

Appendix 4: Korte kanalen en de schuifslag

De Chief Mechanical Engineer van de Great Western Railway in Engeland, Churchward, heeft aan de wieg gestaan van de ontwikkeling naar grotere schuifslagen. In Frankrijk had hij een compoundlocomotief, France, mogen kopen ter beproeving. Churchward bleek ook uitstekend op de hoogte van de ontwikkelingen in Amerika, hij heeft er o.a. zijn ketelontwerp en zijn schoorsteen - exhaust ontwerp behoorlijk door laten beïnvloeden. Gebaseerd op de proeven met de compoundlocomotief France zijn er vervolgens systematisch verbeteringen aangebracht aan de met normale expansie werkende originele GWR locomotieven. De France kende ten opzichte van de GWR locomotieven echter enige verschillen, uiteraard de compounding, de 4 cilinderuitvoering, de anders bemeten stoomkanalen en het later door Churchward overgenomen twee-assige loopstel. Ook de slag van de schuif was groter dan de door de Engelsen toendertijd als normaal gehanteerde ca 4 inch. De Fransen hebben dit waarschijnlijk over gehouden van de Crampton-locomotieven, een in Engeland niet, maar in Frankrijk wel geslaagd en gebruikt type.

Locomotiefontwerpers zijn in het algemeen wel overtuigd van het nut van een grotere schuifslag, in het boek "De Locomotief" van Harterink en Mook staat o.a. een uitgebreide opsomming van de effecten van wijzigingen in het stoomverdelings-mechanisme, uiteraard daar opgesomd voor de buitenladende bakschuif, zodat er over verkleinen van de schuifslag wordt geschreven!

Tussen de theorie en de praktische toepassing gaapt echter een groot gat. Men was ervan overtuigd dat de grotere slag alleen maar problemen door extra slijtage zou opleveren. Maar zoals gebruikelijk is er altijd wel iemand die daar anders over dacht. De Scenectady bijvoorbeeld, de speciale proefstandlocomotief van de Amerikaanse Prof. W.F.M. Goss, had tijdens de proeven aan het begin van deze eeuw, waarmee Churchward bekend was, al bakschuiven met een slag van 6 inch.

Churchward heeft echter met een kleine stoommachine proeven genomen om de optimale combinatie van toevoerlap en schuifslag te vinden. Hij heeft daarbij kennelijk verrassende verbeteringen gevonden en vervolgens al zijn verdere locomotiefontwerpen met een grote toevoerlap en schuifslag uitgevoerd. Overmatige ruchtbaarheid werd daar verder niet aan gegeven. De gevolgen voor het uiterlijk van de locomotieven waren echter wel zichtbaar omdat de schuifkast verder naar buiten moest worden uitgebouwd.

Het verrassende is dat tussen rond 1908 en 1924 de GWR deze ontwikkeling eigenlijk als enige heeft benut. De andere Engelse maatschappijen zaten echter niet stil en begonnen zich af te vragen waarom het stoom- en kolen-verbruik bij de GWR zo gunstig lag. Geloven dat de invloed van de schuifslag dezelfde orde van grootte op het verbruik had als bijvoorbeeld oververhitting wilde men echter niet! Uiteindelijk zijn er in april/mei 1925 vergelijkende proeven gehouden tussen een LNER locomotief van Gresley en een van Churchwards GWR, de nog steeds bestaande Pendennis Castle, die in het voordeel van de GWR werden beslist. Er bleek een verschil in kolenverbruik te zijn in de orde van 5 tot 11%. Later dat jaar, tijdens de herdenking van de opening van de lijn Stockton-Darlington in 1825 hebben volgens de verhalen tekenars stiekem 's nachts de schuifmechanieken van de GWR locomotief nagemeten. Een van de assistenten van Gresley, Spencer, wist vervolgens zijn chef na veel soebatten over te halen een proef te nemen met wijzigingen van het stoomschuifmechaniek. De resultaten van deze proef toonden een teruggang aan in het kolenverbruik van 50 naar ongeveer 40 engelse ponden per mijl. Nock geeft in zijn boeken over de Gresley Pacifics ter vergelijking de volgende waarden van het kolenverbruik:

Locomotief	Schuifslag	Verbruik
LNER A3 2C1 origineel	115,9 mm	13,7 kg/km (1923)
Idem, schuifslag nu	146 mm	10,95 kg/km (1928)
Idem, druk 12,6 > 15,5 en Cylinders van 508 > 464	146 mm	9,97 kg/km (1928)

