tot gevolg dat de verbrandingsgas-

sen al uit de cilinder kunnen ontsnappen als hun druk nog vrij hoog is. Dat betekent niet alleen dat de effectieve arbeidsslag van de motor kleiner wordt (hetgeen overigens niet zo erg is, want de energie die door de uitlaatpoort ontsnapt, wordt immers gebruikt om de cilinder voor de volgende arbeidsslag extra-vol te stouwen met mengsel), maar dat betekent ook dat de hevige overdruk die door het onder hoge druk staande gas wordt opgewekt, een massa lawaai veroorzaakt. De demping van de uitlaat wordt daardoor een stuk problematischer. Voornamelijk vanwege het zenuwachtige motorkarakter en de dempingsproblemen worden resonantie-uitlaten daarom uitsluitend toegepast op racemotoren.

Bij standaardmachines vinden we kleinere uitlaatpoorten, waarvan de timing over het algemeen tussen de 160 en 180 graden ligt. Bovendien zijn deze poorten bij standaardfietsen minder breed om de slijtage van de zuigerveren binnen de perken te houden. Wanneer we daarom een expansiepijp voor een standaardmotor willen berekenen, mogen we niet uitgaan van die 180° effectieve uitlaat-opening die we bij racemotoren aantreffen.

Voor standaardmotoren meten we de werkelijke uitlaattiming op en trekken daar 20° af. Een machine met een werkelijke uitlaattiming van 170° heeft dus een effectieve openingsperiode van 150°.

De lengte is bepalend

Oké, na dit zijstapje naar poorttiming gaan we onze expansie-

pijp weer bekijken. Op het moment dat de uitlaatpoort effectief begint te openen, gaat er een overdruk golf lopen in de uitlaatpijp. Die golf wordt door het gesloten einde van die pijp teruggekaatst en moet bij de uitlaatpoort terug zijn op het moment, dat deze effectief sluit.

Om de lengte van de uitlaatpijp te kunnen berekenen moeten we twee dingen weten: ten eerste, hoe lang de uitlaatpoort effectief open staat; en ten tweede hoe snel de golf zich voortbeweegt. Maar dat laatste weten we al; we hebben immers al opgemerkt dat de golf zich voortbeweegt met de snelheid van het geluid, en dat die snelheid in heel uitlaatgas omstreeks 500 meter per seconde is.

Goed, dan nu de openingsduur van de uitlaatpoort. Stel dat we een motor onder handen hebben die maximaal 9000 toeren draait, en waarvan de werkelijke uitlaattiming 178° is. De effectieve timing is dan $178^\circ - 20^\circ = 158^\circ$. En wanneer de krukas 9000 omwentelingen per minuut maakt, betekent dat $\frac{9000}{60}$ omwentelingen per seconde.

We kunnen deze formule omkeren en dan zien we, dat de krukas voor één omwenteling

een tijd van $\frac{60}{9000}$ seconde nodig heeft. Met andere woorden:

in $\frac{60}{9000}$ seconde draait de krukas 360 graden. En daaruit volgt weer, dat de krukas over één graad verdraaiing slechts $\frac{60}{9000 \times 360}$ sec. doet. De 158°

effectieve uitlaattiming van onze motor komt bij 9000 toeren per minuut dus overeen met $\frac{158 \times 60}{9000 \times 360}$ sec. ofwel 0,00292 sec.

In die ontzettend korte tijd van 0,00292 sec. legt de drukgolf een afstand af van $0,00292 \times 500$ meter; dat is 1,46 m. Eénmaal heen en weer door de expansiepijp moet 1,46 meter zijn. De afstand tussen de cilinder en de reflecterende plaat blik achter-

aan de uitlaatpijp moet dus de helft van die 1,46 m zijn, ofwel 0,73 m.

Deze lengtemaat L van de uitlaatopening in de cilinderwand tot aan het reflecterende deel van de uitlaatpijp, is de belangrijkste maat van elke expansiepijp. Daarom gaat ik hier nogmaals een samenvatting van de berekeningsvolgorde.

$$L = \frac{1}{2} \times \frac{\text{werkelijke uitlaattiming} - 20^\circ \times 60}{\text{aantal toeren per minuut} \times 360}$$

Deze formule kunnen we vereenvoudigen tot:

$$L = \frac{(a-20^\circ)}{n} \times 41,666 \quad (I)$$

In deze formule moet voor het toerental worden ingevuld waarop we de expansiepijp willen afstemmen, en voor a de werkelijke uitlaattiming.

Voor wedstrijd motoren, met uitlaatpoorten die breed zijn en meer dan 165° openstaan, kunnen we in plaats van (a - 20°) invullen: 180°. In dat geval wordt de formule: $L = \frac{180}{n} \times 41,666$;

$$\text{ofwel } L = \frac{7500}{n} \quad (II)$$

Powerband en eindconus

Laten we nu even terugkeren tot ons voorbeeld van een motor met een uitlaatpoort van 178°, waaraan we een expansiepijp hebben bevestigd met een lengte L van 0,73 m (fig. 4). Deze pijp is geschikt voor het toerental van 9000, waarvan we bij de berekening zijn uitgegaan, maar voor alle andere toerentalen is hij niet goed. We willen bijvoorbeeld, dat onze motor al bij 6000 toeren begint te trekken, maar dan zou de uitlaatpijp 1,097 meter lang moeten zijn in plaats van 0,73 m.

We kunnen dat op de volgende manier oplossen; aan het eind van de pijp maken we twee schotten. Eén, dat 0,73 m verwijderd is van de cilinder, en het tweede op een afstand van 1,097 m (fig. 5). Een deel van de drukgolf wordt dan teruggekaatst door het eerste schot, en dat deel komt dan precies op tijd terug bij de cilinder, wanneer de

Fig. 4: Deze uitlaatpijp werkt uitsluitend bij 9000 t/min; voor alle overige toerentalen is hij ongeschikt.

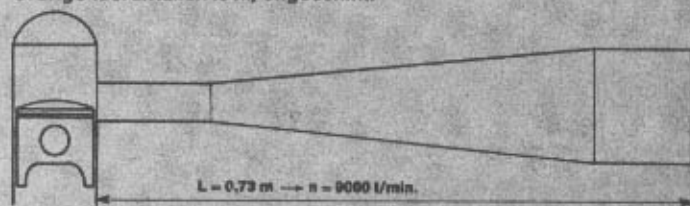


Fig. 5: Een uitlaatpijp met twee schotten op verschillende afstanden van de cilinder werkt bij twee toerentalen.

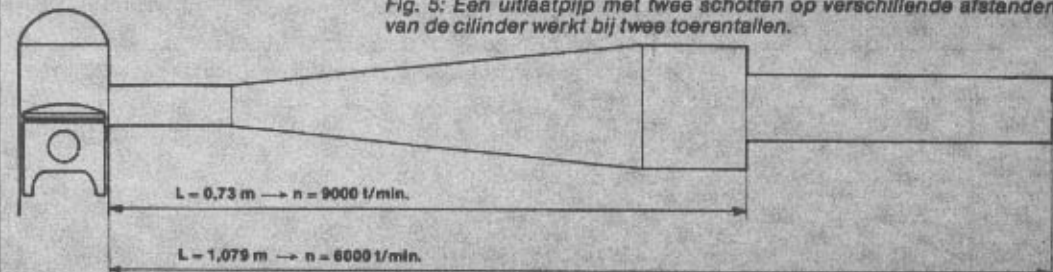


Fig. 6: Weer een stapje verder: niet alleen bij 6000 en 9000 toeren, maar ook bij 7500 t/min heeft deze uitlaatpijp een gunstige invloed op het vermogen.

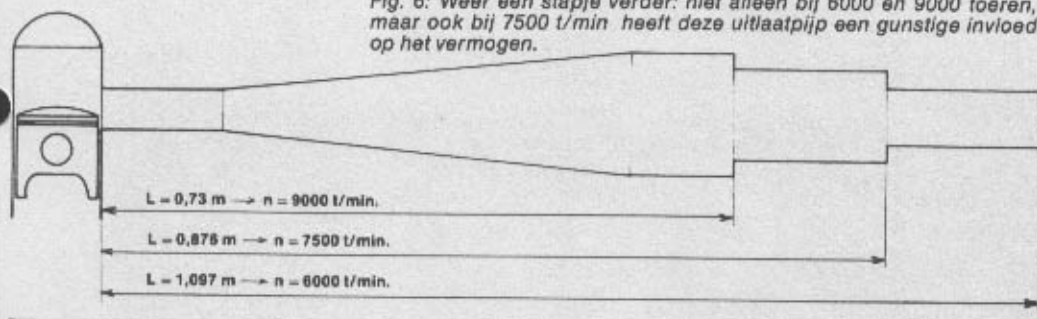
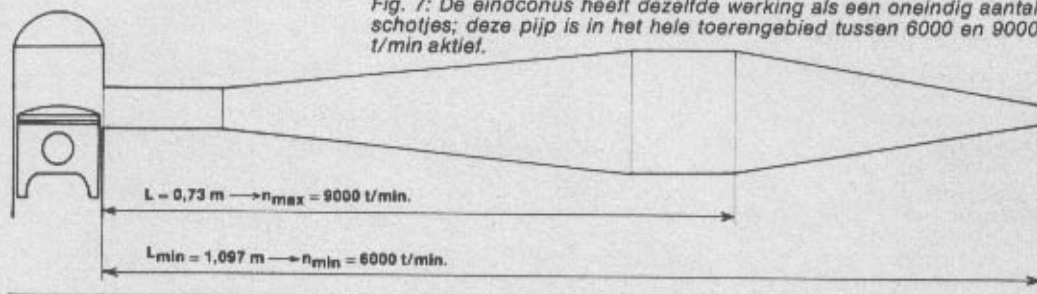


Fig. 7: De eindconus heeft dezelfde werking als een oneindig aantal schotjes; deze pijp is in het hele toereengebied tussen 6000 en 9000 t/min actief.



motor 9000 toeren draait. Het tweede schot kaatst ook een deel van de golf terug en dat deel zorgt voor het vermogen bij 6000 toeren.

Natuurlijk moet de motor tussen deze beide toerentallen óók trekken. Om dat te bereiken zouden we drie schotten achteraan de pijp kunnen maken (fig. 6). Als je zo door redeneert, kom je tenslotte terecht bij een pijp met oneindig veel schotjes, ofwel een conus (fig. 7).

Wie nu goed heeft opgelet, begrijpt tevens dat de lengte van deze conus samenhangt met de powerband van de motor. De lengte L vanaf de cilinder tot het begin van de conus is bepalend voor het maximum toerental dat met een expansiepijp kan worden bereikt, terwijl de lengte

L_{\min} (vanaf de cilinder tot het eind van de conus) bepalend is voor het minimum toerental. Hoe groter het verschil tussen L en L_{\min} is, des te groter is dan ook het toereengebied waarin de expansiepijp een gunstige invloed heeft op het vermogen.

Even pauze

Het is u misschien opgevallen dat er in fig. 7 tussen de zuigende megafoon en de reflekterende conus een cilindrisch gedeelte zit (fig. 8). En dat stuk zit er niet voor niets.