Zoals valt te zien bestaat er een orde van 20% verbetering in de verbruiken van de gewijzigde locomotief. Gresley liet zich verder overtuigen, bouwde de bestaande locomotieven om en voerde nieuwe ontwerpen steeds uit met schuifslagen van ca 6 inch. De resultaten van al dit uitzoeken culmineerden o.a. in het ontwerp van de Mallard, de houder van het wereldrecord in snelheid van stoomlocomotieven. Grotere schuifslagen waren daarna dagelijkse praktijk bij de bouw van nieuwe engelse locomotieven.

Deze ontwikkeling is aan Nederland in het geheel voorbij gegaan. Rond 1930 kreeg men wel in de gaten dat korte kanalen tussen schuifkast en cilinder een gunstige uitwerking hadden. Als gevolg daarvan werden de cilinderblokken van een aantal locomotieven van de 3700 en 6100 serie vernieuwd.

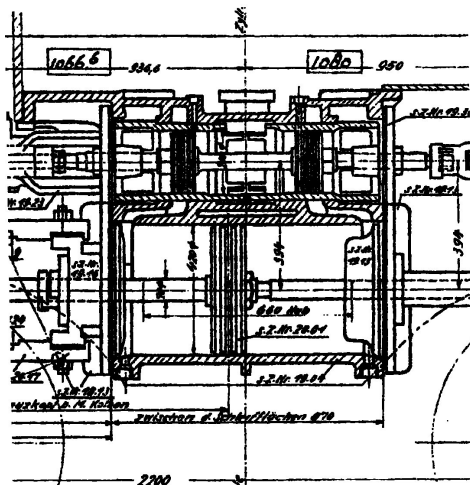


Fig. 1 Cilinderblok
3700/6100 oude uitvoering

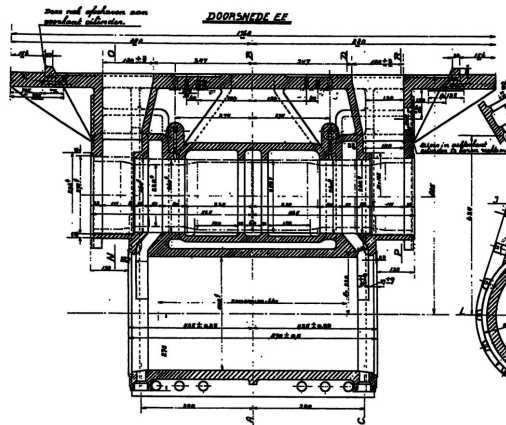
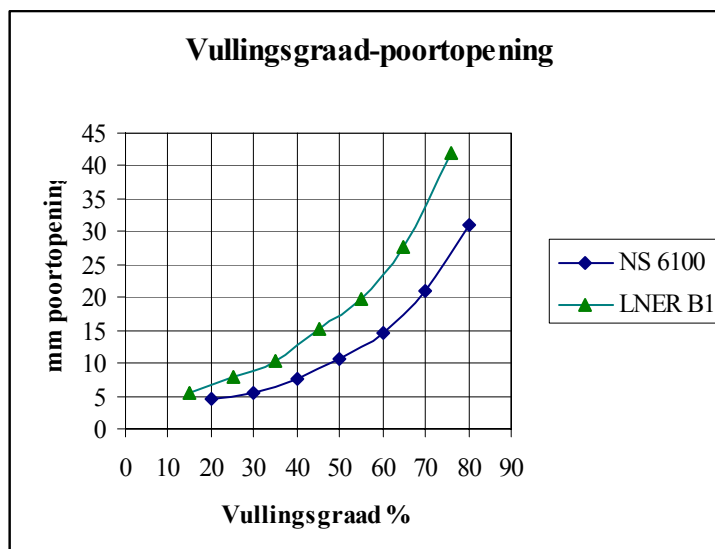


Fig. 2 Cilinderblok 3700/6100
vernieuwd

De oude uitvoering van de NS 3700 en 6100 hadden cilinderblokken met S-bocht kanalen. Zoal te zien valt is de schuifkast van het vernieuwde blok 130 mm naar buiten gebouwd om plaats voor de korte kanalen op de kop van de schuifkast te krijgen. Jammer genoeg heeft men ook niet tegelijk de schuifslag en toevoerlap gewijzigd. Uit de tekening van het gewijzigde mechaniek (Henken Stoomlocomotieven serie 6100, blz 46) en het rapport over de proeven met de LNER B1 door British Railways (Bulletin 2 fig. 5) zijn de volgende verschillen te halen.