In het begin van dit artikel hebben we gezien, dat de megafoon een onderdruk golf terugkaatst in in de richting van de cilinder. En zojuist hebben we tevens gezien, dat de eindconus een

overdruk golf terugkaatst. En nu heb ik wel gezegd dat al die golven zich voortbewegen met de snelheid van het geluid, maar dat is niet helemaal waar. De golven in een expansiepijp zijn namelijk zó sterk, dat ze de dichtheid van het uitlaatgas beïnvloeden. Wat dit precies inhoudt, is niet in enkele woorden uit te leggen, maar het komt er op neer dat een positieve golf iets harder loopt dan een negatieve. En het cilindrische deel tussen de megafoon en de eindconus van onze expansiepijp dient nu om een soort „pauze” in te lassen tussen het eind van de onderdruk golf en het begin van de overdruk golf. Zonder die pauze zou de overdruk golf namelijk de onderdruk golf inhalen, en dan heffen de positieve

Fig. 8: Een cilindrisch gedeelte met een lengte van $0,14 L$ zorgt dat de onderdruk golf niet wordt ingehaald door de overdruk golf.

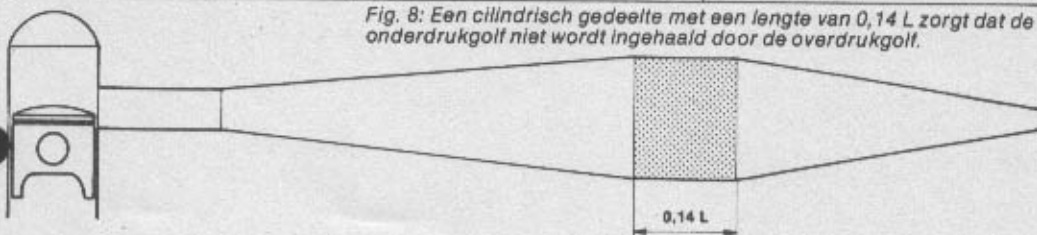


Fig. 9: De cilindrische pijp van $0,16 L$ tussen de cilinder en het begin van de megafoon zorgt dat de onderdruk golf niet te vroeg bij de cilinder terugkeert.

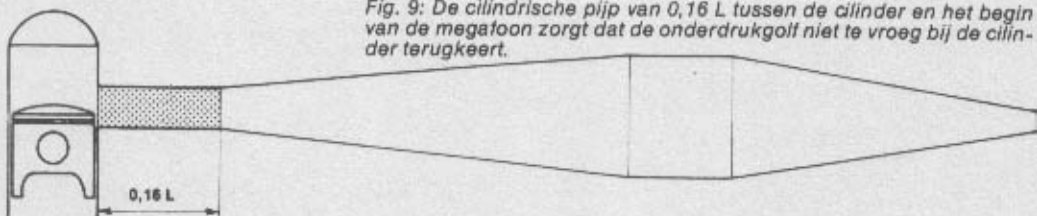
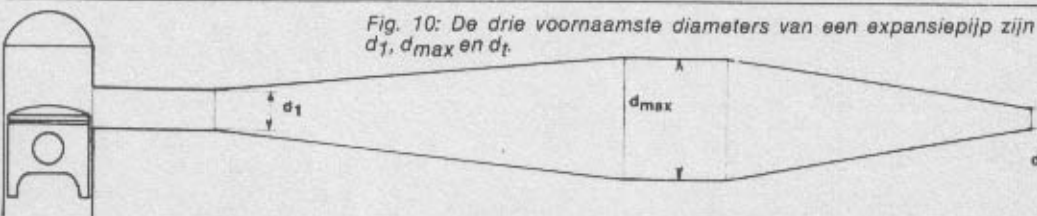


Fig. 10: De drie voornaamste diameters van een expansiepijp zijn d_1 , d_{\max} en d_t .



en negatieve werking elkaar op, zodat het effect van de uitlaatpijp volledig de mist in gaat. De lengte van de benodigde pauze, en daarmee ook de lengte van het cilindrische deel, hangt af van het snelheidsverschil tussen de beide golven. Deze lengte is in de praktijk minimaal $0,14 L$.

Nog een pauze

Wanneer we naar fig. 9 kijken, zien we dat ook het eerste deel van de expansiepijp, tussen de cilinder en de megafoon, een constante diameter heeft. Het duurt dus even voordat de drukgolf uit de cilinder het begin van de megafoon heeft bereikt, en daarna duurt het ook een even lange periode, voordat het begin van de onderdruk golf bij de cilinder is teruggekeerd.

Die onderdruk golf moet, als 't goed is, pas bij de cilinder arriveren wanneer de spoelpoorten beginnen te openen. De benodigde vertraging, en daarmee de lengte van het cilindrische stukje pijp tussen cilinder en megafoon, hangen dus af van de tijd die verstrijkt tussen het openen van de uitlaat en het openen van de spoelpoorten. Deze lengte blijkt rond de $0,16 L$ te liggen.

Hoe dik?

We hebben nu nog drie gegevens nodig om een expansiepijp volledig te kunnen berekenen (fig. 10). Die gegevens zijn de diameter aan het begin van de uitlaat (d_1), de maximale diameter (d_{\max}) en de diameter van het gaatje in de eindconus, waarachter zich in de praktijk de tailpijp bevindt (d_t).

Nu blijkt dat de megafoon, die de energie van de overdruk golf moet omzetten in onderdruk, het beste werkt wanneer $d_{\max} = 2,9 d_1$. En bij de eindconus ontstaat het beste evenwicht tussen golfreflektie en gasafvoer, als $d_t = 0,55 d_1$. Kortom, we hoeven alleen d_1 nog maar te vinden.

Deze d_1 kunnen we berekenen. Ik ga dat nu niet voordoen, maar ik zal in het kort vertellen waarop die berekening is gebaseerd.

Heel in het begin hebben we opgemerkt, dat ook door de stroomsnelheid van het uitlaatgas een onderdruk ontstaat in de cilinder. Deze onderdruk werkt op zijn beurt remmend op de stroomsnelheid en na verloop van tijd begint het gas zelfs weer terug te stromen naar de cilinder. Wanneer dit op het juiste tijdstip gebeurt, is dat een mooie ondersteuning van de golf-activiteiten. De tijd die de gasstroom nodig heeft voor het op gang komen, afremmen en terugstromen, hangt af van de lengte en diameter van de gas kolom in de uitlaatleiding.

Alle lengtes liggen al vast, dus we kunnen alleen de diameter nog variëren. En de optimale diameter kunnen we berekenen met de formule $d_1 = 0,03 \times$

$$\sqrt{\text{cil.inhoud} \times \text{max.toerental}} \quad (\text{III}).$$

Wordt vervolgd

Alles, wat u altijd al hebt willen weten over

EXPANSIE-UITLATEN

deel 3

In de vorige aflevering hebben we gezien, dat alle diameters van een expansiepijp afhankelijk zijn van de begindiameter d_1 en dat we deze d_1 kunnen berekenen

met de formule $d_1 = 0,03 \times \sqrt{\text{cil.inhoud} \times \text{max.toerental}}$ (III).

Niet zó dik

Even 'n klein voorbeeldjetussen-door: een 50 cc racemotor (die in werkelijkheid een cilinderinhoud heeft van 49,9 cc) en die maximaal 16.500 toeren draait, zou een diameter d_1 moeten hebben van $0,03 \times \sqrt{49,9 \times 16.500} = 27,2$ millimeter. In werkelijkheid hebben vrijwel alle 50 cc racers een d_1 van 29 mm en volgens onze berekening is dat bijna 2 mm te veel.

Is het werkelijk te veel? Jazeker, en dat hoeft u niet enkel en alleen op mijn gezag aan te nemen; ene meneer Jan Thiel, die al jarenlang de snelste 50 cc racers ter wereld bouwt, is het op dit punt volkomen met me eens.

Delta d

Hèhè, nu kunnen we eindelijk aan de slag met de simpele doch geniale formule $\Delta d = CS^2$ (IV). Wanneer we naar fig. 11 kijken, zien we daar een volbloed expansiepijp. Tussen punt A en punt B vinden we een cilindrische pijp met een lengte van 0,16 L en een diameter d_1 .

Na punt B wordt de diameter geleidelijk groter tot aan punt C, en deze diametertoename Δd (spreek uit: delta d) kunnen we voor elk willekeurig punt tussen B en C berekenen met de formule $\Delta d = CS^2$. Daarbij is S de afstand van punt B tot het punt, waarvan we de diameter willen weten, en C is een konstante faktor, die we als volgt berekenen:

$$C = \frac{d_{\text{max}} - d_1}{0,49 \times L^2} \quad (\text{V})$$

Hoe het verloop van de expansiepijp na punt C is, weten we al. Tussen C en D vinden we weer een cilindrisch gedeelte, ditmaal met een diameter d_{max} .

Daarna begint vanaf punt D de eindconus. De afstand tussen C en D bedraagt 0,14 L en de af-

stand tussen punt A en punt D is precies L.

De eindconus strekt zich uit van punt D tot punt E, waarbij E op een afstand L_{min} van punt A verwijderd ligt. De eindconus eindigt in punt E met een diameter d_1 .

Halve machinefabriek

Mool, van expansiepijpen weten we nu vrijwel alles af. We kunnen alle lengtes en alle diameters op elke willekeurige plaats berekenen voor iedere willekeurige pijp. Wil dat zeggen, dat we dus ook voor elke willekeurige motor de ideale pijp kunnen maken? Was dat maar waar.

Met de formule $\Delta d = CS^2$ kunnen we wel het ideale verloop van de megafoon berekenen, maar dat verloop blijkt geen rechttoe-rechtaan trechter te zijn, doch een soort trompet. En omdat bij de meeste motoren de uitlaatpoort aan de voorkant zit, terwijl de expansiepijp naar achteren moet lopen, moet die trompetvormige megafoon ook nog in een bocht worden gebogen. Nou, maak je borst maar nat; voor een dergelijk karwei heb je op z'n minst een halve machinefabriek nodig. En hebt u die?

Wel, wij ook niet, dus zijn we gaan zoeken naar een mogelijkheid om die trompetvorm met eenvoudige middelen zo goed mogelijk na te bootsen.

Afwijkingen

Wie de laatste tijd wel eens een uitlaatpijp van een tweetakt-racemotor heeft bekeken, weet al wat we bedoelen. Inderdaad, in plaats van één trompetvormige megafoon nemen we onze toevlucht tot een aaneenschakeling van meerdere rechttoe-rechtaan trechters.

We bekijken eerst de eenvoudigste oplossing, waarbij de hele megafoon door één trechter wordt vervangen (fig. 12). De diameters in de punten A, B en D van onze praktische uitvoering komen exakt overeen met de diameters van de gestippelde megafoon, die het theoretische ideaal is. Maar de diameter in punt C zit er behoorlijk naast.

We kunnen de afwijking in punt C kleiner maken door onze trechter niet bij punt B te laten



Frits Overmars

Fig. 11: Alle essentiële afmetingen van een expansie-uitlaat bij elkaar. Het verloop van de megafoon tussen de punten B en C kan met formule IV worden berekend.

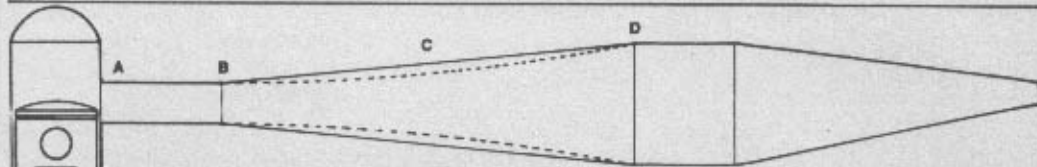
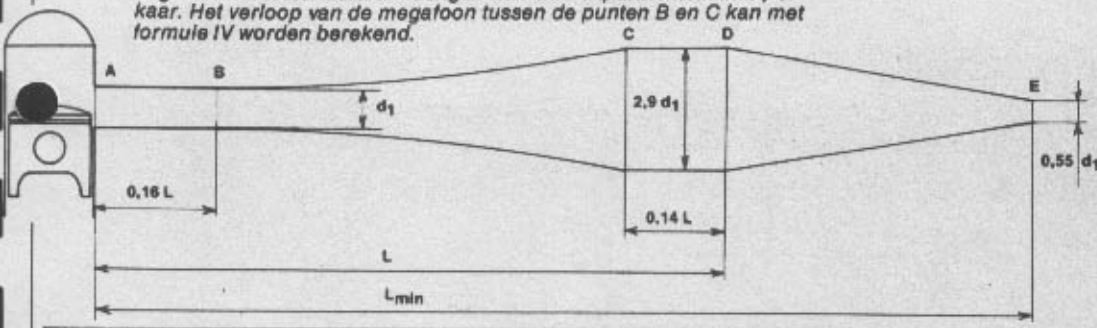


Fig. 12: Bij vervanging van de ideale megafoonvorm door een gewone trechter treedt in punt C een aanzienlijke afwijking op.



Fig. 13: Verlenging van het cilindrische deel A-B tot punt B' en het toepassen van een trechter tussen B' en D geeft een betere benadering van de gestippelde ideale vorm.

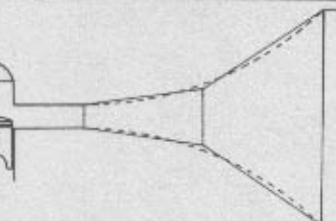


Fig. 14: Hier is het ideale (gestippelde) verloop van de megafoon overdreven om beter te laten zien, hoe met twee trechters deze ideale vorm kan worden benaderd.

beginnen, maar iets later, in een punt dat we B' zullen noemen (fig. 13). De afwijking bij C is nu inderdaad kleiner geworden, maar daarvoor in de plaats klopt de diameter van B' niet meer met onze theoretische megafoon. De oorspronkelijke grote afwijking bij C is nu verdeeld over meerdere punten, waardoor we de ideale vorm beter kunnen benaderen.

Die benadering is het meest nauwkeurig, wanneer punt B' op een afstand 0,365 L van punt A ligt (op het hoe en waarom ga ik niet in, want dat heeft in feite niets te maken met expansiepijpen; het is pure wiskunde). Maar al hebben we dan ook een optimum gevonden door punt B' zo gunstig mogelijk te kiezen, toch blijven we nog een fikse afwijking houden. Die afwijking kunnen we kleiner maken door gebruik te maken van twee trechters in plaats van één (fig. 14). En willen we het theoretische ideaal nóg beter benaderen, dan gaan we nóg meer trechters toepassen. Om de afwijking terug te brengen tot nul zouden we een oneindig aantal

trechtertjes moeten fabriceren, maar dat betekent ook een oneindige massa werk.

Meer trechters, minder verschil

Dat ziet u natuurlijk niet zitten. Daarom heb ik een aantal mogelijkheden uitgeknoebeld, variërend van die ene trechter waar we het zojuist over gehad hebben, tot een combinatie van vier trechtertjes, die de ideale vorm al zeer dicht benadert. In fig. 15 t/m 19 vindt u de diverse mogelijkheden met de optimale lengte- en diameterverhoudingen en met de maximale afwijkingen van de ideale vorm. Die afwijking bedraagt bijvoorbeeld bij fig. 15 $0,16 d_1$. Wanneer we deze pijp gaan maken voor een 50 cc racer met een d_1 van 27,2 mm, dan komt dat overeen met een afwijking van 4,35 mm. Maar kiezen we de uitlaat van fig. 19, dan wordt de afwijking teruggebracht tot 0,025

Fig. 15 t/m 19: De optimale benaderingen van een megafoon. De eenvoudigste oplossing (fig. 15) geeft tevens de grootste afwijkingen. De gekompliceerde uitlaatpijp van fig. 19 geeft een zeer nauwkeurige benadering van het ideaal.

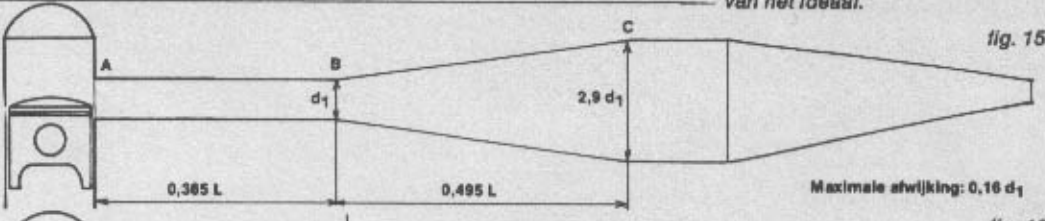


fig. 15

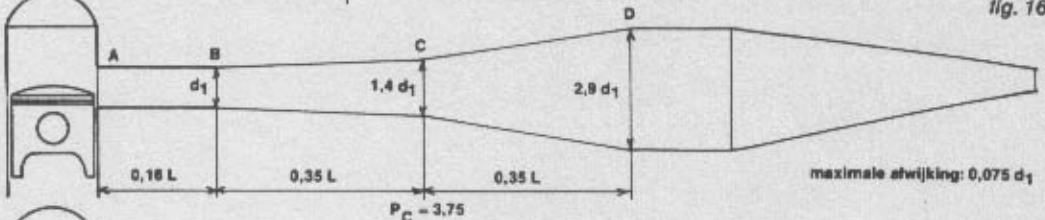


fig. 16

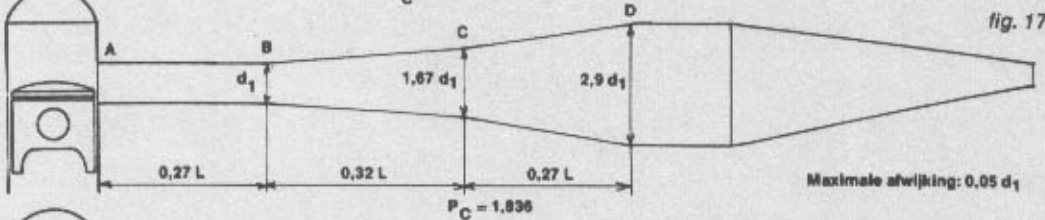


fig. 17

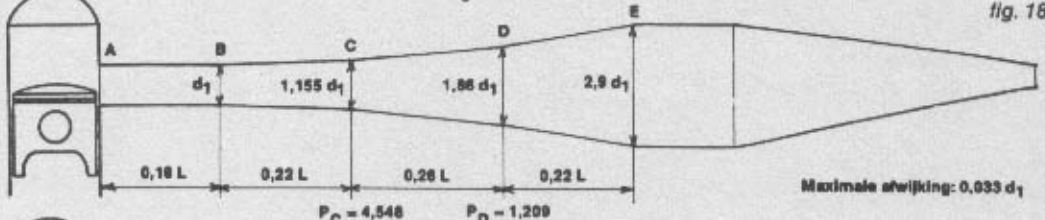


fig. 18

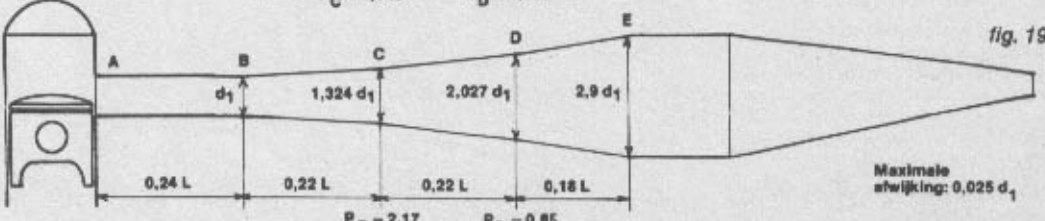


fig. 19

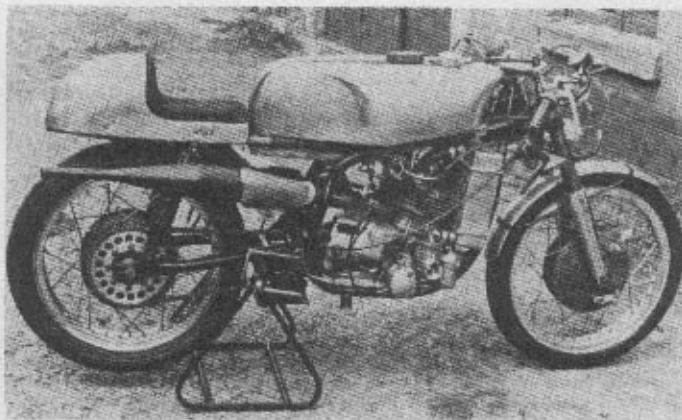


Fig. 20: Het vervaardigen van expansiepijpen wordt aanzienlijk gemakkelijker bij motoren met de uitlaatpoorten aan de achterzijde van de cilinders, zoals bij deze MZ racer.

d_1 en dat betekent, dat het verschil tussen deze pijp en de ideale vorm nergens groter is dan 0,68 mm. En dat is al een zeer nauwkeurige benadering. Zó nauwkeurig zelfs, dat de theoretische afwijking kleiner is dan de overmiddelijke fabricageafwijkingen. U ziet, hoe meer werk u bereid bent te verrichten, des te beter benadert u het ideaal.

Bochtenproblemen

Een probleem, waarvoor ik geen kant-en-klare oplossing kan bieden, betreft de bocht in het uitlaatsysteem. Met uitzondering van het eerste stukje van 0,16 L is het hele uitlaatverloop conisch, en het vervaardigen van een conische bocht is geen kleinigheid. Wanneer die bocht dan ook nog moet bestaan uit meer dan één conus, wordt het helemaal een heksentoer. In de praktijk is de eenvoudigste oplossing om gebruik te maken van bestaande bochten. Kleest u bijvoorbeeld voor een uitlaat volgens fig. 16, dan komen de lengte van 0,35 L en de diameter van 1,4 d_1 vrij redelijk overeen met de afmetingen van de conische bochten die worden toegepast op bestaande expansiepijpen.

Een stuk eenvoudiger wordt het natuurlijk wanneer u een machine hebt met de uitlaatpoorten aan de achterzijde van de cilinder; dan hoeft er niets te worden gebogen, maar u kunt rechtuit werken (fig. 20). Maar ja, dergelijke motoren zijn zeldzaam. En het omkeren van cilinders lijkt op het eerste gezicht wel een gemakkelijke oplossing, maar dit foefje heeft in de praktijk toch ook zijn nadelen.

Geen plaats voor joekels

Niet alleen de bocht, maar ook de grootste diameter (d_{max}) van een expansiepijp kan problemen opleveren. Laten we ter verduidelijking hiervan maar eens een pijp gaan berekenen voor een 400 cc crosser die maximaal 7500 t/min draait.

We stellen eerst d_1 vast met de formule $d_1 = 0,03 \sqrt{cil.inh. \times max. toerental}$ en we

vinden dan een diameter van 51,96 mm, zeg maar 52 mm. Vervolgens gaan we de d_{max} uitrekenen. We hebben gezien dat een expansiepijp het best funktioneert, wanneer $d_{max} = 2,9 d_1$. Dit levert een maximale diameter op van 150,7 mm. Maar hoe raak je in vredesnaam een pijp van ruim 15 centimeter dik kwijt op een crossmotor? Voor zo'n joekel van een pijp is domweg geen ruimte. We zullen daarom noodgedwongen de maximale diameter kleiner moeten kiezen, en we noemen deze diameter $d_{max''}$.