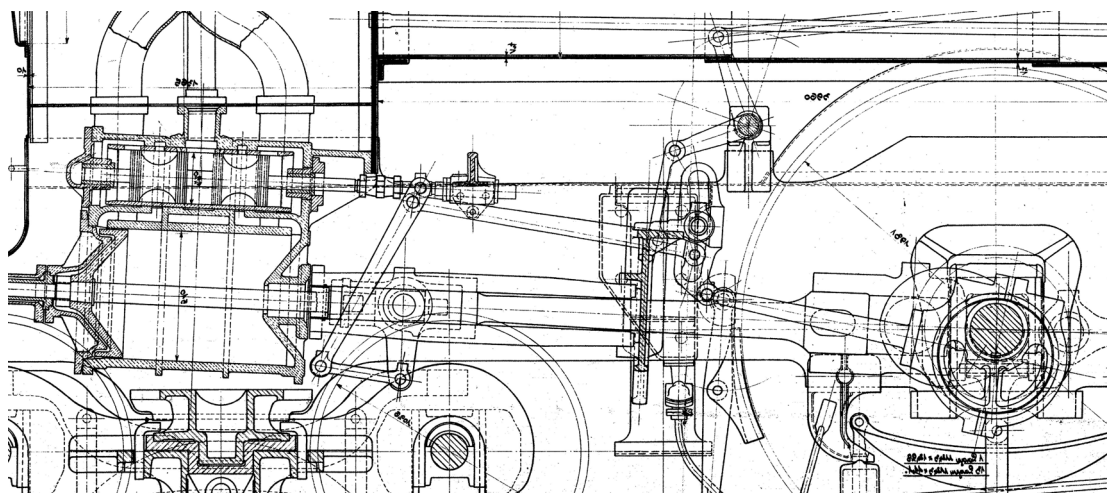


De 6100 heeft een maximale schuifslag van 106 mm en een toevoerlap van 22 mm. De LNER B1 daarentegen heeft een slag van 169 mm en een lap van 41,275 mm, resp. dus 60% en 188% groter.

Vergeleken met de resultaten van de proeven met andere engelse locomotieven uit de Class 4 groep, de LMS 2-6-0 class 4 (Bulletin 3) en de BR standard 4-6-0 class 4 (Bulletin 5) blijkt de LNER B1 het laagste specifieke brandstof verbruik te hebben en dus het meest zuinig te zijn. Met een trein van 400 ton is het kolenverbruik per ton mijl bij 70 mijl/uur bij de B1 0,0876 lb, bij de BR4 al 0,12 lb en bij de LMS4 0,092 lb, dit echter al bij 60 mijl/uur.

Voor de verdere uitwerking van het stoommechanisme van de NBDS 38 zullen de gegevens van deze B1 maatgevend zijn.

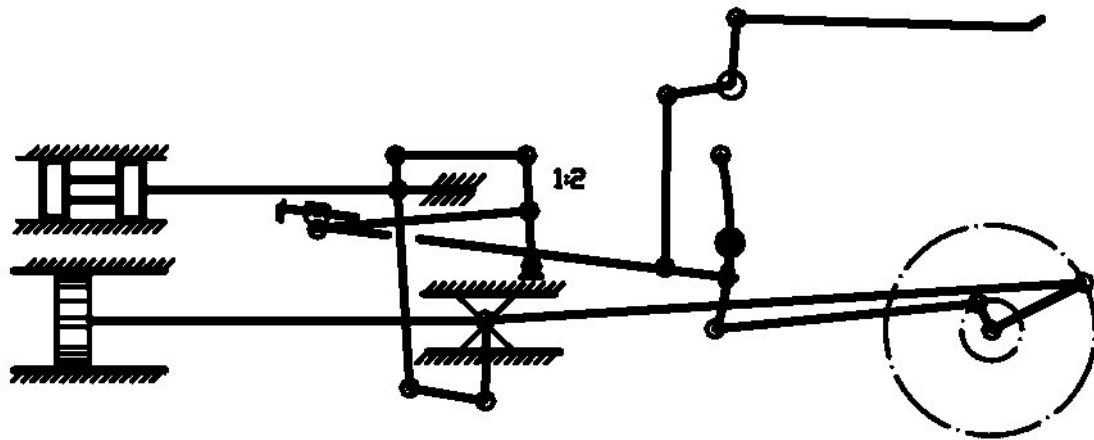
Uitgangspunt is dus een schuifslag van ca. 169 mm en een toevoerlap van 41,275 mm.