Laten we zeggen, dat een pijp met een maximale diameter van 110 mm nog juist redelijk kan worden ondergebracht.

Goed, maar als de maximale diameter van een pijp verandert, moeten ook alle tussenliggende diameters worden aangepast om het verloop van de megafoon optimaal te houden.

Stel, dat we een uitlaat volgens fig. 18 willen maken voor deze 400 cc crosser. d_1 weten we, die is 52 mm. $d_{max''}$ weten we ook. Maar omdat $d_{max''}$ kleiner is dan $2,9 d_1$, zal ook $d_{D''}$ kleiner moeten worden dan $1,86 d_1$, en $d_{C''}$ moet minder dan $1,155 d_1$ worden. Hoeveel minder? Dat hangt ervan af, hoeveel kleiner $d_{max''}$ is ten opzichte van de oorspronkelijke d_{max} . Om de nieuwe waarden voor $d_{D''}$ en $d_{C''}$ te vinden, gaan we uit van $d_{max''}$, en werken vervolgens naar links. Uitgaande van $d_{max''}$ rekenen we dus eerst $d_{D''}$ uit. En vervolgens gaan we uit van die zojuist gevonden waarde $d_{D''}$, bij het berekenen van $d_{C''}$. Dat berekenen doen we met de volgende formule:

$$d_{D''} = \frac{d_{max''} + d_1 \times P_D}{P + 1} \quad (VI)$$

P_D vinden we via de formule

$$P_D = \frac{d_{max} - d_D}{d_D - 1} \quad (VII)$$

Voor de uitlaat volgens fig. 18 wordt P_D dus:

$$\frac{2,9 d_1 - 1,86 d_1}{1,86 d_1 - d_1} = 1,209;$$

en $d_{D''}$ wordt dan:

$$\frac{2,117 d_1 + d_1 \times 1,209}{1,209 + 1} = 78,29 \text{ mm}$$

Nu we $d_{D''}$ weten, kunnen we ook $d_{C''}$ berekenen met

$$d_{C''} = \frac{d_{D''} + d_1 \times P_C}{P_C + 1} \quad (VIII)$$

Waarbij we P_C vinden met de formule

$$P_C = \frac{d_D - d_C}{d_C - 1} \quad (IX)$$

Voor de uitlaat volgens fig. 18 wordt P_C dus

$$\frac{1,86 d_1 - 1,155 d_1}{1,155 d_1 - 1} = 4,548$$

en $d_{C''}$ wordt dan 56,74 mm.

Aanpassen aan uitlaatkanaal

Er is nog een tweede punt, waar we tot nu toe niet bij hebben stilgestaan. We hebben steeds braaf de begindiameter d_1 van

onze expansiepijp berekend met de formule

$$d_1 = 0,03 \times \sqrt{cil.inhoud \times max. toerental}$$

Uiteraard moet deze diameter hetzelfde zijn als de diameter van het uitlaatspruitstuk aan de cilinder, anders is er immers geen vloeiende aansluiting tussen cilinder en expansiepijp. Maar wie zegt, dat die cilinder-aansluiting ook werkelijk precies een diameter van d_1 heeft? Het is in de praktijk best mogelijk dat deze aansluiting een stuk groter of kleiner is dan hij volgens onze formule zou moeten zijn.

Wanneer het verschil in diameter werkelijk te gek wordt (bijvoorbeeld bij cilinders die door een over-enthousiaste ontwerper zijn voorzien van reusachtige gaten), is er maar één afdoende oplossing. En dat is: een opvulstuk aanbrengen in het uitlaatkanaal.

Wanneer het verschil echter kleiner is dan 0,1 d_1 , is een dergelijke drastische maatregel niet nodig. We mogen dan het verloop van de expansiepijp zodanig wijzigen, dat de begindiameter niet de berekende d_1 wordt maar de werkelijke spruitstukdiameter d_1'' .

Ook nu weer wordt de d_{max} van de uitlaatpijp $2,9 \times d_1$, maar ook nu moeten de tussenliggende diameters weer worden aan-

gepast om het verloop van de megafoon optimaal te houden.

Om dit te verduidelijken kiezen we weer een rekenvoorbeeld. Stel dat we een pijp willen maken voor een 50 cc racer die maximaal 16.500 t/min draait. Uit onze formule volgt dan, dat $d_1 = 27,2$ mm. Het vervelende is echter, dat de cilinder bij de uitlaat-aansluiting een diameter van 29 mm heeft. Met andere woorden: $d_1'' = 29$ mm.

Bij het vaststellen van d_{max} gebruiken we zoals gewoonlijk het formuleetje $d_{max} = 2,9 d_1$. Maar omdat door de te grote diameter d_1'' het optimale verloop van de megafoon in de knoel dreigt te raken, moeten we ook in dit geval dat verloop corrigeren door het aanpassen van d_D en d_C . Dat doen we op dezelfde wijze als in het geval dat we zojuist hebben bekeken, en waarbij d_{max} afweek van de ideale waarde $2,9 d_1$.

Ook de formule, waarmee we ditmaal $d_{D''}$ en $d_{C''}$ gaan berekenen, is vrijwel hetzelfde. Het enige verschil is, dat we nu in plaats van d_{max} gewoon d_{max} moeten invullen, en dat we d_1 moeten vervangen door d_1'' .

$$\text{Dus: } d_{D''} = \frac{d_{max} + d_1'' \times P_D}{P_D + 1} \quad (X)$$

P_D hadden we al berekend; die was 1,209 (als we tenminste aannemen, dat we ook voor deze 50 cc racer kiezen voor een uitlaatpijp volgens fig. 18). $d_{D''}$ wordt dan

$$\frac{2,9 d_1 + 29 \times 1,209}{1,209 + 1} = 51,58 \text{ mm}$$

En $d_{C''}$ wordt

$$\frac{d_{D''} + d_1'' \times P_C}{P_C + 1} = 33,07 \text{ mm}$$

Onze 50 cc pijp, die theoretisch best mogelijk zou moeten hebben van $d_A = 27,2$ mm; $d_B = 27,2$ mm; $d_C = 31,42$ mm; $d_D = 50,59$ mm en $d_{max} = 78,88$ mm, krijgt nu aangepaste diameters. Omdat $d_1'' = 29$ mm is, wordt $d_B'' = 29$ mm; $d_C'' = 33,06$ mm; $d_{D''} = 51,56$ mm, en d_{max} blijft 78,88 mm.

Nou, dat was een massa rekenwerk vanwege een uitlaat-aansluiting die slechts 1,8 mm te groot was, nietwaar? Maar het is altijd nog minder werk dan het aanbrengen van een opvulbus in die uitlaatopening.

Wordt vervolgd

Alles wat u altijd al hebt willen weten over

EXPANSIE-UITLATEN

deel 4

Parabolische reflektor

We hebben het bijna gehad. Er is nog één aspekt van een expansie-uitlaat dat een grote invloed op het vermogen heeft, en dat we nog niet aan een nader onderzoek hebben onderworpen. U raadt het al: de eindconus.

Zoals we gezien hebben, moet de eindconus een positieve golf terugkaatsen naar de cilinder. En nu heb ik tot dusverre in alle figuren wel een simpele trechter getekend om die eindconus aan te duiden, maar is dat ook werkelijk de vorm, die het meest geschikt is voor die terugkaatsing?

Nee, eigenlijk niet. Die simpele trechter zou eigenlijk een parabolische reflektor moeten zijn (fig. 22). Zo'n reflektor zorgt namelijk dat de positieve golf die naar de cilinder wordt teruggekaatsd, bij elk toerental binnen de powerband even sterk is. Dat zou dus betekenen, dat het motorkoppel tussen het maximum en het minimum toerental van de powerband overal dezelfde waarde heeft. En een motor met een konstant koppelverloop over een flink toereengebied is gemakkelijk te berijden.

In principe zou het zelfs het beste zijn, wanneer het koppel een pietsje daalt, naarmate het toerental stijgt. Mocht het achterwiel van uw motor gaan spinnen omdat u te veel gas geeft, dan wordt dat spinnen automatisch tegengegaan door de teruglopende trekkracht aan dat wiel. Voor figuren als Kenny Roberts, die hun achterwiel in de bochten een fractie laten drijven, is een dergelijk motorkarakter ideaal.

Dit zijn echter fitnesses, die zowel afgestemd moeten worden op het doel waarvoor een motor gebruikt wordt, als op de capaciteiten van de man in het zadel. Laten we ons dus maar houden bij die parabolische reflektor.

Maar evenals bij het vervaardigen van een ideale megafoon geldt ook voor het maken van zo'n reflektor, dat je er een halve machinefabriek voor nodig hebt. Ook de vorm van deze reflektor kunnen we echter nabootsen door verschillende trechters aan elkaar te lassen. Laten we maar eens beginnen met twee verschillende trechters ter vervanging van die ene parabolische eindconus.

Via enkele wiskundige goocheltoeren heb ik uitgeknobbeld dat fig. 23 hiervoor de optimale oplossing geeft. U ziet: Een flinke trechter, plus nog een kleintje aan het eind.

Dat kleintje is in verhouding zo klein dat het vrijwel geen invloed heeft op het motorkarakter, of we hem nu aanbrengen, of dat we volstaan met één enkele trechter als plaatsvervanger van de ideale parabolische reflektor. Daarom kiezen we uiteraard voor de eenvoudigste oplossing: één simpele trechter als eindconus.

Trekkracht onderin

Er zijn echter ook motoren, die een eindconus hebben, bestaande uit twee trechters. Met name bij de Suzuki wedstrijd motoren vinden we deze uitvoering. En wanneer u nu bedenkt dat een stelletje conus de drukgolf in het uitlaatsysteem heviger terugkaatsd dan een flauwe conus, is ook vrij eenvoudig in te zien wat het effect van zo'n dubbele conus is.

De achterste conus is de steilste; die geeft dus een sterke terugkaatsing, die de motor een grote trekkracht bij lage toerentalen bezorgt. De tweede, flauwer verlopende trechter die zich dicht bij de cilinder bevindt, zorgt voor de reflecties die bij hogere toerentalen werkzaam zijn.

Ook in de praktijk is deze invloed duidelijk merkbaar: in het afgelopen seizoen hebben we gezien dat met name in de 125 cc motocross-klasse de Suzuki's aanzienlijk meer trekkracht bij lage toerentalen produceerden dan al hun concurrenten, maar dat het vermogen bij het maximum toerental, en daarmee ook de topsnelheid, zeker niet hoger lagen dan bij andere merken. Die grote trekkracht „onderin” was echter doorslaggevend in het terrein en de Suzuki RM 125 was dan ook zonder twiifel de meest succesvolle productie-crosser van het afgelopen jaar.

Wie het karakter van zijn motor aan z'n eigen behoeften wil aanpassen via experimenten met de vorm van de eindconus, vindt daarvoor een uitgangspunt in fig. 25.

Maximum toerental

We weten dat de lengtes die voor de afmetingen van de eind-



Frits Overmars

Fig. 22: Een parabolische reflector geeft voor elk willekeurig toerental tussen n_{max} en n_{min} een even sterke terugkaatsing van de overdruk golf.

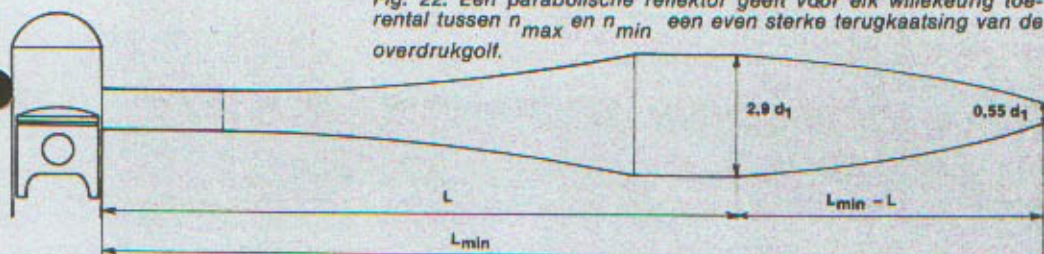
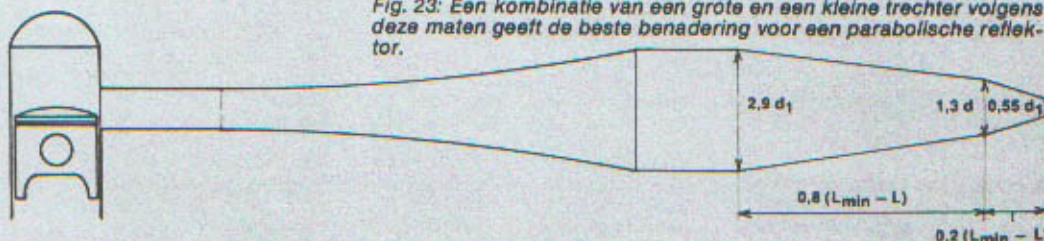


Fig. 23: Een combinatie van een grote en een kleine trechter volgens deze maten geeft de beste benadering voor een parabolische reflector.



conus van belang zijn, afhankelijk zijn van het maximum- en minimum toerental van de powerband. Maar hoe vinden we die toerentalen?

Wel, het maximum toerental is een functie van de slag van de motor, en van de maximaal toelaatbare zuigersnelheid. Bij de huidige stand van de techniek bedraagt die zuigersnelheid omstreeks 22,5 meter per seconde voor wegracemotoren, 21 m/sec voor crossers en 19 m/sec voor straatmachines.

Het toelaatbare maximum toerental berekenen we met de formule

$$n_{max} = \frac{3 \times \text{max. zuigersnelheid}}{\text{slag}} \times \sqrt{\frac{\text{slag}}{\text{boring}}} \quad (XI)$$

(die factor $\sqrt{\frac{\text{slag}}{\text{boring}}}$ is een correctiefactor die wordt toegevoegd, omdat de betrouwbaarheid van een motor niet alleen afhangt van de zuigersnelheid, maar ook van het gewicht van de zuiger, waarvoor de boring een maatstaf is).

Een rekenvoorbeeld: een 125 cc Yamaha crossmotor heeft een boring van 56 mm en een slag van 50 mm. Wanneer we 21

m/sec. aannemen als maximaal toelaatbare zuigersnelheid, wat is dan het maximum toerental?

$$n_{max} = \frac{3 \times 21}{0,050} \times \sqrt{\frac{0,050}{0,056}}$$

11.900 t/min. (de boring- en slag-waarden moeten worden omgerekend van millimeters naar meters, voordat u ze in de formule invult).

Voor elke tak van sport een andere powerband

Nu rest ons nog het vaststellen van het minimum toerental, het toerental waarbij de motor bruikbaar vermogen begint te produceren. Maak nu niet de fout, dit toerental te willen berekenen door van de versnelingsverhoudingen uit te gaan, want in de praktijk is het absoluut noodzakelijk, dat de ver-

snellingen elkaar een flink stuk overlappen qua bruikbaar toerengebied.

Beter is het om uit te gaan van de volgende richtlijnen voor de diverse takken van motorsport en voor de diverse cilinderinhouden (hierbij wordt bedoeld de totale cilinderinhoud van de motor, dus niet de inhoud per cilinder).

Om u de moeite te besparen, de lengtematen L_{min} uit te rekenen aan de hand van de minimum toerentalen, geef ik rechtstreeks de advieswaarden voor L_{min} .

Wegrace	L_{min}
50 cc:	1,3 L
125 t/m 350 cc:	1,35 L
boven 350 cc:	1,4 L

Motocross

50 cc:	$L_{min} = 1,35$ L
125 en 250 cc:	$L_{min} = 1,4$ L
boven 250 cc:	$L_{min} = 1,45$ L
Straatmotoren	
50 cc:	$L_{min} = 1,4$ L
125 t/m 350 cc:	$L_{min} = 1,45$ L
boven 350 cc:	$L_{min} = 1,5$ L

Let wel: dit zijn slechts richtwaarden en het is bijvoorbeeld mogelijk dat een expansie-uitlaat voor een 500 cc tweecilinder straatmotor volgens deze waarden 2 meter lang zou moeten zijn. Wanneer deze lengte niet zonder grote moeilijkheden kan worden ondergebracht, zal de uitlaat uiteraard (ten koste van de motorsouplesse) korter moeten worden. Ook kan bij straatmotoren de d_{max} van een uitlaat problemen veroorzaken, doordat er onvoldoende ruimte voor de uitlaatpijp is tussen voetsteunen, zij- of middenstandaard, ketting, achterwiel etc. In de praktijk is het dan ook gebruikelijk om voor straatmachines een d_{max} te kiezen, die hooguit 2,5 d_1 is, in plaats van 2,9 d_1 .

De tailpijp: niet te lang, niet te dun

Zijn we iets vergeten? Nee, maar wel hebben we bewust iets tot het laatst bewaard. De tailpijp namelijk. Gewoon, omdat dit onderdeel van een expansiepijp slechts een geringe invloed heeft op de goede werking ervan.

We hebben al gezien, dat de optimale diameter van de tailpijp 0,55 d_1 is. Deze waarde geeft

Fig. 25: De maten in deze tekening vormen een goed uitgangspunt voor experimenten met dubbele eindconussen.

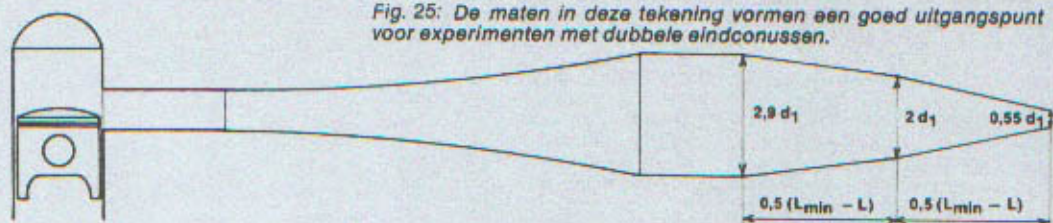
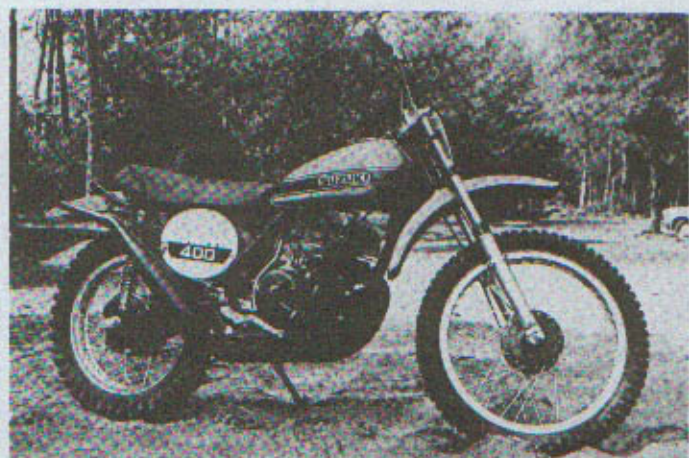


Fig. 24: Bij deze Suzuki RM 125 crosser is nog juist te zien, dat de eindconus bestaat uit twee verschillende trechters. Hieraan (en aan het gekombineerde zuigersturing/membraan inlaatsysteem) dankt de RM 125 zijn grote trekkracht bij lage toerentalen.



Fig. 26: Terreinmachines met een grote cilinderinhoud zoals deze Suzuki 400 hebben een brede powerband nodig, dus een grote L_{min} en een lange eindconus.



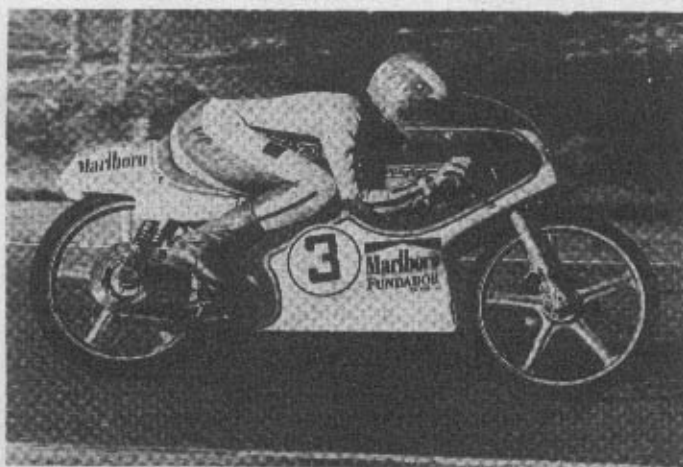


Fig. 27: Niet alleen een te dunne tailpijp heeft een verhoging van het maximum toerental tot gevolg. Begin 1978 kregen de Buitaco-racers een nieuw model stroomlijn, waarbij de expansiepijp geheel werd afgeschermd van de rijwind. De buitenwand van de pijp koelde minder af, ook het uitlaatgas bleef heter en het gevolg was dat de motor zonder één enkele wijziging 500 toeren meer ging draaien.

namelijk het beste evenwicht tussen de reflectie van de overdruk en de afvoer van de uitlaatgassen.

De lengte van de tailpijp doet niet al te veel ter zake. Yamaha hanteert voor zijn fabrieksracers zelfs de volgende vuistregel: „de tailpijp moet zó lang zijn, dat je de uitlaatdempers op een geschikte plaats kwijt kunt”. Met andere woorden: we kijken niet op een centimeter meer of minder.

In de praktijk kijken we zelfs niet op vijf centimeter meer of minder, zolang we er maar voor zorgen, dat de tailpijp niet ál te lang wordt. In dat geval onder vinden de uitlaatgassen namelijk te veel weerstand, zodat ze niet vlug genoeg uit de expansiepijp kunnen stromen. Daardoor blijft er voortdurend een hoge druk in die expansiepijp heersen, en dat heeft weer tot gevolg dat de uitlaatgassen na het openen van de uitlaatpoort niet tijdig uit de cilinder kunnen ontsnappen. In een dergelijke situatie heerst er nog overdruk in de cilinder op het moment dat de spoelpoorten opengaan. Een gedeelte van het hete uitlaatgas stroomt dan de spoelpoorten in, waardoor op den duur de motor oververhit raakt.

Het zal duidelijk zijn, dat een tailpijp met een te kleine diameter voor dezelfde verschijnselen zal zorgen als een te lange tailpijp. Toch maken veel tuners nog de fout, een te lange of te dunne tailpijp te monteren, omdat een motor met zo'n extra weerstand biedende pijp een iets hoger

maximum toerental bereikt.

Waarom?

Wel, we weten inmiddels dat het toereengebied waarin een expansiepijp werkzaam is, bepaald wordt door drie factoren. Namelijk door de timing van de uitlaatpoort, door de lengte L van de pijp, en door de snelheid waarmee de positieve en negatieve golven zich in de pijp voortbewegen.