Uit de tekening van de NBDS 36 blijkt de excentriciteit van het Walschaert excentriek op de as 8 inch of 203,2 mm te zijn. Verder ligt het aangrijpingspunt van de schaarstang 10,5 inch of 266,7 mm onder het draaipunt van de schaar en in de getekende stand staat het schaarblokje met de schuifstang 110 mm onder datzelfde draaipunt. De schuifslag wordt daarmee $110/266,7 \cdot 203,2 = 83,8 \text{ mm}$. Dat is zo goed als de helft van de schuifslag van de B1. Het voorstel is dan ook om een 1:2 hefboom in het mechaniek toe te passen. Om de benodigde 84,5 mm slag vanuit de schaar te krijgen zou het blokje moeten zakken naar 111 mm. Dat kan weer door het iets verkorten van de verticale ganghandelhefboom op de wentelas zodat de ganghandelstang iets lager aangrijpt en de hefboomen iets verder te kunnen draaien. Het probleem wordt nu het onderbrengen van de 1:2 tuimelhefboom. De schaarstang van de originele locomotief is maar 965 mm lang en was zowel bij de buitenladende bakschuif van de met verzadigde stoom werkende machine als bij de getoonde E-zuigerschuif van de machine met oververhitting onder de schuifstang aan de voorloophefboom bevestigd. Omdat het nieuwe cylinderblok gewone binnenladende bosschuiven zou moeten krijgen, komt de bevestiging van de schaarstang aan de voorloophefboom in ieder geval boven de schuifstang. De schaarstang zou moeten worden ingekort omdat er een scharnierende stang vanaf de 1:2 tuimelhefboom boven de schuifstang aan de voorloophefboom vast moet zitten. Als die stang zeg 250 mm wordt zou de schaarstang met diezelfde lengte moeten worden ingekort en daarmee de straal van de schaar worden verkleind.

Dit laatst is niet wenselijk. Er wordt dus gekozen voor een oplossing waarbij conform de Stephenson uitvoering op de NS 5800, de schuifstang eindigt op een linear lager, een kruiskop. Het hele mechaniek wordt nu als het ware dubbelgevouwen, er gaat een

stang terug naar de tuimelhefboom op de hefboomwentelas. In het verlengde van de schuifstang zit op deze as de 1:2 tuimelhefboom gemonteerd die met een tussenstang de schuif gaat aandrijven. Het schema zou eea duidelijk moeten maken.



Figuur 3 Walschaert mechaniek met 1:2 tuimelhefboom

Overigens kan de kruiskop aan het einde van de schaarstang ook worden vervangen door een hefboom op een wentelas zodat de teruggaande stang om 2 wentelassen beweegt.

De bemating kan dan als volgt worden: poortwijdte $1 \frac{3}{4}$ in. = 44,45mm. Lap $1 \frac{5}{8}$ in. = 41,275 mm. De schuifslag is dan theoretisch 2 keer poort+lap = $2 * (44,45 + 41,275)$ wordt 171,45 mm en bij de B1 praktisch als 169 mm uitgevoerd. De breedte van de schuif is dan lap+poort of 85,725 mm. De voorloophefboom moet voor de lap- en de vooropening correctie op de schuifslag zorgen en wordt 790 mm onder de stuifstang en 123 mm erboven. Dit uitgaande van de vooropening van de B1, $\frac{1}{8}$ in. of 3,175 mm. Duidelijk moet zijn dan deze maten bij de definitieve uitvoering iets makkelijker bemaat kunnen zijn ten behoeve van de fabricage.

Conclusie:

Het is mogelijk het drijfwerk en het cylinderblok met schuifkast zodanig aan te passen dat daarmee de min of meer ideale bemating van de B1 wordt bereikt.

Wel moet een en ander nog worden berekend op de gewijzigde belastingen, de grotere afgelegde wegen en de vergrootte druk leiden tot grotere krachten.

J.J.G. Koopmans
December 2011
Rev.01