Wanneer we nu de diameter van de tailpijp veranderen, dan heeft dat uteraard geen enkele invloed op de hoogte van de uitlaatpoort. En ook de lengte L van de expansiepijp blijft zoalsle was. Toch verschuift met het wijzigen van de tailpijp-diameter de bovenste toereengrens van de powerband. Conclusie: wanneer de tailpijp-diameter verandert, verandert tevens de voortplantingssnelheid van de golven door het uitlaatgas.

Om een verklaring voor dit verschijnsel te vinden gaan we stapje voor stapje bekijken wat er gebeurt in een expansiepijp. We beginnen vlak voor het moment waarop de uitlaat open gaat.

Op dat moment bedraagt de druk in de cilinder nog circa 5 bar. De druk in de expansiepijp is echter een stuk lager, omdat deze via de tailpijp in verbinding staat met de buitenlucht. Hoe groter de diameter van de tailpijp is, hoe vlugger de uitlaatgassen uit de expansiepijp kunnen weg stromen en hoe lager de druk in de expansiepijp is. Let wel, ik praat nu over de gemiddelde druk, waarbij ik voor

het gemak even vergeet dat deze druk onderhevig is aan aanzienlijke schommelingen.

Wat gebeurt er nu, als de uitlaatpoort opengaat en het gas vanuit de cilinder in de expansiepijp stroomt? U raadt het nooit: het gas gaat expanderen, ofwel uitzetten. Het volume van de gasmassa neemt toe en de druk daalt. Hoe lager de gemiddelde druk in de expansiepijp is, des te verder expandeert het gas.

Nu is het een bekend natuurverschijnsel, dat de temperatuur van een gas daalt, als dat gas expandeert. Er zijn zelfs koelkasten gebouwd, die op dit principe werken. Maar niet alleen in koelkasten, ook in expansiepijpen treedt dit verschijnsel op. Wanneer de uitlaatpoort open, stroomt het uitlaatgas de expansiepijp binnen, waarbij tegelijk met de druk ook de temperatuur van dat gas daalt. Hoe groter de diameter van de tailpijp, des te lager is de gemiddelde druk in de expansiepijp en des te lager wordt ook de gastemperatuur.

Vroeger heb ik al eens opgemerkt, dat de geluidssnelheid in een gas evenredig is met de temperatuur van dat gas; hoe hoger de temperatuur is, des te sneller planten de geluidsgolven zich voort. En daarmee zijn we terug bij onze conclusie.

Dus hoe groter we de diameter van de tailpijp maken, des te lager wordt de voortplantingssnelheid van de golven. Bij een te dunne (of te lange) tailpijp treedt vanzelfsprekend het omgekeerde op: de geluidssnelheid stijgt en ook het maximum toerental waarbij de expansiepijp werkzaam is, komt iets hoger te liggen. Maar natuurlijk is dit niet de juiste methode om het maximum toerental te verhogen. Integendeel, uit formule III blijkt juist dat d_1 en dus ook d_2 groter moeten worden, naarmate we op een hoger toerental mikken.

We merken al op, dat de optimale tailpijp-diameter $0,55 d_1$ is. Een optimale lengte voor de tailpijp is niet zo nauwkeurig te noemen. Als vuistregel kunnen we stellen, dat de tailpijp-lengte tussen nul en $0,4 L$ mag liggen.

De demper: niet te dun, niet te kort

Na de tailpijp zijn we er nóg niet, want hier moet tegenwoordig een demper zitten. Vrijwel altijd is dat een zogenaamde absorbtiedemper.

Zo'n demper bestaat uit een

buis, die is geperforeerd met een groot aantal gaatjes. Het uitlaatgas, dat nog steeds onder een zekere overdruk staat, wanneer het via de tailpijp de expansie-uitlaat verlaat, stroomt niet alleen door die geperforeerde buis in de richting van de buitenlucht, maar dringt gedeeltelijk ook door de perforatie om komt dan terecht in een doolhof van (meestal) steenwol of glaswol. Daar wordt de stroomnelheid afgeremd en vervolgens stroomt het gas via diezelfde gaatjes weer terug naar het midden van de geperforeerde pijp, zodra de druk in die pijp tussen twee uitlaatknallen door even daalt.

Het resultaat is, dat de pulserende gasstroom uit de tailpijp wordt omgevormd tot een meer regelmatige stroom. Hetzelfde geldt voor de geluidsgolven in het uitlaatgas.

Op het gebied van absorbtiedemping voor tweetaktmotoren (en dan vooral wedstrijd motoren) schijnt nog maar weinig onderzoek te zijn verricht. Het is tenminste opvallend dat in de meeste gevallen de diameter van de geperforeerde pijp gelijk is aan de diameter van de tailpijp. Dat heeft in de praktijk hetzelfde gevolg als een verlenging van de tailpijp: de stromingsweerstand neemt toe en ook de kans op oververhitting stijgt.

Wat de binnendiameters van tailpijp en demper veelal gelijk zijn, is des te vreemder, omdat een veel betere demping wordt verkregen met een bredere geperforeerde pijp. Een pijp met een diameter van $1 d_1$ levert de beste resultaten. De buitenmantel van de demper moet een diameter van ongeveer $2 d_1$ hebben, en de lengte van de demper moet minimaal $0,4 L$ zijn (hoe langer de demper, des te beter de demping).

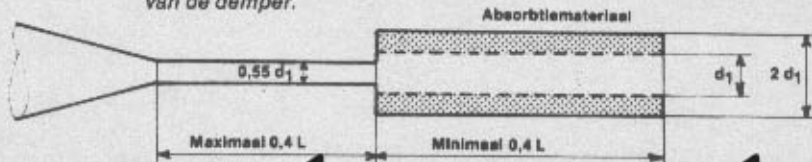
In het volgende nummer: de beloning

We hebben inmiddels zó veel theorie en formules achter de rug, dat er waarschijnlijk niemand meer is overgebleven die mijn artikelen nog leest. Maar voor de doorzetters die zich door alle afleveringen hebben heen-geworsteld, volgt in het volgende nummer van *MOTO 73* de beloning: we gaan onze pas verworven kennis in praktijk brengen; we gaan een stel expansiepijpen berekenen voor een Yamaha produktieracer. Deze pijpen zijn inmiddels ook al vervaardigd door de firma MAF motorcycle exhaust systems die, hoewel de naam anders doet vermoeden, tot de beste uitlaatfabrikanten in Nederland behoort met als specialiteit expansiepijpen voor racemotoren. En niet alleen zijn die pijpen intussen gemaakt; ze zijn ook al op de proefbank geweest.

Het resultaat was verrassend...

wordt vervolgd

Fig. 28: Richtlijnen voor tailpijp en demper. De tailpijp mag niet te lang worden. Daarentegen geldt voor de demper: hoe langer, hoe beter. Steenwol (die in de woningbouw op grote schaal wordt gebruikt voor isolatie), is het meest geschikte absorbtiemateriaal voor de ruimte tussen de geperforeerde demperbuis en de buitenwand van de demper.



stroke-tuning.nl

Alles wat u altijd al hebt willen weten over

EXPANSIE-UITLATEN

deel 5

In deze serie artikelen over expansiepijpen hebben we inmiddels zoveel afleveringen vol met theorie en formules achter de rug, dat er waarschijnlijk geen hond meer is overgebleven die ze nog leest. Maar voor de doorzetters die zich door alle voorgaande afleveringen hebben heengeworsteld, volgt nu de beloning: we gaan onze pas verworven wetenschap in praktijk brengen: we gaan een stel pijpen maken voor een Yamaha productie-racer.

Hond

Maar voordat we ons hiermee gaan bezighouden, wil ik even reageren op een opmerking van ene Karel Hubert in het vorige nummer van MOTO 73. Karel presenteert in dat nummer op pagina 30 zijn Persoonlijke Top-Tien en noemt op de zesde plaats mijn „levenswerk over expansie-uitlaten“.

Nu ben ik een bescheiden (ahum) persoon, dus met die zesde plaats (vlak vóór Van Agt) kan ik nog wel genoeg nemen. Wat dat „levenswerk“ betreft, zit je echter goed mis, Karel. Zeker, ik interesseer me hevig voor de gebeurtenissen in uitlaatpijpen, maar er zijn in het leven toch belangrijkere zaken, waar ik echter in dit blad niet op in kan gaan omdat we ook jeugdige lezers hebben.

Tenslotte is het Karel opgevallen dat er niemand een hond heeft die Expansie heet. Die opmerking berust echter op een misverstand. Ik probeer niet uit te leggen, hoe je Expansie moet uitlaten, maar hoe je expansie-uitlaten moet berekenen.

Trouwens, mijn hond heet niet Expansie, maar Wout, hoewel het geen politiehond is.

Voor alle volledigheid: Wout is het produkt van eendrachtige samenwerking tussen een Duitse Herder en een Hazewind. Het resultaat is een soortement Herder met extralange, gespierde poten; een Opgevoerde Herder, zou je kunnen zeggen.

Dan had-ie maar geen racemotor moeten worden

Goed, laten we ons dan nu maar gaan bezighouden met ons slachtoffer, de Yamaha TZ 250. Het gegeven waar alles om draait bij het berekenen van uit-

laatpijpen, is het maximum toerental n , dus dat moeten we het eerst weten.

In deel 4 van deze vervoer serie heb ik verteld, hoe je n kunt vaststellen, namelijk met formule XI:

$$n = \frac{30 \times \text{max. zuigersnelheid}}{\text{slag}} \times$$

$$\sqrt{\frac{\text{slag}}{\text{boring}}}$$

Als maximale zuigersnelheid mogen we voor een racemotor 22,5 meter per seconde kiezen; de boring en slag bedragen allebei 54 mm, en het maximum toelaatbare toerental wordt dan:

$$n = \frac{30 \times 22,5}{0,05} \times \sqrt{\frac{0,54}{0,054}} = 12.500 \text{ t/min.}$$

Twaalf en 'n half duizend toeren, da's niet te weinig. Zeker niet, als je nagaat dat Yamaha zelf voor z'n TZ 250 een maximum toerental noemt van 10.000 tot 10.500 t/min. (de officiële publikaties spreken elkaar op dit punt soms tegen). We liggen dus met ons berekende maximum toerental minstens 2000 toeren boven de waarde die de fabriek opgeeft.

„Dan had-ie maar geen racemotor moeten worden“, zou je kunnen zeggen. Bovendien weten we uit ervaring dat die officiële cijfers aan de zeer voorzichtige kant zijn; in de praktijk draaien alle twee en 'n halfjes minstens elfduizend toeren.

Maar om mijn geweten te sussen besloot ik, het maximum toerental te beperken tot 12.000 t/min. Achteraf heb ik daar spijt van gekregen, want ik ben ervan overtuigd dat een nog beter resultaat bereikt had kunnen worden, wanneer ik de expansiepijpen konsekwent zou hebben berekend voor 12.500 t/min. Maar gebeurd is gebeurd; naar het vermogen van die 12.500 toeren-pijpen kunnen we slechts raden, maar de 12.000 toeren-pijpen zijn inmiddels op de proefbank uitgetoet, zodat we daarover zekerheid hebben.

Uitlaattiming

Om de belangrijkste lengtemaat L van een expansie-uitlaat te kunnen berekenen moeten we behalve het maximum toerental ook de timing van de uitlaatpoort weten. Nu kun je natuurlijk een

gradenschijf bevestigen op het uiteinde van de krukas en daarmee vaststellen, hoeveel graden deze poort in totaal open staat. Maar niet iedereen heeft zo'n gradenschijf; daarom heb ik een eenvoudiger oplossing uitgewerkt.

Eerst zetten we een van de beide zuigers in het Bovenste Dode Punt; vervolgens draaien we de krukas voorzichtig, totdat de zuiger zo ver is gedaald, dat de uitlaatpoort juist een fractie begint te openen. Met een schuifmaat meten we, hoever de zuiger is gedaald ten opzichte van het BDP. Deze maat delen we door de slag, die bij de Yamaha TZ 250 54 mm bedraagt, en de uitkomst zoeken we op in de tabel van fig. 29, waarna we rechtstreeks de totale timing in graden kunnen aflezen.

Bij een TZ 250 bedraagt de afstand tussen de bovenkant van de uitlaatpoort en het BDP 25 mm. Delen we die 25 mm door de slag van 54 mm, dan krijgen we als uitkomst 0,463. In onze tabel is die 0,463 niet te vinden, maar wel treffen we de getallen 0,457 en 0,466 aan. Onze waarde van 0,463 ligt daar tussenin, dus weten we alvast dat de uitlaattiming tussen de 202 en 204 graden ligt, en dichter bij de 202 dan bij de 204. Het komt er op neer, dat de Yamaha TZ 250 een uitlaattiming van 202,5° heeft. Normaliter berekenen we de belangrijkste lengtemaat L van een expansie-uitlaat met de formule

$$L = \frac{(a - 20^\circ)}{n} \times 41,666 \text{ (I);}$$

maar in deel 2 van onze uitlaattory hebben we gezien, dat we voor racemotoren met brede poorten die 185° of meer openstaan, deze formule mogen vereenvoudigen tot $L = \frac{7500}{n}$ (II).

Wel, de uitlaatpoort van onze Yamaha voldoet aan die voorwaarden, dus mogen we deze laatste formule toepassen.

$$\text{Dus: } L = \frac{7500}{12000} = 0,625 \text{ m.}$$

Dat is nou vervelend

De volgende waarde die we nodig hebben, is de begindiameter d_1 van onze pijpen, die vinden we met formule III (zie deel 3):

$$d_1 = 0,003 \sqrt{\text{cil. inhoud} \times n.}$$



Voor n hebben we 12.000 t/min gekozen, en de exakte inhoud voor een TZ 250 is 123,6 cc per cilinder. Vullen we deze waarden in formule III in, dan vinden we dat $d_1 = 36,5$ mm.

Kijk, dat is nou vervelend. Want in werkelijkheid hebben de uitlaatspruitstukken van de Yamaha race-cilinders een diameter van 40 mm. Dat houdt in, dat we alleen de grootste diameter d_{max} van onze expansiepijp en de diameter d_1 van de tailpijp eenvoudig kunnen berekenen. Namelijk:

$$d_{\text{max}} = 2,9 \times 36,5 \text{ mm} = 106 \text{ mm,}$$
$$\text{en } d_1 = 0,55 \times 36,5 \text{ mm} = 20 \text{ mm.}$$

Omdat de diameter van de uitlaatspruitstukken niet overeenstemt met onze berekende d_1 , moeten we alle tussenliggende diameters van de pijp uitknobbelen met behulp van formule X uit deel 3.

Trouwens, pak deel 3 er maar even bij (als u dat nog niet gedaan had), want we zullen nu een keuze moeten maken uit de verschillende mogelijkheden die we hebben.

Willen we vlug klaar wezen, dan kunnen we een expansiepijp volgens figuur 15 gaan maken. Een dergelijke pijp is echter niet alleen eenvoudig, maar ook onnauwkeurig. Er treden hier en daar flinke afwijkingen op ten opzichte van de ideale uitlaatvorm, en dat moeten we niet hebben. We willen per slot van

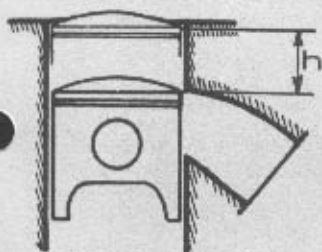


Fig. 29: *h* is de afstand in millimeters tussen het punt, waarop de zuiger juist de uitlaatpoort begint te openen, en het Bovenste Dode Punt (dat soms wel, maar niet altijd samenvalt met de bovenkant van de cilinder). Delen we de maat *h* door de slag van de zuiger en zoeken we de uitkomst op in de tabel, dan kunnen we het aantal graden poortopening aflezen.

a	$\frac{h}{\text{slag}}$	a	$\frac{h}{\text{slag}}$
140	0,727	180	0,564
142	0,719	182	0,555
144	0,712	184	0,546
146	0,704	186	0,537
148	0,696	188	0,528
150	0,689	190	0,519
152	0,681	192	0,511
154	0,673	194	0,502
156	0,665	196	0,493
158	0,657	198	0,484
160	0,648	200	0,475
162	0,640	202	0,466
164	0,632	204	0,457
166	0,623	206	0,448
168	0,615	208	0,439
170	0,607	210	0,430
172	0,598	212	0,421
174	0,589	214	0,412
176	0,581	216	0,404
178	0,572	218	0,394
		220	0,385

rekening weten of onze uitlaatformules in de praktijk goede resultaten geven en daar kunnen we alleen achter komen als de vorm van onze pijpen ook werkelijk overeenkomt met het berekende ideaal.

De beste benadering krijgen we met figuur 19, maar in het geval van onze Yamaha- pijpen heb ik gekozen voor figuur 18. Waarom? Wel, het cilindrische deel van de pijp tussen punt A en punt B moet bij de uitlaat volgens fig. 18 0,16 L worden. We weten dat $L = 0,625$ m, dus $0,16 L = 0,100$ m ofwel 100 mm. Nu zijn

bij een Yamaha produktieracer de uitlaatspruitstukken aan de cilinder 80 mm lang. Aan de uitlaatpijpen komen flenzen die over deze spruitstukken heen vallen. Wanneer we nu zorgen dat die flenzen na de spruitstukken nog 20 mm doorlopen, zitten we precies aan die maat van 100 mm. Het gedeelte A-B van onze pijpen hoeven we dan niet meer afzonderlijk te vervaardigen.

Goed, dan duiken we nu midden in de problemen. We moeten namelijk de diameters in punt C en punt D berekenen. Dat doen we zoals gezegd met formule X uit deel 3. d_1 was bij onze Yamaha 40 mm in plaats van 36,5 mm; dan wordt de diameter bij punt D:

$$d_D'' = \frac{d_{\max} - d_1'' \times P_D}{P_D + 1} \text{, ofwel:}$$

$$d_D'' = \frac{106 + 40 \times 1,209}{1,209 + 1} = 69,8 \text{ mm.}$$

Vervolgens komt de diameter in punt C aan de beurt:

$$d_C'' = \frac{d_D'' + d_1'' \times P_C}{P_C + 1} \text{, ofwel:}$$

$$d_C'' = \frac{69,8 - 40 \times 4,548}{4,548 + 1} = 45,4 \text{ mm}$$

Zo, dat zit er op. Wat nu volgt, is een fluitje van een cent. We weten namelijk alle diameters en het berekenen van de lengtes zal geen enkel probleem opleveren. We moeten alleen nog even L_{\min} vaststellen. En da's ook al doodsimpel, want die kunnen we vinden in deel 4. Daar staat namelijk dat voor wegracemotoren tussen 125 en 350 cc de lengte $L_{\min} = 1,35 L$.

Dus: $L_{\min} = 1,35 \times 0,625$ m = 0,844 m. De lengte van de eindconus wordt dan $(L - L_{\min})$ en dat is 0,219 m ofwel 219 mm. In figuur 30 vinden we onze complete pijp, met demper en al. Onder de diverse conussen staan nog enkele gegevens die we nodig hebben voor de fabricage. Maar daarover vertel ik straks meer.

Voordat we aan het knippen, buigen en lassen slaan, nog even enkele tips. Expansie-uitlaten zijn opgebouwd uit blik, niet-waar? Nee, niet waar. Blik is namelijk dunne staalplaat met daar overheen een laagje zink

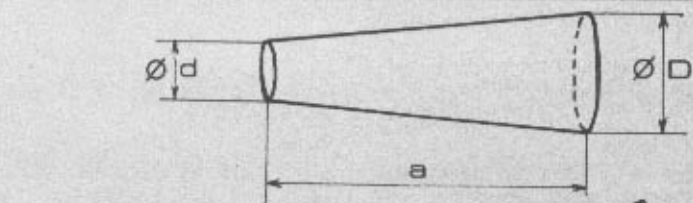
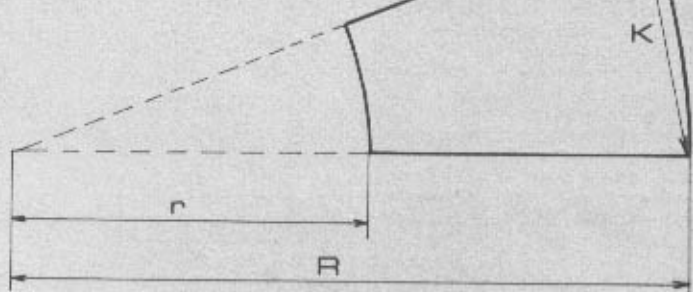


Fig. 31: Een trechter en een bijbehorende uitslag.



om roestvorming te voorkomen. Maar wanneer we blik gaan lassen, verbrandt dat laagje zink door de hitte van de lasvlam. Er ontstaat dan een vieze witte walm van giftig zinkoxide en bovendien komt er door de aanwezigheid van het zink niets terecht van een solide las.

We moeten dus zorgen dat we blanke staalplaat, zonder zink of iets dergelijks er overheen, op de kop tikken.

Ook de dikte van de plaat heeft een grote invloed op het uiteindelijke resultaat. Hoe dunner we de plaat kiezen, des te lichter worden de uitlaatpijpen. Maar hoe dunner de plaat, des te moeilijker wordt het ook om 'm te lassen zonder er om de haverklap een gat in te branden. Dikke plaat is veel gemakkelijker lasbaar, maar het knippen en buigen wordt een stuk moeilijker. Plaatmateriaal met een wanddikte van 0,7 tot 0,8 mm werkt het prettigst, als u met eenvoudige middelen een stel pijpen wilt vervaardigen.

Uitslag

Elke expansiepijp is opgebouwd uit een aantal trechters en een paar cilindrische stukken. Die trechters en cilinders zijn op hun beurt vervaardigd uit stukken staalplaat, die worden uitgeknipt en vervolgens rondgebogen en gelast. Wanneer we een trechter

met bepaalde afmetingen willen maken, zullen we moeten beginnen met het uitknippen van de staalplaat in een bepaalde vorm. Zo'n plat stuk plaat waaruit we door rondbuigen een trechter vervaardigen, heet een „uitslag“ (niet verwarren met de resultaten van een wedstrijd, of met een huidandoening).

In fig. 31 ziet u een trechter plus de bijbehorende uitslag. De afmetingen van de trechter waar het op aan komt, zijn de grootste diameter D, de kleinste diameter d, en de lengte a. De afmetingen van de uitslag worden bepaald door de grote straal R, de kleine straal r, en de koorde K.

Wanneer we nu de waarden van R, r en K weten, kunnen met behulp van een passer heel eenvoudig de uitslag aftekenen op een plaat staal. Maar hoe komen we aan die waarden voor R, r en K?

Inderdaad, via een paar formules (ik kan 't ook niet helpen). Wanneer we D, d en a weten, berekenen we eerst R met de formule:

$$R = \frac{D \times a}{D - d} \text{ (XII)}$$

Vervolgens berekenen we r:

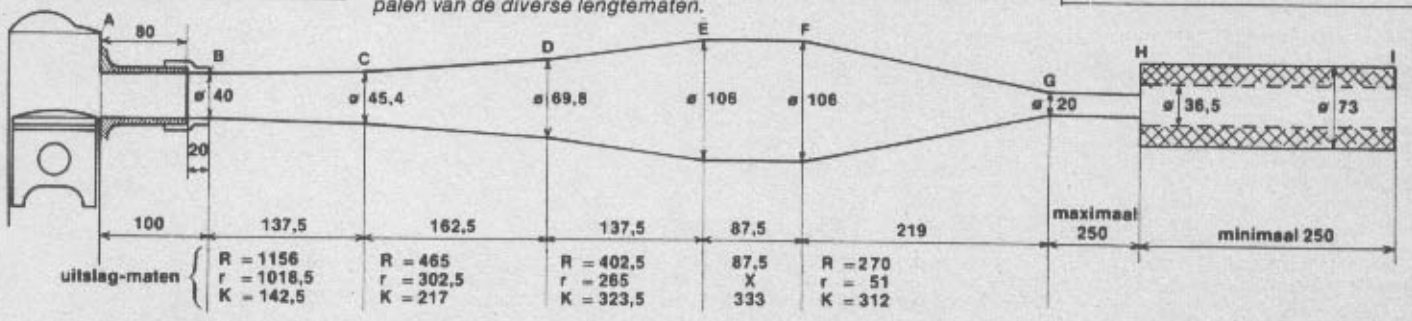
$$r = R - a \text{ (XIII)}$$

Tenslotte berekenen we K:

$$K = 2R \times \sin \frac{90D}{R} \text{ (XIV)}$$

Maar nu moet u niet denken: „Bah, alweer rekenwerk!“ De service van MOTO 73 is namelijk grandioos en alle waarden voor R, r en K zijn al netjes voor u uitgerekend. U vindt ze in

Fig. 30: Onze kant-en-klare expansiepijp voor de Yamaha TZ 250. De flens van de uitlaatpijp en het uitlaatspruitstuk van de cilinder vallen 20 mm in elkaar; laat u daardoor niet van de wijs brengen bij het bepalen van de diverse lengtematen.



figuur 30 onder de desbetreffende conussen, evenals de maten voor de rechthoekige uitslag van het cilindrische deel E-F.

Scherp

Om R, r en K op onze plaat staal te kunnen aftekenen, hebben we in de praktijk een knoert van een passer nodig, die we heel eenvoudig zelf kunnen maken door in een lat twee spijkers te slaan, die dienst doen als de punten van de passer. Daarmee kunt u (als u de spijkers tenminste op de goede afstand van elkaar in de lat hebt gemept) de cirkelbogen in de plaat krassen. Vervolgens knippen we met een blikshaar de uitslagen uit. Trek wel een paar oude handschoenen aan, want de randen van geknpte staalplaat zijn verbazend scherp....

Het rondbuigen van de uitslagen gaat het beste om een conische vorm, maar die zult u wel niet voor het grijpen hebben liggen. Een binnenvorkpoot die u stevig in de bankschroef klemt, vormt een redelijk hulpmiddel. De randen die bij het lassen tegen elkaar komen liggen, mag u met een rubber of houten hamer even rondtikken, maar verder moet het buigwerk gewoon met de duimen gedaan worden; dat geeft het mooiste resultaat.

En dan het lassen. Elektrisch lassen kunt u wel vergeten, tenzij u een CO₂-installatie hebt. Autogeen lassen gaat goed, wanneer u eenmaal gewend bent aan het zeer dunne plaatmateriaal. Dat wennen gaat het beste, wanneer u eerst het afval van het knippen aan elkaar probeert te bakken. De kans dat u enorme gaten in de uitslagen brandt, wordt dan iets kleiner.

Bochtenproblemen

In één van de vorige afleveringen heb ik al opgemerkt, dat het vervaardigen van de conische bochten, die nodig zijn voor onze expansiepijpen, moeilijkheden kan opleveren. Het gemakkelijkst is natuurlijk om gebruik te maken van bestaande bochten, maar die moeten dan wel exakt het juiste verloop hebben natuurlijk. Nu wil het geval dat de bochten van de oude Yamaha TZ 350 C (uit 1976) precies goed zijn. Als u een stel van die oude pijpen weet op te scharrelen, bent u dus vlug klaar.

Eén ding is echter belangrijk: wanneer u de bochten op de juiste lengte hebt afgezaagd, moet u ze van binnen en van buiten goed schoonmaken. Vooral de binnenkant moet zorgvuldig worden ontdaan van koolaanslag. Doet u dat niet, dan gaat die kool namelijk tijdens het lassen inwerken op het roodgloeiende metaal met als gevolg dat het materiaal vlak naast de las zeer bros wordt. Op die plaats zal na verloop van tijd gegarandeerd een scheur optreden.

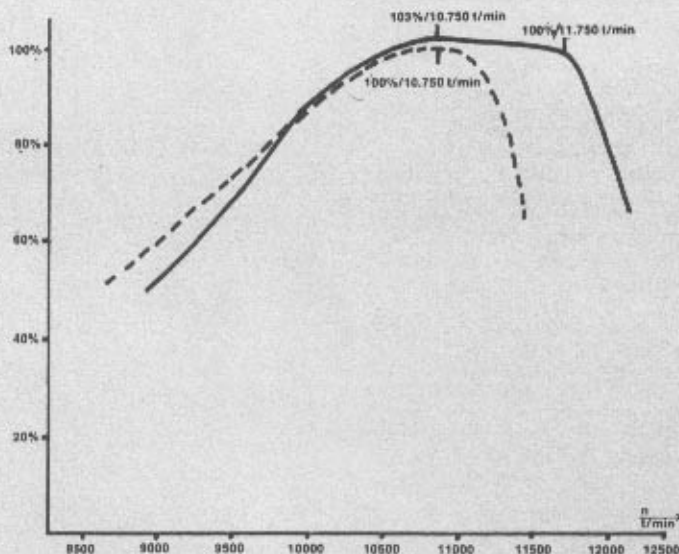


Fig. 32: Het resultaat van de proefbankmetingen. De gestippelde lijn geeft de vermogenskromme voor een originele Yamaha-uitlaatpijp; de getrokken kromme laat zien wat onze pijp er van terecht brengt.

En dat is dan tevens een tip voor iedereen die een expansiepijp met een scheur heeft: als u 'm last, scheurt-ie altijd opnieuw. Doorzagen, zorgvuldig schoonmaken en dan pas lassen, dat is de enige goede oplossing. Ziet u geen kans, een stel TZ 350 C- pijpen op te duikelen, dan wordt het maken van de bochten lastiger. Het is theoretisch mogelijk om de bochten op te bouwen uit een groot aantal wigvormige stukjes conus, maar het resultaat is meestal niet om over naar huis te schrijven.

Persoonlijk heb ik de gemakkelijkste oplossing gekozen: ik heb m'n pijpen laten maken door iemand die zich daarin gespecialiseerd heeft, namelijk weg-racecoureur Albert Siegers. Albert runt in samenwerking met ex-Yamaha fabrieksmonteur Ferry Brouwer en Melvyn Frey de firma MAF motorcycle exhaust systems, die op bestelling pijpen maakt voor iedere willekeurige motor.

Op de proefbank

Om vast te stellen, of onze pijpen nu werkelijk beter zijn dan de originele uitlaten die Yamaha onder z'n produktieracers hangt, werd een TZ 250 eerst op de proefbank gezet met de standaard- pijpen, en daarna met onze eigen pijpen. Weliswaar zou een circuit-test nog beter geweest zijn omdat daarbij niet alleen het topvermogen, maar ook de invloed van de powerband duidelijk tot uiting komt in de rondetijden. Maar om voor de hand liggende redenen (het was november toen we onze pijpen voor het eerst konden proberen) moesten we met die proefbankmetingen genoegen nemen.

Tja, en daar sta je dan. Je denkt dat je alles zorgvuldig hebt uitgedacht, maar gaan al die fraaie theorieën in de praktijk ook werkelijk op? En bovendien: je

moet van goeden huize komen om betere pijpen te maken dan de originele Yamaha- produkten. Die jongens in Japan zijn tenslotte óók niet van gisteren... U vermoedt waarschijnlijk al wat het resultaat van de metingen was. Niemand staat immers graag voor joker en ik zou dit hele verhaal niet gepubliceerd hebben, als de proefbank me ongelijk zou hebben gegeven. Kortom, kijkt u maar even naar figuur 32. Daar ziet u gestippeld de vermogenskromme die met de originele Yamaha- pijpen werd gemeten, terwijl de getrokken kromme het resultaat van al ons rekenwerk laat zien.

Omdat ik er niets voor voel om mee te doen aan het noemen van ongeloflijke aantallen pk's, heb ik het vermogen uitgedrukt in procenten. Ik ben ervan uitgegaan dat een standaard TZ 250 100% levert. Die 100% wordt bereikt bij 10.750 t/min. Bij datzelfde toerental leveren ook onze speciale pijpen hun maximum vermogen, namelijk 103%. Die 3 procent winst mag geen naam hebben, maar ik had immers al opgemerkt dat het niet eenvoudig zou zijn om het originele Yamaha- produkt te verbeteren.

Wél opvallend is het zeer vlakke verloop van de kromme ná het maximum. Bij 11.500 t/min leveren de standaardpijpen nog maar 60% van hun vermogen, terwijl onze uitlaten nog steeds een fractie boven de 100 zitten. En bij 11.750 laten de originele pijpen het volkomen afweten, terwijl wij nog altijd op 100% zitten.

Remmende invloed

Is die zeer vlakke vermogenskromme een typische eigenschap van de pijpen die wij hebben berekend? Nee, ik geloof het niet. De meest waarschijnlijke verklaring lijkt me, dat die vlakke kromme ontstaat door de tegengestelde werking van inlaats- en uitlaatsysteem.

Het inlaatsysteem van een TZ 250 werkt optimaal bij ongeveer 9500 t/min; bij hogere toerentalen wordt de vulling weer slechter. Onze pijpen zouden in feite hun maximum invloed op het vermogen moeten uitoefenen in de buurt van de 12.000 t/min, maar de remmende invloed van de inlaatzijde wordt bij het oplopen van het toerental steeds sterker. Vandaar dat de vermogenskromme zo'n „afgeplatte" vorm heeft.

Wat onze pijpen onder de 10.000 toeren minder vermogen leveren dan de standaardpijpen, zou z'n oorzaak kunnen vinden in de te grote diameter d₁. We hadden immers berekend dat d₁ 36,5 mm moest zijn, maar vanwege de diameter van de uitlaatspruitstukken moesten we noodgedwongen naar 40 mm. Een vulstuk in de spruitstukken zou mogelijk een positieve invloed kunnen hebben.

Een nog veel grotere positieve invloed op het vermogen verwacht ik van wijzigingen in het inlaatsysteem. Ik vraag me af, hoe de vermogenskromme er tussen 10.750 en 12.000 t/min uit zal zien, wanneer ook het inlaatsysteem op een hoger toerental afgestemd wordt, zodat de „remmende invloed" verdwijnt. Wat zouden onze pijpen doen in combinatie met bijvoorbeeld 38 mm carburateurs in plaats van de 34 mm standaard-exemplaren?

Zodra ik er achter ben, zal ik het u laten weten. Tot dan.

Frits Overmars